

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ
ІМЕНІ ПРОФЕСОРА ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **„ Дослідження характеристик зношування деталей
фрикційних передач трансмісій автомобілів та технологій їх
відновлення ”**

Виконав: студент 6 курсу групи Ат-61
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Гнатюк Артур Анатолійович
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. Василь РИС
(Прізвище та ініціали)

Рецензент: к.т.н., доц. Олег Сукач
(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ
ІМЕНІ ПРОФЕСОРА ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Зав. кафедри _____
(підпис)

к.т.н., доцент. Андрій ШАРИБУРА
“ 12 ” вересня 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу студенту
Гнатюку Артуру Анатолійовичу

1. Тема роботи: „ Дослідження характеристик зношування деталей фрикційних передач трансмісій автомобілів та технологій їх відновлення”

Керівник роботи: Рис Василь Іванович, к.т.н., доц.

Затверджена наказом по університету 12.09.2024 року № 616/К-С

2. Строк задачі студентом закінченої роботи 05.12.2024 року.

3. Вихідні дані: Науково-технічна література з питань ремонту коробок передач. Показники стану охорони праці в базовому підприємстві.

4. Перелік питань, які необхідно розробити

Вступ

1. КОНСТРУКЦІЇ СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ТРАНСМІСІЙ

2. АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3. МЕТОДИКА ОТРИМАННЯ ТА ОПРАЦЮВАННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СПРАЦЮВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ

4. РЕЗУЛЬТАТИ ОЦІНЕННЯ СПРАЦЮВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ ДИСКІВ

5. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

6. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРОПОНОВАНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ДОДАТКИ

Перелік графічного матеріалу: тема – 1-й слайд; мета роботи та завдання дослідження – 2-й слайд; типи трансмісії, що застосовуються на автомобілях – 3-й; варіанти коробок передач автомобілів – 4-й; класифікація зчеплень – 5-й слайд; аналіз зчеплень, застосовуваних на вантажних автомобілях четвертого класу – 6-й слайд; діаграма робочого процесу вмикання зчеплення при початку руху транспортного засобу з місця – 7-й слайд; обладнання для вимірювання товщини фрикційних дисків – 8-й слайд; результати опрацювання даних виробничих експериментів - 9-й слайди; пропозиції по вдосконаленню конструкції фрикційної муфти – 10-й слайд; залежність віброприскорень передньої опори вторинного валу коробки передач автомобіля від обертів двигуна -11 слайд; загальні висновки – 12 слайд.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
1, 2, 3, 4	Рис В.І. к.т.н., доц. кафедри агроінженерії та технічного сервісу імені професора Олександра Семковича			
5	Городецький І.М., к.т.н., доцент кафедри фізики, інженерної механіки та безпеки виробництва			

7. Дата видачі завдання: 12.09.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про виконання
1.	Написання розділу: «Конструкції сучасних автомобільних трансмісій»	12.09.24-15.09.24	
2.	Виконання розділу «Аналіз теоретичних досліджень»	16.09. 24-01.10.24	
3.	Виконання розділу «Методика отримання та опрацювання вихідних даних для дослідження спрацювання фрикційних муфт»	15.10.24-30.10.24	
4.	Написання розділу: «Результати оцінення спрацюванні фрикційних дисків»	02.10.24-14.11.24	
5.	Написання розділу: «Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях»	15.11.24-24.11.24	
	Написання розділу: «Розрахунок економічної доцільності впровадження пропонованої технології ремонту»	25.11.24-27.11.24	
7.	Завершення оформлення розрахунково-пояснювальної записки	28.11.24-2.12.24	
8	Завершення роботи в цілому	03.12.24-5.12.24	

Студент _____ Артур ГНАТЮК
(підпис)

Керівник роботи _____ Василь РИС

УДК 629. 631

Дослідження характеристик зношування деталей фрикційних передач трансмісії автомобілів та технологій їх відновлення // Кваліфікаційна робота. Гнатюк Артур Анатолійович. – Кафедра агроінженерії та технічного сервісу імені професора Олександра Семковича – Дубляни, Львівський НУП – 2024. 73 с. – Рис. 26. - Табл. 3. – 33 джерела

Проведено аналіз конструкцій сучасних автомобільних трансмісій, види фрикційних передач, описано переваги їх та недоліки. Досліджено процес перемикання передач під навантаженням, визначено коефіцієнт корисної дії фрикційної муфти. Проведено аналіз стану деталей фрикційних муфт, що поступають в капітальний ремонт. Розглянуто причини зносу поверхонь деталей фрикційних муфт та математичну модель динаміки зношування. Запропоновано варіанти вдосконалення конструкції фрикційних гідромуфт та технологічних методів їх ремонту.

Розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Проведено розрахунок економічної доцільності впровадження запропонованої технології ремонту.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1. КОНСТРУКЦІЇ СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ТРАНСМІСІЙ.....	8
1.1 Типи трансмісій, що застосовуються на автомобілях	8
1.2 Види фрикційних передач	15
1.3 Переваги та недоліки фрикційних передач	18
1.4 Призначення та класифікація зчеплень.....	19
1.5 Огляд вимог, що висуваються до зчеплень	20
Висновок до розділу 1.....	22
2. АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	23
2.1 Аналіз зчеплень, застосовуваних на вантажних автомобілях четвертого класу.....	23
2.2 Дослідження процесу вмикання зчеплення	26
2.3 Дослідження процесу перемикання передач під навантаженням.....	32
Висновок до розділу 2.....	42
3. МЕТОДИКА ОТРИМАННЯ ТА ОПРАЦЮВАННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СПРАЦЮВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ.....	43
3.1. Методика аналізу стану деталей фрикційних муфт	43
3.2. Методика вибору вимірювального інструменту для дефектування фрикційних передач.....	45
3.3. Методика математичного опрацювання статистичних даних.....	47
Висновки до розділу 3	51
4. РЕЗУЛЬТАТИ ОЦІНЕННЯ СПРАЦЮВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ ДИСКІВ.	53
4.1. Результати обґрунтування середнього напрацювання на відмову фрикційних дисків	53
4.2 Рекомендації по вдосконаленню конструкції фрикційної муфти	54
Висновки до розділу 4	59
5. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	61

5.1. Структурно-функціональний аналіз технологічних процесів складання та розбирання машин	61
5.2. Вимоги безпеки до території, приміщень, обладнання і виробничих процесів ремонтних підрозділів	64
5.3. Розробка заходів щодо безпеки в надзвичайних ситуаціях.....	65
6. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРОПОНОВАНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ	67
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	70
ДОДАТКИ.....	74

ВСТУП

Автомобільна галузь постійно розвивається, а вимоги до надійності, довговічності та ефективності її складових, зокрема трансмісій, зростають. Одним із ключових елементів трансмісії є фрикційні передачі, які забезпечують передачу крутного моменту та плавність перемикавання передач. Проте під час експлуатації ці деталі зазнають значного зношування, що впливає на їхню функціональність, призводить до втрат енергії та підвищення витрат на обслуговування і ремонт.

Зношування фрикційних елементів залежить від багатьох чинників, зокрема умов експлуатації, матеріалів, із яких виготовлені деталі, режимів роботи та якості мастильних матеріалів. Вчасне виявлення та оцінка зношування дозволяють знизити ризики виходу з ладу важливих вузлів трансмісії. У цьому контексті особливо актуальним є дослідження методів діагностики, якісного оцінювання стану деталей та розробки ефективних технологій їх відновлення.

Одним із перспективних напрямків є вдосконалення технологій ремонту фрикційних передач, що спрямоване на збільшення їхнього ресурсу без значних витрат. Сучасні технології, такі як використання новітніх матеріалів для відновлення поверхонь або застосування прогресивних методів зміцнення, дозволяють суттєво підвищити довговічність фрикційних елементів.

Метою магістерської роботи є дослідження характеристик зношування деталей фрикційних передач трансмісій автомобілів та обґрунтування ефективних технологій їх відновлення.

Актуальність теми обумовлена необхідністю зниження витрат на ремонт і обслуговування автомобілів за рахунок ефективного відновлення деталей трансмісій, підвищення надійності транспортних засобів та збільшення терміну їх експлуатації. Застосування сучасних технологій у цій

сфері дозволяє вирішувати задачі підвищення ефективності експлуатації автомобілів та забезпечення їх безперебійної роботи.

Дослідження характеристик зношування фрикційних передач та вдосконалення технологій їх відновлення сприятимуть зменшенню матеріальних витрат і підвищенню економічної ефективності автотранспортної галузі.

Об'єкт дослідження: гідروفрикційні муфти коробок передач автомобілів.

Предмет досліджень: залежність інтенсивності зношування деталей гідروفрикційних муфт від їх конструктивних особливостей та умов роботи.

Для досягнення даної мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести огляд літератури та сучасних науково-технічних джерел щодо будови трансмісій автомобілів;

- проаналізувати зчеплення, застосовуваних на вантажних автомобілях четвертого класу

- дослідити процес вмикання зчеплення

- провести аналіз стану деталей фрикційних муфт коробок передач, що поступають в капітальний ремонт

- уточнити причини зносу поверхонь деталей фрикційних муфт

- запропонувати математичну модель динаміки зношування

- запропонувати варіанти вдосконалення конструкції і методів ремонту.

- провести економічний аналіз доцільності використання запропонованих методів відновлення деталей у порівнянні з традиційними методами ремонту чи заміни

Вирішення зазначених завдань дозволить досягти мети дослідження та зробити внесок у вдосконалення процесів відновлення фрикційних передач трансмісій автомобілів.

1. КОНСТРУКЦІЇ СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ТРАНСМІСІЙ

1.1 Типи трансмісій, що застосовуються на автомобілях

Термін "трансмісія" або "коробка передач" є добре знайомим багатьом автомобілістам, проте деталі роботи та різноманіття типів трансмісій залишаються незрозумілими для більшості. У транспортних засобах із двигуном внутрішнього згорання трансмісія виконує одну з ключових функцій, забезпечуючи ефективну передачу потужності. Даний матеріал розкриває основні принципи роботи різних автомобільних коробок передач, а також пояснює відмінності між ними [4,9,18].

Трансмісія змінює швидкість обертання двигуна залежно від потреб у потужності, забезпечуючи оптимальне функціонування автомобіля. Без неї рух транспортного засобу був би нерегульованим, оскільки ведучі колеса оберталися б разом із колінчатим валом, що унеможливило б зупинку без вимкнення двигуна. Це призвело б до низької продуктивності та підвищеного споживання палива.

Завдяки коробці передач автомобіль може оптимально використовувати оберти двигуна, підвищуючи його продуктивність. Нейтральна передача відокремлює обертання двигуна від ведучих коліс, що дозволяє зупинити транспортний засіб без зупинки двигуна.

Автомобільні трансмісії класифікуються за такими ознаками [4,9,18]:

- за конструктивними особливостями: механічна, гідромеханічна, гідрооб'ємна, електромеханічна, електрична;
- за способом керування: автоматична, напіваавтоматична, неавтоматична, автоматична з розподілом крутного моменту;
- за схемою передачі крутного моменту: на задні колеса, на передні колеса, на середні та задні колеса, на всі колеса;
- за характером зміни величини і напрямку передачі крутного моменту: ступінчаста та безступінчаста;

- за способом передачі крутного моменту в гібридних автомобілях: послідовна, паралельна, комбінована;

- за розподілом потужності (крутного моменту) двигуна внутрішнього згоряння між механічними та електричними силовими потоками в гібридних автомобілях:

1. Трансмисії з єдиним електричним силовим потоком, коли механічна енергія двигуна повністю перетворюється в електричну, без застосування енергії акумуляторів чи інших накопичувачів.

2. Трансмисії з наявністю механічного та електричного силових потоків, співвідношення між якими регулюється автоматичними системами керування відповідно до умов руху автомобіля. У таких трансмісіях механічна енергія двигуна частково перетворюється в електричну, із залученням акумуляторів чи інших накопичувачів енергії, або без них.

3. Трансмисії, де механічна енергія двигуна повністю перетворюється на електричний силовий потік із застосуванням акумуляторів чи інших накопичувачів енергії.

4. Трансмисії з механічним силовим потоком двигуна і електричним силовим потоком від акумуляторів або інших накопичувачів енергії.

В усіх перерахованих варіантах передбачається використання енергії гальмування (гальм двигуном) для накопичення в іншому виді (акумуляторах, конденсаторах, інерційних пристроях).

На рисунках 1.1-1.4 представлені актуальні схеми трансмісій, які використовуються у вантажних автомобілях.

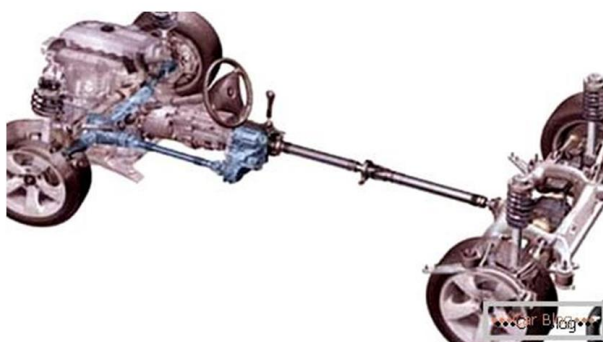


Рисунок 1.1 – Механічна трансмісія для повноприводного автомобіля

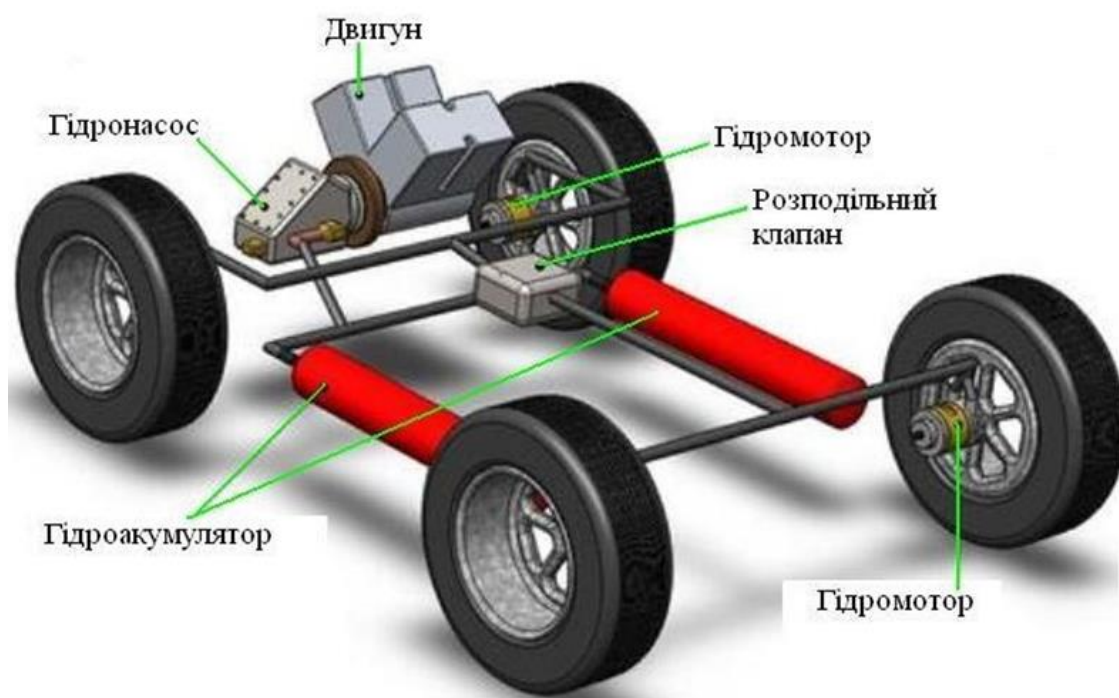


Рисунок 1.2 – Гідрооб'ємна трансмісія для повноприводного автомобіля

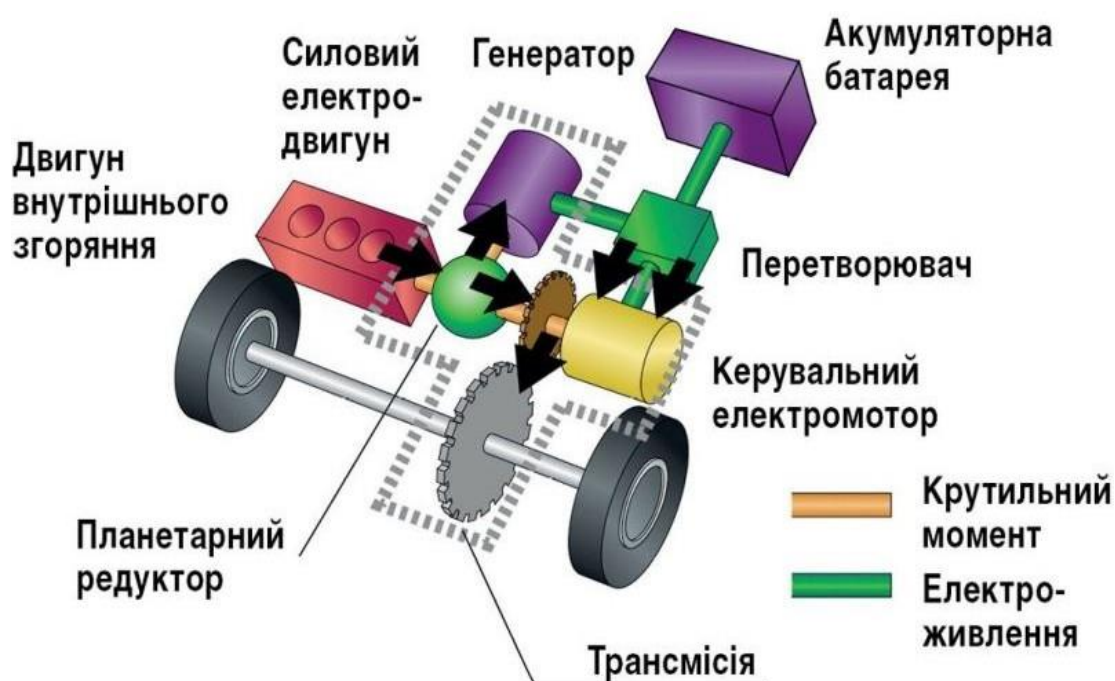


Рисунок 1.3 – Трансмісія автомобіля з гібридною силовою установкою



Рисунок 1.4 – Гідромеханічна трансмісія автомобіля

Розглянемо варіанти багатоступінчастих коробок передач. На рис. 1.5 зображена конструкція восьмиступінчастої коробки передач. Задній редуктор є двоступінчастим і включає як пряму, так і понижуючу передачу. Основні особливості конструкції коробки передач полягають у наступному: спільний картер для чотириступінчастої базової частини та заднього редуктора; унікальне розташування зубчастих коліс заднього ходу. Зубчасте колесо першої передачі веденого валу базової частини забезпечує обертання зубчастого колеса валу заднього ходу, який проходить до відсіку заднього редуктора і через вільно встановлену шестерню з'єднується з колесом першої пари редуктора.

