

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення технологічного процесу технічного обслуговування осей напівпичепа з дослідження покращення прохідності повнопривідних автопоїздів у важких дорожніх умовах.

Виконав: студент 6 курсу, групи МАм-62
МАм-63
спеціальності 274
«Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)

	(підпис)	Назар МАХНО (прізвище та ініціали)
	(підпис)	Василь ЧЕРВАТЮК (прізвище та ініціали)
Керівник	(підпис)	Іван ГЕВКО (прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	(підпис)	Роман ХОРОШУН (прізвище та ініціали)
Зав. кафедри	(підпис)	Олег ЦЬОНЬ (прізвище та ініціали)
Рецензент	(підпис)	 (прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«12» листопада 2024 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)

студенту Махну Назару Ярославовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення технологічного процесу технічного обслуговування осей напівпричіпа з дослідження покращення прохідності повнопривідних автопоїздів у важких дорожніх умовах

Керівник роботи Гевко Іван Богданович., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 12 » листопада 2024 року № 4/7-1088

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024

3. Вихідні дані до роботи

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.
4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Стратегії оптимізації ефективності тракторів через модернізацію – 1А1.

Підходи до активізації осі напівпричіпа. – 1А1.

Кран управління стояковим гальмом – 1А1.

Огляд конструкції виконавчих гальмових механізмів – 1А1.

Схема запропонованого енергоакумулятора – 1А1.

Схема управління стоянковим, запасним і робочим гальмовим контуром – 1А1.

Опорно-зчіпний пристрій з двошарнірним механізмом гнучкості – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 12.11.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	21.11.24р	
2	Технологічний розділ	28.11.24р	
3	Конструкторський розділ	03.12.24р	
4	Науково-дослідний розділ	12.12.24р	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	19.12.24р	
6	Оформлення графічної частини	19.12.24р	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	28.12.24р	

Студент _____
(підпис)

Махно Назар Ярославович _____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Гевко Іван Богданович _____
(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«11» листопада 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)

студенту Черватуку Василю Сергійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення технологічного процесу технічного обслуговування осей напівпичепа з дослідження покращення прохідності повнопривідних автопоїздів у важких дорожніх умовах

Керівник роботи Гевко Іван Богданович., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «11» листопада 2024 року № 4/7-1080

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024

3. Вихідні дані до роботи

двигуна.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ. 4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Установка для миття днища автомобіля – 1А1.

Домкрат центральний – 1А1.

Домкрат боковий – 1А1.

Результати наукових досліджень – 4А1.

Дільниця для технічного обслуговування та ремонту – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 11.11.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	21.11.24р	
2	Технологічний розділ	28.11.24р	
3	Конструкторський розділ	03.12.24р	
4	Науково-дослідний розділ	12.12.24р	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	19.12.24р	
6	Оформлення графічної частини	19.12.24р	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	28.12.24р	

Студент _____
(підпис)

Черватюк Василь Сергійович _____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Гевко Іван Богданович _____
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Удосконалення технологічного процесу технічного обслуговування осей напівпичепа з дослідження покращення прохідності повнопривідних автопоїздів у важких дорожніх умовах».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра д.т.н. професор Гевко Іван Богданович.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 126 сторінки формату А4 та 8 аркушів формату А1 графічної частини 4 сторінок додатків.

Ключові слова: удосконалення, підвищення, надійність, ремонт, технологія.

ЗМІСТ

Вступ.....	9
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	11
1.1 Огляд та аналіз конструкцій.....	11
1.2 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра.....	17
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	19
2.1 Розробка технологічного процесу обслуговування осей напівпричепа...	19
2.1.1 Технологічний процес змащування.....	19
2.1.2 Технічне обслуговування гальмівної системи.....	25
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	44
3.1 Розробка приводу для напівпричепа.....	44
3.2 Визначення коефіцієнтів передачі трансмісії для активізації приводу напівпричепа.....	46
3.3 Аналіз конструкції нижнього редуктора зчіпного механізму.....	47
3.4 Аналіз верхнього редуктора опорно-зчіпного пристрою.....	61
3.5 Розрахунок карданної передачі.....	77
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	82
4.1 Аналіз розподілу потужності в автопоїзді з активізованим механізмом приводу коліс напівпричепа.....	82
4.2 Вплив характеристик опорної поверхні на коефіцієнт опору руху автопоїзда.....	87
4.3 Оцінка потреби у використанні активного приводу причепа.....	94
4.4 Вивчення оптимального розподілу потужності між тягачем і причепом	100
4.5 Вплив різних факторів на роботу повнопривідних автопоїздів.....	103
4.5.1 Вплив вагового розподілу між тягачем та причепом на продуктивність використання активного приводу причепа.....	104
4.5.2 Вплив кінематичної невідповідності між мостами автопоїзда на ефективність функціонування активного приводу причепа.....	107
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	111
5.1 Робота служби охорони праці.....	111

5.2 Оцінка стійкості роботи машинобудівного заводу до впливу уражаючих факторів ядерного вибуху.....	116
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	122
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	124
ДОДАТКИ	

ВСТУП

У сучасних умовах розширення логістичних можливостей та підвищення мобільності вантажних перевезень, особливе значення набуває питання ефективності та надійності транспортних засобів. Важливим аспектом у цьому контексті є забезпечення безперебійної роботи автопоїздів, особливо у складних дорожніх умовах. Особливу увагу варто приділити напівпричіпам, що виконують значну частину вантажних перевезень, де ключовим елементом є вісь напівпричепа.

Ця кваліфікаційна робота магістра присвячена удосконаленню технологічного процесу технічного обслуговування осей напівпричепа, що є критично важливим для забезпечення високої прохідності повнопривідних автопоїздів у важких дорожніх умовах. Основною метою дослідження є аналіз існуючих методів технічного обслуговування, виявлення потенційних недоліків та розробка нових підходів, які б сприяли покращенню довговічності та ефективності осей.

В рамках роботи передбачається дослідити основні фактори, що впливають на прохідність автопоїздів, вивчити взаємодію осей напівпричепа з різними типами дорожніх покриттів і визначити оптимальні умови для їх експлуатації та обслуговування. Це дозволить не лише збільшити термін служби напівпричепів, але й зменшити витрати на їх обслуговування та ремонт, що в подальшому сприятиме підвищенню загальної ефективності вантажних автопоїздів.

Протягом дослідження буде здійснено аналіз технічних характеристик осей напівпричепів, зокрема їх зносостійкість, механічні властивості та витривалість при різноманітних навантаженнях. Окрема увага приділятиметься вивченню сучасних матеріалів та технологій, які можуть бути використані для виготовлення та відновлення осей, з метою підвищення їх експлуатаційної надійності.

Для досягнення поставленої мети, будуть використані методики експериментальних досліджень, імітаційне моделювання та статистичний аналіз даних. Ці підходи допоможуть оцінити вплив різних факторів, таких як

типи дорожніх покриттів, погодні умови та інтенсивність використання, на стан та виконання осей напівпричепів.

На базі отриманих результатів буде розроблено комплекс рекомендацій щодо оптимізації процесів технічного обслуговування, які допоможуть знизити періодичність відмов осей та продовжити їх службовий термін. Крім того, передбачається створення методичних матеріалів для підготовки фахівців, які займаються обслуговуванням і ремонтом напівпричепів, що дозволить підвищити якість та ефективність проведення робіт у цій галузі.

Завданням даної кваліфікаційної роботи також стане розробка інноваційних технологічних рішень, спрямованих на модернізацію існуючих систем технічного обслуговування, що відповідатимуть сучасним вимогам безпеки та екологічності. Це забезпечить збільшення конкурентоспроможності транспортних компаній, що використовують повнопривідні автопоїзди у своїй діяльності, та впровадження більш ефективних і безпечних методик у сфері вантажних перевезень.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Огляд та аналіз конструкцій

Особливості використання тракторних транспортних засобів у порівнянні з автомобільними. Тракторні транспортні засоби адаптовані для руху переважно по природному ґрунті, на відміну від автомобільних транспортних засобів. Вони використовуються для перевезення значних обсягів вантажів, часто у складних дорожніх умовах, де проїзdnість полів та доріг може різко погіршуватися. Ефективність тракторів у транспортних роботах значною мірою визначається їх здатністю адаптуватися до важких умов руху.

Важливими показниками, що визначають прохідність тракторів, є їх опорні та тягло-зчепні властивості, маневреність та конфігурація міжколісного простору. Згідно з науковими дослідженнями [25, 69, 70], ці показники є ключовими для оптимізації транспортних процесів на непридатних для звичайних автомобілів місцевостях.

Розвиток тракторобудування спрямований на підвищення енергонасиченості сільськогосподарських тракторів, що спостерігається у серії досліджень. Наприклад, сучасні моделі сільськогосподарських тракторів досягають потужності 370 кВт і енергонасиченості 22 кВт/т. Проте, ефективність цих потужностей часто обмежується ускладненими умовами взаємодії колеса з ґрунтом, особливо на рихлих і вологих поверхнях.

Удосконалення ходових систем колісних тракторів здійснюється шляхом поліпшення їх зчепних властивостей. Ці заходи спрямовані на підвищення ефективності тракторів у складних умовах, забезпечуючи стійкість та надійність при виконанні транспортних операцій.

Однією з інноваційних стратегій для тракторів із колісною формулою 4x2 є застосування напівгусеничної системи. Це рішення варто застосовувати лише в окремі періоди, коли трактор виявляє підвищені рівні буксування, залишає помітні колії або не може забезпечити достатньої тягової сили на крюку, особливо під час зимової експлуатації. Використання напівгусеничної системи

у позашляхових умовах рекомендується обмежувати, оскільки воно може негативно впливати на техніко-економічні характеристики машини.

На рихлих та вологих ґрунтах, напівгусенична система сприяє збільшенню тягової потужності на 50% та тягового зусилля на 60%. Проте, використання цієї системи може збільшувати опір при поворотах і знижувати маневреність трактора.

Використання ширших решітчастих коліс, щоб зменшити питомий тиск на ґрунт і покращити тягло-зчепні властивості трактора на м'яких поверхнях. Проте, цей тип коліс не підходить для використання на твердих дорогах з глибокими коліями чи різними типами дорожнього покриття, що обмежує їх застосування у загальнотранспортних операціях.

Методи оптимізації тягових характеристик тракторів через збільшення зчепної ваги. Розширене використання різноманітних технік для підвищення зчепних властивостей тракторів демонструє ефективність методів збільшення зчепної ваги. Баластування, як один із найбільш уживаних підходів, включає декілька практик, зокрема:

Розміщення металевих вантажів на колесах трактора;

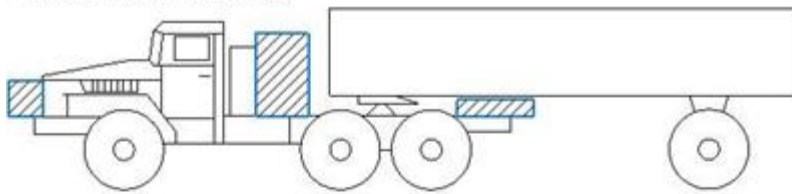
Заповнення шин ведучих коліс трактора спеціальною рідиною;

Монтаж залізобетонних блоків над ведучими колесами.

Ці методи вирізняються простотою встановлення та значною дієвістю. Проте, слід зазначити певні недоліки баластування. Зокрема, при зниженні тягових зусиль та збільшенні швидкості руху трактора, баласт може спричиняти збільшення втрат на кочення та зниження коефіцієнта корисної дії (ККД). Ці негативні аспекти необхідно враховувати при виборі стратегій оптимізації експлуатації тракторної техніки. [1]

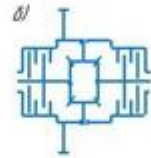
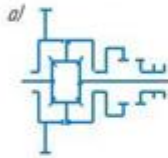
Розгляд методів підсилення прохідності за допомогою технічного удосконалення трактора включає інтеграцію механічних та гідравлічних систем для збільшення зчепної ваги. Ці системи забезпечують ефективне перерозподілення ваги навісного обладнання на задні колеса трактора, що підвищує його стабільність і тягові характеристики.

1. Використання баластових вантажів



Переваги	Недоліки
1. Проста методика	1. Збільшення маси і об'єму
2. Низька вартість	2. Підвищені енергозатрати

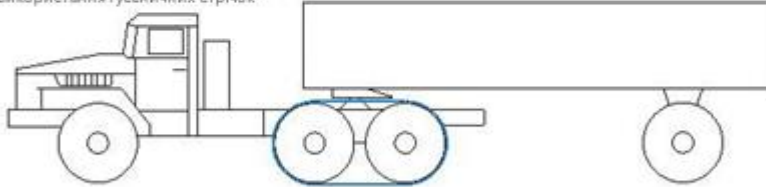
2. Вимкнення (блокування) диференціала



а) за допомогою жорсткої муфти,
б) за допомогою фрикційної муфти
(що самоблокується)

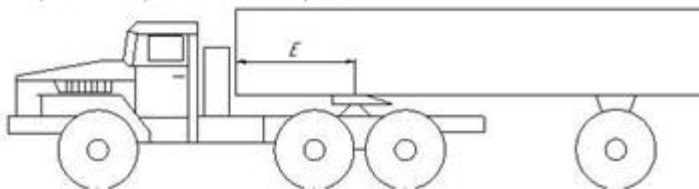
Переваги	Недоліки
1. Простота конструкції	Улюбленість постійного обслуговування
2. Установка проводиться один раз на всі брани експлуатації	

3. Використання гусеничних стрічок



Переваги	Недоліки
1. Поліпшення стійкості	1. Погіршення керованості
2. Збільшення потужності тяги при русі з опорною поверхнею	2. Більше енерговитрати
	3. Труднощі у постійному знятті та встановленні

3. Використання корисної маси напівпричепа



Переваги	Недоліки
1. Проста методика	Тільки одна сторона розподілу на об'єктах при роботі
2. Поліпшення доплатності	

Рис. 1.1. Стратегії оптимізації ефективності тракторів через модернізацію

Вивчали вплив гідравлічних підсилювачів зчепного ваги на тягові можливості тракторів класу 14кН, які використовуються з комбінованими агрегатами в посівних операціях. Результати цих досліджень демонструють, що впровадження таких систем не лише покращує експлуатаційні параметри трактора, але й сприяє зростанню його продуктивності. Це підкреслює значення гідравлічних підсилювачів як критичного компонента в оптимізації роботи сільськогосподарської техніки.

Науковці та інженери запропонували варіативні техніки для збільшення зчепного навантаження задніх коліс тракторів шляхом перерозподілу частини ваги причепа на задню вісь. Ці елементи монтуються між рамою причепа та дишлом, що дозволяє при піднятті дишла через деформацію пружних елементів переносити частину ваги причепа на трактор. [5]

Дослідження, проведені на тракторно-транспортних агрегатах, демонструють, що застосування цих догружувачів значно підвищує тягово-зчепні властивості трактора. Це, у свою чергу, дозволяє збільшувати загальну вантажопідйомність причепів, що сприяє ефективній роботі трактора у складі

потяга з декількома причепами. Такий підхід забезпечує більшу гнучкість та ефективність у логістичних та сільськогосподарських операціях, де необхідне переміщення великих обсягів вантажів.

Розроблено серію технологічних рішень, які включають методи збільшення навантаження на ведучі колеса трактора. Одним із способів є використання гідравлічної підвіски для підйому передньої осі двоосного причепа або застосування зовнішнього гідроциліндра, який діє через гнучкий елемент (трос або ланцюг), протягнутий під передньою оссю причепа від задньої осі до буксирувального пристрою. Дослідження цього обладнання на агрегатах, складених із трактора МТЗ-80 та причепа 2ПТС-6, виявили, що таке устаткування ефективно функціонує в складних дорожніх умовах, забезпечуючи адекватну прохідність.