Перемикання на задній хід здійснюється за допомогою муфти. Завдяки такому розташуванню зубчастих коліс заднього ходу вдалося скоротити загальну довжину коробки передач. Проміжні вали виконані як єдине ціле із зубчастими колесами нижчих передач у базовій частині та задньому редукторі. Інші зубчасті колеса проміжних валів фіксуються на шийках за допомогою шліцьових з'єднань.

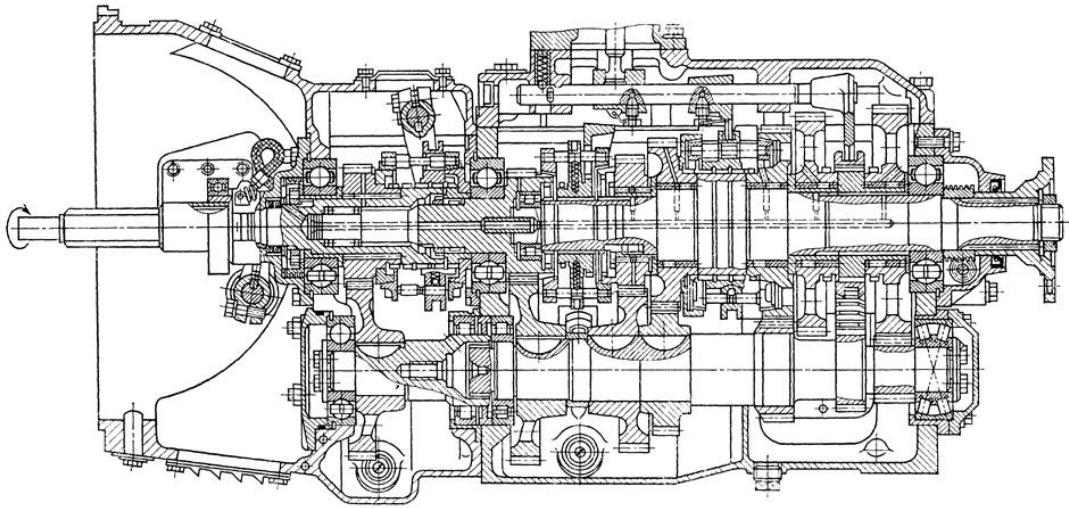


Рисунок 1.5 - Восьмиступінчаста коробка передач

На рис. 1.6 представлена конструкція дев'ятиступінчастої коробки передач. Вона розроблена на основі п'ятиступінчастої коробки з додаванням заднього двоступінчастого планетарного редуктора. Шестерні першої передачі та заднього ходу інтегровані в конструкцію проміжного валу. Інші зубчасті колеса проміжного валу виконані у вигляді блоків, які напресовані на вал.

Картер планетарного редуктора складається з двох частин. Для забезпечення змащення підшипників зубчастих коліс веденого валу та компонентів планетарного редуктора використовується насос. Потужність може відбиратися з торця заднього кінця проміжного валу.

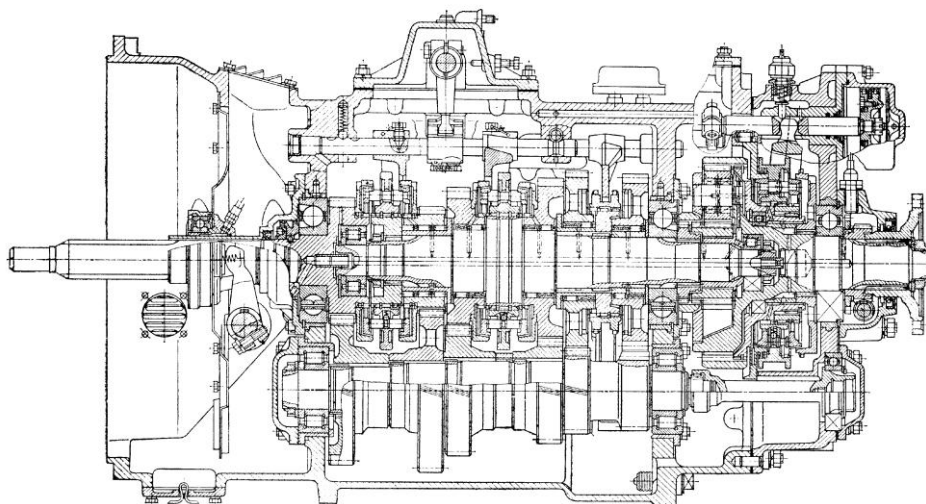


Рисунок 1.6 – Дев'ятиступінчаста коробка передач

На рисунку 1.7 зображено конструкцію десятиступінчастої коробки передач, що складається з 5-ступінчастої основної коробки передач та 2-ступінчастого підвищуючого дільника.

На рис. 1.8 показані конструкції коробок передач компанії ZF [19,25,28]. У 2004 році компанія презентувала три нові серії механічних коробок передач. На основі ZF-Ecosplit була створена 12-ступінчаста коробка передач (рис. 1.9) для великовантажних автомобілів, що призначені для перевезень на великі відстані. Також розроблено нову 6-ступінчасту коробку передач, яка має автоматичну версію, спеціально для автомобілів, що здійснюють доставку дрібних партій товарів у межах невеликих районів. Ще однією розробкою стала повністю модернізована 9-ступінчаста коробка передач New Ecomid.

Однією з головних переваг нової коробки передач Ecosplit є наявність 12 передач. Цієї кількості швидкостей цілком вистачає для магістральних перевезень комерційних автомобілів, оснащених сучасними двигунами з високим крутним моментом у широкому діапазоні обертів. Картер для 12-ступінчастої версії було запозичено у 16-ступінчастої коробки передач Ecosplit, але для нової моделі використано спеціально розроблену триступінчасту базову коробку передач. Це дозволило значно підвищити міцність і надійність шестерень і синхронізаторів. Коробка передач може працювати в парі з потужними двигунами, крутний момент яких досягає 2800 Нм. Завдяки підвищенню показника крутного моменту вдалося зменшити масу агрегату.

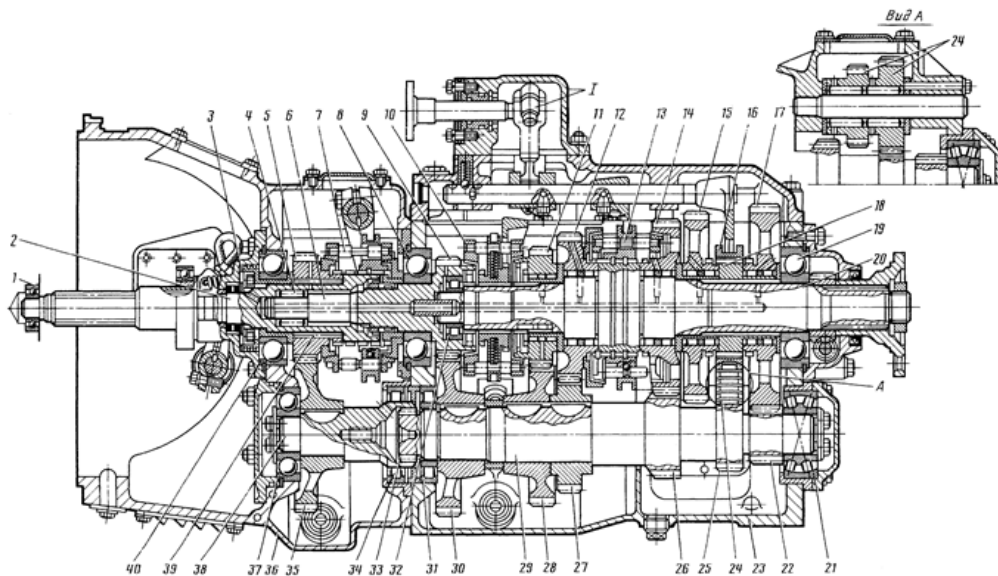


Рисунок 1.7 – Десятиступінчаста коробка передач:

I - механізм перемикання передач; 1, 4, 8, 19, 21, 31, 32, 34, 37, 39, 40 - підшипники; 2 - ведучий вал дільника; 3 - мастилозабезпечуюче кільце; 5 - шестерня передач, що підвищує; 6 - ведучий вал; 7 - синхронізатор дільника; 9 - шестерня приводу проміжного валу; 10 - синхронізатор 4-ої і 5-ої передач; 11 - шестерня 4-ої передачі; 12 - зубчасте колесо 3-ої передачі; 13 - синхронізатор 2-ої і 3-ої передачі; 14 - зубчасте колесо 2-ої передачі; 15 - зубчасте колесо заднього ходу; 16 - муфта легкого включення; 17 - зубчасте колесо 1-ої передачі; 18 - проміжна втулка; 20 - ведений вал; 22 - шестерня 1-ої передачі; 23 - картер КЗП; 24 - блок шестерень приводу З.Х.; 25 - шестерня приводу З.Х.; 26 - шестерня 2-ої передачі; 27 - шестерня 3-ої передачі; 28 - зубчасте колесо 4-ої передачі; 29 - проміжний вал; 30 - зубчасте колесо приводу проміжного валу; 33 - шліцьове з'єднання; 35 - зубчасте колесо передач, що підвищує; 36 - картер зчеплення; 38 - проміжний вал дільника.

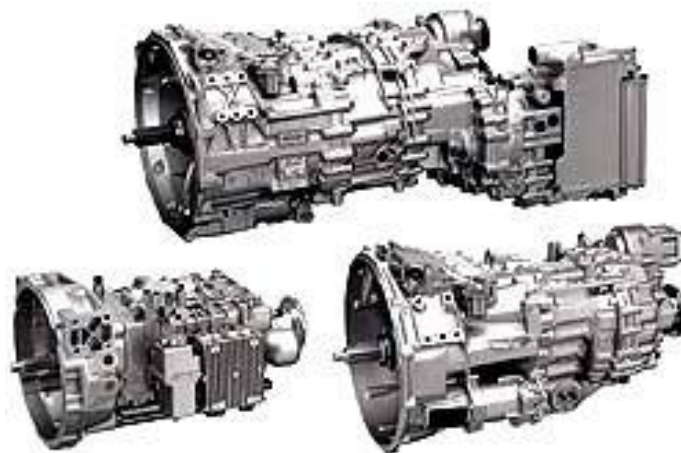


Рисунок 1.8 – Коробки передач фірми ZF

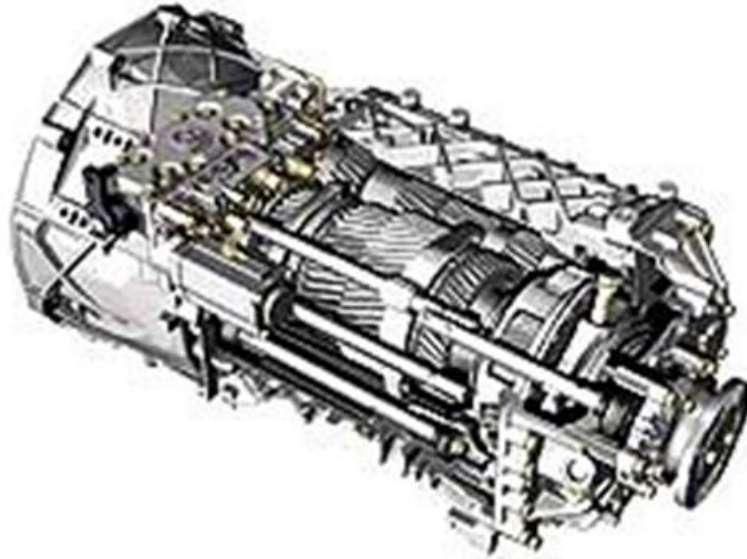


Рисунок 1.9 – Коробки передач фірми ZF

Сучасні досягнення в області автоматичних трансмісій роблять їх перспективними для електромобілів. Водночас автомобілі з двигунами внутрішнього згоряння, що відповідають стандартам Euro-7, стануть останніми представниками класичних автомобілів із традиційними коробками передач. Це підкреслює історичне значення таких систем і забезпечує справжнє задоволення для водіїв, які цінують активну взаємодію з автомобілем.

1.2 Види фрикційних передач

Фрикційні диски. Фрикційні диски є ключовими елементами автоматичних трансмісій. Вони складаються з металевих або композитних пластин, покритих матеріалами з високими показниками тертя. Їх основні характеристики [4,9,18]:

- Ведучі та ведені диски: ведучі диски пов'язані з двигуном, а ведені передають крутний момент на вихід трансмісії.
- Матеріали: переважно використовуються сталеві або композитні пластини з накладками з керамічних, полімерних чи інших термостійких матеріалів, що мають високу стійкість до зносу.

Муфта (багатодискова або однодискова).

Муфта – це механізм, який об'єднує або роз'єднує дві обертальні

частини трансмісії через фрикційні елементи, забезпечуючи плавну передачу моменту:

- **Багатодискові муфти:** застосовуються в автоматичних трансмісіях. Вони містять кілька пар фрикційних і сталевих дисків, які під час роботи притискаються одне до одного.

- **Однострижкові муфти:** використовуються у простіших системах або для передачі меншого навантаження.

Ремінь (клиновидний або плоский).

Ремені застосовуються в безступінчастих варіаторах (CVT) для передавання крутного моменту між двома шківів:

- **Клиновидний ремінь:** виготовляється з гуми, посиленої металевими або синтетичними волокнами. Його форма сприяє ефективному передаванню моменту й адаптації до змінного діаметра шківів.

- **Плоский ремінь:** простіший за конструкцією, але потребує точного налаштування для запобігання прослизанню.

Шківів (конусні шківів у варіаторах CVT).

Шківів відповідають за зміну передаточного числа у варіаторах. Вони складаються з двох конусоподібних частин, що можуть змінювати відстань між собою, дозволяючи ременю змінювати ефективний діаметр передачі моменту:

- **Ведучий шків:** з'єднаний з двигуном, передає крутний момент на ремінь.

- **Ведений шків:** приймає момент від ременя і передає його через вихідний вал на колеса автомобіля.

Ролики або роликові елементи

У деяких конструкціях фрикційних передач, зокрема в старіших моделях або спеціалізованих варіаторах, використовуються ролики. Вони передають момент через тертя між обертальними поверхнями:

- **Ролики:** циліндричні елементи, що притискаються до поверхонь і забезпечують передачу моменту через тертя.

- Роликові передачі: менш поширені через їх обмежену довговічність і втрати на ковзання.

Система притиску.

Для забезпечення необхідного контакту між фрикційними елементами застосовуються системи притиску, які створюють нормальне зусилля для підвищення сили тертя:

- Пружини: механічні пружини створюють постійний тиск на фрикційні компоненти, забезпечуючи надійний контакт.
- Гідравлічні системи: складніші системи використовують гідравлічний тиск для автоматичного регулювання сили притиску відповідно до умов експлуатації.

Під час роботи фрикційних передач виникає значне тертя, що виділяє тепло. Для його відведення застосовуються системи охолодження:

- Масляні системи: мастильна або трансмісійна рідина циркулює у вузлах передач, одночасно охолоджуючи та зменшуючи тертя.
- Повітряні системи: менш ефективні, застосовуються в системах із невеликим навантаженням.

Мастило (трансмісійна рідина).

Для зниження зносу і забезпечення плавної роботи фрикційних елементів використовуються спеціальні мастила. Вони виконують такі функції:

- Зменшують тертя та зношення поверхонь.
- Відводять тепло від зон контакту.
- Підвищують ефективність роботи під час високих навантажень.

Контролери та датчики.

У сучасних автоматичних трансмісіях застосовуються електронні системи керування, які стежать за параметрами роботи фрикційних передач:

- Регулюють силу притиску дисків і шківів.
- Контролюють температурний режим.
- Забезпечують автоматичну зміну передаточних чисел у варіаторах та

інших типах трансмісій.

Ці компоненти працюють разом, забезпечуючи ефективну та надійну передачу моменту в автомобільних трансмісіях, підвищуючи їх довговічність та плавність роботи.

1.3 Переваги та недоліки фрикційних передач

Фрикційні передачі в автомобільних трансмісіях: переваги та недоліки наведені нижче.

Плавність передачі моменту

- **Перевага:** Завдяки фрикційним передачам крутний момент передається плавно, без різких змін чи ударів. Це особливо важливо для роботи автоматичних трансмісій і варіаторів.

Безступінчасте регулювання передаточного числа

- **Перевага:** У варіаторах (CVT) і ремінних передачах передаточне число може плавно змінюватися у широкому діапазоні, що підвищує ефективність роботи двигуна на різних швидкостях і сприяє економії палива.

Простота конструкції

- **Перевага:** У порівнянні з іншими механізмами, такими як зубчасті передачі, фрикційні передачі мають відносно просту конструкцію.

Низька вартість виготовлення

- **Перевага:** Елементи фрикційних передач, зокрема ремені та диски, є дешевшими у виготовленні, ніж складніші деталі, такі як зубчасті колеса чи ланцюги.

Компактність і мала вага

- **Перевага:** Варіатори CVT та інші типи фрикційних передач часто мають компактну конструкцію та невелику вагу, що робить їх зручними для використання у транспортних засобах.

Втрати енергії через тертя

- **Недолік:** Значна частина енергії витрачається на подолання тертя, що знижує загальну ефективність передачі моменту.

Знос фрикційних елементів

- Недолік: Поверхні фрикційних деталей з часом зношуються, що потребує їхньої періодичної заміни. Це стосується дисків, ременів та муфт.

Обмежена вантажопідйомність

- Недолік: Фрикційні передачі не здатні передавати дуже високі крутні моменти, особливо за значного навантаження або на великих швидкостях.

Перегрів

- Недолік: Під час роботи через тертя генерується значна кількість тепла, що може призводити до перегріву, особливо при тривалих чи важких умовах експлуатації.

Ковзання і втрата зчеплення

- Недолік: Через недостатній притиск чи зношеність фрикційних компонентів може виникати ковзання, коли частина крутного моменту або вся його передача втрачається.

Високі вимоги до технічного обслуговування

- Недолік: Для належної роботи фрикційних передач потрібне регулярне технічне обслуговування, включно із заміною мастила, охолоджуючих рідин та зношених фрикційних компонентів, таких як ремені чи диски.

1.4 Призначення та класифікація зчеплень

За останні роки відзначається зростання використання вантажних автомобілів четвертого класу, що пов'язано зі збільшенням обсягу вантажоперевезень у межах населених пунктів. Постійне зростання масштабів перевезень вимагає застосування вантажних автомобілів з більшою вантажопідйомністю. Це, в свою чергу, накладає підвищені вимоги як на потужнісні характеристики двигунів, так і на агрегати трансмісії, зокрема особлива увага приділяється конструкції зчеплення.

Зчеплення є одним із найбільш традиційних вузлів сучасного автомобіля, який може бути класифікований за різними характеристиками (рис. 1.10). Вже протягом багатьох десятиліть автомобільна промисловість дотримується ефективної схеми, що використовується на автомобілях із механічними коробками передач – сухе фрикційне зчеплення [31-33].

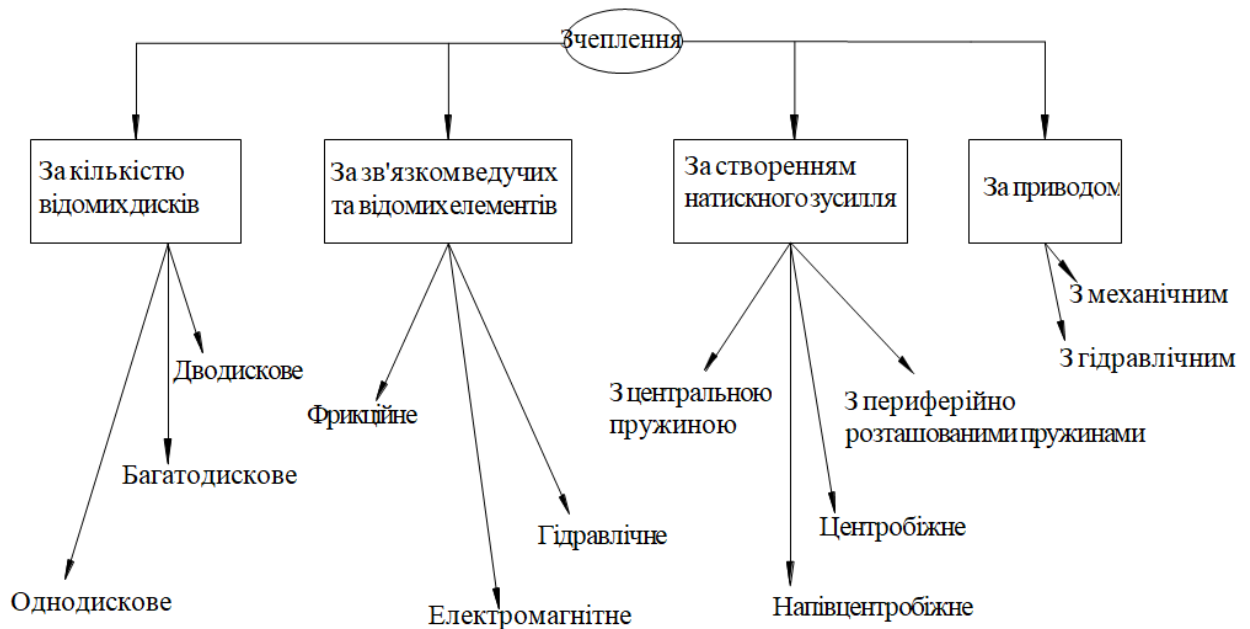


Рисунок 1.10 – Класифікація зчеплень

На вантажних автомобілях малої та середньої вантажопідйомності традиційно встановлюються одnodискові короткі зчеплення. Для вантажівок із підвищеною вантажопідйомністю частіше застосовуються дводискові зчеплення, хоча іноді для спрощення конструкції також застосовуються одnodискові. Багатодискові зчеплення конструкції вкрай слабкі і переважно відомі застосуванню на мотоциклах, транспортних засобах великої ванти.

1.5 Огляд вимог, що висуваються до зчеплень

До зчеплень автомобільних трансмісій висуваються такі основні вимоги [9]:

1. Надійна передача крутного моменту: Зчеплення повинно забезпечувати передачу моменту, що перевищує максимальний крутний момент двигуна. У разі зношення фрикційних пар і ослаблення сили пружин

може виникати пробуксовування. Хоча короткочасне пробуксовування допустиме, тривала робота в такому режимі призводить до виходу зчеплення з ладу.

2. Плавність і повнота включення:

- Багатодискові зчеплення забезпечують найвищу плавність включення, однак їх застосування обмежене.

- В однодискових і дводискових зчепленнях плавність досягається за рахунок використання пружних елементів, таких як розрізні диски з конусністю або пластинчасті пружини.

- Повнота включення, необхідна для запобігання пробуксовуванню під час передачі моменту, забезпечується правильним регулюванням механізму зчеплення. При значному зносі третьових поверхонь зазор між елементами зменшується, що може перешкоджати належному натисканню пружин.

3. Мінімальний момент інерції відомих елементів:

Це необхідно для зниження ударних навантажень на зубчасті колеса та тертя в синхронізаторах під час перемикання передач.

4. Ефективний відвід тепла:

- Постійне охолодження третьових поверхонь підтримує стабільну роботу зчеплення.

- При тривалому пробуксовуванні температура третьових поверхонь може досягати 300°C і вище, а вже при 200°C коефіцієнт тертя зменшується удвічі.

- Для забезпечення охолодження використовують вентиляцію картера, спеціальні щити для спрямування повітряних потоків, а також масивні диски, які поглинають тепло.

- Фрикційні накладки часто мають радіальні канавки для видалення продуктів зносу, які знижують коефіцієнт тертя.

- Пружини зчеплення розміщують на термоізоляційних накладках для збереження їхніх властивостей під час нагрівання.

5. Захист трансмісії від динамічних навантажень:

- Одиничні (пікові) навантаження виникають під час різкої зміни руху, наїзду на нерівності або при різкому включенні зчеплення.

- Періодичні навантаження, спричинені нерівномірністю крутного моменту двигуна, є джерелом шуму, підвищених напружень у трансмісії та часто спричиняють поломки деталей через втому матеріалів.

6. Чистота вимикання: Хоча абсолютне вимикання зчеплення (момент на первинному валу коробки дорівнює нулю) важко досягти, невеликі залишкові моменти не повинні заважати вмиканню передач.

7. Мінімальне зусилля для керування:

- Робота водія зі зчепленням має бути комфортною, особливо у міських умовах, коли кількість операцій може сягати 2000 за зміну.

- Для легкових автомобілів допустима витрата фізичних зусиль не більше 25 Дж, а для вантажівок і автобусів – до 30 Дж.

8. Врівноваженість механізму:

- Зчеплення повинно бути врівноваженим. Зазвичай балансування проводиться в зборі з маховиком.

- У зчепленнях із периферійними пружинами можливі деформації пружин під дією відцентрових сил, тому діафрагмові пружини вважаються кращим варіантом.

Окрім специфічних вимог, зчеплення повинно відповідати загальним критеріям: мінімальні розміри й маса, простота конструкції, легкість обслуговування, технологічність, ремонтпридатність та низький рівень шуму.

Висновок до розділу 1

Фрикційні передачі мають низку переваг, таких як плавність роботи, компактність та економічність виготовлення. Однак їх недоліки, серед яких втрати енергії, знос елементів та перегрів, вимагають ретельного технічного обслуговування та відповідного вибору для кожного конкретного застосування.

2. АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Аналіз зчеплень, застосовуваних на вантажних автомобілях четвертого класу

На вантажних автомобілях четвертого класу встановлюється, відповідно, однодискові та дводискове зчеплення з периферійним розташуванням пружинами, кінематичні схеми яких показані на рисунку 2.1.

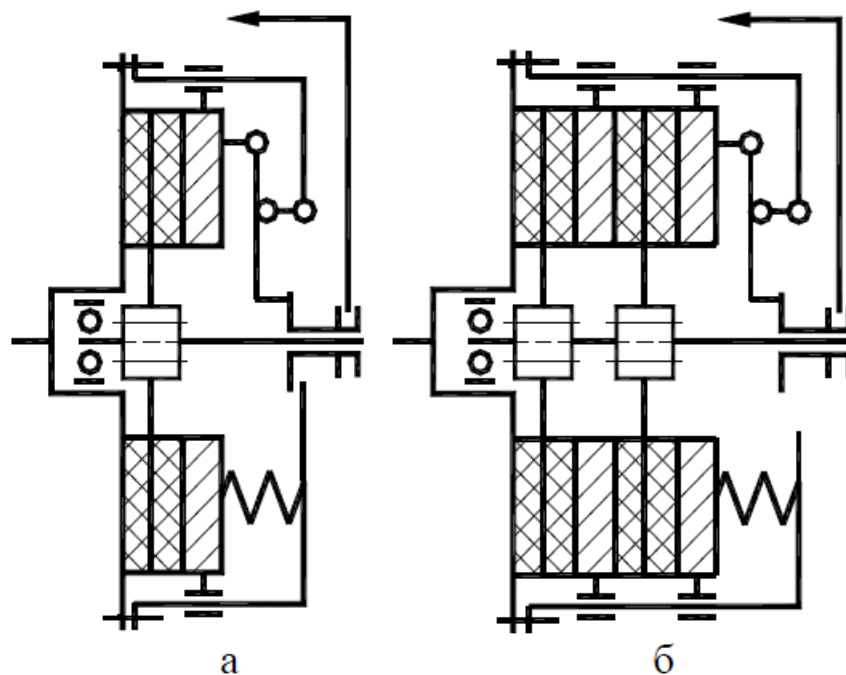


Рисунок 2.1 – Кінематичні схеми зчеплень з периферійним розташуванням пружин: а – схема однодискового зчеплення; б – схема дводискового зчеплення

Аналіз даних типів зчеплень дозволив виявити наступні переваги їхнього застосування:

- досягається надійна передача крутного моменту і забезпечується плавність включення;
- дводискове зчеплення може передавати більший крутний момент, ніж однодискове, за рахунок більшої кількості поверхонь тертя.

Недоліками таких зчеплень являються:

- великі витрати фізичних зусиль на управління;

- складна конструкція і велика маса вузла;
- великий момент інерції ведучих деталей.

В сучасності існують тенденції до зменшення маси і габаритів зчеплення, що досягається за рахунок застосування діафрагмової пружини. Кінематична схема такого типу зчеплення показана на рисунку 2.2.

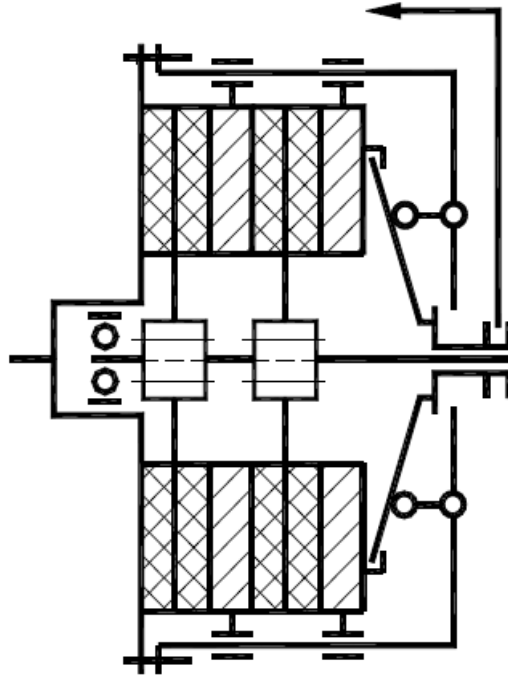


Рисунок 2.2 – Кінематична схема дводискового зчеплення з діафрагмовою пружиною

Цей тип зчеплення має низку переваг [8,10,12,14]:

- Хороша врівноваженість. У процесі експлуатації, через знос фрикційних накладок, натискний диск зміщується в бік маховика, що змінює жорсткість пружин зчеплення. При цьому діафрагмова пружина зменшує деформацію на величину $f_{зн}$, а сила натискання P_H знижується лише до значення $P'_{зн}$. Це зменшує ймовірність пробуксовки дисків. Друга перевага проявляється під час вимикання: при додатковій деформації діафрагмової пружини на $f_{вим}$ сила пружини не зростає, а навіть зменшується до $P'_{вим}$ (рис. 2.3).

- Спрощення конструкції. Зменшення кількості деталей дозволяє спростити конструкцію, а також зменшити масу й габарити зчеплення.

- Рівномірний тиск. Використання діафрагмової пружини забезпечує рівномірний розподіл тиску на натискний диск.
- Стабільність характеристик. При підвищених кутових швидкостях центробіжні сили не спотворюють характеристику зчеплення.

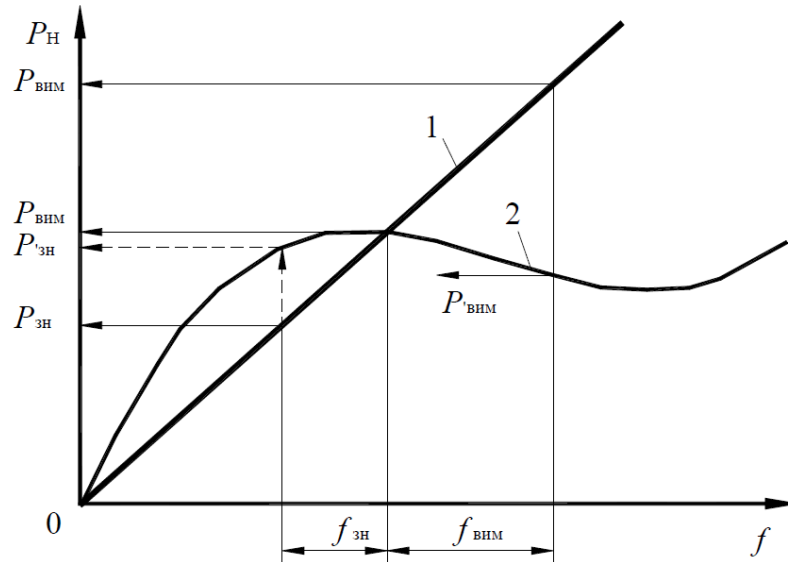


Рисунок 2.3 – Графік пружної характеристики зчеплень з периферійною та діафрагмовою пружиною: 1 – зчеплення з периферійним розташуванням пружин; 2 – зчеплення з діафрагмовою пружиною

Основний недолік проявляється у разі поломки діафрагмової пружини: зчеплення повністю втрачає працездатність. Це відрізняє його від зчеплення з периферійно розташованими пружинами, яке при виході з ладу однієї пружини може недовго залишатися працездатним.

Після аналізу конструкцій зчеплень вантажних автомобілів четвертого класу можна зробити такі висновки та рекомендації:

- Найраціональніше використовувати конструкцію з одним натискним диском, що зменшує інерційність агрегату та спрощує конструкцію.
- Як притискний елемент доцільно застосовувати діафрагмову пружину, оскільки вона потребує менших фізичних зусиль для управління зчепленням (рис. 2.4).

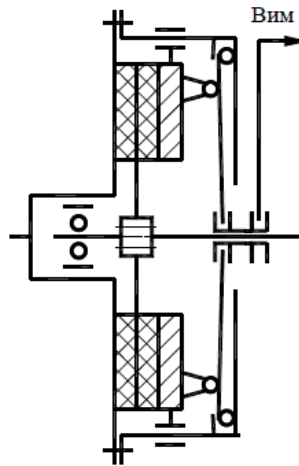


Рисунок 2.4 – Кінематична схема однодискового зчеплення з діафрагмовою пружиною

2.2 Дослідження процесу вмикання зчеплення

Найбільша робота буксування зчеплення відбувається під час початку руху транспортного засобу з місця. Розглянемо робочий процес зчеплення саме для цього випадку.

На початку руху транспортного засобу максимально навантажуються двигун і трансмісія. Цей процес можна розділити на чотири часові інтервали (рис. 2.5):

- Вибір зазору між поверхнями тертя. При включеній нижній передачі педаль зчеплення натиснута приблизно на третину, а педаль газу натиснута настільки, щоб забезпечити стабільну роботу двигуна із додатковою подачею палива (інтервал часу t_1 на рисунку 2.5а).

- Буксування зчеплення з нерухомими веденими частинами. Транспортний засіб ще не рухається, оскільки момент опору руху, приведений до ведених частин зчеплення, перевищує момент двигуна (інтервал часу t_2 на рисунку 2.5а).

- Буксування зчеплення з обертанням ведених частин. Транспортний засіб починає рухатися за рахунок моменту тертя, створеного зчепленням (інтервал часу t_3 на рисунку 2.5а).

– Відсутність буксування. Транспортний засіб рухається, а кутові швидкості ведучих і ведених частин зчеплення вирівнюються (інтервал часу t_4 на рисунку 2.5а).

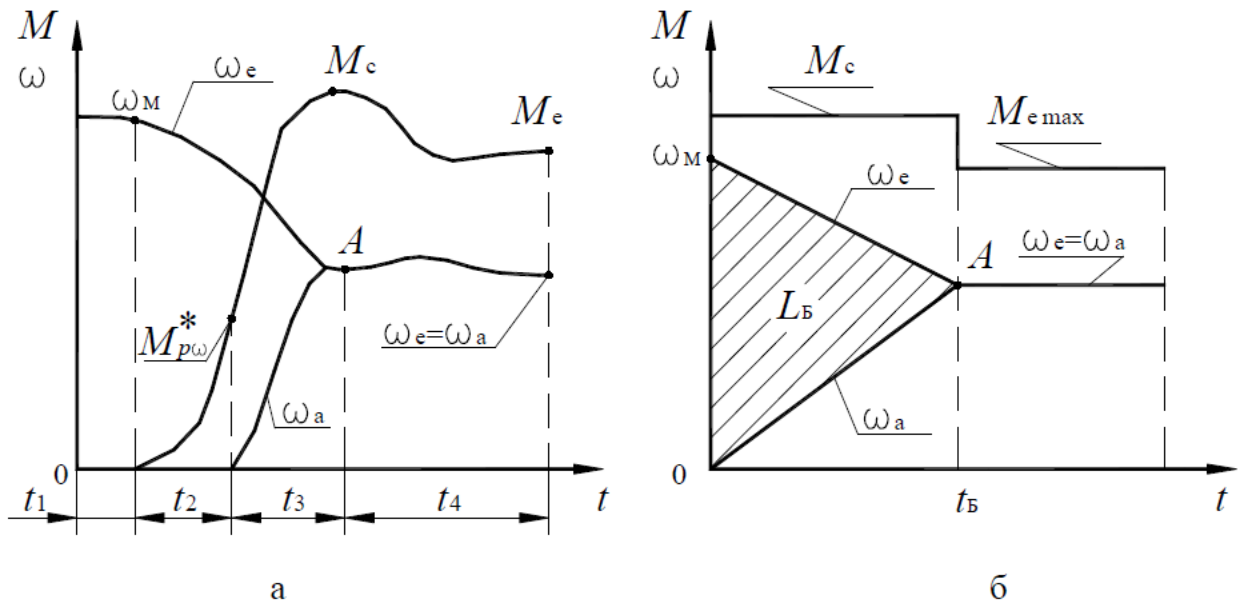


Рисунок 2.5 – Діаграма робочого процесу вмикання зчеплення при початку руху транспортного засобу з місця: а – реальна діаграма; б – спрощена діаграма

Показниками робочого процесу зчеплення при початку руху транспортного засобу є час буксування (t_B) та робота буксування (L_B) (рис. 2.5б).