Втім, при всіх позитивних аспектах систем, що підвищують зчепне навантаження через гідросистеми та пружні елементи, необхідно враховувати їхні потенційні недоліки. Надмірні навантаження на елементи буксирування можуть спричинити поломки. Також значне зменшення ваги на передніх колесах може негативно вплинути на безпеку експлуатації трактора, погіршуючи його управління та стабільність.

На практиці одноосні напівпричепи знайшли широке застосування через їхню здатність ефективно збільшувати зчепну вагу тракторів. Ці причепи з'єднуються з тракторами за допомогою тягово-зчепних механізмів, таких як гідрокрюк або сидельні пристрої, дозволяючи перерозподілити частину ваги від напівпричепа до трактора. Такі системи особливо ефективні у забезпеченні маневреності порівняно з двоосними агрегатами, особливо при русі заднім ходом, та вирізняються простотою конструкції.

У складних дорожніх умовах, агрегати з напівпричепами демонструють вищу експлуатаційну надійність в порівнянні з тракторами, що використовують двоосні причепи. Однак, обмеження на збільшення вантажопідйомності через навантаження на осі вимагають ретельного контролю, а також відсутність можливості адаптації до змінних дорожніх умов може стати проблемою.

На ринку представлені напівнавісні причепи, такі як Сармат 8576 та Сармат 8575, конструкція яких гарантує безперервну передачу ваги на зчепне

пристрій трактора. Це сприяє підвищенню зчепної ваги і, відповідно, тягово-зчепних характеристик трактора. Перенос ваги відбувається завдяки специфічному розташуванню точки кріплення рами причепа, що розміщена вперед від осі передніх коліс, що забезпечує оптимальне розподілення ваги. Такі напівнавісні причепа здатні витримувати більші вантажі порівняно з причепами стандартної конструкції. [12]

Напівнавісна конфігурація агрегування викликає інтерес, оскільки вона може бути застосована при формуванні тракторно-транспортних комплексів із залученням автомобільних напівпричепів, сприяючи тим самим збільшенню зчепної маси трактора. Для такого оснащення застосовують підкочувальні тележки. Їх дизайн передбачає одновісне шасі з монтованим на рамі сидельно-зчепним механізмом, призначеним для з'єднання з напівпричепом. З метою підвищення навантаження на задні колеса трактора, сидельно-зчепний пристрій відсунуто від осі коліс тележки у напрямку до трактора. Використання таких комплектів дозволяє організовувати транспортування за допомогою оборотних напівпричепів, коли напівпричіп разом із трактором задіяний для завантаження та транспортування продукції до доріг загального користування. Подальше буксирування напівпричепа здійснюється сидельним автомобілем-тягачем.

Підвищення вантажопідйомності тракторних причепів призводить до зростання грузоносних можливостей і габаритів цих причепів. Через обмеження, зміни ширини та висоти причепів є незначними, тому основне збільшення платформи причепів відбувається за рахунок їх подовження. Це стосується і тракторних агрегатів із автомобільними напівпричепами.

Збільшення габаритів причіпного складу має негативний вплив на маневреність тракторно-транспортних систем. Застосування напівнавісної конфігурації призводить до змін кінематичних параметрів агрегату, зокрема до зсуву (Сш) точки опори платформи відносно осі підкочувальної тележки у бік трактора. Це підкреслює важливість вивчення впливу конструктивних особливостей на кінематичні та динамічні характеристики таких агрегатів для забезпечення їх ефективного функціонування.

Одним із найрезультативніших методів покращення прохідності є використання активного приводу ходових коліс причепів та напівпричепів. У

наукових дослідженнях розглянуто різні підходи до реалізації активного приводу, зокрема використання механічних, гідрооб'ємних та електричних передач для керування активними осями причепів. Ці розробки відкривають нові можливості для оптимізації прохідності та маневреності транспортних систем у складних умовах експлуатації.

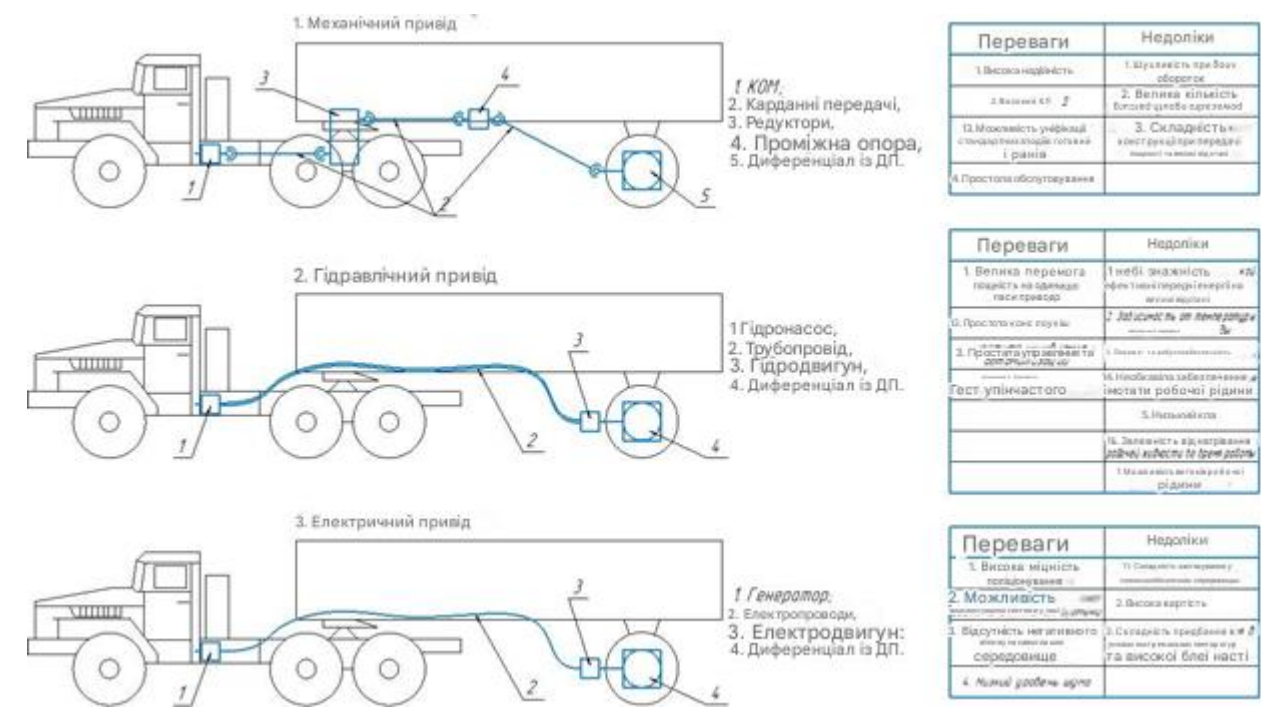


Рис. 1.2. Підходи до активізації осі напівпричепа.

Зазначає, що при використанні тракторів з активними причепами ведучі колеса причепів генерують додаткові тягові зусилля, які сумуються з тягою самого трактора. Ці тягові зусилля прямо залежать від вагового навантаження на ведучі осі. Маса, що розподіляється на ведучі осі причепів, може бути співмірною з експлуатаційною масою трактора. Завдяки цьому, впровадження активних причепів дозволяє значно збільшити загальну тягову потужність тракторного агрегата.

За результатами проведених досліджень автор дійшов висновку, що для забезпечення високої ефективності та надійності функціонування тракторних поїздів, як транспортного, так і транспортно-технологічного призначення, особливо в умовах ускладнених дорожньо-польових умов, необхідно одночасно застосовувати методи догрузки ведучих коліс трактора та активізації коліс причепів. Такий підхід сприяє покращенню експлуатаційних характеристик та збільшенню прохідності транспортних агрегатів.

У зв'язку зі зростанням вартості конструкцій причепів та їх ускладненням, активний привід осей причепів поки що не отримав широкого розповсюдження. Проте роботи в цьому напрямку тривають. Орський завод тракторних причепів (ОЗТП) розпочав розробку самоскидних причепів з підвищеною прохідністю, оснащених активною передньою віссю. Привід ведучих коліс таких причепів реалізовано механічним способом. Подібні причепа мають агрегатуватися з енергонасиченими універсально-пропашними тракторами тягових класів 1, 2 та 4, які оснащені валом відбору потужності (ВОМ). [15]

1.2 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра

Розробити технологічного процесу обслуговування осей напівпричепа. Розробити алгоритм проведення технологічного процесу змащування вузлів та механізмів осей напівпричепа з урахуванням умов експлуатації та вимог технічної документації. Розробити інструкції для технічного обслуговування гальмівної системи напівпричепа, включаючи процедури перевірки, регулювання та ремонту.

Розробити привод для напівпричепа, забезпечивши його інтеграцію до загальної системи трансмісії автопоїзда. Визначити оптимальні коефіцієнти передачі трансмісії для забезпечення ефективного функціонування активного приводу напівпричепа. Провести аналіз конструкції нижнього редуктора зчіпного механізму, визначивши ключові параметри для його модернізації. Виконати аналіз конструкції верхнього редуктора опорно-зчіпного пристрою, враховуючи можливі експлуатаційні навантаження. Провести розрахунок карданної передачі, враховуючи умови експлуатації та оптимізацію механічних втрат.

Провести аналіз розподілу потужності в автопоїзді з активізованим механізмом приводу коліс напівпричепа, визначивши ключові параметри його роботи. Вивчити вплив характеристик опорної поверхні на коефіцієнт опору руху автопоїзда. Провести оцінку доцільності використання активного приводу

напівпричепа в різних умовах експлуатації. Дослідити оптимальний розподіл потужності між тягачем і напівприцепом для підвищення ефективності роботи автопоїзда.

Дослідити вплив вагового розподілу між тягачем та причепом на продуктивність використання активного приводу. Вивчити вплив кінематичної невідповідності між мостами автопоїзда на ефективність функціонування активного приводу.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

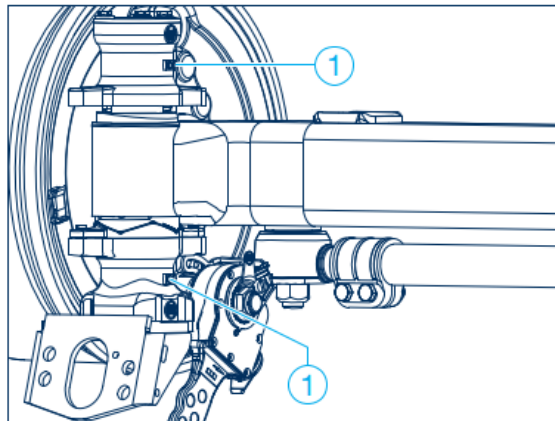
2.1 Розробка технологічного процесу обслуговування осей напівпричепа

2.1.1 Технологічний процес змащування

Варто повторно змащувати всі місця, де це передбачено, після мийки транспортного засобу за допомогою апаратів високого тиску.

Кермовий підшипник, верхній та нижній - регулярно кожні шість тижнів.

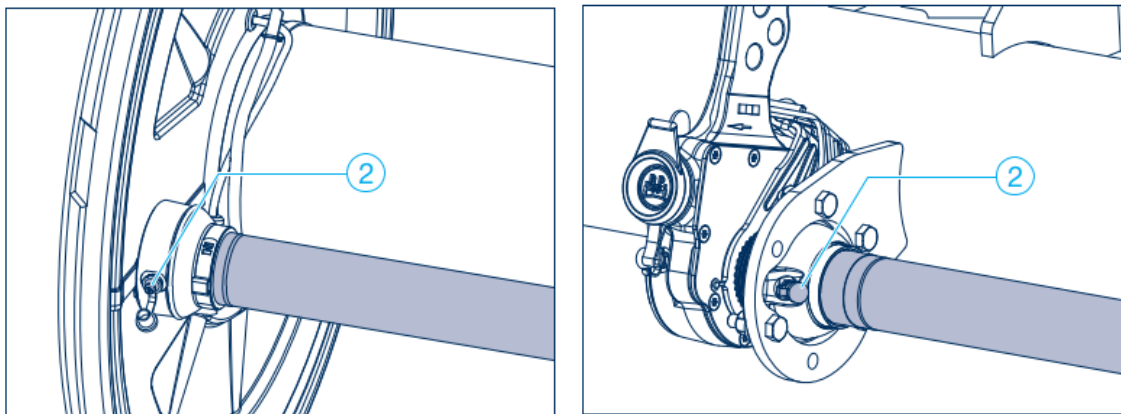
Для зниження навантаження на кермовий підшипник необхідно підняти вісь. Змастити місце з'єднання з використанням спеціалізованої довготривалої мастильної речовини ECO-LiPlus від BPW, продовжуючи процес до моменту, коли із підшипника почне витікати нове мастило.



Зовнішній та внутрішній підшипники гальмівного валу, які вимагають мінімального обслуговування (починаючи з 1993 року виробництва), потребують періодичного технічного обслуговування: щорічно або при кожній заміні гальмівних колодок при експлуатації на автошляхах, та кожні шість місяців при використанні в позадорожніх умовах або за межами Європи.

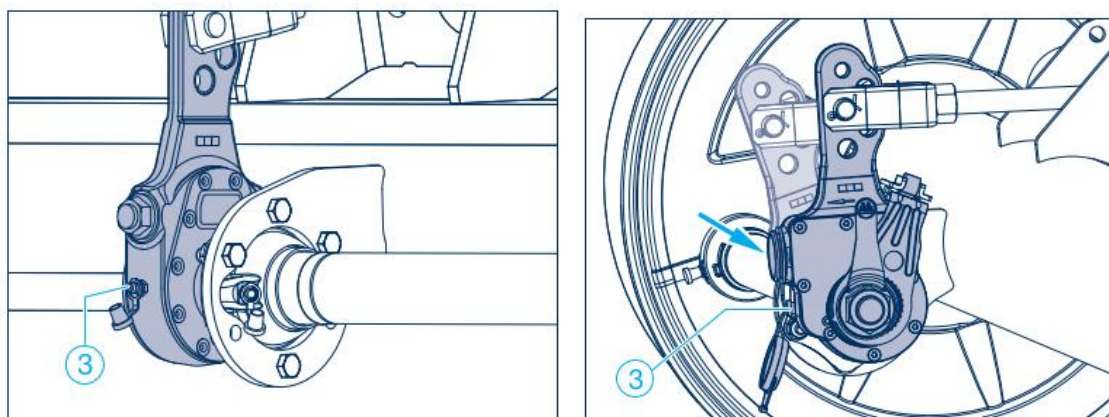
Для запобігання випадковому руху транспортного засобу необхідно забезпечити, що сервісні гальма та ручне гальмо звільнені. Процедура змащення включає подачу спеціалізованого довготривалого мастила ECO-LiPlus від BPW через мастильний ніпель підшипника гальмівного валу до того моменту, коли з його точок почне виступати нове мастило.

Застосування будь-якої іншої мастильної речовини строго заборонено!



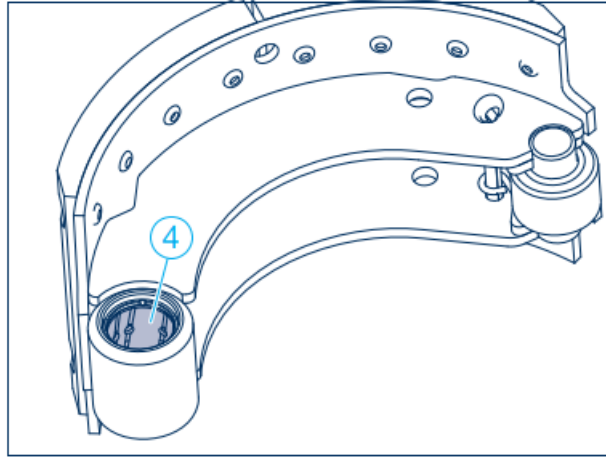
Регулятори зазорів (ручні) - кожні три місяці. Нанесіть мастило через мастильний ніпель, використовуючи спеціалізоване довготривале мастило BPW ECO-LiPlus, до моменту, коли із нього почне виділятися чисте мастило.