Для їх розрахунку приймаються такі припущення:

- Кутові швидкості ω_e та ω_a змінюються лінійно.
- Зчеплення передає момент тертя до точки А, після якої передається максимальний момент двигуна.
- Інтервалами часу t_1 та t_2 нехтують.

Завдяки цим припущенням діаграма робочого процесу вмикання зчеплення при початку руху транспортного засобу може бути представлена у вигляді, зображеному на рисунку 2.5б.

Для визначення часу буксування зчеплення слід розглянути транспортний засіб як двомасову еквівалентну динамічну систему (рис. 2.6).

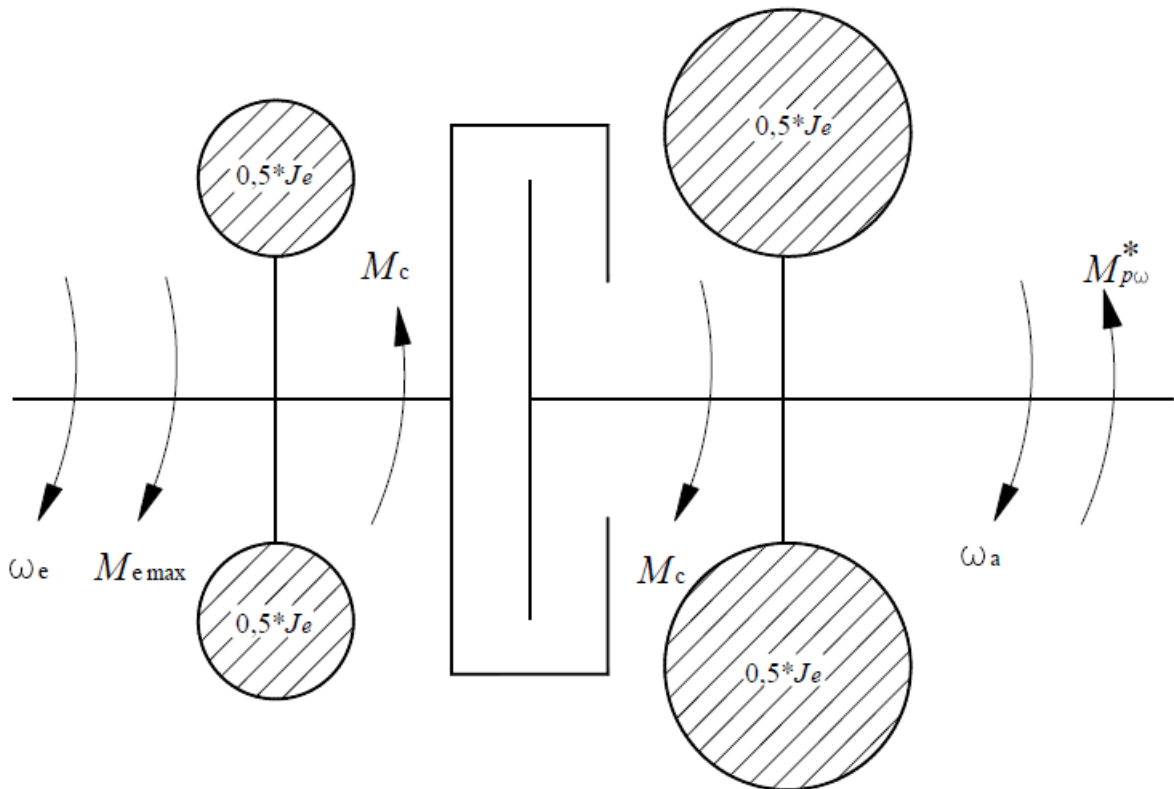


Рисунок 2.6 – Двомасова еквівалентна динамічна модель контакту двигуна та трансмісії: J_e J_a – зведені до ведучих і ведених частин зчеплення моменти інерції відповідно двигуна та трансмісії автомобіля, кг м²

Відповідно до принципу Даламбера, рівняння рівноваги для ведучих і приведених частин зчеплення можна записати у вигляді такої системи [9]:

$$\begin{cases} J_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_{e_{\max}} - M_c; \\ J_a \frac{d\omega_a}{dt} = M_c, \end{cases} \quad (2.1)$$

де $M_{e_{\max}}$ – максимальний крутний момент двигуна, Нм;

M_c – момент буксування зчеплення, Нм.

Рішення системи рівнянь (2.1) у загальному виді виглядає як наступна система

$$\begin{cases} \omega_e = \frac{M_{e\max} - M_c}{J_e} \cdot t + C_1; \\ \omega_a = \frac{M_c}{J_a} \cdot t + C_2, \end{cases} \quad (2.2)$$

де ω_e – частоту обертання колінчастого вала двигуна, об/хв;

ω_a – частота обертів первинного валу коробки передач, об/хв;

C_1 і C_2 – коефіцієнти диференціювання.

У точці A (рис. 2.5б) значення кутових швидкостей ω_e та ω_a дорівнює один одному, а значення часу t дорівнює t_B . При таких умовах з системи рівнянь (1.2) запишемо

$$\frac{M_{e\max} - M_c}{J_e} \cdot t_B + \omega_M = \frac{M_c}{J_a} \cdot t_B, \quad (2.3)$$

де ω_M – кутова швидкість, при якій починає передаватися крутний момент від двигуна через зчеплення, об/хв.

З урахуванням того, що відношення моменту буксування зчеплення M_c до моменту $M_{e\max}$ це коефіцієнт запасу зчеплення β , час буксування t_B розраховується за залежністю

$$t_B = \frac{\omega_M \cdot J_a \cdot J_e}{\left(J_e + \left(1 - \frac{1}{\beta} \right) \cdot J_a \right) \cdot M_c}. \quad (2.4)$$

Робота буксування L_B – це площа трикутника ($0A\omega_M$) на спрощеній діаграмі (рис. 1.7б), тобто

$$L_B = 0,5 \cdot \omega_M \cdot t_B \cdot M_c. \quad (2.5)$$

Робота буксування зчеплення є основним показником зносостійкості фрикційного зчеплення. Для оцінки зносостійкості використання питомої роботи тертя (L_{B0}), яку можна застосувати для формули:

$$L_{\text{Б}_0} = \frac{L_{\text{Б}}}{i \cdot \pi \cdot (R_{\text{Н}}^2 - R_{\text{В}}^2)}, \quad (2.6)$$

де i – кількість поверхонь тертя.

$R_{\text{Н}}$ і $R_{\text{В}}$ – відповідно зовнішній та внутрішній радіус фрикційних накладок.

Питома робота тертя для однодискових зчеплень легкових автомобілів і вантажівок масою до 3,5 тон має залишатися в межах до 70 Дж/см². Для вантажних автомобілів масою понад 3,5 тон і автобусів з однодисковими зчепленнями цей показник становить 150–200 Дж/см². У випадку вантажних автомобілів, автобусів та транспортних засобів підвищеної прохідності з дводисковими зчепленнями значення має перебувати в межах 150–170 Дж/см².

Ключовим параметром міцності та довговічності є питома потужність тертя (E), яку можна обчислити за формулою:

$$E = \frac{\mu \cdot N \cdot \omega_M \cdot R_{\text{Н}}}{\pi \cdot (R_{\text{Н}}^2 - R_{\text{В}}^2)} \leq |E| = \mu \cdot [q] \cdot [V_{\text{Н}}] \approx (250 \div 800) \text{ Вт/см}^2, \quad (2.7)$$

де E – допустима питома потужність тертя, Вт/см²;

$V_{\text{Н}}$ – гранична швидкість на зовнішньому радіусі тертя, м/с;

q – контактний тиск поверхні тертя.

Максимальна швидкість обертання зчеплення на зовнішньому радіусі тертя ($V_{\text{Н}}$) варіюється в межах 65–70 м/с. Якщо відома робота буксування і не враховувати тепловідведення в навколишнє середовище, підвищення температури деталей зчеплення при одному циклі вмикання (Δt) можна розрахувати за формулою:

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot L_{\text{Б}}}{C_{\text{T}} \cdot m_{\text{с}}} \leq |\Delta t|, \quad (2.8)$$

де $C_{\text{T}} = 482$ Дж/ (кгК) – питома теплоємність чавуна або сталі;

m_c – маса натискного диска для однодискового зчеплення, або проміжного диска дводискового зчеплення, кг;

Δt – граничне значення нагрівання деталей зчеплення при одному вмиканні, К.

$$\Delta t = \begin{cases} 10 \div 15 \text{ К} & \text{– для одиничних транспортних засобів;} \\ \leq 20 \text{ К} & \text{– для автомобілів з причепами або автопоїздів.} \end{cases}$$

Для початку руху з місця на першій передачі водій, вимкнувши зчеплення, збільшує частоту обертання колінчастого вала двигуна та поступово відпускає педаль зчеплення. Це викликає передачу обертів на вал коробки передач, який починає обертатися. У процесі передачі обертів відбувається буксування зчеплення (період між точками 1 і 2 на рис. 2.7), що призводить до зниження обертів колінчастого вала. Коли оберти ω_e і ω_a вирівнюються, водій знову збільшує оберти двигуна, що підвищує оберти валу коробки передач.

Досягнувши максимальних обертів на першій передачі, водій швидко натискає педаль зчеплення, одночасно відпускаючи педаль акселератора (точка 3 на рис. 2.7), і перемикає передачу з першої на другу. У цей час, поки зчеплення вимкнене, автомобіль рухається накатом протягом часу t_H . У точці 4 водій починає плавно відпускати педаль зчеплення та додавати трохи палива. У точці 5 зчеплення починає буксувати, передаючи крутний момент на вал коробки передач при включеній другій передачі. Час $t_{\text{заг}}$ визначає тривалість виключення та включення зчеплення під час перемикання передач. У точці 6 зчеплення повністю передає оберти на вал коробки, після чого водій продовжує збільшувати оберти двигуна.

Робота буксування зчеплення при перемиканні передач значно менша, ніж під час початку руху з місця. У зв'язку з цим теплові розрахунки для цього процесу не враховуються при проектуванні зчеплення.

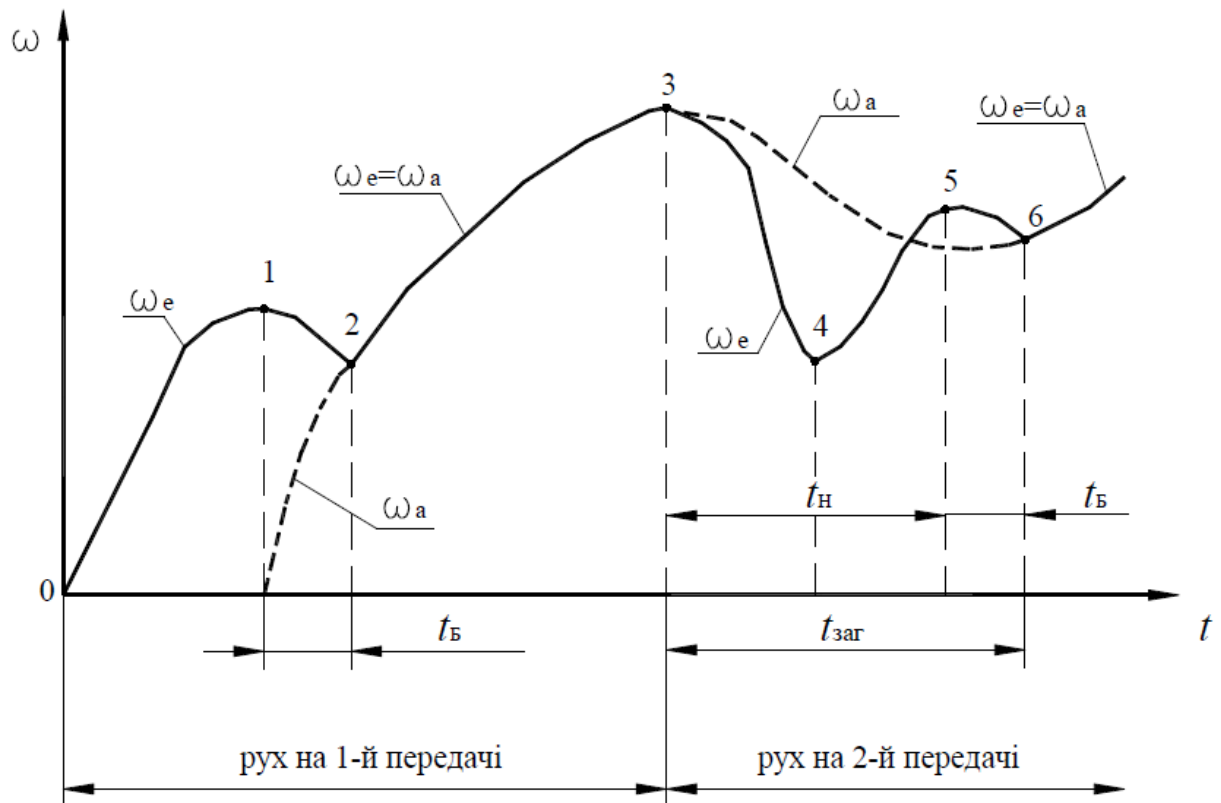


Рисунок 2.7 – Зміна кутових швидкостей зчеплення та вала коробки під час перемикання передач

2.3 Дослідження процесу перемикання передач під навантаженням

Оцінку плавності процесу перемикання передач зазвичай проводять на основі абсолютної величини прискорення автомобіля $\frac{dv}{dt}$ та характеру його змін. На даний момент відсутні чіткі критерії, які б дозволяли кількісно визначати плавність перемикання передач. Для порівняльного аналізу, окрім показника прискорення $\frac{dv}{dt}$, враховують також величину першої похідної прискорення по часу. Як зазначається в джерелі [5], водій може відчувати дискомфорт у разі зміни знаку прискорення під час одного циклу перемикання передач.

Динамічні навантаження, що виникають у процесі перемикання передач, оцінюють за допомогою коефіцієнта динамічності, визначеного для веденого вала трансмісії або валів ведучих коліс.

$$K_{\text{д}} = \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{уст}}}, \quad (2.9)$$

Іншими словами, коефіцієнт динамічності визначають як відношення максимального моменту, що виникає на валу під час перемикання передач, до його сталого значення.

Роботу буксування фрикційного елемента під час перемикання передач обчислюють за формулою:

$$L = \int_0^t M^T \omega_{\text{отн}} dt, \quad (2.10)$$

де M^T - момент тертя фрикціона;

$\omega_{\text{отн}}$ - відносна частота обертання деталей тертя;

t - поточне значення часу буксування фрикціона.

Зміну швидкісного режиму двигуна при перемиканні передач оцінюють величиною зміни кутової швидкості $\omega_{\text{д}}$ в процесі перемикання, яка характеризується відповідними коефіцієнтами: $\psi_{\text{д max}}$ при перемиканні на нижчу передачу і $\psi_{\text{д min}}$ - на вищу :

$$\psi_{\text{д min}} = \frac{\omega_{\text{д}}}{\omega_{\text{д0}}}; \quad \psi_{\text{д max}} = \frac{\omega_{\text{д max}}}{\omega_{\text{х}}};$$

де $\omega_{\text{д}} = \omega_{\text{д0}} - \omega_{\text{д min}}$;

$\omega_{\text{д0}}$ - початкове значення кутової швидкості валу двигуна;

$\omega_{\text{д min}}$ і $\omega_{\text{д max}}$ - мінімальне і максимальне значення кутової швидкості в процесі перемикання;

$\omega_{\text{х}}$ - максимальне значення швидкості валу двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці.

Коефіцієнт $\psi_{\text{д min}}$ характеризує зниження обертів двигуна в процесі перемикання, а коефіцієнт $\psi_{\text{д max}}$ - навпаки, відображає розгін валу двигуна понад значення $\omega_{\text{х}}$.

Основним параметром, що характеризує роботу фрикційних елементів муфти є момент тертя $M_{\kappa}^{\text{тр}}$, який передається буксуючим фрикційним елементом Φ_{κ} . Його спрощено можна прийняти рівним :

$$M_{\kappa}^{\text{тр}} = \begin{cases} c \cdot t & \text{при } t \leq t' \\ M_{\kappa \text{ max}} & \text{при } t > t' \end{cases}, \quad (2.11)$$

де c - темп включення муфти;

$t' = \frac{M_{\kappa \text{ max}}}{c}$ - час зростання моменту тертя фрикційного елемента до

максимальної величини.

Максимальний момент тертя $M_{\kappa \text{ max}}$ можна виразити за допомогою коефіцієнта запасу β :

$$M_{\kappa \text{ max}} = \beta \cdot (M_{\text{н}} \cdot i_{\kappa}), \quad (2.12)$$

де $M_{\text{н}} \cdot i_{\kappa}$ - номінальний момент двигуна, що крутить, приведений до валу муфти Φ_{κ} .

При виключенні фрикційного елемента його момент тертя знижується від початкового значення $M_{\text{нач}}^{\text{тр}}$ до залишкової величини :

$$M_{\kappa}^{\text{тр}} = M_{\text{нач}}^{\text{тр}} - c \cdot t, \quad (2.13)$$

де c - темп зниження моменту муфти, що вимикається.

Щоб зрозуміти фізичну суть і особливості безперервного перемикавання передач, необхідно коротко проаналізувати цей процес.

Безперервне перемикавання, як зазначалося раніше, досягається завдяки одночасній роботі двох передач протягом короткого проміжку часу (фазі перекриття передач). Характер процесу безперервного перемикавання визначається тривалістю перекриття, параметрами механізму перемикавання, а також характеристиками автомобіля і умовами його експлуатації [2].

Теоретичний аналіз перехідних процесів при перемиканні передач під час руху є досить складним і поки що вивчений не повністю. Більшість

досліджень у цій галузі зосереджені на випадках, коли фрикційні муфти розташовані на первинному валу коробки передач [9,17]. При цьому, для спрощення розрахунків, деталі трансмісії вважаються абсолютно жорсткими, а зміна коефіцієнта тертя муфти залежно від швидкості її буксування не враховується.

Аналіз процесу перемикання передач можна спростити, розглянувши роботу двовального редуктора з двома парами зубчастого зачеплення. У цій схемі шестерні, вільно встановлені на вали, з'єднуються або роз'єднуються з ними в потрібний момент за допомогою фрикційних муфт (рис. 2.8).