Автоматичний регулятор зазору ECO-Master - щорічно та при кожній заміні гальмівних колодок для дорожнього використання, а також кожні півроку для експлуатації за межами доріг або Європи. Спочатку зніміть гумовий захисний ковпачок. Аплікуйте приблизно 80 г спеціалізованого довготривалого мастила BPW ECO-LiPlus, доки з болта регулювання не почне виходити достатньо нового мастила. Потім, утримуючи зчеплювальний рукав у натиснутому стані, відкрутіть регулювальний гвинт на приблизно один оборот за допомогою кільцевого гайкового ключа. Кілька разів вручну активуйте важіль гальма. Процес регулювання має протікати плавно. За необхідності процедуру слід повторити кілька разів. Завершальний крок - використовуйте виключно зазначене мастило BPW ECO-LiPlus та встановіть захисний ковпачок. Детальніше про регулювання гальм читайте у відповідному ремонтному керівництві. [26]

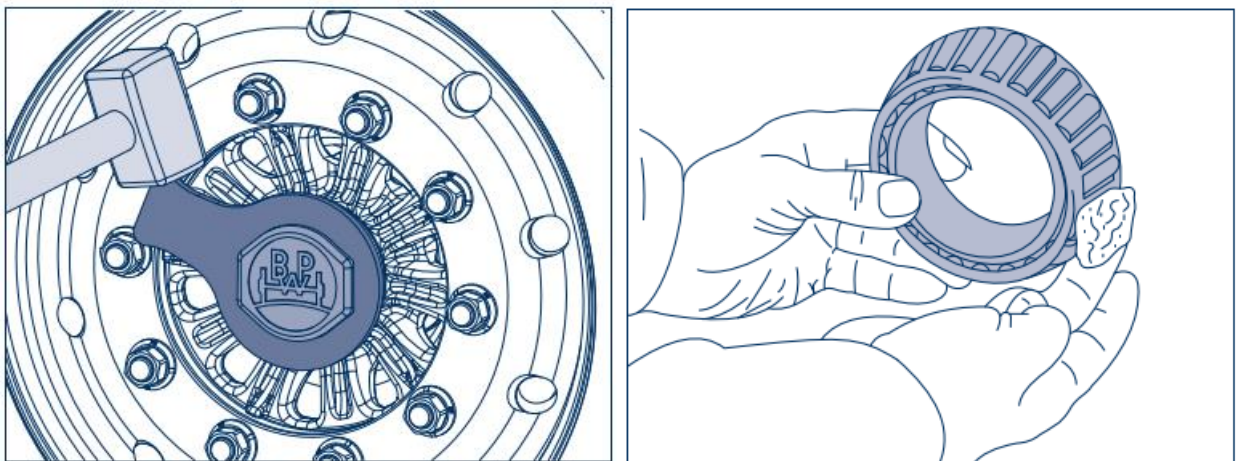


Гальмівні колодки із закритими кріпленнями - ревізія кожні два роки або при кожній заміні колодок:

Необхідно провести очищення втулки та ролика, детально перевірити на наявність зношування та при потребі виконати заміну. Аплікуйте спеціалізоване мастило довготривалої дії BPW ECO-LiPlus на опорні точки гальмівних колодок для забезпечення їх надійного функціонування.

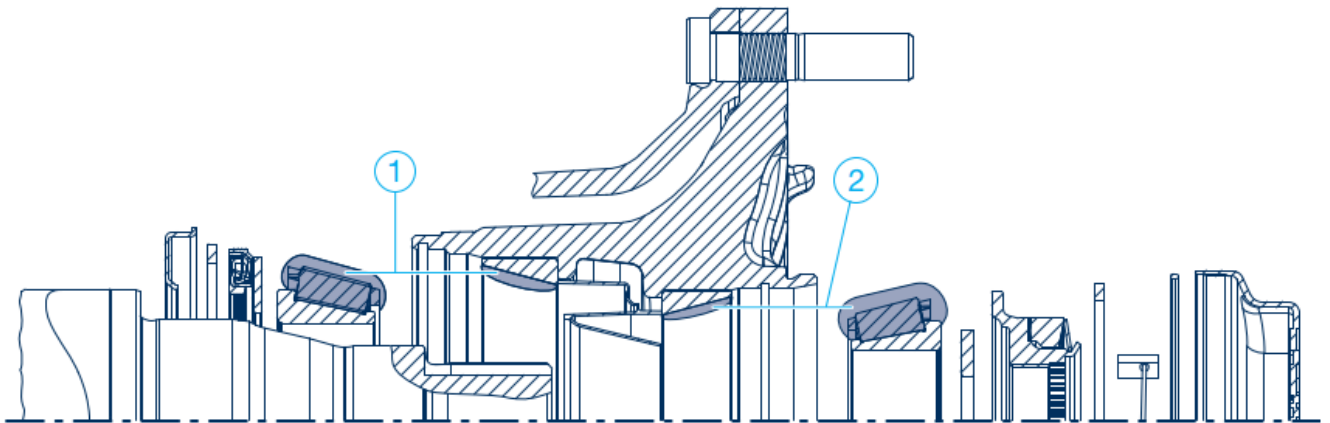
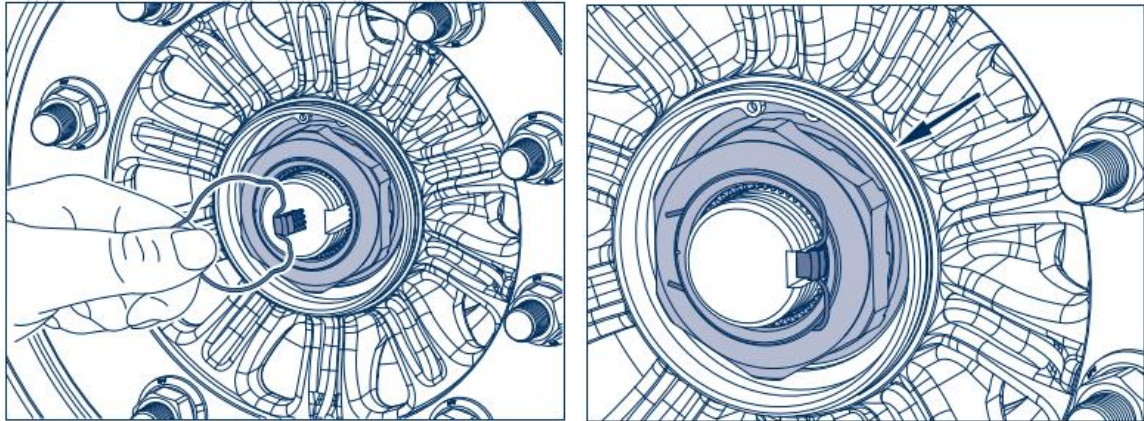


Блок ECO Plus 3. Перший технічний огляд через 5 років експлуатації на дорогах або кожні 3 роки при використанні поза дорогами у Європі, а потім – щонайменше кожні 3 роки залежно від умов експлуатації. У випадку використання на дорогах поза межами Європи – кожні 2 роки, а поза дорогами – щороку. Запобігайте самовільному коченню автомобіля. Зніміть колесо. Використовуйте гайковий ключ 110 мм для відкручування кришки. Демонтуйте блок ECO, дотримуючись рекомендацій відповідних ремонтних керівництв. Позначте ступицю та підшипник, щоб забезпечити їх правильну установку під час збірки. Надзвичайно важливо повторно встановити внутрішні кільця підшипників з роликами у ті ж самі ступиці.



Ретельно очистіть конічні роликові підшипники та ущільнення, використовуючи дизельну олію, висушіть їх і перевірте на можливість

повторного використання. Замініть ущільнювальні кільця. Рекомендуємо замінювати конічні роликові підшипники через 5 років при дорожньому використанні та через 3 роки при використанні поза дорогами. Ретельно втисніть спеціальне довготривале мастило BPW ECO-LiPlus у проміжки між конічними роликами та корпусом обох роликових підшипників. Кількість мастила перевірте. [6]

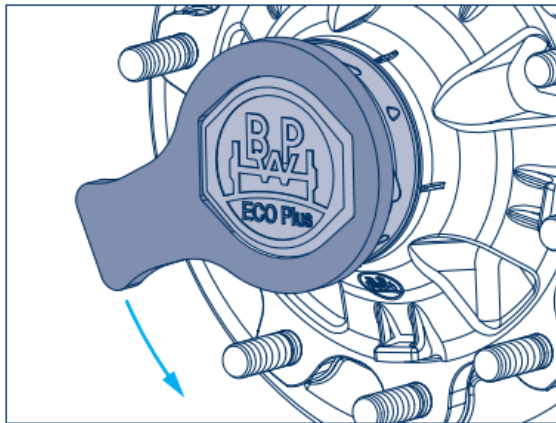


Розподіліть залишки мастила по зовнішній доріжці ступиці підшипника. Ретельно очистіть вісь підшипників від ступичного штифта, використовуючи мікрофіброву тканину. Вісь повинна бути чистою, сухою та без слідів мастила. Рівномірно та тонко нанесіть Castrol White T за допомогою пензлика з тонким ворсом на вісь підшипника, забезпечивши повне покриття. Castrol White T не слід розбавляти. Встановіть блок ECO, обертаючи гайку осі блоку ECO до моменту спрацювання зчеплення на гайці осі. Важливо! Не використовуйте ударний гайковерт. Вставте стопорний ключ у канавку між ступичним штифтом і гайкою. Вставте крючкову стопорну пружину за загнутий край гайки осі. Вставте нове кільцеве ущільнення в кільцеву канавку ступиці колеса. Нанесіть тонкий шар спеціалізованого довготривалого мастила BPW ECO-

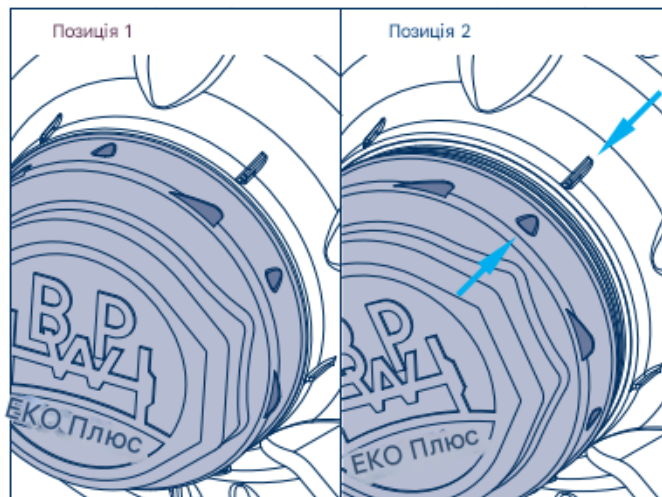
LiPlus на контактну поверхню та різьбу кришки ступиці. Закрутіть кришку ступиці та затягніть до 350 Нм.

Блок ECO Plus 2 - перший ретельний огляд рекомендується проводити через 5 років у разі експлуатації на шосе, або кожні 3 роки при використанні на бездоріжжі в Європі. Надалі інспекції слід виконувати щонайменше кожні 3 роки, залежно від умов експлуатації. На дорогах поза Європою інтервали між перевірками скорочуються до 2 років, а на бездоріжжі - до щорічних оглядів.

Для забезпечення безпеки, необхідно уникнути неконтрольованого руху транспортного засобу. Почніть з демонтажу колеса. Використовуючи гайковий ключ на 120 мм, відкрутіть кришку.



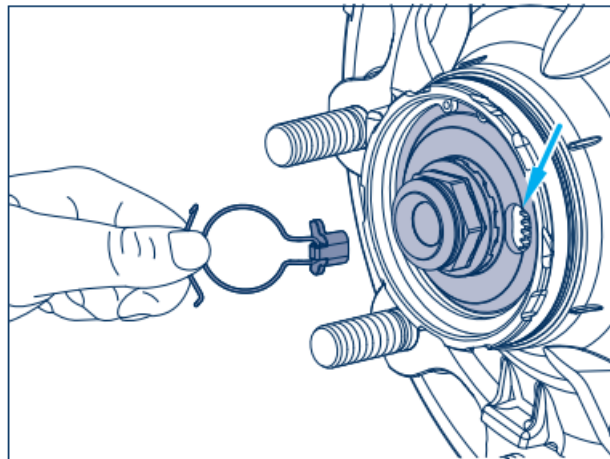
Уникайте використання ударного гайковерта - застосуйте байонетний замок. Для зняття кришки необхідно повернути її проти годинникової стрілки приблизно на 30° від позиції 1 до позиції 2. Подальше обертання спричинить відділення кришки ступиці від блоку ECO, після чого її можна легко зняти, витягнувши.



Демонтуйте кільцеву пружину та стопорний ключ з осьового болта.

Розкрутіть осьовий болт, одночасно виймаючи весь блок ЕСО з основ підшипників на осьовому штифті. Розберіть блок ЕСО, слідуючи вказівкам відповідних ремонтних посібників.

Нанесіть мітки на ступицю та підшипник, щоб забезпечити коректне розміщення при повторному монтажі. Критично важливо повторно встановити внутрішні кільця підшипників з роликами у ті самі ступиці, з яких вони були зняті.



Ретельно промийте конічні роликові підшипники, використовуючи, наприклад, дизельне пальне, після чого висухіть їх і перевірте на можливість подальшого використання. Замініть ущільнення валу на нове.

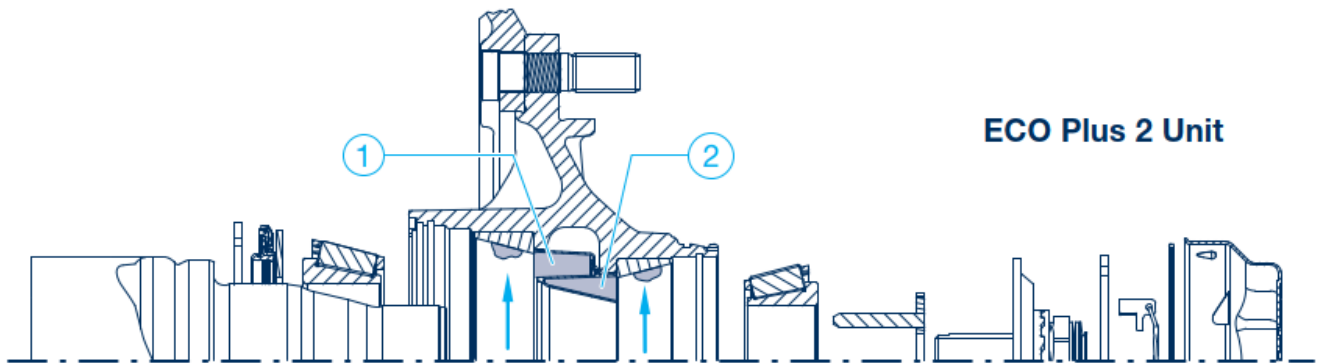
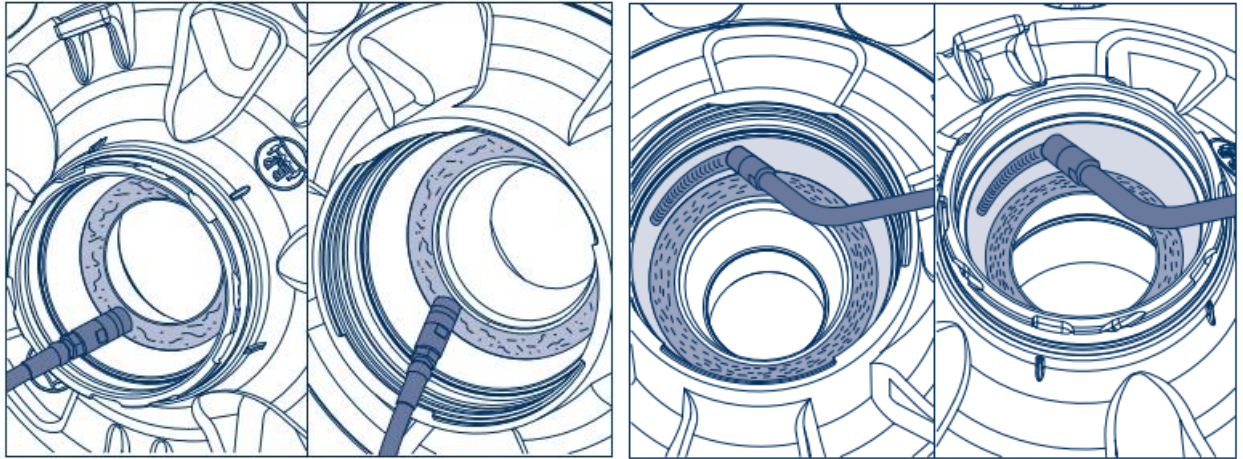
Рекомендація: заміну конічних роликових підшипників слід проводити кожні 5 років при експлуатації на дорогах і кожні 3 роки при використанні в позадорожніх умовах.

Очистіть корпус картриджа мастила, після чого заповніть його спеціальним довготривалим мастилом BPW ECO-LiPlus з обох сторін до країв, не допускаючи утворення повітряних бульбашок чи пустот. На робочі поверхні зовнішніх обідів підшипників нанесіть рівномірну кільцеву смугу мастила (орієнтуйтеся на стрілки, вказані на відповідній ілюстрації).

Якщо використовуються аплікатори мастила BPW, додаткове заповнення картриджа або нанесення кільцевої смуги мастила не потрібні.

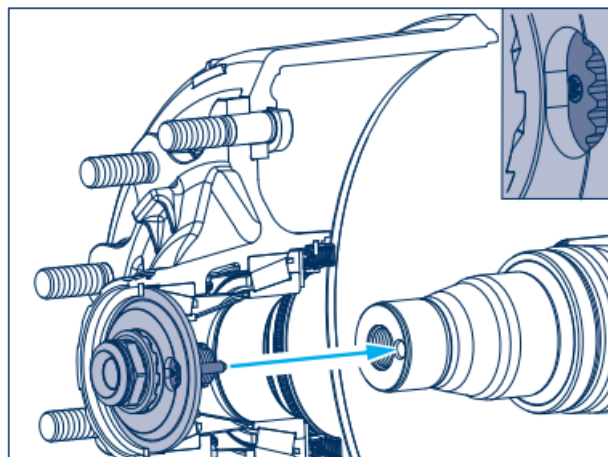
Після цього встановіть блок ЕСО. Вісі підшипників на ступичному штифті слід ретельно очистити за допомогою мікрофібрової тканини. Важливо, щоб поверхня була абсолютно чистою, сухою і не містила слідів мастила.

Далі нанесіть рівномірний, тонкий шар Castrol White T на вісі підшипників, використовуючи пензлик із тонким ворсом. Переконайтеся, що вісь повністю покрита. Важливо зазначити, що Castrol White T не підлягає розбавленню.



Нанесіть невелику кількість мастила BPW ECO-LiPlus на внутрішню поверхню різбового отвору ступичного штифта, забезпечуючи рівномірний тонкий шар.

Уникайте надмірного нанесення мастила, оскільки це може перешкоджати правильному монтажу. Переконайтеся, що осьовий болт вкручується повністю та безперешкодно у ступичний штифт.



Після цього встановіть блок ЕСО, акуратно вставляючи зубчасту шайбу-фіксатор у відповідний отвір ступичного штифта. Точне розташування штифта можна визначити за маркуванням логотипа BPW, який вибито у поглибленні осьового болта.

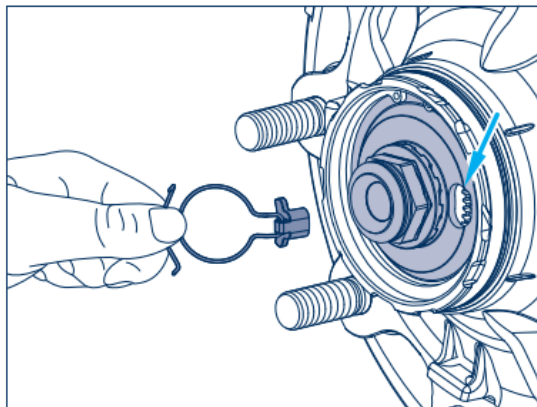
Затягуйте осьовий болт (SW 46), обертаючи його синхронно зі ступичним блоком ЕСО. Процес повинен тривати кілька обертів до моменту, коли зчеплення осьового болта почне прослизати. [14]

Не виконуйте зворотного відкручування осьового болта.

Використання ударного гайковерта категорично заборонене.

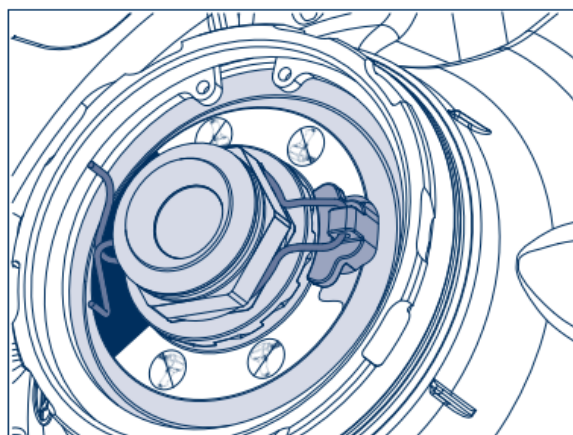
Після цього вставте стопорний ключ у спеціальну виїмку на осьовому болті, забезпечивши його правильне зчеплення із зубчастою блокувальною шайбою.

Не проводьте зворотне відкручування осьового болта.

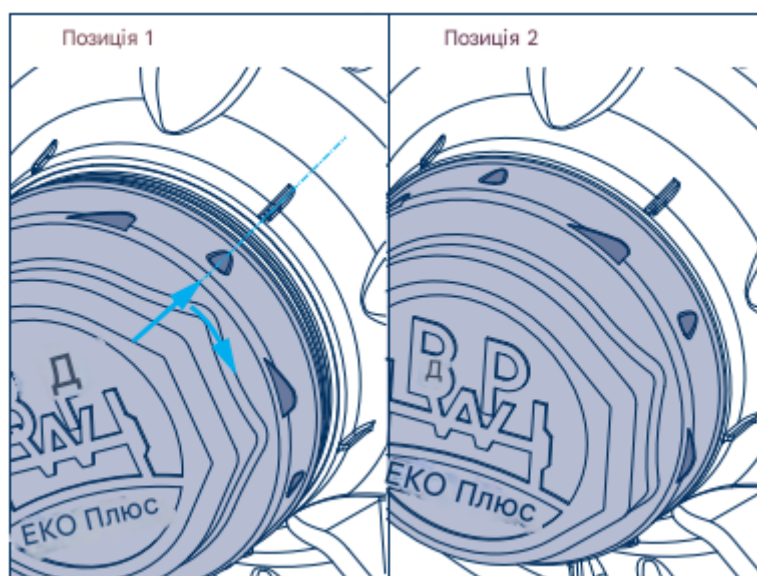


Розмістіть гачкове пружинне кільце у канавку, що відповідає шестигранному профілю осьового болта.

Упевніться, що гачкове пружинне кільце надійно закріплене та правильно розташоване в кільцевій канавці осьового болта.



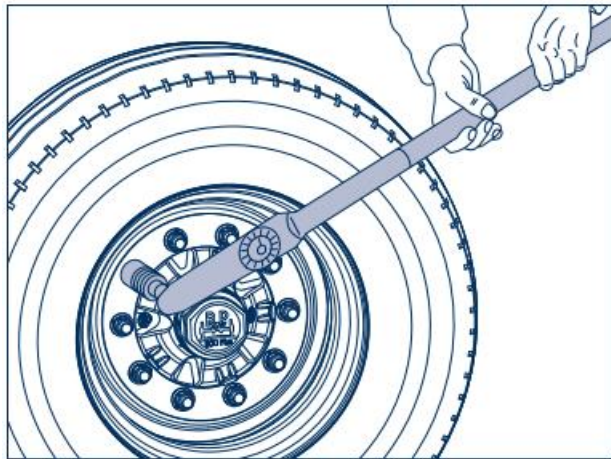
Встановіть нове кільцеве ущільнення (O-ring) у передбачену канавку на ступиці колеса. На контактну поверхню ущільнення та ділянку байонетного з'єднання кришки нанесіть тонкий шар спеціального мастила BPW ECO-LiPlus тривалої дії. За допомогою гайкового ключа на 120 мм обережно закрутіть кришку. Застосування ударного гайковерта категорично забороняється, оскільки це може пошкодити байонетне з'єднання. Одягніть кришку на ступицю згідно з положенням, зазначеним у позиції 1. Притиснувши кришку, поверніть її приблизно на 30° за годинниковою стрілкою, щоб забезпечити надійну фіксацію. Кришка щільно прилягатиме, коли буде досягнуто позиції 2.



2.1.2 Технічне обслуговування гальмівної системи

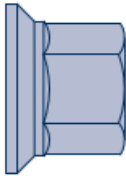
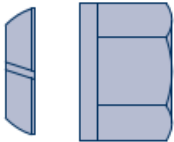
Обов'язково контролюйте надійність закріплення колісних гайок – перевіряйте момент затягування після першого випробування автомобіля з великим навантаженням, а також після заміни колес. За потреби знову затягніть гайки до вказаного у технічній документації рівня.

Застосовуйте динамометричний ключ для діагонального затягування гайок до моменту, який зазначено в таблиці відповідностей. Для коліс із системою Trilex рекомендується кількакратне послідовне затягування гайок. Переконайтеся, що на контактних поверхнях коліс відсутні додаткові шари фарби, оскільки це може призвести до небезпеки від'єднання колеса від автомобіля. [27]



Регулювання моменту затягування колісних гайок. Життєво важливим є строге дотримання рекомендованих параметрів моменту затягування для забезпечення надійного прикріплення коліс. Шпильки для кріплення коліс повинні бути в ідеальному стані, чистими та неушкодженими. Гайки мають затягуватися та відкручуватися без зусиль. У разі потреби, для поліпшення ковзання можна нанести тонкий шар мастила на місце контакту між гайкою і тарілкою тиску. Водночас, уникайте нанесення мастила чи жиру на різьбу шпильок та гайок, щоб запобігти можливості їх ослаблення.

Діаметр шпильок	Момент закручування
М 14 x 1.5	125 Нм (120 - 130 Нм)
М 18 x 1.5	290 Нм (275 - 305 Нм)
М 20 x 1.5	380 Нм (360 - 400 Нм)
М 22 x 1.5	510 Нм (485 - 535 Нм)
М 22 x 2	460 Нм (435 - 485 Нм)
М 18 x 1.5	350 Нм (330 - 370 Нм)
М 20 x 1.5	480 Нм (455 - 505 Нм)
М 22 x 1.5	630 Нм (600 - 660 Нм)
М 22 x 1.5	630 Нм (600 - 660 Нм)
М 24 x 1.5	860 Нм (820 - 900 Нм)
М 18 x 2	285 Нм (270 - 300 Нм)
М 20 x 2	335 Нм (320 - 350 Нм)

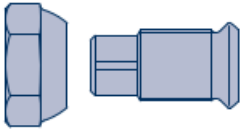


М 20 x 1.5

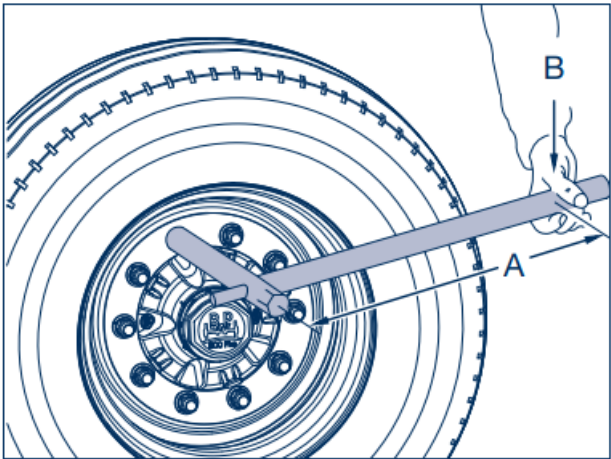
570 Нм (540 - 600 Нм)

М 30 x 1.5

570 Нм (540 - 600 Нм)



Для досягнення рекомендованих параметрів моменту затягування можливо використовувати стандартний гайковий ключ, який входить у комплект інструментів автомобіля, а також додаткову трубу для збільшення важеля. Однак для забезпечення точності необхідно якомога швидше провести перевірку за допомогою динамометричного ключа. [10]



Для досягнення моментів затягування за допомогою бортових інструментів.

Момент затягування	Довжина трубки „А“	Довжина трубки „В“
270 - 310 Нм	300 мм	90 - 105 кг
	350 мм	78 - 89 кг
	400 мм	68 - 78 кг
320 - 350 Нм	350 мм	91 - 99 кг
	400 мм	80 - 88 кг
	450 мм	71 - 78 кг
	500 мм	64 - 70 кг
360 - 400 Нм	400 мм	90 - 99 кг
	450 мм	80 - 89 кг
	500 мм	72 - 80 кг
	600 мм	60 - 67 кг
440 - 480 Нм	500 мм	88 - 96 кг
	600 мм	73 - 80 кг
	700 мм	63 - 69 кг
480 - 540 Нм	600 мм	80 - 90 кг
	700 мм	67 - 77 кг
	800 мм	60 - 67 кг

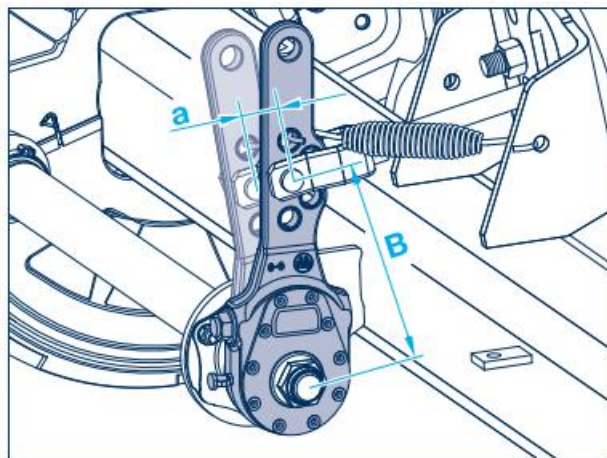
600 - 660 Нм	700 мм	85 - 95 кг
	800 мм	75 - 83 кг
	900 мм	67 - 73 кг
	1000 мм	60 - 66 кг
820 - 900 Нм	1000 мм	82 - 90 кг

Налаштування вільного ходу гальмівних механізмів за допомогою ручних регулювальників зазору

Систематичний контроль та коригування вільного ходу гальмівних механізмів є критично важливими. Рекомендується проводити такі перевірки регулярно, з інтервалом від одного до трьох тижнів, залежно від інтенсивності використання транспортного засобу.