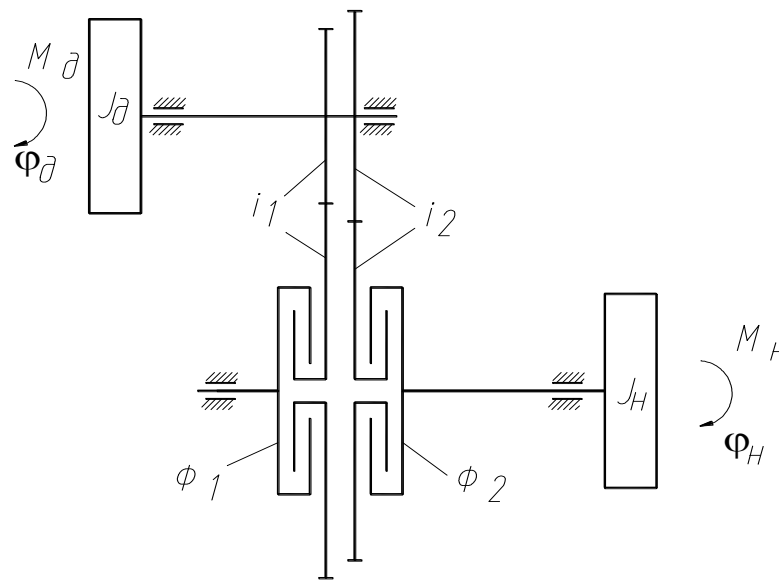


Рисунок 2.8 – Еквівалентна динамічна схема розрахунку процесу перемикання передач під навантаженням: j_d – момент інерції мас двигуна, що обертаються; j_H – сумарний момент інерції мас автомобіля, що обертаються і поступально рухомих; φ_d, φ_H – кути повороту зосереджених мас; Φ_1, Φ_2 – багатодискові фрикційні муфти; i_1, i_2 – зубчаті пари, які створюють вищу і нижчу передачі; M_d, M_H – крутні моменти двигуна і зовнішнього навантаження.

Рух зосереджених мас еквівалентної системи описується диференціальними рівняннями [8] :

$$\begin{aligned}
 J_{\text{д}} \cdot \ddot{\varphi}_{\text{д}} - \frac{M_1}{i_1} - \frac{M_2}{i_2} + M_{\text{дем}} &= M_{\text{д}}(h_{\text{п}}, \dot{\varphi}_{\text{д}}); \\
 J_{\text{н}} \cdot \ddot{\varphi}_{\text{н}} - M_1 - M_2 - M_{\text{дем}} \cdot i_{\text{к}} &= -M_{\text{н}}(t),
 \end{aligned}
 \tag{2.15}$$

де M_1 M_2 - моменти ;

$M_{\text{дем}}$ - приведений до валу двигуна момент демпфування системи;

$i_{\text{к}}$ - поточне значення передавального відношення між валами 1 і 2;

$h_{\text{п}}$ - положення рейки паливного насоса;

t - час.

На жаль, урахування реальних характеристик систем ускладнює процес інтегрування цих рівнянь, і виконати його можливо лише наближеними методами [8]. У конкретних умовах компоненти диференціальних рівнянь набувають різних формулювань. Наприклад, при русі автомобіля з постійно ввімкненою передачею та вимкненою муфтою Φ_2 , рівняння (2.15) приймають наступний вигляд.

$$\begin{aligned}
 M_2 &= 0 \quad i_{\text{к}} = i_1 : \\
 M_1 &= K_{\text{с1}} \cdot i_1 \cdot (\varphi_{\text{д}} - i_1 \cdot \varphi_{\text{н}}); \\
 M_{\text{дем}} &= K_{\text{д1}} \cdot (\dot{\varphi}_{\text{д}} - i_1 \cdot \dot{\varphi}_{\text{н}}).
 \end{aligned}
 \tag{2.16}$$

Величини $K_{\text{с1}}$ і $K_{\text{д1}}$ є рівняннями зв'язку, вони залежать від жорсткості валів 1 і 2 і коефіцієнта демпфування системи.

Після включення муфти Φ_2 і при її буксуванні :

$$M_2 = M_2^{\text{тр}} \cdot \text{sign}(\omega_{\bar{\sigma}_{\text{к2}}}),
 \tag{2.17}$$

де $M_2^{\text{тр}}$ - момент тертя, який передається муфтою Φ_2 ;

$\omega_{\bar{\sigma}_{\text{к2}}}$ - відносна кутова швидкість буксування ведучих і ведених дисків муфти Φ_2 .

У разі буксування муфти Φ_1 :

$$M_1 = M_1^{\text{тр}} \cdot \text{sign}(\omega_{\bar{\sigma}_{\text{к1}}}).
 \tag{2.18}$$

Знак оператора, який відповідає відносній кутовій швидкості буксування замкнутої муфти, збільшує напрям фактичного моменту, що діє на цю муфту.

У випадку, коли грубі фрикційні муфти перебувають у стані буксування, жорсткий кінематичний зв'язок між системами валів не встановлюється. Відбувається зміна кінематичного передавального відношення від i_1 до i_2 . Моменти M_1 і M_2 у рівняннях (2.6) визначаються залежностями (2.7) і (2.8), а моментом демпфування можна нехтувати.

У рівняннях моменти $M_1^{\text{тр}}$ і $M_2^{\text{тр}}$ є функціями двох змінних – коефіцієнта тертя фрикційних дисків μ і сили стискування дисків $F_{\text{сж}}$:

$$M_i^{\text{тр}} = \mu_i \cdot F_{\text{сж}} \cdot r_{\text{э}} \cdot z, \quad (2.19)$$

де $r_{\text{э}}$ - радіус дії сили тертя, еквівалентної дії елементарних сил тертя на площі контакту, м;

z - число пар тертя.

На рисунку 2.9 у спрощеній формі зображено графіки змін моментів тертя муфти, що вмикається та вимикається.

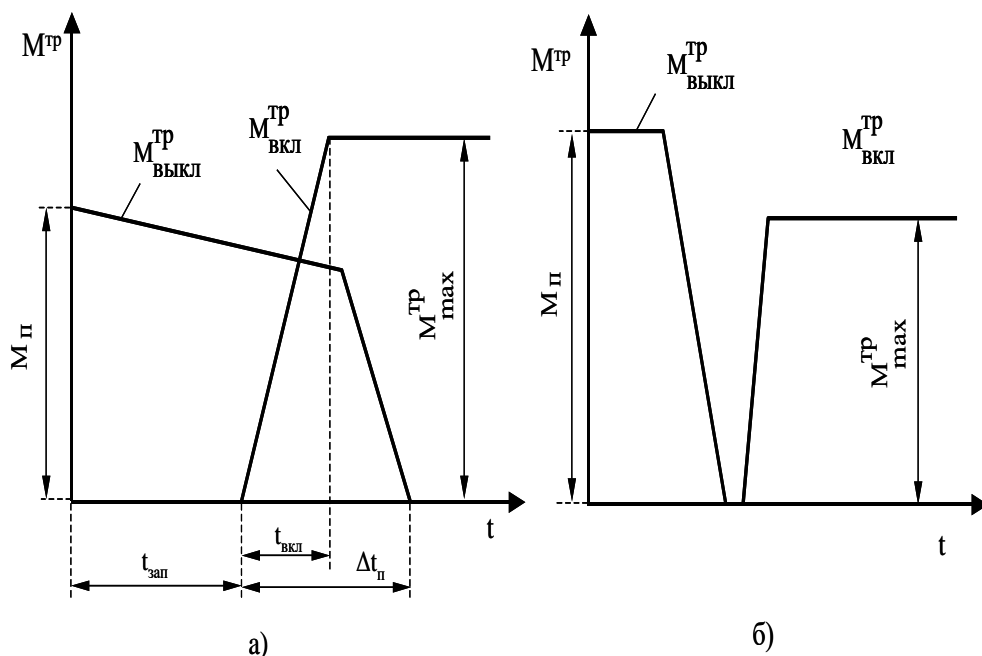


Рисунок 2.9 – Закони зміни моментів тертя при перемиканні передач: а – з нижчої передачі на вищу; б – з вищою на нижчу; $M_{\text{ВКЛ}}^{\text{тр}}$, $M_{\text{ВЫКЛ}}^{\text{тр}}$ - моменти тертя муфти, що включається і вимикається

Сила F моделюється як лінійна функція часу, тоді як коефіцієнт тертя μ описується нелінійною залежністю від кутової швидкості буксування фрикційних муфт. Поточне значення коефіцієнта тертя залежить від матеріалів і конструктивних особливостей взаємодіючих поверхонь фрикційних муфт. У деяких випадках, зі збільшенням швидкості буксування, значення коефіцієнта тертя може зменшуватися або залишатися сталим [9]. Для більшості поширених типів муфт і гальм ця залежність зображена на рисунку 2.10.

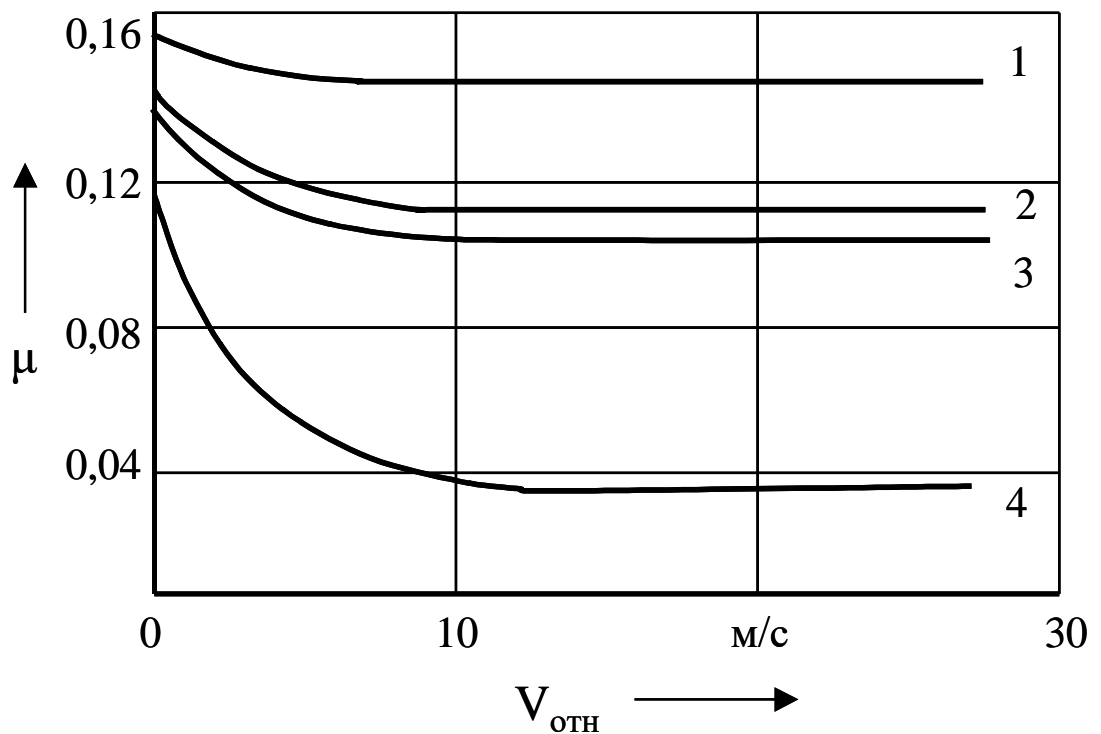


Рисунок 2.10 – Залежність коефіцієнта тертя від відносної швидкості ковзання: 1 – паперова композиція; 2 – графітизована паперова композиція; 3 – графітизована пластмаса; 4 – металокерамічна композиція на мідній основі

У багатодискових муфтах зазвичай один комплект дисків виготовляють із високовуглецевої пружинної сталі (наприклад, сталь 65Г), тоді як комплект зв'язаних дисків має сталеву основу, покриту фрикційним матеріалом. Як фрикційний матеріал використовують металокераміку на основі міді або сталі, графітизовані паперові композиції, пластмаси та інші матеріали.

Для дослідження впливу параметрів пристрою та режимів роботи гідрофрикціонів на процеси перемикання передач було проведено ряд

експериментів [10]. У результаті цих досліджень виявлено, що на величину динамічних навантажень у трансмісії автомобіля найбільше впливають тривалість перекриття передач t_n , коефіцієнт запасу β , швидкість включення муфт, а також максимальний крутний момент, який може передати муфта, що вимикається, під час затримки зливу.

Дослідження дозволили визначити ряд особливостей безперервного перемикавання передач як під час руху автомобіля під навантаженням, так і на холостому ході. Зокрема, оптимальний режим перемикавання з нижчої передачі на вищу (перехід "вгору") забезпечується лише за умови строго визначеного перекриття, величина якого залежить від конструктивних характеристик коробки передач і режиму руху автомобіля.

Перекриття передач вважається оптимальним, якщо виконуються дві ключові умови:

а) умова безперервності, яка передбачає, що під час перекриття сума моментів тертя муфт, приведених до веденого валу, перевищує момент опору обертанню веденого валу:

$$M_2^{\text{тр}} \cdot i_2 + M_1^{\text{тр}} \cdot i_1 > M_c ; \quad (2.20)$$

б) перекриття закінчується, коли приведений момент тертя муфти, що включається, збільшуючись, досягне значення, рівного моменту опору.

Оптимальну величину перекриття можна визначити з аналітичних залежностей [10] :

$$t_{\text{опт}} = \frac{K_3 \cdot i_1 \cdot \mu_{\text{ст}}}{\beta \cdot \mu_i} \cdot t_2, \quad (2.21)$$

де K_3 - коефіцієнт завантаження двигуна до початку перемикавання передач;

t_2 - час включення муфти вищої передачі;

$\mu_{\text{ст}}$ - коефіцієнт тертя у момент замикавання муфти.

З наведеного виразу випливає, що оптимальний режим перемикавання передач залежить від змін коефіцієнта тертя, і при інших рівних умовах він досягається за різної величини перекриття. Таким чином, значне зниження

динамічних навантажень під час перемикання передач можна забезпечити, надавши зв'язаним парам тертя муфт відповідних характеристик.

Особливість перемикання з вищої передачі на нижчу (перехід "вниз") полягає в необхідності зниження рівня кінетичної енергії автомобіля. З огляду на цю специфіку, оптимальний режим такого перемикання досягається при розриві потоку потужності [11]. Ідеалізований процес перемикання виглядає наступним чином: у певний момент часу муфта вищої передачі миттєво вимикається. Під впливом зовнішнього навантаження відбувається зменшення швидкості вторинного валу коробки передач і зміна кінематичного передавального відношення з $i_{вищ.}$ до $i_{нижч.}$. У момент, коли кутові швидкості ведучих і ведених дисків муфти нижчої передачі стають рівними, муфта миттєво вмикається.

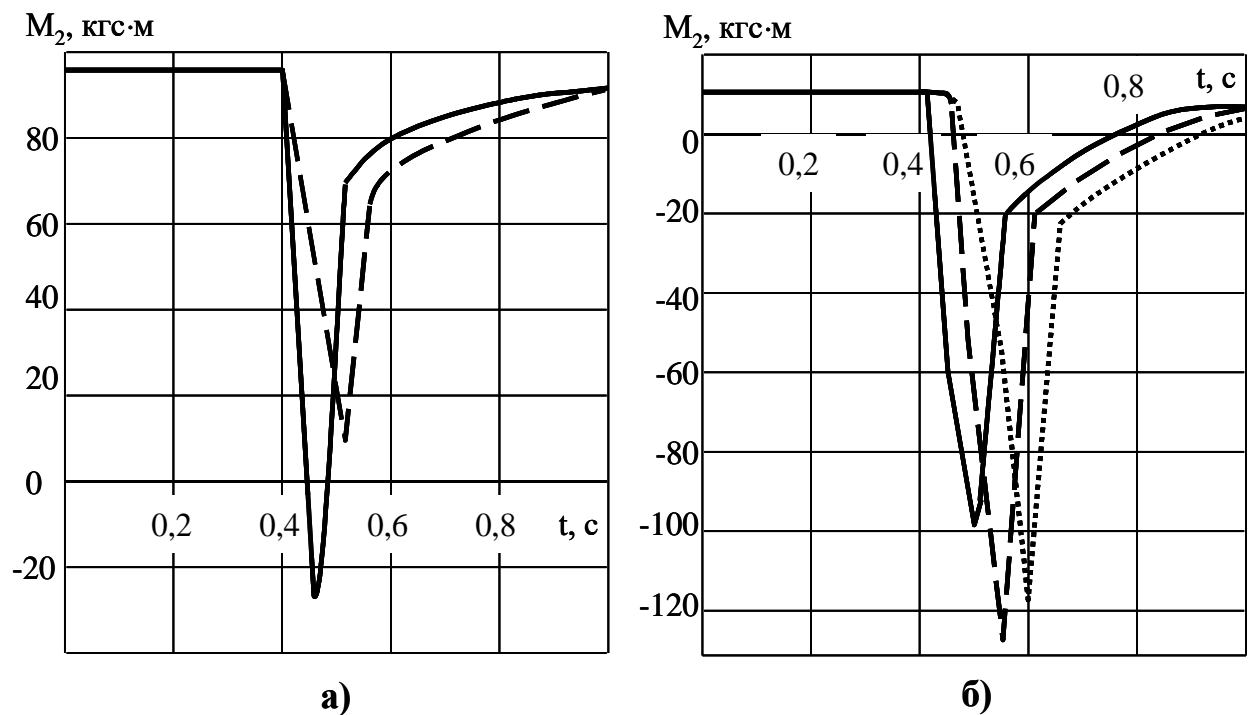


Рисунок 2.11 - Вплив тривалості перекриття передач на зміну моменту, що навантажує вал коробки в процесі перемиканні з III передачі на II при русі автомобіля з навантаженням (а) і на холостому ході (б):

— $\Delta t_{II} = 0,1$ с; - - - $\Delta t_{II} = 0,2$ с; $\Delta t_{II} = 0,3$ с;

Такий спосіб перемикання передач вимагає обмеження тривалості розриву силового ланцюга, щоб уникнути надмірного зниження швидкості

автомобіля, а також точного регулювання темпу включення муфти для забезпечення плавності процесу. З цієї причини в деяких випадках для переходу на нижчу передачу застосовується перекриття передач.

Перемикання з вищої передачі на нижчу супроводжується короткочасним впливом негативних крутних моментів на вали трансмісії, які діють у напрямку, протилежному обертанню (рис. 2.11). При русі автомобіля без навантаження таке явище спостерігається за будь-якої тривалості перекриття, а при русі під навантаженням (зусилля на гаку $P_{кр} = 5,0$ кН негативні моменти виникають лише за малої тривалості перекриття $\Delta t_{п}$ [12].