Для ручного регулювання зазору потрібно виконувати тягу проти сили поворотальної пружини. У випадку, коли зазор перевищує 35 мм, необхідно провести ресет регулятора. Це можна здійснити шляхом налаштування гайки на регуляторі зазору згідно з інструкціями. Встановіть вільний хід „а“ на рівні 10-12% від загальної довжини гальмівного важеля „В“, наприклад, для важеля довжиною 150 мм це становитиме 15-18 мм.

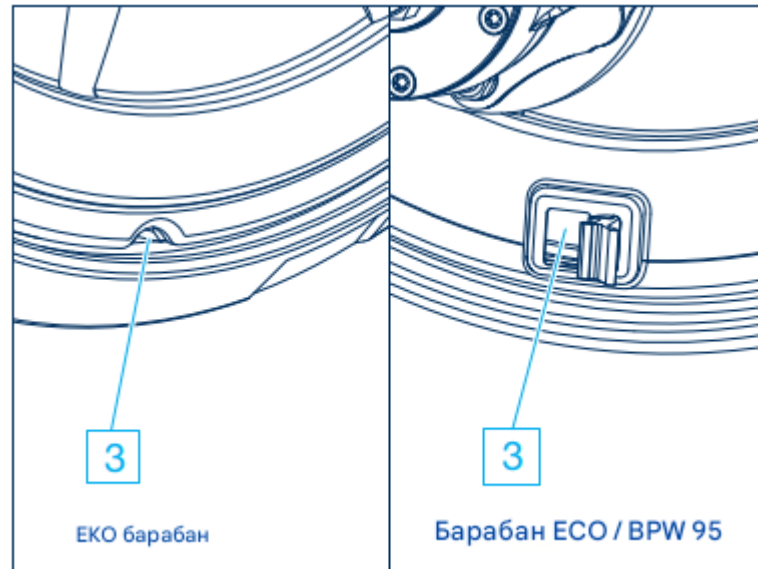
Автоматичні регулятори зазору автономно адаптують це налаштування при кожному обертанні кулачкового валу більше ніж на 17,5°, що забезпечує безперервне та точне дотримання встановлених параметрів.



Перевіряйте шини на предмет нерівномірного зносу, при необхідності регулюйте тиск накачування згідно зі специфікаціями виробника щоквартально.

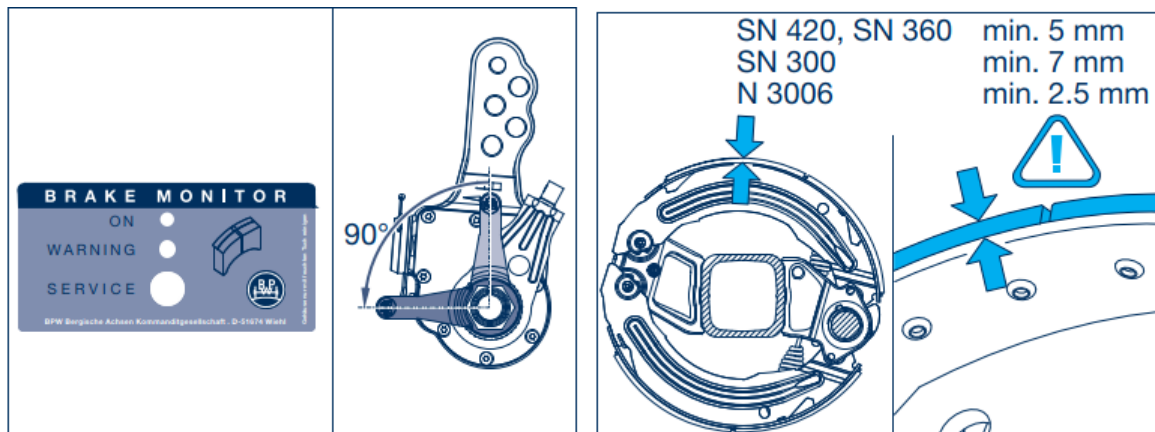
Регулярна перевірка гальмівних колодок. Необхідно здійснювати перевірку товщини гальмівних колодок кожні три місяці.

Для доступу до колодок відкрийте оглядовий отвір, піднявши гумову кришку (це не потрібно робити для гальмівних систем типу ECO Drum). Заміна гальмівних колодок вимагається, коли їх залишкова товщина становить 5 мм, для SN 300 - мінімум 7 мм, а для N 3006 - мінімум 2,5 мм. Таку перевірку слід виконувати за допомогою штангенциркуля. Також слід замінити колодки, якщо виявлено досягнення межі індикатора, що вмонтований у край колодки. Після перевірки знову встановіть гумову кришку на місце.



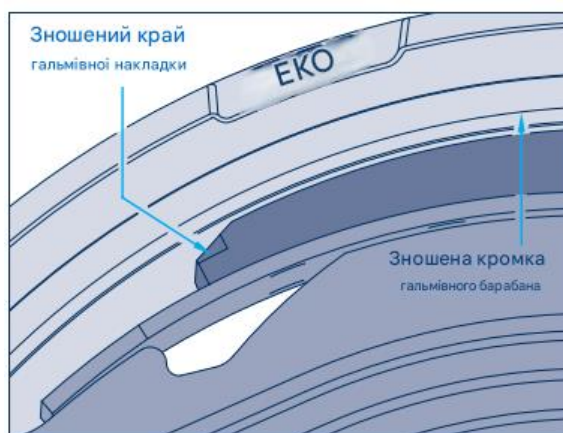
Оновлення системи моніторингу зносу гальмівних колодок. На регуляторах зазору, обладнаних індикаторами зносу, мінімально допустима товщина гальмівних колодок визначається за горизонтальним положенням важеля, коли гальмо не активоване. Система моніторингу гальм видає сигнал "Обслуговування", коли активується датчик зносу барабанних гальм, однак без використання функції попередження.

Важливо враховувати, що в деяких конструкціях регулятори зазору можуть бути встановлені не у стандартному вертикальному положенні. В таких умовах положення індикатора зносу змінюється. Необхідно проводити заміну гальмівних колодок, коли індикатор зносу досягає положення, що приблизно утворює прямий кут із важелем гальма.



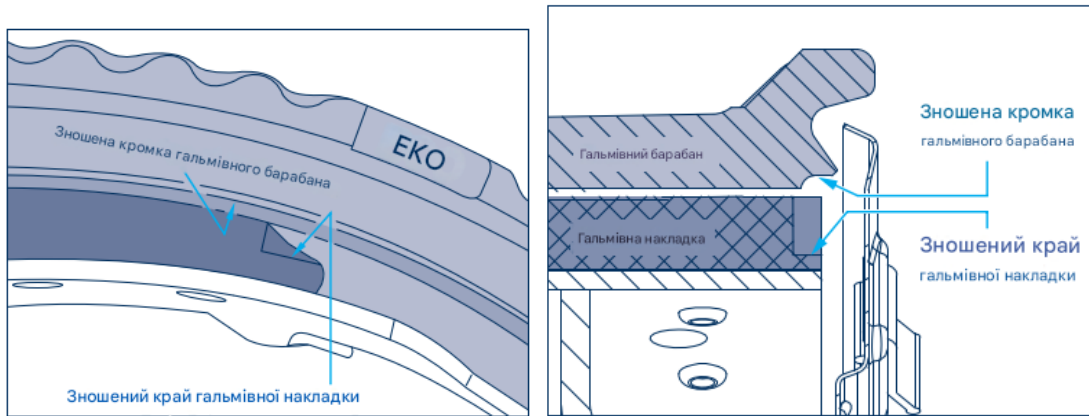
Рутинна інспекція гальмівних барабанів. Необхідно систематично, щоквартально, проводити перевірку гальмівних барабанів на предмет тріщин та відповідності внутрішнього діаметру стандартам безпеки. [18]

Здійснюйте оцінку загального стану гальмівного барабана, зокрема перевіряйте залишкову товщину. У разі, коли знос досягає критичної межі, варто провести детальне вимірювання барабана. Якщо фіксується максимально дозволений рівень зносу, барабан слід негайно замінити для забезпечення належної безпеки транспортного засобу.



Максимально допустимі рівні зносу, виміряні у місці з найбільшим зносом.

Гальмо	Ширина гальмівної колодки (мм)	Ø Максимально допустимий знос (мм)	Ø Розмір проточування (мм)
SN 420	120 / 160	424	423
SN 420	180 / 200 / 220	425.5	424
SN 360	160 / 200	364	363
SN 300	100 / 150 / 200	304	303
FL 300	80	303	302



Регулярний огляд кріплення ковпачків. Слід проводити регулярні перевірки надійності кріплення ковпачків кожні шість місяців, хоча для осей серій ECO Plus 3, ECO Plus 2 та ECOPlus ця процедура не потрібна.

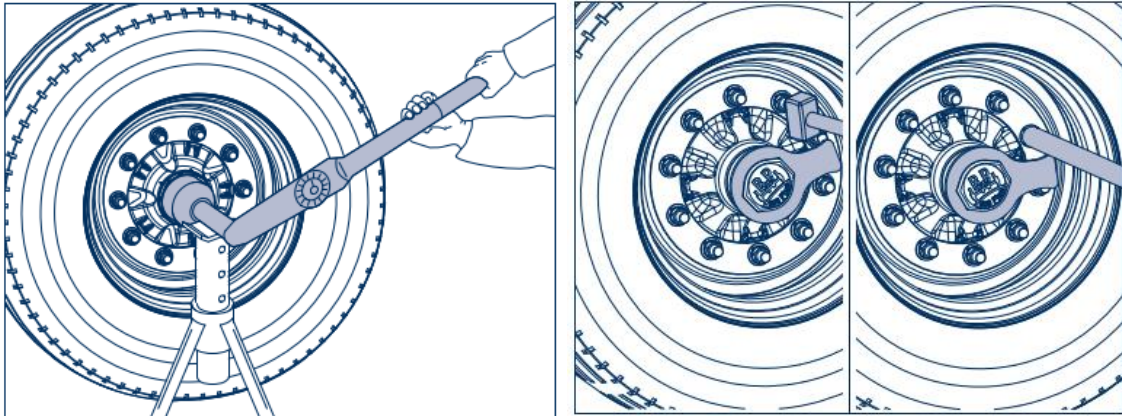
Для забезпечення правильного закручування ковпачків використовуйте динамометричний ключ або електроінструмент. Встановлення моменту закручування має бути відповідно до виробничих стандартів, заданих виробником.

Ковпачки ступиці з овальною формою BPW:

ECO Plus 3 Unit	SW 110	350 Нм
ECOPlus Unit 8 - 12 t	SW 110	800 Нм
ECO Unit 6.5 - 12 t	SW 110	800 Нм
13 - 14 t	SW 120	800 Нм
Сталевий ковпачок ступиці для ступиці зі звичайним підшипником (овальної форми).		
6.5 - 9 t	SW 95	500 Нм
10 - 12 t	SW 110	500 Нм
13 - 14 t	SW 120	800 Нм
16 - 18 t	SW 140	350 Нм
Алюмінієвий ковпачок.	6 - 12 t SW 110	350 Нм

Ковпачок ступиці з восьмикутною формою: 13 - 20 т SW 120 700 Нм У разі надзвичайної ситуації ковпачки можна закрутити за допомогою звичайного ключа для ковпачків (інструментальний набір автомобіля), вдаривши по ньому

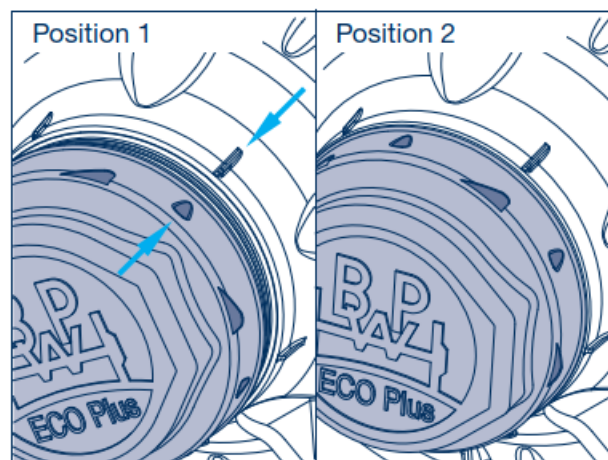
молотком, або також за допомогою трубки, надітої на гайку колеса. Ковпачки з інтегрованими хабодометрами слід встановлювати та демонтувати лише за допомогою пневматичних гайковертів з контролем моменту закручування (не використовувати пневматичні ударні гайковерти!) або вручну за допомогою динамометричного ключа. Закрутіть до правильного моменту закручування якомога швидше.



Ковпачки ступиць на осі ECO Plus 2 використовують байонетне з'єднання, яке потребує регулярної перевірки щодо правильності та міцності встановлення. Оцінка надійності кріплення включає дві ключові позиції:

Початкова позиція: Ковпачок ступиці не фіксується і вільно розміщується на вузлі. Це свідчить про те, що ковпачок не вступив в заціпку байонетного замка і потребує додаткової уваги або переустановлення.

Заключна позиція: Ковпачок ступиці закріплено міцно та коректно на агрегаті, що свідчить про правильну інсталяцію та забезпечення безпеки руху.



Регулярна перевірка автоматичних регуляторів зазору гальм:

Періодичність перевірок: кожні 6 місяців; поза межами Європи - щоквартально, у рамках обов'язкових технічних оглядів.

Забезпечення безпеки: Запобігайте можливому самовільному руху транспортного засобу, вивільніть робочі та стоянкові гальма перед початком робіт.

Перевірка вільного ходу: Маніпулюйте регулятором зазору вручну або застосовуючи тиск 0.8 бар. Вільний хід „а“ має складати 10 - 15% від довжини з'єднаного важеля гальма „В“. Наприклад, при довжині важеля 150 мм, вільний хід має становити 15 - 22 мм.

Коригування регулювань: Якщо вільний хід не відповідає нормі, зніміть гумовий захисний ковпачок. Під час утримання зчіпного рукава, поверніть регулювальний болт (зазначено стрілкою) приблизно на 3/4 обороту проти годинникової стрілки за допомогою рожкового ключа. Переконайтеся, що доступний хід становить не менше 50 мм для важеля довжиною 150 мм.

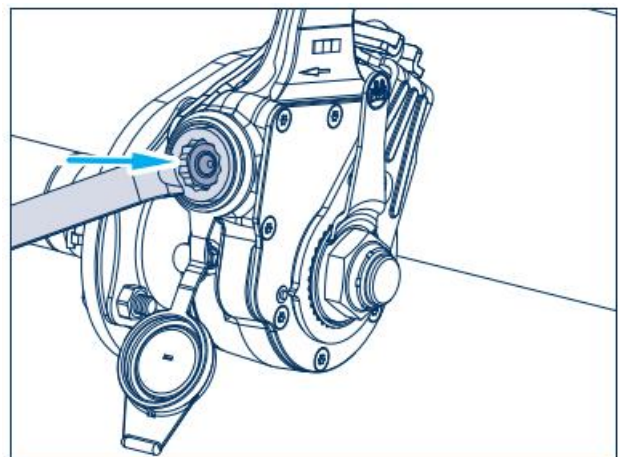
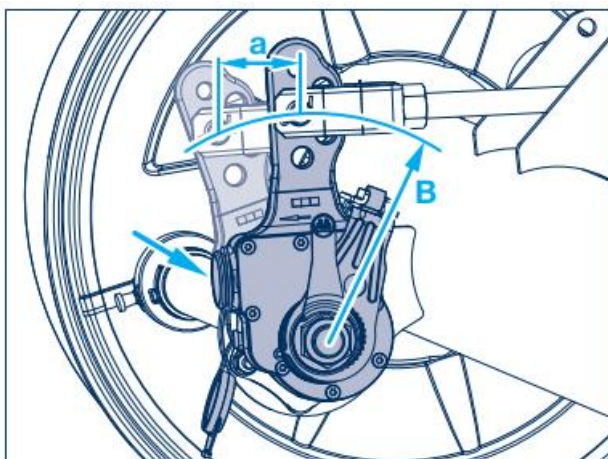
Тестування регулювань: Активуйте важіль гальма вручну кілька разів, щоб перевірити автоматичне регулювання. При правильному функціонуванні слід чути зчеплення, а регулювальний болт має легко повертатися у годинниковому напрямку на зворотному ході. Змащення проводиться за допомогою ECO-LiPlus. Не забудьте встановити захисний ковпачок назад.