Перемикання передач під час перемикання часто супроводжується циркуляцією потужності у замкнутих контурах коробки передач і зростанням роботи буксування фрикційних муфт (формула 2.2). При цьому сумарна робота буксування муфт L під час перемикання "вниз" у випадку руху автомобіля з навантаженням значно менша, ніж при перемиканні "вгору".

Зменшення темпу включення муфти при перемиканні "вгору", наприклад, з 900 до 300 кг·см/с при незмінній тривалості перекриття $\Delta t_{п}$, дозволяє знизити максимальні прискорення автомобіля під час розгону. Однак це також призводить до збільшення роботи буксування муфти.

Досягти покращення плавності перемикання, зменшення роботи буксування і зниження негативних моментів у контурі циркуляції під час перемикання можна за рахунок зменшення коефіцієнта тертя вимикаючої муфти в період перекриття. Це має забезпечити, щоб реальний коефіцієнт запасу у цей період ставав меншим за одиницю ($\beta = 0,6 \dots 0,7$).

Надійність коробки передач значною мірою залежить від навантажень, які діють на фрикційні диски. Оцінити умови роботи дисків можна за допомогою таких параметрів, як питома робота тертя L_{y0} (Дж/м²), питома потужність буксування P_{y0} , і температура нагріву дисків. Питома робота тертя визначає середню об'ємну температуру дисків і ступінь їх зносу. Її значення розраховується за наступною формулою:

$$L_{y\partial} = \frac{L_{\sigma}}{z \cdot A_{\phi}}, \quad (2.13)$$

де L_{σ} - повна робота за час буксування, Дж ;

A_{ϕ} - площа тертя, м².

Висновок до розділу 2

На надійність фрикційних дисків значний вплив мають внутрішні напруження, які складаються із залишкових напружень, що виникають після термообробки та шліфування, напружень, спричинених передачею крутного моменту буксуючою муфтою, а також термічних напружень, обумовлених нерівномірним нагрівом дисків у процесі тертя [2].

Перша складова може бути скоригована на етапі виготовлення дисків, тоді як друга і третя залежать від характеристик та режиму роботи фрикційних муфт.

3. МЕТОДИКА ОТРИМАННЯ ТА ОПРАЦЮВАННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СПРАЦЮВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ

3.1. Методика аналізу стану деталей фрикційних муфт

Фрикційні муфти, що застосовуються у коробках передач автомобілів, є одним із найбільш навантажених компонентів трансмісії. Їх працездатність суттєво залежить від стану фрикційних поверхонь, які зазнають значних термічних і механічних навантажень. Під час капітального ремонту коробок передач особлива увага приділяється оцінці стану фрикційних муфт, оскільки їх зношення безпосередньо впливає на функціональність і довговічність трансмісії.

Для аналізу стану деталей фрикційних муфт, що поступають у капітальний ремонт, були проведені дослідження на 50 одиницях автомобільних коробок передач різних моделей. У ході дослідження виконувалося вимірювання параметрів зносу, оцінка пошкоджень та визначення залишкових властивостей матеріалів.

Основні параметри аналізу:

1. Глибина зносу фрикційних поверхонь:
 - Середня глибина зносу фрикційних накладок склала 0,35 мм при допустимій нормі 0,2 мм.
 - У 30% деталей виявлено перевищення граничного зносу на 0,15-0,25 мм, що свідчить про перевищення експлуатаційних режимів.
 - Максимальний зафіксований знос склав 0,8 мм, що більше ніж у 4 рази перевищує допустимий показник.
2. Зміна твердості поверхневого шару:
 - Твердість фрикційних накладок після експлуатації зменшилась у середньому на 15% від початкового значення (НВ 180 замість НВ 210).
 - У 10% зразків виявлено локальне перегрівання, що призвело до втрати твердості до НВ 150.

3. Пошкодження геометрії:
 - Деформація поверхонь тертя зафіксована у 22% зразків.
 - Неплощинність робочих поверхонь фрикційних дисків досягала 0,05-0,1 мм, що викликає нерівномірний розподіл тиску під час роботи.
 - Близько 18% дисків мали тріщини довжиною до 3 мм, що виникли через перевантаження та температурні коливання.
 4. Зношення пружин притискного механізму:
 - Прогин притискних пружин у 40% випадків перевищував допустимі 5%.
 - Максимальна зафіксована втрата пружності склала 12%, що негативно впливає на зусилля притискання і плавність роботи.
 5. Наявність термічних плям:
 - Термічні плями, що свідчать про локальні перегріву, виявлені у 60% фрикційних дисків.
 - Діаметр плям варіювався від 10 до 25 мм, що свідчить про нерівномірний тепловий режим у муфті.
 6. Залишкова товщина фрикційних накладок:
 - У середньому залишкова товщина накладок склала 1,8 мм при початковій 3 мм.
 - У 28% зразків товщина була меншою за мінімально допустимі 1,5мм.
- Аналіз показав, що основними причинами зносу деталей фрикційних муфт є:
1. Перевантаження під час експлуатації: Постійні перевантаження призводять до інтенсивного зносу фрикційних накладок і перегрівання.
 2. Порушення теплового режиму: Неналежне охолодження викликає локальні перегріву, що знижує коефіцієнт тертя та твердості поверхні.
 3. Неправильне регулювання: Неправильне налаштування зазору між поверхнями тертя сприяє їх нерівномірному зношуванню.
 4. Якість матеріалів: У 12% деталей виявлено ознаки низької якості

матеріалів фрикційних накладок, що не відповідають вимогам експлуатації.

3.2. Методика вибору вимірювального інструменту для дефектування фрикційних передач

Інструментальні методи дефектування за геометричними параметрами передбачають визначення дійсних розмірів зношених деталей або відхилення від номінального значення, похибок їх форми та взаємного розміщення осей і поверхонь, а також зазорів у спряженнях.

Широка номенклатура об'єктів, які дефектуються потребує застосування різноманітних контрольно-вимірювальних засобів і методів вимірювання.

Під час дефектування застосовують наступні методи вимірювання: абсолютний, коли прилад показує абсолютне значення параметра, який вимірюють, і відносний - відхилення вимірювального параметру від встановленого розміру.

Шукане значення може вираховуватися безпосередньо за приладом (прямий метод) і за результатами вимірювання іншого параметра, пов'язаного з шуканим безпосередньою залежністю (непрямий метод).

За кількістю параметрів, що підлягають вимірюванню, методи контролю підрозділяють на диференціальні та комплексні. При першому вимірюють значення кожного параметра, а при другому - сумарну погрішність окремих геометричних розмірів виробу. Прикладом комплексного методу є визначення ступеню придатності підшипників кочення за радіальним зазором, який пов'язаний зі зносом бігових доріжок і елементів кочення (кульок, роликів).

Якщо елемент вимірювального приладу безпосередньо торкається поверхні, яка контролюється, то такий метод називають контактним, якщо ні - безконтактним.

Під час дефектування інструментальними методами використовують універсальні вимірювальні засоби, спеціальні пристрої, калібри і шаблони.

До універсальних вимірювальних засобів відносять: штангенінструменти; мікрометричні, індикаторні, важільно-механічні, оптико-механічні та оптичні інструменти.

До спеціальних засобів належать різні індикаторні пристрої для перевірки згину валів, згину і скрученості шатунів, не співвісності гнізд корінних підшипників, радіальних зазорів у підшипниках кочення, пружності поршневих кілець і пружин тощо.

Вибір вимірювальних засобів під час дефектування деталей залежить від таких основних метрологічних характеристик як: межі вимірювань, ціна поділки і гранична похибка вимірювання.

Для дефектування фрикційних дисків ми використовували мікрометр цифровий з фрикціоном (рис 3.1) виробництва МІКРОТЕХ МКЦ-25 IP65, діапазоном 0-25 мм та дискретністю 0,001 мм. Усі цифрові мікрометри проходять метрологічний контроль в акредитованій ISO17025 метрологічній лабораторії МІКРОТЕХ та мають офіційну гарантію.



Рисунок 3.1 – мікрометр цифровий з фрикціоном виробництва МІКРОТЕХ МКЦ-25 IP65

Нами проводились дослідження в стосовно оцінення величини спрацювання фрикційних дисків муфт. З метою спрощення виконання досліджень та для формування відповідного масиву даних було сформовано таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Відображення статистичних даних оцінення спрацювання фрикційних дисків муфт

№ з/п	Модель коробки	Пробіг L, тис.км	Товщина диску S, мм
1	5HP19 1056473040	10	0,0265
2	5HP19 1056473040	15	0,0280
3	5HP19 1056473040	20	0,0429
4	5HP19 1056473040	25	0,0574
5	5HP19 1056473040	30	0,0678
...
<i>n</i>	5HP19 1056473040	300	2,980

У відповідні графи таблиці 3.1 ми вносили інформацію з результатами спостережень, а саме товщину диску, мм та пробіг на якому проводились заміри

Спостереження проводились для автомобільних КПП однієї моделі в декількох партіях, що надходять на ремонт. Окрім того, нами було проведено статистичні спостереження роботи коробок передач, в яких використовується відновлені деталі. Результати відповідних досліджень наведені в розділі 4.

3.3. Методика математичного опрацювання статистичних даних

Досить часто явища і процеси, що відбуваються як у сільськогосподарському так і у ремонтному виробництві мають випадковий характер, що дає змогу за їхніми кількісними характеристиками отримати емпіричні дані. Опрацювання таких даних здійснюють за певними математичними методами, які обґрунтовують на підставі теорії ймовірностей і математичної статистики.

В процесі перевірки емпіричні розподіли повинні узгоджуватися з теоретичними за спеціально розробленими в теорії ймовірностей статистичними критеріями [3, 6].

Для цього наведемо приклад методики розрахунку статистичних характеристик емпіричних величин.

Отримані результати досліджень дані емпіричного ряду необхідно розташувати у порядку їх зростання і таким чином сформувати варіаційний ряд [7]:

$$Y_1 < Y_2 < \dots < Y_N. \quad (3.1)$$

Наступним кроком є поділ варіаційного ряду на певну кількість k інтервалів. Кількість інтервалів визначається за формулою:

$$k = 1 + 3,321 \lg N, \quad (3.2)$$

де: N – число виконаних дослідів (обсяги вибірки).

Необхідний крок інтервалу визначаємо за формулою:

$$\Delta Y = \frac{Y_N - Y_1}{k}, \quad (3.3)$$

З метою полегшення розрахунків побудуємо табл. 3.2. для визначення статистичних характеристик.

Визначити частоту m_i попадання випадкової величини у кожен інтервал, а також розрахувати емпіричну частіть P_i :

$$P_i = \frac{m_i}{N} \quad (3.4)$$

Таблиця 3.2 – Розрахунок статистичних характеристик [3,6,7]

№ з/п	Показник	N інтервалу				
		1	2	...	$k-1$	k
1	2	3	4	5	6	7
1	Інтервал $Y_i^H \dots Y_i^B$	$Y_1^H \dots Y_1^B$	$Y_2^H \dots Y_2^B$...	$Y_{k-1}^H \dots Y_{k-1}^B$	$Y_k^H \dots Y_k^B$
2	Середина інтервалу, Y_i	Y_1	Y_2	...	Y_{k-1}	Y_k
3	Частота, m_i	m_1	m_2	...	m_{k-1}	m_k

Продовжити таблицю 3.2

1	2	3	4	5	6	7
4	Емпірична частість, $P_i = \frac{m_i}{N}$	P_1	P_2	...	P_{k-1}	P_k
5	$Y_i \cdot P_i$	$Y_1 \cdot P_1$	$Y_2 \cdot P_2$...	$Y_{k-1} \cdot P_{k-1}$	$Y_k \cdot P_k$
6	$(Y_i - Y_c)^2 \cdot P_i$	$(Y_1 - Y_c)^2 \cdot P_1$	$(Y_2 - Y_c)^2 \cdot P_2$...	$(Y_{k-1} - Y_c)^2 \cdot P_{k-1}$	$(Y_k - Y_c)^2 \cdot P_k$

б) Розрахувати статистичні характеристики (оцінки):

математичного сподівання

$$Y_c = \sum_{i=1}^k Y_i \cdot P_i; \quad (3.5)$$

дисперсії

$$D = \sum_{i=1}^k (Y_i - Y_c)^2 \cdot P_i; \quad (3.6)$$

середньоквадратичне відхилення:

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^k (Y_i - Y_c)^2 \cdot P_i}; \quad (3.7)$$

Коефіцієнт варіації відповідно визначаємо за формулою:

$$v = \frac{\delta}{Y_c - Y_{3M}}; \quad (3.8)$$

де: Y_{3M} – зміщення (зони розкиду) випадкової величини Y відносно нуля.

Оцінку коефіцієнта варіації виконуємо за формулою (3.9) розраховують, якщо (зона розбіжності) значень показника Y має зміщення відносно нуля. За умови, що Y_1 варіаційного ряду не є помилковим (належить вибірці), вважають $Y_{3M} = Y_1$.

Виконання перевірки крайніх значень отриманого варіаційного ряду на належність вибірці. Перше Y_1 та останнє Y_N значення отриманого в процесі дослідження варіаційного ряду необхідно перевірити на належність їх вибірці (чи не є вони помилковими). Для цього ми скористаємося критерієм Ірвіна [3,6,7]:

$$\lambda_{d1} = \frac{1}{\delta}(Y_2 - Y_1); \quad (3.10)$$

$$\lambda_{dN} = \frac{1}{\delta}(Y_N - Y_{N-1}). \quad (3.11)$$

Для цього розрахункові значення слід порівняти із табличними для заданої ймовірності ($0,95 < \alpha < 0,99$) та кількості дослідів N . У випадку якщо отримують $\lambda_d \leq \lambda_T$, то слід вважати, що крайні значення варіаційного ряду не є помилковим. В іншому разі їх вилучають із одного та повторюють розрахунок статистичних характеристик.

У випадку якщо для виконання окремих дослідів (визначення кожного значення Y) необхідно затратити значні ресурси (кошти та час) важливою умовою є здійснити їх таку кількість, яка була б достатньою для оцінки статистичних характеристик. Зазвичай число N_d дослідів для розподілу слід визначати на підставі гарантування того, що відносна похибка (δ) оцінки математичного сподівання із заданою довірчою ймовірністю ($\alpha = 0,8 \dots 0,95$) яка не перевищує 10-20% [3,6,7]:

$$N_d = \frac{v^2 t^2}{\delta^2}; \quad (3.12)$$

де: t – квантиль нормального розподілу.

Розрахункове значення N_d потрібно перевірити із дійсним, а також зробити висновок про доцільність виконання додаткових дослідів.

Користуючись даними отриманого варіаційного ряду побудуємо графік залежності між досліджуваною величиною і емпіричною частістю. Для цього метою на вісі абсцис за певним мірилом (не в масштабі) відкладають верхні, та нижні значення інтервалів величини Y , а на осі ординат відкладають значення емпіричної частоти.

На основі зовнішнього вигляду гістограми, а також за величиною коефіцієнта варіації можна висунути гіпотезу щодо теоретичної закономірності розподілу.

Наступним кроком є розрахунок теоретичної частоти. Для цього необхідно розрахувати значення густини функції розподілу ($f(Y_i)$) для кожного часткового інтервалу. Для теоретичного закону розподілу Вейбулла потрібно насамперед відшукати параметри мірила a і b [3,6,7].

Для кожного наявного часткового інтервалу визначають теоретичну частіть:

$$P_{Ti}(Y) = f(Y) \cdot \Delta Y, \quad (3.13)$$

де: ΔY – крок інтервалу.

Виконання перевірки близькості емпіричного і теоретичного розподілів здійснюється за критерієм X^2 (Xi – квадрат, Пірсона) [3,6,7]. Для цього відповідно для кожного часткового інтервалу необхідно розрахувати добуток – $N \cdot P_{Ti}$. Виразити критерій за формулою:

$$X^2 = \sum_{i=1}^{k'} \frac{(m_i - N \cdot P_{Ti})^2}{N \cdot P_{Ti}}, \quad (3.14)$$

де: k' – кількість інтервалів (з урахуванням їх об'єднання).

Визначення числа ступенів вільності здійснюється за формулою:

$$r = k' - (n + 1), \quad (3.15)$$

де: n – число параметрів функції наявного теоретичного розподілу.

Задавшись рівнем значимості α ($\alpha = 0,05 \dots 0,1$), знайдемо для визначеного r , значення $(X')^2$ та порівняємо його із розрахунковим. У випадку якщо $X^2 < (X')^2$, тоді теоретичний розподіл відображає наявні емпіричні дані. В протилежному випадку близькість між емпіричним і теоретичним розподілом відсутня [3,6,7].

Висновки до розділу 3

1. Проведений аналіз деталей фрикційних муфт, які поступили в капітальний ремонт, дозволив встановити, що 65% зразків мають перевищення допустимих параметрів зносу. Основними проблемами є глибокий знос фрикційних поверхонь, втрата твердості, деформації дисків і

термічні пошкодження. Для підвищення надійності роботи фрикційних муфт доцільно розробити методики зміцнення матеріалів, а також впровадити нові регламентні вимоги щодо їх обслуговування та діагностики.

2. Застосування стандартизованих математичних методів для аналізу статистичних даних, зібраних у виробничих експериментах, забезпечує впевненість у достовірності отриманих результатів.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ОЦІНЕННЯ СПРАЦЮВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ ДИСКІВ

4.1. Результати обґрунтування середнього напрацювання на відмову фрикційних дисків

Для кількісної оцінки процесу спрацювання фрикційних дисків ми організували збір відповідних статистичних даних випадкових величин.

Тому, під статистичною випадковою величиною ми приймаємо кількісну величину спрацювання на момент настання відмови. Відповідно до цього було сформовано таблицю (див. табл. 3.1), в яку заносились у відповідні графи дані про результати спостережень, а саме інформацію щодо величини спрацювання (S), загальний пробіг при якому проводились заміри (L).

Отримані нами статистичні дані були опрацьовані відповідно до методики наведеної у п. 3.3, згідно з чим побудовано розподіли середнього напрацювання на відмову сервісних автомобілів у підприємстві рисунки 4.1.

Зокрема на підставі критерію χ^2 Пірсона встановлено, що статистичний розподіл середнього напрацювання на відмову сервісних автомобілів Citroën узгоджується із експоненційним законом розподілу. Диференціальна функція розподілу наступна [3,6,7]:

$$f(S) = 14,493 \cdot \exp\left(-\frac{S}{0,069}\right) \quad (4.1)$$

Статистичні характеристики даного розподілу наступні: математичне сподівання – 0,069 мм; середньоквадратичне відхилення – 0,052 мм; коефіцієнт варіації – 0,777. Вибірку було зроблено для 50 подій. Інші статистичні характеристики даного розподілу наведено в дод. А1.