Налаштування гальм: Дотримуйтесь інструкцій..

Візуальний огляд:

Періодичність: кожні 6 місяців; поза Європою - щоквартально.

Перевірка стану: Огляньте всі компоненти та зварювальні шви на предмет наявності пошкоджень або зносу, звертаючи увагу на можливі тріщини чи інші дефекти, які можуть вплинути на безпеку використання транспортного засобу.



Систематична діагностика зазору в підшипниках ступиць коліс

Регламент перевірки:

Для систем ECO Plus 3, ECO Plus 2 та ECOPlus Unit проводьте перевірку при кожній заміні гальмівних колодок, але не менше одного разу на рік.

Для ECO Unit та стандартних підшипників ступиць: перевірка має відбуватися кожні шість місяців.

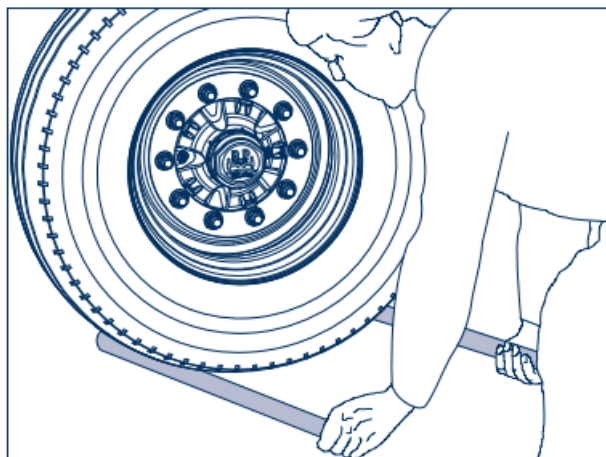
Процедура перевірки. Забезпечте, щоб транспортний засіб не міг самостійно рухатися. Використовуйте необхідні засоби для блокування коліс або застосуйте інші методи фіксації.

Підніміть вісь до такої висоти, щоб колеса повністю звільнилися від контакту з землею, що дозволить виконувати безперешкодні маніпуляції з колесами.

Звільніть гальмові механізми, щоб колеса могли вільно обертатися.

За допомогою важеля, розташованого між шиною та землею, перевірте наявність зазору в підшипниках ступиць. Вільний рух важеля вказуватиме на наявність зазору, який необхідно оцінити на предмет відповідності нормам.

Оцінка результатів: При виявленні занадто великого зазору або, навпаки, його недостатності, необхідно здійснити коригування або заміну підшипників, відповідно до виробничих стандартів та технічних вказівок виробника. Надійність підшипників критично важлива для безпеки руху та ефективності гальмівної системи транспортного засобу.



Процедура коригування зазору в підшипнику ступиці для блоку ECO Plus

3. Кроки регулювання:

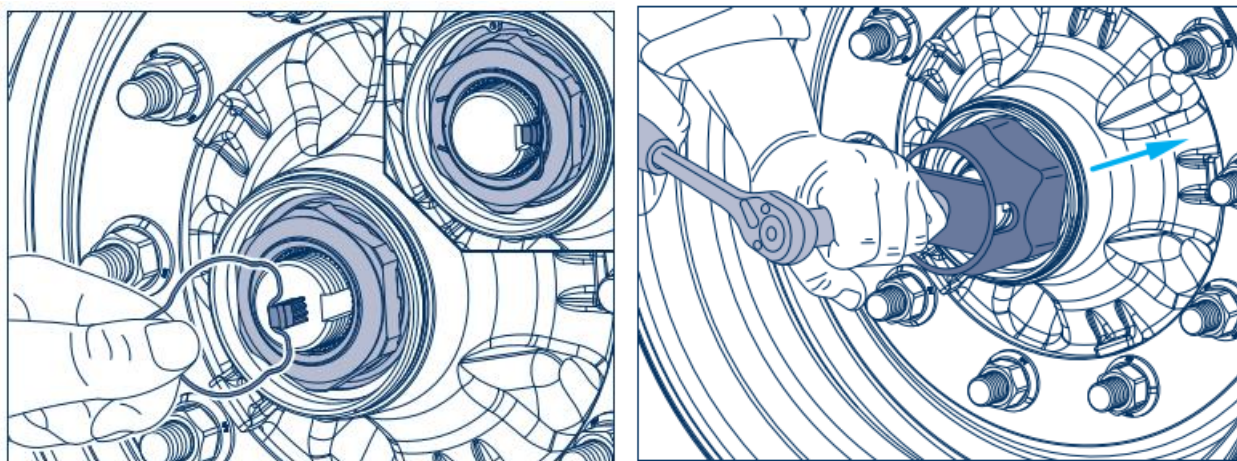
Демонтаж ковпачка ступиці. Почніть з відкручування ковпачка ступиці, щоб отримати доступ до внутрішніх компонентів.

Вилучення затискача. За допомогою клина акуратно вийміть гакоподібний затискач з гайки осі. [19]

Закручування гайки осі. Використовуючи шестигранний гайковий ключ, обертайте гайку, одночасно ротуючи ступицю ЕСО. Необхідно здійснити кілька обертів, поки шестерня не зачепиться за гайку. Увага: Уникайте використання ударного гайковерта для запобігання пошкодженню.

Установка фіксуючого ключа. Вставте фіксуючий ключ у паз між осьовим болтом та гайкою, уникаючи перенастроювання гайки.

Монтаж затискача. Знову встановіть гакоподібний затискач за сформованим краєм гайки осі.



Заміна ущільнювального кільця. Вставте нове ущільнювальне кільце у кільцевий жолоб ступиці колеса. Нанесіть тонкий шар спеціальної довготривалої мастилки BPW ECO-LiPlus на поверхню контакту ущільнювального кільця та на різьбу ковпачка ступиці.

Закріплення ковпачка. Накрутіть ковпачок ступиці та затягніть його до моменту в 350 Нм, забезпечуючи надійне кріплення.

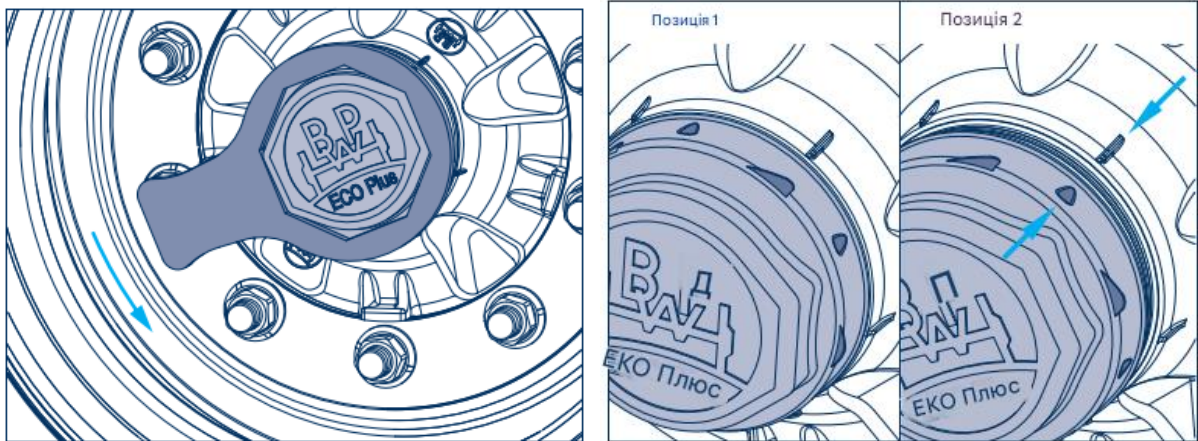
Налаштування зазору в підшипнику для блоку ECO Plus 2. Процедура регулювання зазору.

Зняття ковпачка ступиці. Використовуйте ключ для ковпачків ступиці діаметром 120 мм для відкручування ковпачка. Почніть обертати його проти годинникової стрілки, рухаючись від позиції 1 до позиції 2. Подальше

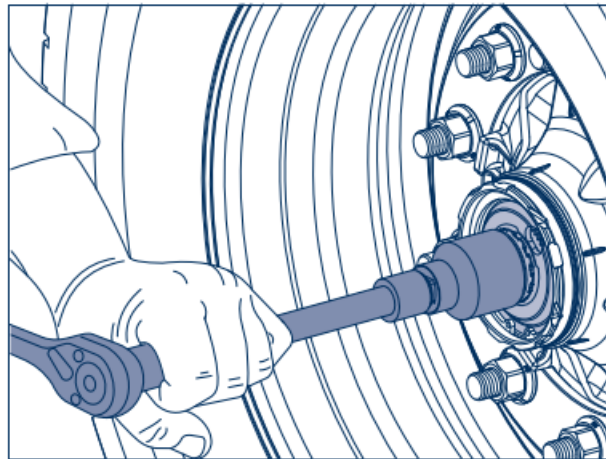
обертання спричинить очевидне віддалення ковпачка від корпусу ЕСО, що дозволить його легко витягнути.

Уникайте використання ударного гайковерта, оскільки це може пошкодити байонетне замкнення.

Вилучення затискних елементів. Акуратно вийміть гакоподібне затискне кільце та фіксуючий ключ з осьового болта, що забезпечує тримання компонентів на місці.



Закрутіть болт осі (SW 46) за допомогою шестигранного гайкового ключа, одночасно обертаючи блок ступиці ЕСО. Необхідно кілька разів обертати блок ЕСО, перш ніж шестерня зачепиться за болт осі.



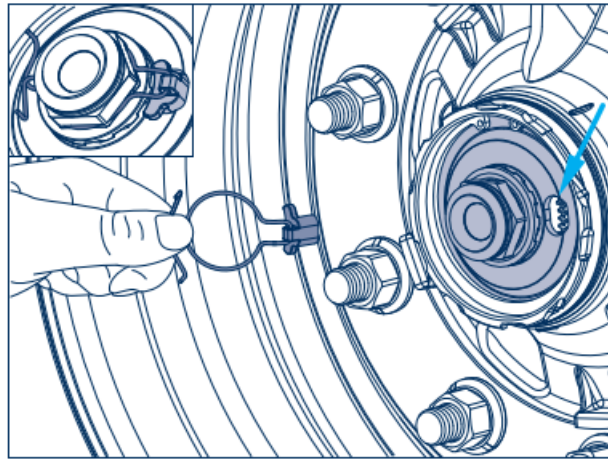
Етапи монтажу:

Розмістіть фіксуючий ключ у відведений паз на осьовому болті та на зубчастій прокладці, що вказана стрілкою. Уникайте повороту осьового болта у зворотному напрямку, щоб забезпечити коректне з'єднання.

Вставте кільце у спеціальний паз на шестигранному профілі осьового болта. Важливо переконаватися, що кільце надійно зафіксовано у кільцевому пазу, забезпечуючи стабільне і безпечне кріплення.

Введіть нове ущільнювальне кільце O-ring у відповідний паз на ступиці колеса, забезпечуючи герметичність та захист від зовнішніх впливів.

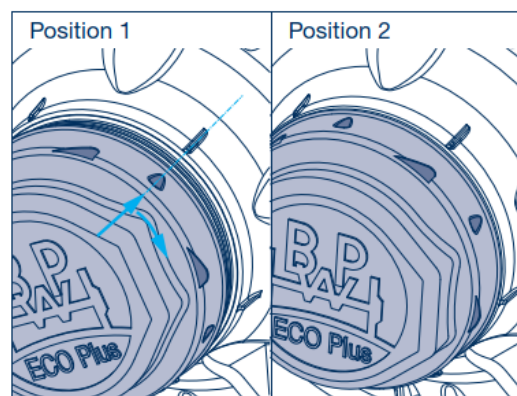
Переконайтеся, що всі компоненти встановлені правильно та надійно закріплені.



Нанесіть тонкий шар спеціальної довготривалої мастилки BPW ECO-LiPlus на ковпачок ступиці в області контакту з ущільнювальним кільцем O-ring та байонетного з'єднання.

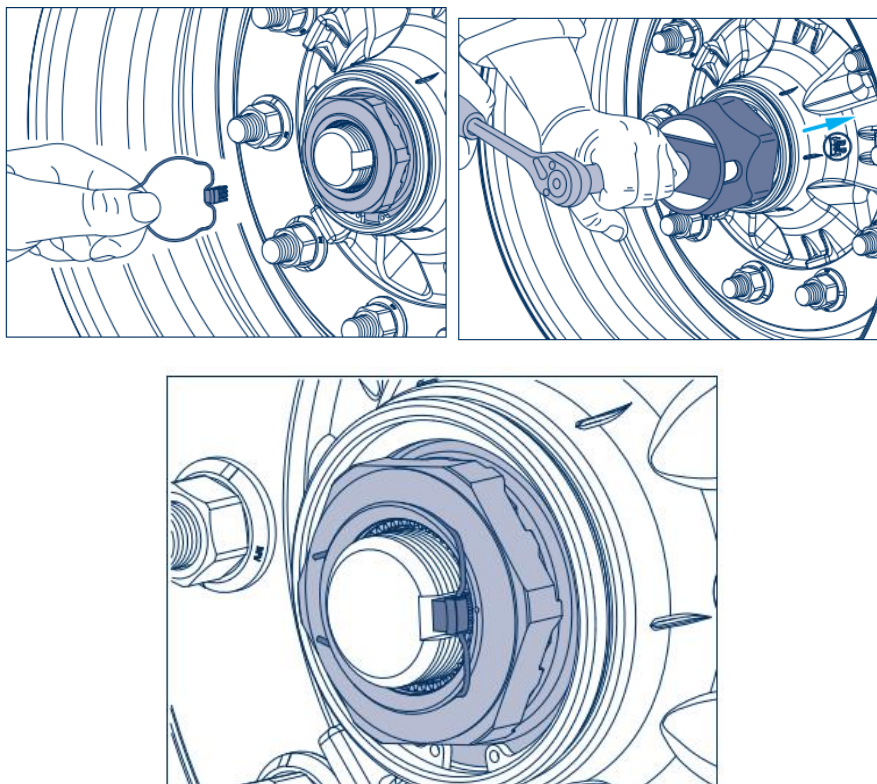
Накрутіть ковпачок за допомогою ключа для ковпачків діаметром 120 мм.

Корекція зазору в підшипнику блоку ECOPlus. Процес регулювання:



Почніть з відкручування ковпачка ступиці, щоб забезпечити доступ до механізмів внутрішнього кріплення. За допомогою клина акуратно вийміть гакоподібне затискне кільце з гайки осі. Використовуйте шестигранний гайковий ключ для закручування гайки осі, при цьому робіть оберти блоку ECO. Важливо зробити декілька повних обертів до того, як шестерня належно зачепиться за гайку. Строго уникайте використання ударного гайковерта, оскільки це може призвести до пошкодження обладнання. Розмістіть фіксуючий ключ у спеціальний паз між вісьовим штифтом та гайкою. Утримуйтеся від додаткових регулювань гайки осі після встановлення ключа.

Залежно від дати виробництва: Вставте гакоподібне затискне кільце за край гайки осі. Для виробів до березня 2000 року: вставте гакоподібне затискне кільце у різьбу на вісьовому штифті. Закрутіть ковпачок до моменту у 800 Нм для надійної фіксації.