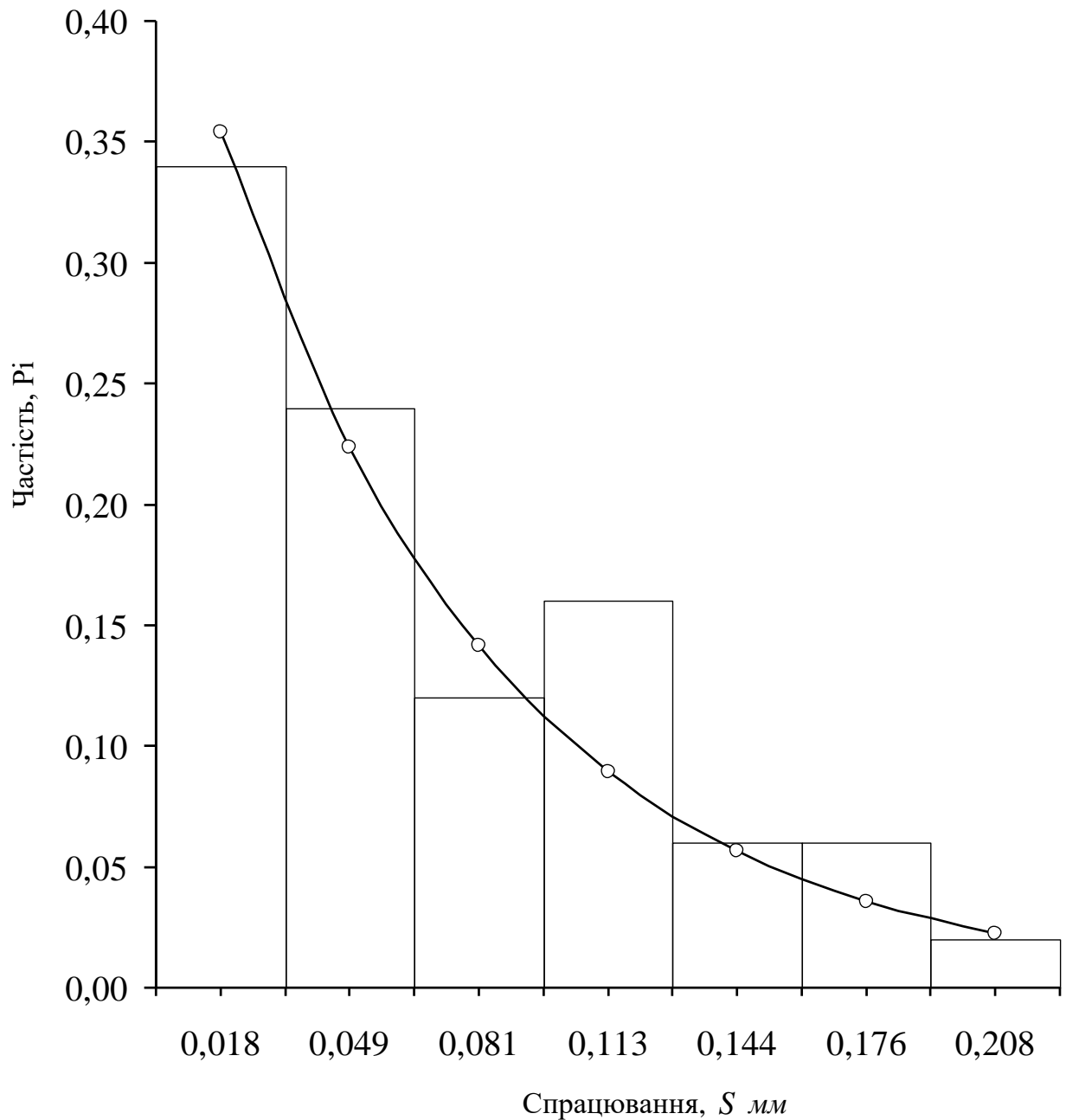


Рисунок 4.1 – Гістограма та теоретична крива розподілу середнього спрацювання фрикційних дисків сервісних автомобілів на підприємстві «Best road»

4.2 Рекомендації по вдосконаленню конструкції фрикційної муфти

У розділі 4 були описані особливості процесів зносу, що відбуваються в гідromуфті в процесі експлуатації автомобіля і що призводять до зниження її працездатності. Були виявлені деталі, що мають недостатній рівень

довговічності. Знос поверхонь барабана, поршня і кільця ущільнювача є головною причиною вибраковування фрикційних муфт передач автомобіля, що поступають в ремонт коробок.

У таблиці 4.1 запропоновані заходи щодо вдосконалення конструкції деяких вузлів і деталей фрикційної муфти, що дозволяють підвищити її довговічність і надійність.

Підгоряння дисків і заклинювання кільця ущільнювача майже завжди пов'язані з роботою поверхонь тертя муфти в режимі недостатнього мастила, внаслідок чого порушується тепловий режим її роботи. У свою чергу змащувальні властивості масел і надійність роботи ущільнень залежать від його температури. Однієї з причин перегріву масла у фрикційних елементах коробки передач автомобіля може бути надходження масла в робочу порожнину циліндра вимкненої муфти внаслідок порушення герметичності або підклинювання золотника гідросистеми КП. При цьому спостерігається зменшення зазору між дисками і їх пробуксування, що супроводжується втратами потужності і нагрівом масла. В цьому випадку було б корисно мати систему, що дозволяє своєчасно сигналізувати про несправність, що з'явилася.

Таблиця 4.1 - Пропозиції по вдосконаленню конструкції фрикційної муфти

Опис пошкодження	Пропозиції по підвищенню довговічності і ремонтпридатності
1	2
Підгоряння дисків через знос деталей у відмінюваннях хвостовика вторинного валу, заклинювання кільця ущільнювача в канавці поршня, руйнування деталей, що забезпечують герметизацію масляних магістралей, а також по інших причинах, що викликають перегрів дисків	<ol style="list-style-type: none"> 1. Ввести в конструкцію сигналізатор, застережливий про надходження масла в дві муфти одночасно. 2. Ввести фільтрацію масла в гідросистемі КПП з тонкістю очищення 25...30 мкм.

Продовжити таблицю 4.1

1	2
Знос поверхонь під кільце ущільнювач барабана фрикціонів, поршня, а також поверхонь самого кільця	<ol style="list-style-type: none"> 1. Внести зміни в конструкцію поршня. 2. Ввести в запасні частини кільце ущільнювач з ремонтними розмірами
З'єднання барабан фрикціона – кільце стопорне: розстопорювання муфти, знос канавки під кільце в барабані	Ввести кріплення стопорного кільця до барабана фрикціона
З'єднання барабан фрикціона – диск: знос поверхні пазів барабана і шліців дисків	<ol style="list-style-type: none"> 1. Здійснити з'єднання барабана фрикціона з виступами дисків за допомогою шліців з евольвентним профілем . 2. Підвищити твердість шліцьових пазів сталевих дисків, твердість поверхні пазів під шліці дисків барабана фрикціону . 3. Ввести плазмово-вакуумне напилювання поверхні під кільце ущільнювача, зменшити питомий контактний тиск між шліцами дисків і поверхнею паза за рахунок збільшення площі контакту . 4. Застосування штучного дисбалансу для зниження динамічних навантажень .

Для підвищення довговічності з'єднання кільце ущільнювача поршня, поршень шляхом зменшення динамічних навантажень на кільце ущільнювача, можна внести деякі зміни до конструкції поршня (рисунок 4.2) [5,24]. У поршні 6 між його днищем 2 і канавкою 3 виконуються канали 4 в напрямі від утворюючого поршня до поглиблення 1 в днищі 2 завглибшки 0,16 мм і шириною 0,30 мм, а ділянка поршня між днищем 2 і канавкою 3 виконується з діаметром d_1 , меншим діаметру d_2 частини поршня. При подачі робочої рідини під поршень вона чинить тиск на днищі 2 поршні і на торцеву поверхню кільця ущільнювача 5. Співвідношення розмірів елементів муфти, представлених на рисунку 5 таке, що тиск рідини, при якому починається переміщення поршня 6, більше тиску, при якому починається переміщення кільця ущільнювача 5. Тому останнє притискається до поверхні канавки 3 і як би захоплює за собою поршень, не відриваючись від поверхні його канавки. У такому положенні кільце ущільнювача залишається

протягом всього часу переміщення поршня 6 при включенні муфти, а також при зворотному ході, що значно знижує динамічні навантаження на кільце, зменшуючи знос поверхонь і підвищуючи довговічність деталей.

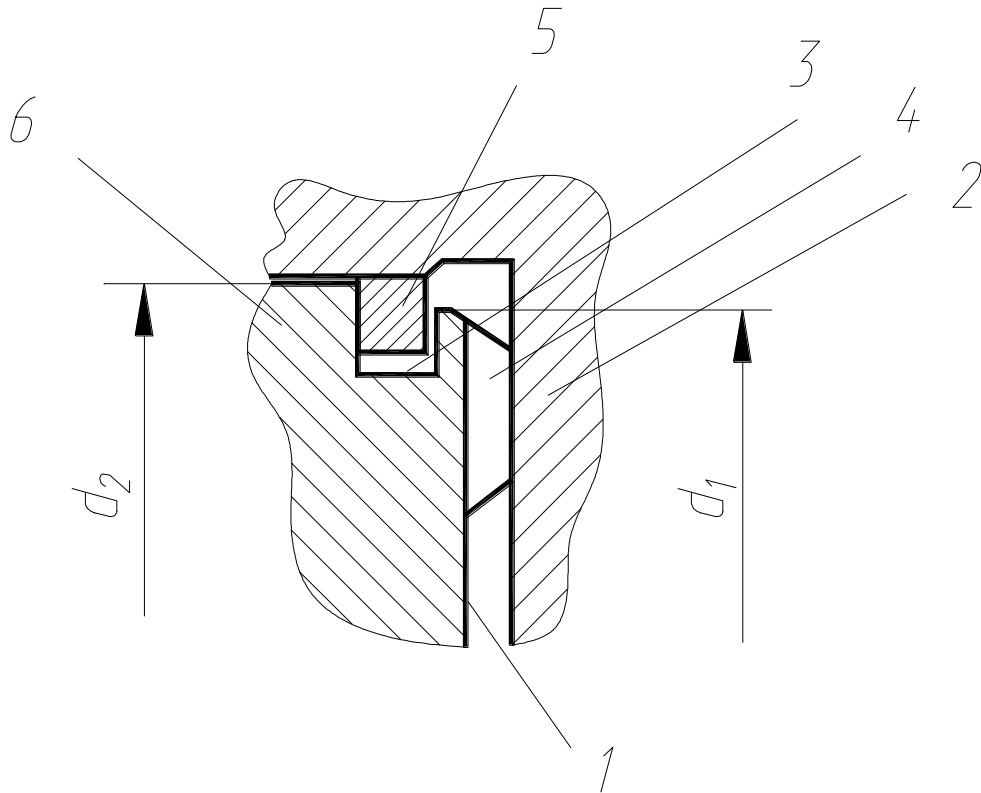


Рисунок 4.2 – З'єднання кільця ущільнювача з поршнем

Добитися значного підвищення довговічності з'єднання барабан – диски можна шляхом заміни прямобічних шліців евольвентними. При цьому шліци дисків настільки довговічні, що дозволяють після використання впродовж декількох міжремонтних періодів після перешліфовування до ремонтних розмірів зварювати два диски разом і встановлювати в коробку передач як один. Проте такий спосіб значно ускладнить виробництво деталей і збільшить їх вартість.

Для підвищення ресурсу шліцьових з'єднань барабан – диски необхідно знизити інтенсивність або повністю усунути з гідromуфти віброударні навантаження, що спостерігаються в процесі роботи. Одним із способів вирішення цієї проблеми є застосування штучного дисбалансу [9]. Цей метод передбачає введення додаткового дисбалансу на всіх фрикційних дисках, що

контактують з барабаном фрикційної муфти. Збільшення відцентрової сили за рахунок штучного дисбалансу приводить до перекладання зазору в шліцьовій парі з максимальною силою притиснення, що діє у вимкненій муфті, що обертається.

Конструктивного виконання дисків з штучним дисбалансом може бути різним і залежить від особливостей конструкції фрикційної муфти. У вимкненій муфті радіальний зсув пакету дисків приводить до виникнення власного дисбалансу, тому найбільш оптимальним є розташування дисків з штучним дисбалансом, компенсуючи власний дисбаланс фрикційної муфти. Проте визначення такого положення дисків в умовах серійного виробництва вимагає значних витрат, тому доцільніше забезпечувати рівномірне розташування дисків по колу барабана. Це дозволяє усунути динамічні навантаження від дії дисбалансу кожного з дисків окремо.

Динамічні навантаження, що виникають в коробці передач під дією дисбалансу фрикційної муфти, також негативно впливають на довговічність підшипників і опор валів коробки передач. Експериментальні дослідження на стенді з моторно-трансмісійною установкою автомобіля показали, що у всьому робочому діапазоні обертів двигуна рівень віброприскорень передньої опори вторинного валу коробки передач з серійними дисками і дисками, що мають дисбаланс, при їх рівномірному розташуванні по колу барабана має однакове значення. Виявлено також, що при розташуванні пакету дисків з сумарним штучним дисбалансом, направленим в один бік, і подальшій почерговій перестановці пакету дисків по пазах барабана, штучний дисбаланс компенсує власний дисбаланс фрикційної муфти (рисунок 4.3).

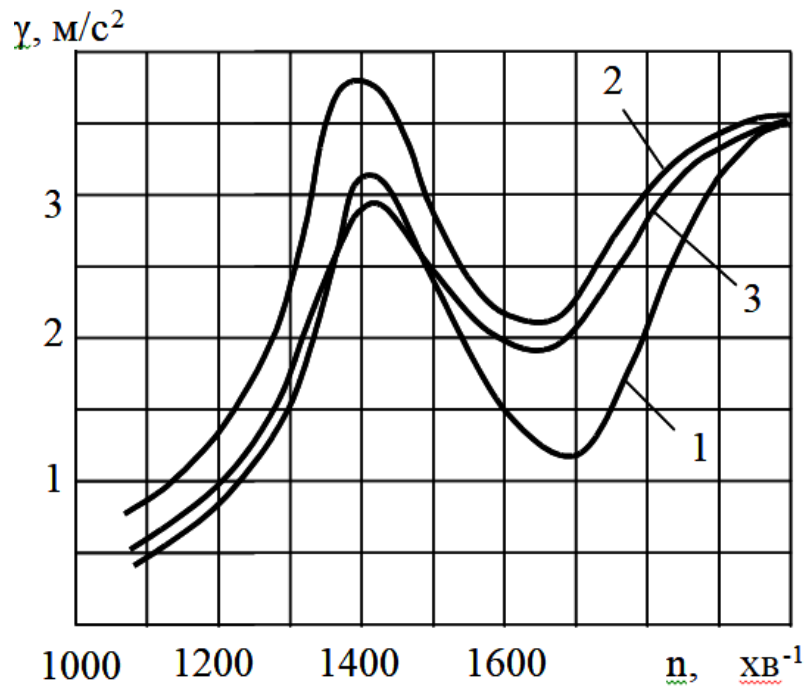


Рисунок 4.3 - Залежність віброприскорень передньої опори вторинного валу коробки передач автомобіля від обертів двигуна на четвертій передачі: 1 – барабан фрикційної муфти без дисків; 2 – фрикційна муфта при почерговій установці серійних дисків і рівномірно розташованих дисбалансових дисків; 3 – фрикційна муфта при положенні дисбалансових дисків, компенсуючи дисбаланс муфти.

Попередні стендові ресурсні випробування фрикційних муфт з дисбалансними дисками, проведені на автомобілі Citroën показали, що знос в шліцьовому з'єднанні барабан – диск знизився в 2,5-3 разів.

Висновки до розділу 4

1. Здійснене нами математичне опрацювання отриманих в результаті формування варіаційного ряду емпіричних даних використовуючи методи математичної статистики уможливило за допомогою критерію χ^2 – Пірсона встановити те, що спрацювання фрикційних дисків (S) відображається експоненціальним законом розподілу.

2. Статистичні характеристики даного розподілу наступні: математичне сподівання – 0,069 мм; середньоквадратичне відхилення – 0,052 мм; коефіцієнт варіації – 0,777. Вибірку було зроблено для 50 подій.

3. Аналізуючи результати спостережень можна зробити висновок проте, що впровадження вдосконаленої конструкції фрикційної муфти збільшить пробіг автомобіля до ремонту на 25%.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Ремонтне виробництво є особливо несприятливим з точки зору техніки безпеки, пожежної безпеки та виробничої санітарії. Це обумовлено тим, що автомобілі, які надходять в ремонт та технічне обслуговування можуть бути забруднені речовинами, шкідливими для здоров'я людини, горючими матеріалами, а пошкоджені деталі можуть бути причиною травмування. Специфікою ремонтного виробництва є також те, що робітники постійно працюють з різними об'єктами ремонту і виконують різні операції, їх робочі місця, як правило, не є постійними [1,15].

Поліпшення умов праці є одним із резервів росту її продуктивності та екологічної ефективності виробництва, а також подальшого покращення соціального стану і здоров'я працівників.

Проблема поліпшення умов праці безпосередньо пов'язана з санітарно-побутовими умовами, режимом роботи і медичним обслуговуванням працівників, організацією відпочинку, харчування та інших факторів.

Збитків, яких сьогодні завдає виробничий травматизм і професійні захворювання на виробництві, можна позбавитись за рахунок розробки спеціальних заходів додержання вимог трудового законодавства, спеціальних нормативних та інших документів, а також впровадження в виробництво найновіших досягнень науки і передового досвіду з охорони праці.

5.1. Структурно-функціональний аналіз технологічних процесів складання та розбирання машин

Технологічний процес заміни вузлів і агрегатів включає наступні операції [1,15]:

- миття і очищення деталей агрегатів і вузлів та кріпильних деталей;
- виконання допоміжних операцій для створення доступу до вузлів, що потребують заміни;
- готування і встановлення технологічного обладнання;

- виконання основних операцій заміни агрегатів і вузлів;
- контроль технічного стану агрегатів, вузлів та деталей;
- транспортування знятих вузлів деталей для їх заміни.