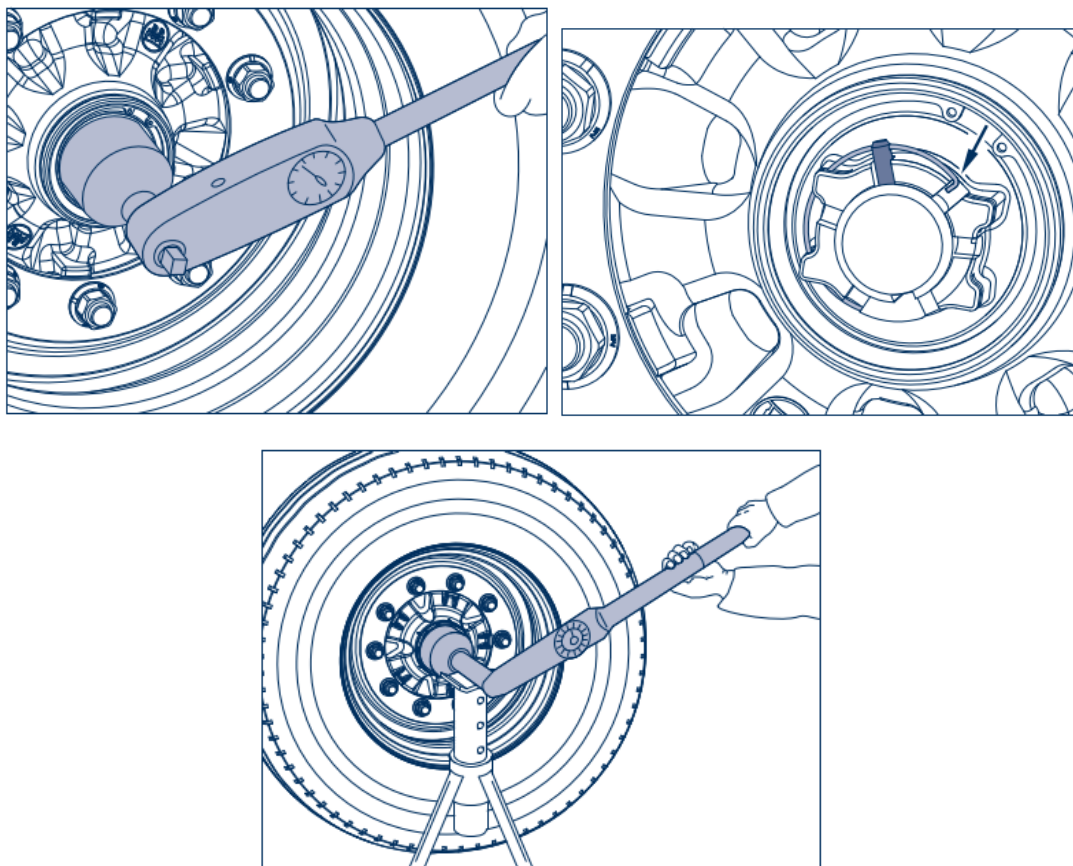


Процедура налаштування зазору підшипника в блоку ЕСО. Етапи регулювання: Розпочніть із відкручування ковпачка ступиці для доступу до внутрішніх механізмів. Спочатку ослабіть гайку осі, щоб підготувати її до точного регулювання. [7]

Використовуйте динамометричний ключ для закручування гайки, одночасно повертаючи ступицю ЕСО. Повторюйте обертання до тих пір, поки момент закручування не досягне 150 Нм. Це забезпечить правильне прилягання і усунення зазору. Як альтернативу, якщо використовується звичайний ключ з інструментального набору, закрутіть гайку до легкого опору обертання ступиці, що служить тимчасовим рішенням. [13]

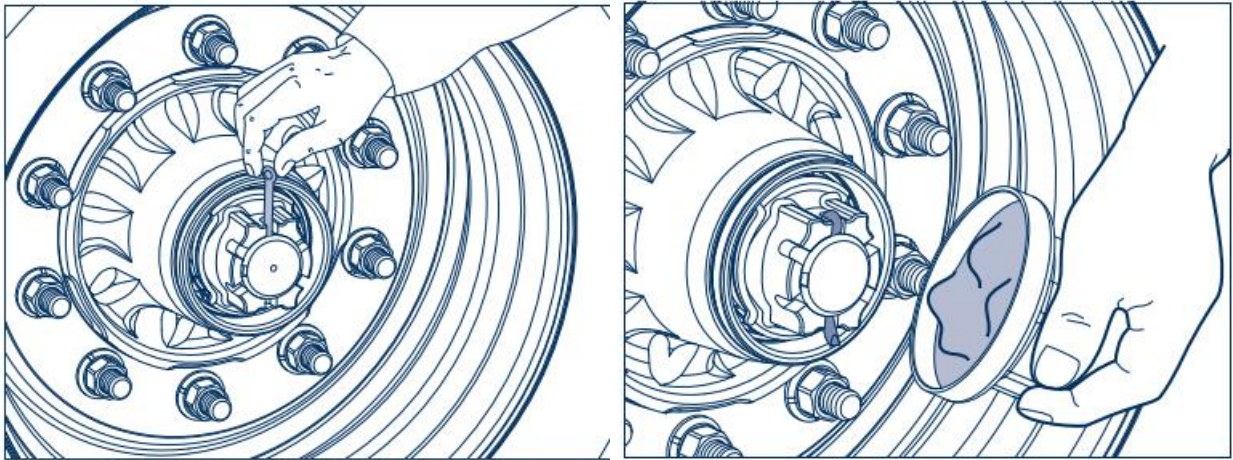
Якщо паз гайки і отвір на осьовому штифті збігаються, необхідно негайно вийняти безпековий болт. Якщо це не зроблено, гайку потрібно повернути назад до наступної можливості її фіксації, що не перевищує 15°. Встановіть болт і замкове кільце для надійного закріплення гайки осі.

Виконайте фінальне закручування ковпачків з відповідним моментом закручування. Для сталевих чи литих ковпачків - 800 Нм. Для алюмінієвих ковпачків - 350 Нм.



Методика регулювання зазору в стандартному підшипнику ступиці. Кроки коригування: Спочатку відкрутіть ковпачок ступиці для доступу до механізмів усередині. Вийміть шплінт із гайки осі, забезпечуючи можливість її регулювання. Використовуйте динамометричний ключ для затягування гайки осі. Під час затягування одночасно обертайте ступицю колеса до тих пір, доки не досягнете потрібного моменту закручування. Необхідно забезпечити: для ковпачків з овальною формою BPW: момент 100 Нм при навантаженні до 5.5 тонн, і 150 Нм для вісей від 6 до 18 тонн, для ковпачків з восьмикутною формою: 350 Нм при навантаженні від 16 до 30 тонн. Якщо паз гайки та отвір на осьовому штифті співпадають, необхідно одразу вийняти шплінт безпеки. У разі невиконання цієї дії, гайку потрібно відвернути назад для наступної можливості фіксації, але не більше ніж на 30°. Після регулювання вставте шплінт назад і злегка зігніть його вгору для забезпечення фіксації. Заповніть ковпачок спеціальною мастилкою BPW ECO-LiPlus, яка забезпечить тривалу захист і змащення. Замініть ковпачок, затягнувши його згідно із вказаними

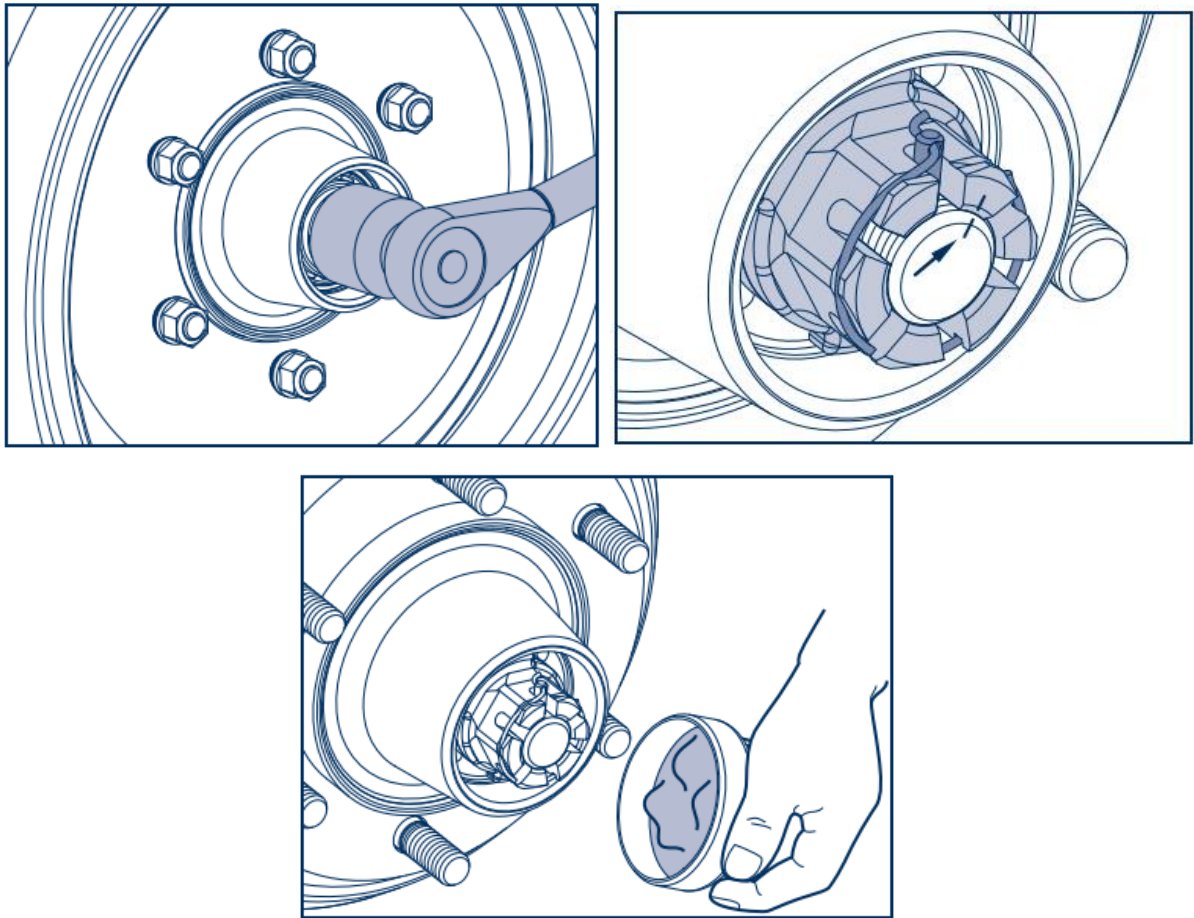
моментами закручування. При повторному монтажі на осі від 16 до 18 тонн з овальними ковпачками ступиці BPW слід встановити нове ущільнювальне кільце O-ring для забезпечення оптимального ущільнення.



Процедура коректування зазору в підшипнику ступиці для вантажів до 5.5 тонн, згідно з регламентом після 38 тижня 2011 року. Етапи регулювання:

Зніміть захисний ковпачок ступиці для візуального та інструментального доступу до внутрішніх компонентів. Вийміть шплінт, який забезпечує додаткову безпеку гайки осі, що дозволяє її вільне регулювання. Використовуючи динамометричний ключ, затягніть гайку осі, одночасно обертаючи ступицю. Виконайте принаймні п'ять повних обертів до досягнення моменту закручування 100 Нм для оптимального натягу. Після настроювання, ослабьте гайку на два повних оберти, щоб дозволити підшипнику вільно розташуватися без надмірного тиску. За потреби застосуйте спеціальну витяжку ступиці BPW моделі 05.012.25.01.0 з болтом 02.5026.50.80, або універсальну витяжку для досягнення необхідної релаксації підшипника. Знову затягніть гайку осі до моменту закручування 70 Нм, перевіряючи плавність обертання підшипника. Після регулювання, ступиця колеса повинна обертатися рівномірно та без будь-якого опору. Відрегулюйте гайку осі до наступної можливості блокування, що не перевищує 15° від початкового положення, забезпечуючи надійність кріплення. Вставте шплінт та замкове кільце, переконавшись у правильному їх розміщенні всередині гайки. Позначте положення гайки на вісьовому штифті для майбутнього контролю і можливого корегування. Повторно заповніть ковпачок ступиці довготривалою мастилкою

BPW ECO-LiPlus і встановіть його на місце з моментом закручування 500 Нм, забезпечуючи захист від зовнішніх умов. [2]



3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розробка приводу для напівпричепи

У рамках виконання випускної кваліфікаційної роботи було створено механічний привід для напівпричепи, основою якого став вантажний автомобіль Урал-44202. Для порівняння також проведено аналіз результатів, отриманих при роботі аналогічного автопоїзда, але без активного приводу напівпричепи.

Конструкція механічного приводу є досить простою, що забезпечує високий коефіцієнт корисної дії (ККД) і дозволяє використовувати уніфіковані агрегати та вузли, зокрема головні та карданні передачі, запозичені з базових моделей тягачів. Однак у цього типу приводу є обмеження. Він не підходить для багатоланкових автопоїздів через недостатню жорсткість, схильність до вібрацій, появу ударних навантажень, які виникають через накопичення люфтів, зменшення ККД та труднощі в обслуговуванні. Передача крутного моменту до причіпних ланок реалізується за допомогою карданної передачі.

Як показано на рисунку 3.1, передача крутного моменту до активної осі напівпричепи зазвичай виконується через опорно-зчіпний пристрій. Конструкція приводу включає нижній (1) і верхній (2) конічні редуктори, проміжний редуктор (4) і карданну передачу (5).

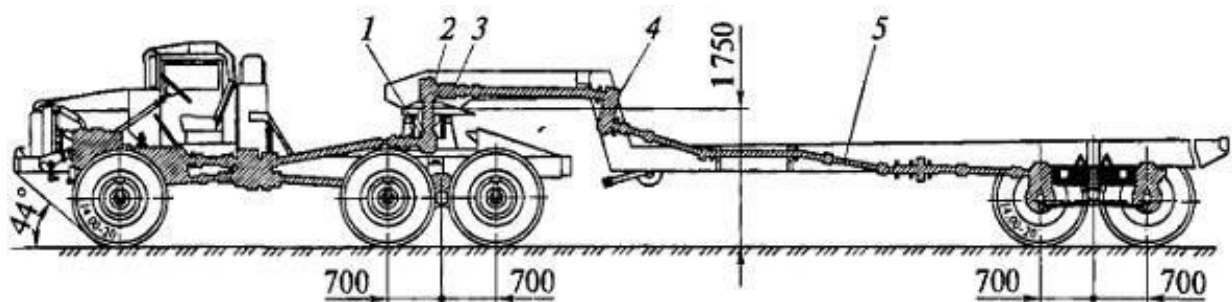


Рис. 3.1. Схема розташування агрегатів механічного приводу осей напівпричепи.

Опорно-зчіпні пристрої, розроблені для автопоїздів із механічним приводом напівпричепи, мають суттєві конструктивні відмінності від традиційних зчіпних пристроїв. Головна особливість цих пристроїв полягає у

механізмі гнучкості, який дозволяє забезпечувати значно більші кути рухливості: поздовжньої (до $\pm 15^\circ$), поперечної (до $\pm 10^\circ$) та горизонтальної (до $\pm 100^\circ$).[25]

На рисунку 3.2 показано конструкцію опорно-зчіпного пристрою, яка включає інтегровані кутові редуктори (верхній та нижній) і двошарнірний механізм, що забезпечує необхідну гнучкість.