У процесі виконання вище перелічених операцій можуть виникати такі травмонебезпечні ситуації:

- під час миття, очищення деталей та зливання технологічних робочих матеріалів:
 - розбризкування мийного розчину або технологічних матеріалів і попадання їх на обличчя, руки та інші відкриті ділянки тіла;
 - загоряння мийного розчину на основі горючих матеріалів або технологічних рідин;
 - забруднення робочого місця;
- під час виконання допоміжних операцій для створення доступу до агрегатів і вузлів, що потребують заміни:
 - наявність на деталях відколів, задирок і стружки;
 - падіння деталей і складальних одиниць;
 - зіскакування ключів з граней гайок;
- підготовка і встановлення технологічного обладнання:
 - намотування одягу на обертові деталі обладнання (силовий гвинт);
 - затискання одягу або частин тіла елементами обладнання, падіння, перекидання обладнання;
 - наїзд мобільним обладнанням на перешкоди, виконавців робіт або на інших присутніх осіб;
- виконання основних операцій заміни агрегатів і вузлів:
 - наявність на деталях відколів, зазубрин і стружки;
 - зіскакування ключів з граней гайок;
 - падіння деталей і складальних одиниць;
- під час виконання основних операцій заміни агрегатів і вузлів:
 - зіскакування ключів з граней гайок;

- наявність на деталях гострих кромки і відшарування металу;
- падіння деталей зі стола;
- під час контроль технічного стану агрегатів, вузлів та деталей:
- випадання з рук мірного інструменту та пристроїв для дефектування;
- неправильне використання інструментів та пристроїв;
- під час транспортування знятих вузлів деталей для їх заміни:
- падіння деталей і складальних одиниць з обладнання;
- перекидання обладнання разом з транспортованими вузлами;
- наїзд мобільним обладнанням на виконавців робіт або на інших присутніх осіб;
- наїзд мобільним обладнанням на інше обладнання, автомобілі або їх складові частини;

Небезпечні умови операції (НУ):

- використання шкідливих для здоров'я мийних розчинів (НУ₁):
- використання легкозаймистих речовин (НУ₂):
- несправні інструменти (НУ₃):
- несправне обладнання (НУ₄):
- порушення вимог безпеки праці (НУ₅):

Небезпечні дії (НД):

- розбризування мийного розчину, витікання технологічних рідин (НД₁):
- користування інструментом, що спричинює іскроутворення, значний нагрів або відкритого полум'я, паління цигарок (НД₂):
- та використання відкритого полум'я (НД₃):
- потрапляння горючих матеріалів на нагріті деталі:
- використання несправного обладнання (НД₅):

Небезпечна ситуація (НС):

- потрапляння агресивних речовин на шкіру та в очі (НС₁):
- займання горючих речовин (НС₂):

- зіскакування інструментів з деталей (НС₃):
- падіння деталей, інструментів обладнання або непередбачена траєкторія їх руху (НС₄):
- необачні або невмілі дії виконавця (НС₅)

На підставі співставлення небезпечних умов операцій (НУ), небезпечних дій (НД), та небезпечних ситуацій (НС) складаємо модель процесу.

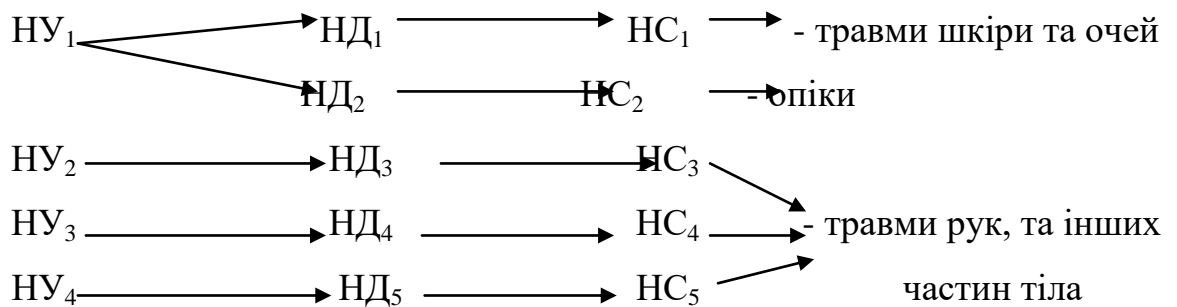


Рисунок 5.1 - Модель процесу

5.2. Вимоги безпеки до території, приміщень, обладнання і виробничих процесів ремонтних підрозділів

Територія ремонтних майстерень, виробничих, санітарно-побутових та інших приміщень повинна відповідати технологічному процесу ремонтного виробництва та вимогам санітарних норм проектування. Поверхня має бути вирівняна й спланована так, щоб забезпечити відведення стічних вод до водостоків від будівель, майданчиків, проїздів та пішохідних доріжок. Ширина дороги для руху техніки і пішохідних доріжок до майстерні, санітарно-побутових, допоміжних і інших приміщень при одnobічному русі повинна бути на 1,8 м, а при двобічному - на 2,7 м більша за ширину сільськогосподарської машини. Ширина пішохідних доріжок має бути не менша 1,5 м [13].

Майданчики для зберігання автомобілів, тракторів, комбайнів та іншої сільськогосподарської техніки повинні бути рівними, з твердим покриттям (асфальт, бетон та ін.).

Виробничі процеси, які супроводжуються забрудненням робочої зони шкідливими речовинами (отруйні гази, пари, пил і т.д.), треба проводити в окремих приміщеннях, обладнаних вентиляцією.

Підлога в приміщеннях цехів повинна бути щільною, з твердим покриттям, зручним для очищення і ремонту. В приміщеннях, де користуються водою, підлогу влаштовують з похилом для стоку. На оглядових ямах та естакадах треба встановлювати напрямні для коліс автомобілів, тракторів і комбайнів, а також обладнувати з двох боків сходи для спуску в яму. На естакадах по всій довжині мають бути поручні висотою не менш як 1 м.

Усі зовнішні входи та виходи, в'їзди у виробничі приміщення обладнують тамбурами для запобігання протягам і тепловим завісам.

Дахи та карнизи будівель у зимовий час треба регулярно очищати від снігу та льоду.

Проходи між стелажми, полицями, шафами у складських приміщеннях повинні бути шириною не менше 1 м.

5.3. Розробка заходів щодо безпеки в надзвичайних ситуаціях

Захист цивільного населення у разі загрози та виникнення надзвичайних ситуацій є одним з найважливіших завдань, яке покладається на службу з охорони праці на підприємстві.

Захист населення базується на дотриманні систем заходів, що забезпечують виконання організаційних, протиепідемічних та інших заходів у сфері запобігання і ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій, сюди включають [1,15]:

- розробку наглядно-методичних та інформативних заходів

- планування та проведення навчально-практичних занять з питань надзвичайних ситуацій.
- ознайомлення всіх працюючих з функціональними обов'язками системи дій при надзвичайних ситуаціях
- ознайомлення всіх працюючих з системою оповіщення при надзвичайних ситуаціях на підприємстві.

6. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРОПОНОВАНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ

Найточніше економічний ефект від впровадження запропонованої методики ремонту фрикційної муфти можна шляхом проведення глибокого функціонально-вартісного аналізу. Проведення такого аналізу в даний момент не представляється можливим, оскільки вказана методика ремонту ще не достатньо випробувана в умовах серійного виробництва. Проте можна провести розрахунок економічного ефекту від її впровадження відповідно до методичних вказівок [19].

По попередніх розрахунках економія матеріальних засобів використанні даної методики ремонту коробок передач автомобіля буде значною, оскільки замість покупки нових дорогих деталей (поршень, кільце - ущільнювача) пропонується проводити ремонт шляхом розточування канавки поршні і обмежитися тільки покупкою кільця ущільнювача з ремонтними розмірами. Крім того для крупного господарства дана методика дозволить скоротити час ремонту фрикційної муфти коробки передач і тим самим підняти коефіцієнт технічної готовності парку автомобілів.

Економічний ефект E від виробництва від впровадження ремонту можна розрахувати за формулою :

$$E = \frac{E_{\Gamma}}{a + E_H} , \quad (6.1)$$

де E_p - річний економічний ефект від впровадження, грн.;

a - коефіцієнт амортизації основних фондів;

E_H - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Річний економічний ефект E_p можна представити як

$$E_{\Gamma} = (P_H - Z_p) \cdot N , \quad (6.2)$$

де P_H , – балансова вартість нового комплекту деталей, грн.;

Z_p – витрати на ремонт однієї фрикційної муфти, грн.;

N – річна виробнича програма.

Витрати на ремонт фрикційної муфти окрім вартості ремонтного кільця ущільнювача включатимуть витрати на проведення операцій ремонту поршня.

Вартість одного поршня фрикційної муфти без ПДВ складає 147 грн., вартість кільця ущільнювача номінального розміру – 44,15 грн., ремонтного розміру – 45,90 грн. Витрати на ремонт одного поршня за даними заводу складає 0,55 грн. Враховуючи, що ремонтний комплект однієї фрикційної муфти містить по дві деталі визначимо річний економічний ефект при річній програмі 200 ремонтів :

$$E_2 = ((147 + 44,15) - (45,90 + 0,55)) \cdot 2 \cdot 200 = 57880 \text{ грн.}$$

З урахуванням величини амортизації основних фондів (10 % у рік) і коефіцієнта ефективності капіталовкладень (15 %) можна підрахувати приблизний економічний ефект від використання запропонованої технології ремонту:

$$E = \frac{57880}{0,1 + 0,15} = 231520 \text{ грн.}$$

Таким чином, при приблизній оцінці можна чекати значного економічного ефекту від широкого впровадження пропонованої технології ремонту фрикційної муфти коробки передач автомобіля.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Фрикційні передачі мають низку переваг, таких як плавність роботи, компактність та економічність виготовлення. Однак їх недоліки, серед яких втрати енергії, знос елементів та перегрів, вимагають ретельного технічного обслуговування та відповідного вибору для кожного конкретного застосування.

Після аналізу конструкцій зчеплень вантажних автомобілів четвертого класу можна зробити такі висновки та рекомендації: найраціональніше використовувати конструкцію з одним натискним диском, що зменшує інерційність агрегату та спрощує конструкцію; як притискний елемент доцільно застосовувати діафрагмову пружину, оскільки вона потребує менших фізичних зусиль для управління зчепленням

У роботі розглянута конструкція, призначення і принцип роботи фрикційної муфти, проаналізовані процеси, що відбуваються при перемиканні передач без розриву потоку потужності і навантаження, що виникають при цьому.

Найбільше число фрикційних муфт, що поступають в ремонт, вибраковуюються внаслідок зносу поверхонь тертя дисків, поверхонь барабан фрикціона – поршень, пазів барабана фрикціона під шліци ведених дисків, поверхонь кільця ущільнювача і канавки під нього в поршні.

Найбільш серйозним чином на працездатності коробки передач автомобіля в цілому може позначитися підвищений знос в з'єднанні поршень – кільце ущільнювача. У роботі запропонована методика ремонту цього з'єднання шляхом введення кільця ущільнювача ремонтного розміру. Цей спосіб ремонту не вимагає застосування спеціальних методів відновлення робочих поверхонь деталей і дозволяє скоротити витрати часу і матеріальних засобів на ремонт коробки передач автомобіля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. А.І. Салов. Охорона праці в автотранспортних підприємствах. Київ: Транспорт, 2005. 246 с.
2. Будова та принцип дії КПП: бібліотека автомобіліста. URL: https://carpod.ua/akpp-hyundai-elantra-hd-j4-2006-2010-gv_571.htm (дата звернення:14.09.2024).
3. Васильків І. М. Основи теорії ймовірностей і математичної статистики : навч. посібник. Львів : ЛНУ імені Івана Франка, 2020. 184 с.
4. Види коробок передач: авто світ очима професіоналів. URL: <http://www.autosoft.ua/products/repairtimes> (дата звернення:14.09.2024).
5. Випробування трансмісії: навантажувальні стенди. URL: <http://garo.ua/remont-kpp/obkatochnye-stendy/stend-obkatochnyj-ks-02> (дата звернення:15.09.2024).
6. Гайдучок В. М., Затхей Б. І., Лінник М. К. Теорія і технологія наукових досліджень. Навчальний посібник. Львів : Афіша, 2005. 232 с.
7. Грабар І.Г. Основи надійності машин: Навчальний посібник. Житомир: ЖІТІ, 1998. 298 с.
8. Діагностика автоматичної трансмісії: діагностика своїми руками. URL: <http://automn.ua/hyundai-elantra/autocategory-523-10.html> (дата звернення:12.09.2024).
9. Загальна будова механічних коробок передач: світ механіки. URL: <http://unit-car.com/ustroystvo/10-korobka-peredach.html> (дата звернення: 12.06.2023).
10. Кудрявцев Ю.В. Opel Vectra. Посібник з ремонту та технічного обслуговування. Київ: Київ-Автокнига, 2000. 288 с.
11. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація управління. Київ: Знання - Прес, 2004. 511 с.
12. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: технологія. Київ: Знання - Прес, 2003. 528 с.

13. Напольский Г.М. Технологічне проектування автотранспортних підприємств і станцій технічного обслуговування: посібник для вищих навчальних закладів. 2-е вид., перероб. и доп. Київ: Транспорт, 2015. 271 с.

14. Обладнання для ремонту автомобілів. Під ред. Шахнеса М.М. вид., «Транспорт», 1998. 424 с.

15. Охорона праці. Методичні рекомендації до виконання розділу з охорони праці у дипломних проектах. Львівський національний аграрний університет, 2012 р.

16. Посібник із експлуатації автомобілів Опель. К.: Легіон, 1996. 90 с.

17. Ремонт МКПП: інструкція з експлуатації автомобілів. URL: http://www.belvedor.com/product/sku_8_70.html (дата звернення:15.09.2024).

18. Сирота В.І. Основи конструкції автомобілів: Навчальний посібник. - 2-ге видання, перероблене та доповнене. Київ: Арістей, 2005. 280 с.

19. Технічна експлуатація автомобілів / Під ред. Є. З. Кузнєцова. 3-е вид., перероб. і доп. Київ: Транспорт, 2001. 413 с.

20. Технічне обслуговування трансмісії: поради водію. URL: <http://garo.ua/remont-kpp/obkatochnye-stendy/stend-obkatochnyj-ks-02> (дата звернення:14.09.2024).

21. Форнальчик Є.Ю., Качмар Р.Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів: навч.посібник. 2-ге вид., змін та допов. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. 324 с

22. Форнальчик Є.Ю., Оліскевич М.С., Мاستикаш О.Л., Пельо Р.А. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: Навчальний посібник. / За загальною ред. Є.Ю. Форнальчик. Львів : Афіша, 2004. 492 с.

23. Шарибура А.О., Левчук О.В., Рис В.І., Барабаш Р.І. Оцінення випадкових процесів зміни технічного стану АТЗ. Методичні рекомендації до виконання практичної роботи здобувачами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти з дисципліни «ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ АВТОМОБІЛІВ». Дубляни, 2023. 20 с.

24. Ю. Паливода. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне

нормування механічної обробки: навчально-методичний посібник / Ю. Паливода, А. Дячун, Р. Лещук. Тернопіль, Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя, 2019. 240с.

25. C. Ruiz-Carcel, E. Hernani-Ros, P. Chandra, Y. Cao, D. Mba, Application of linear prediction, self-adaptive noise cancellation, and spectral kurtosis in identifying natural damage of rolling element bearing in a gearbox Proceedings of the 7th World Congress on Engineering Asset Management (WCEAM 2012), Springer (2015), pp. 505-513.

26. J. Antoni, R. Randall Differential diagnosis of gear and bearing faults TransAm Soc Mech Eng J Vib Acoust, 124 (2) (2002), pp. 165-171.

27. Xie, S.; Hu, X.; Lang, K.; Qi, S.; Liu, T. Powering Mode-Integrated Energy Management Strategy for a Plug-In Hybrid Electric Truck with an Automatic Mechanical Transmission Based on Pontryagin's Minimum Principle. Sustainability 2018, 10, 3758.

28. Aleksandr BLOKHIN, Arcadiy NEDYALKOV, Lev BARAKHTANOV, Aleksandr TARATORKIN, Abram KROPP MULTISTAGE MECHANICAL TRANSMISSIONS WITH AUTOMATIC CONTROL FOR ADVANCED TRUCKS AND BUSES , Acta mechanica et automatica, vol.11 no.4 (2017) Стр.: 260-266. DOI 10.1515/ama-2017-0040.

29. Linghao Zhou, Fang Duan, Michael Corsar, Faris Elasha, David Mba, A study on helicopter main gearbox planetary bearing fault diagnosis, Applied Acoustics, Volume 147, 2019, Pages 4-14, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.12.004>.

30. Hofman, T, Steinbuch, M, Druten, RV. Design of CVT-based hybrid passenger cars. IEEE T Veh Technol 2009; 58: 572–587.

31. Ji, J, Park, J, Kwon, O. An energy management strategy for a CVT based parallel hybrid electric vehicle. In: Proceedings of the vehicle power and propulsion conference, Seoul, South Korea, 9–12 October 2012, pp.380–382. New York: IEEE.

32. Di Nicola F, Sorniotti A, Holdstock T, et al. Optimization of a

multiplespeed transmission for downsizing the motor of a fully electric vehicle. SAE Int J Alt Power 2012; 1: 134–143.

33. Morozov A, Humphries K, Zou T, et al. Design and optimization of a drivetrain with two-speed transmission for electric delivery step van. In: Proceedings of the IEEE international electric vehicle conference (IEVC), Florence, 17–19 December 2014. New York: IEEE

ДОДАТКИ

Додаток А.

Таблиця А.1 Визначення статистичних характеристик та обґрунтування закону розподілу спрацювання фрикційних муфт

№	Униз	Уверх	У _і	М(і)	Р _і	У _і *Р _і	(У _і -У _с) ² *Р _і	f(y)	Теоретична частість
1	0,002	0,034	0,018	17	0,340	0,006	0,001	11,185528	0,354
2	0,034	0,065	0,049	12	0,240	0,012	0,000	7,074443	0,224
3	0,065	0,097	0,081	6	0,120	0,010	0,000	4,474330	0,142
4	0,097	0,129	0,113	8	0,160	0,018	0,000	2,829852	0,090
5	0,129	0,160	0,144	3	0,060	0,009	0,000	1,789780	0,057
6	0,160	0,192	0,176	3	0,060	0,011	0,001	1,131971	0,036
7	0,192	0,224	0,208	1	0,020	0,004	0,000	0,715931	0,023
1	0,002	0,034	0,018	17	0,340	0,006	0,001	11,185528	0,354

Закон розподілу - *Експоненційний*

Математичне сподівання	У _с	0,069	Число ступенів вільності	<i>r</i>	5
Дисперсія	<i>D</i>	0,003	Рівень значимості	<i>α</i>	0,100
Серед.-квадр. відхилення	<i>σ</i>	0,052	Хі-квадрат розрахункове	<i>X</i> ²	3,861
Коефіцієнт варіації	<i>v</i>	0,777	Хі-квадрат табличнее	(<i>X</i> [*]) ²	9,236
Параметр мірила	<i>a</i>	0,073	Коефіцієнт	<i>Kb</i>	0,924
Параметр форми	<i>b</i>	1,303	Коефіцієнт	<i>Cb</i>	0,718
					0,094
				17,941	<i>b/a</i>