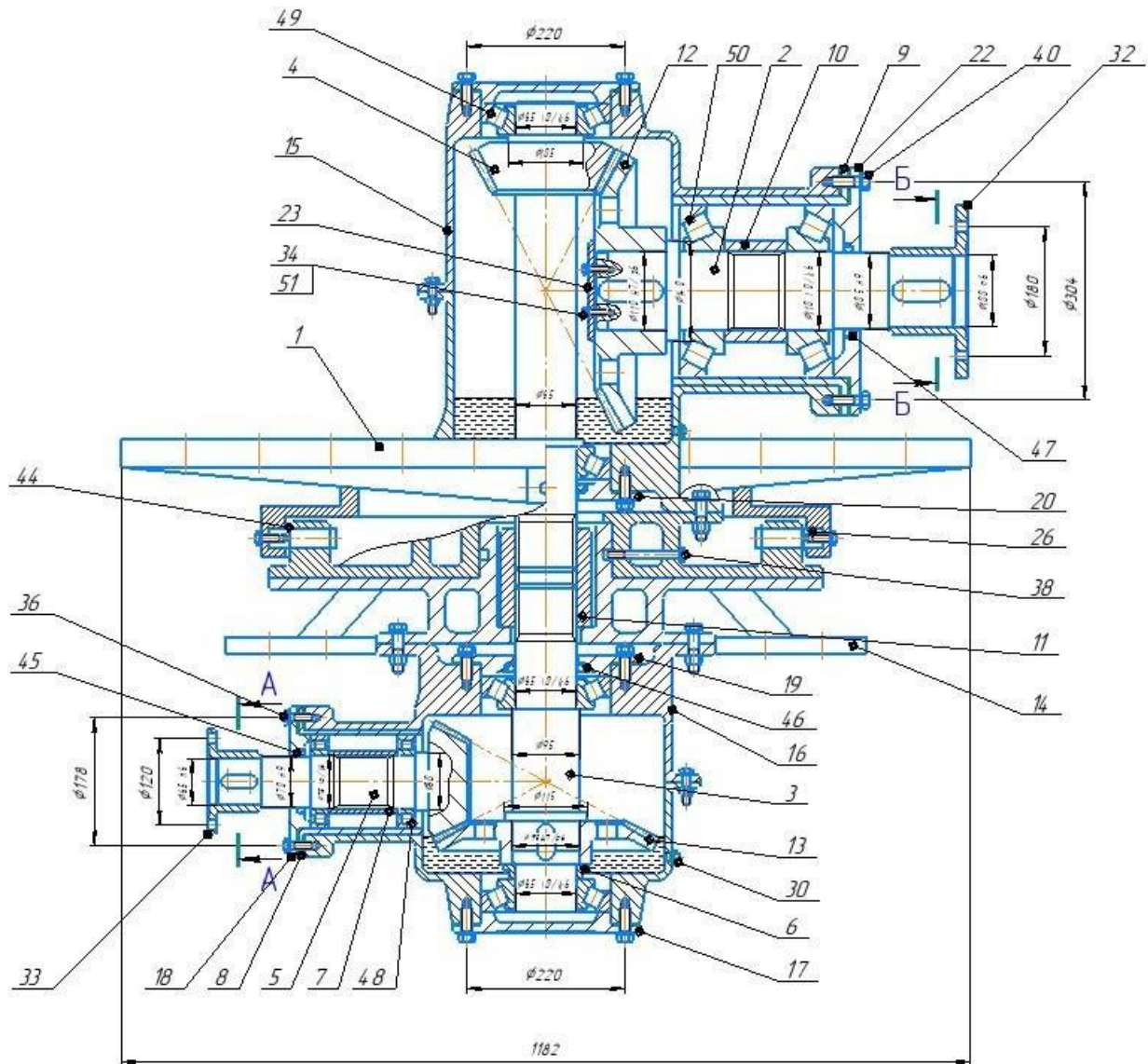


Рис. 3.2. Опорно-зчіпний пристрій з двошарнірним механізмом гнучкості.

Кронштейн міцно прикріплений до рами тягача за допомогою стяжок. На цьому кронштейні встановлено нижню підтримувальну плиту з інтегрованим нижнім редуктором. Ця плита дозволяє обертання верхньої плити, яка також оснащена редуктором. На верхній плиті розміщена рамка, що підтримується балками, на які спирається рама напівпричепа. Шарніри на опорах надають можливість поперечного та подовжнього згинання сегментів великовагового

поїзда. В середині нижньої підтримувальної плити розташовано порожнистий шкворінь, який вставляється у втулку циліндричної горловини верхньої плити, дозволяючи тягачу обертатися відносно причепа у горизонтальній площині. З'єднання плит утримується за допомогою болтів.

Кожен редуктор складається з двох валів - горизонтального та вертикального, а також пари конусоподібних шестерень. Вертикальні вали з'єднані за допомогою втулки. Нижній горизонтальний вал пов'язаний через карданну передачу з додатковим блоком відбору потужності, який входить до складу роздаткової коробки тягача, тоді як верхній горизонтальний вал через карданну передачу з'єднаний з ведучою віссю напівпричепа.

Серед недоліків зазначеної конструкції слід виокремити складність та високу витратність процесів роз'єднання та з'єднання тягача з напівприцепом. Крім того, напівпричепа з високо розташованим центром ваги схильні до небезпечних поперечних коливань, що може спричинити їх перекидання.

3.2 Визначення коефіцієнтів передачі трансмісії для активізації приводу напівпричепа

Крутний момент на ведучих колесах при першій редукованій передачі з активованим механізмом приводу напівпричепа:

$$M_{к.в} = (M \cdot U_{тр.} \cdot \eta_{тр.}) \cdot 0,6 = (882 \cdot 5,22 \cdot 2,15 \cdot 7,32 \cdot 0,8) \cdot 0,6 = 36780,023 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.1)$$

Крутний момент, переданий з роздавальної коробки до напівпричепу:

$$M_{п} = (M \cdot U_{кп} \cdot \eta_{кп}) \cdot 0,4 = (882 \cdot 5,22 \cdot 0,95) \cdot 0,4 = 1749,535 \text{ Нм} \quad (3.2)$$

Отже, потрібно встановити таке передавальне число для актуатора напівпричепу:

$$U_{п} = \frac{M_{к.в}}{M_{п} \cdot \eta_{п}} = \frac{36780,023}{1749,535 \cdot 0,8} = 26,278 \quad (3.3)$$

Передавальне число основної передачі осі напівпричепа збігається з передавальним числом основної передачі транспортного засобу. В такому разі, передавальне число редукторів становить:

$$U_{\text{ред.общ.}} = \frac{U_{\pi}}{U_{\text{гп}}} = \frac{26,278}{7,32} = 3,59 \quad (3.4)$$

$$U_{\text{ред.}} = \sqrt{U_{\text{ред.общ.}}} = \sqrt{3,59} = 1,895 \quad (3.5)$$

Швидкість обертання ведучого валу нижнього редуктора при найвищому крутному моменті двигуна на нижчій передачі:

$$n_{\text{в}} = \frac{n}{U_{\text{кп}}} = \frac{1300}{5,22} = 249,042 \text{ об/хв} \quad (3.6)$$

3.3 Аналіз конструкції нижнього редуктора зчпного механізму

Визначення матеріалів для виготовлення зубчастих коліс Для виробництва колеса і шестерні вибрано сталь марки 18ХГТ, що проходить процеси термічної обробки: поліпшення шляхом цементування та загартовування, з твердістю основи 300...400 НВ і твердістю зубчастих поверхонь 56...63 HRC. Витривалість матеріалу оцінюється кількістю циклів втоми $N_{H0} = 120 \cdot 10^6$, межа міцності на розтяг $\sigma_b = 1000$ МПа, а межа міцності при зсуві $\sigma_{\tau} = 800$ МПа. Середні показники твердості зубчастих поверхонь шестерні та колеса:

$$HRC_1 = HRC_2 = 0,5 \cdot (HRC_{\min} + HRC_{\max}) = 0,5 \cdot (56 + 63) = 59,5 \quad (3.7)$$

Встановлення меж допустимих напружень. Визначені контактні напруження: [20]

$$\sigma_{HPj} = \frac{\sigma_{H \lim j} \cdot K_{HLj}}{S_{Hj}} \quad (3.8)$$

Границі контактної стійкості:

$$\sigma_{H \lim 1} = \sigma_{H \lim 2} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 59,5 = 1368,5 \text{ Мпа} \quad (3.9)$$

Показники надійності $S_{H1}=1,2$; $S_{H2}=1,2$.

Індекси тривалості експлуатації:

$$K_{HLj} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0j}}{N_{HEj}}} \geq 1 \quad (3.10)$$

Еквівалентні значення циклів напруження:

$$N_{HEj} = \mu_h \cdot N_{\Sigma j} \quad (3.11)$$

Загальна кількість циклів навантаження:

$$N_{\Sigma j} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_h \quad (3.12)$$

$$t_h = 365 \cdot L \cdot 24 \cdot K_T \cdot K_C \cdot ПВ = 365 \cdot 30 \cdot 24 \cdot 0,2 \cdot 0,5 \cdot 0,4 = 10512 \quad (3.13)$$

Тривалість роботи передачі: На підставі виконаних розрахунків ми встановили:

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 249,042 \cdot 1,895 \cdot 10512 = 297,659 \cdot 10^6;$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 131,421 \cdot 1 \cdot 10512 = 82,89 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE1} = 0,5 \cdot 297,659 \cdot 10^6 = 148,83 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 0,5 \cdot 82,89 \cdot 10^6 = 41,445 \cdot 10^6;$$

З огляду на, що N_{HE1} перевищує N_{H01} і N_{HE2} перевищує N_{H02} , встановимо значення K_{HL1} і K_{HL2} рівними 1. Оприділимо рівні допустимих контактних напружень для шестерні і колеса:

$$\sigma_{HP1} = \sigma_{HP2} = \frac{1368,5 \cdot 1}{1,2} = 1140,417 \text{ МПа}$$

Регламентовані контактні напруження для косозубих передач:

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) = 0,45 \cdot (1140,417 + 1140,417) = 1026,375 \text{ Мпа} \quad (3.14)$$

Нормативні напруження при згині:

$$\sigma_{FPj} = \frac{\sigma_{F \lim j} \cdot K_{FLj} \cdot K_{FCj}}{S_{Fj}} \quad (3.15)$$

Границі міцності зубців в умовах згину:

$$\sigma_{F \lim 1} = \sigma_{F \lim 2} = 950 \text{ Мпа} \quad (3.16)$$

Коефіцієнти безпеки для випадків згину: $S_{F1} = 1,55$; $S_{F2} = 1,55$.

Коефіцієнти, що розраховані з урахуванням двобічного застосування навантаження у нереверсивних системах: $K_{FC1}=1$; $K_{FC2}=1$. Показники стійкості:

$$K_{FLj} = \sqrt[q_j]{\frac{N_{F0}}{N_{FEj}}} \geq 1 \quad (3.17)$$

$$q_1=9, q_2=9.$$

Розрахункова кількість циклів напружень за умови згину: $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ – початкове число циклів для згину. [9]

$$N_{FEj} = \mu_{Fj} \cdot N_{\Sigma j} \quad (3.18)$$

Розрахункове число циклів напружень за згином.

$$N_{FE1} = 0,2 \cdot 297,659 \cdot 10^6 = 59,532 \cdot 10^6,$$

$$N_{FE2} = 0,2 \cdot 82,89 \cdot 10^6 = 16,578 \cdot 10^6.$$

Враховуючи, що N_{FE1} перевищує N_{F0} , а також $N_{FE2} > N_{F0}$, встановлюємо значення K_{FL1} та K_{FL2} як 1. Визначаємо припустимі напруження згину для шестерні та колеса:

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = \frac{950 \cdot 1 \cdot 1}{1,55} = 612,903 \text{ МПа}$$

Інженерний розрахунок зубчастих передач. Зовнішній подільний діаметр шестерні:

$$d_1 = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\theta_H \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot U}} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 1749,535}{1,094 \cdot 1026,375^2 \cdot 1,895}} = 162,844 \text{ мм} \quad (3.19)$$

Коефіцієнт, який відображає зменшення вантажопідйомності зуба конічної передачі у порівнянні з зубом циліндричної передачі:

$$\theta_H = 0,81 + 0,15 \cdot U = 0,81 + 0,15 \cdot 1,895 = 1,094$$

Встановлюємо діаметр d_1 рівним 164 мм. Вибираємо модуль m розміром 4 мм. Відтак, d_2 визначається як $164 \cdot 1,895$, що приблизно становить 312 мм. Число зубів на колесі:

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{312}{4} = 78 \quad (3.20)$$

Число зубів на шестерні:

$$z_1 = \frac{z_2}{U} = \frac{78}{1,895} = 41,161 \quad (3.21)$$

Заокруглимо до ближчого цілого числа: $z_1 = 41$. Реальне передавальне число:

$$U_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{78}{41} = 1,902 \quad (3.22)$$

Розбіжність між реальним та номінальним передавальними числами: [24]

$$\Delta U = 100 \cdot \frac{U_{\phi} - U}{U_{\phi}} = 100 \cdot \frac{1,902 - 1,895}{1,902} = 0,368\% < 3\% \quad (3.23)$$

Параметри геометрії передачі. Діаметри зовнішніх ділительних ліній колеса і шестерні:

$$d_j = m \cdot z_j \quad (3.24)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 78 = 312 \text{ мм}$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 41 = 164 \text{ мм}$$

Кути нахилу ділительних конусів:

$$\delta_2 = \arctg(U_{\phi}) = \arctg(1,902) = 62,266^{\circ} \quad (3.25)$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90 - 62,266 = 27,734^{\circ} \quad (3.26)$$

Відстань між зовнішніми конусами:

$$R_e = \frac{d_1}{2 \cdot \sin(\delta_1)} = \frac{164}{2 \cdot \sin(27,734)} = 176,205 \text{ мм} \quad (3.27)$$

Ширина зубчатого обода:

$$b = 0,285 \cdot R_e = 0,285 \cdot 176,205 = 50,218 \text{ мм} \quad (3.28)$$

Встановимо b рівним найближчому значенню зі стандартного ряду лінійних розмірів $b = 55 \text{ мм}$. Коефіцієнти зсуву для шестерні та колеса:

$$x_1 = 2 \cdot \frac{U^2 - 1}{U^2} \cdot \sqrt{\frac{\cos^3(\beta_m)}{z_1}} = 2 \cdot \frac{1,895^2 - 1}{1,895^2} \cdot \sqrt{\frac{\cos^3(35)}{41}} = 0,167 \quad (3.29)$$

$$x_2 = -x_1 = -0,167 \quad (3.30)$$

Середня тангенціальна швидкість при зачепленні:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60000} \quad (3.31)$$

Встановлення середнього ділительного діаметру шестерні: [11]

$$d_{m1} = d_1 \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_{hR}) \quad (3.32)$$

$$\psi_{hR} = \frac{b}{R_e} = \frac{55}{176,205} = 0,312 \quad (3.33)$$

$$d_{m1} = 164 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,312) = 138,416 \text{ мм}$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 138,416 \cdot 249,042}{60000} = 1,805 \text{ м/с}$$

Визначаємо рівень точності n_{CT} на рівні 8.

Контрольний розрахунок механізму передачі. Аналіз міцності зуба на контактну взаємодію проводиться за наступною формулою:

$$\sigma_H = 67000 \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1}{d_1^3 \cdot U_\Phi \cdot \theta_H}} \leq \sigma_{HP} \quad (3.34)$$

Показник контактного навантаження:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} \quad (3.35)$$

Коефіцієнт нерівномірного розподілу навантажень вздовж ширини колеса:

$$K_{H\beta} = \sqrt{1 + 0,45 \cdot C_\Pi \cdot U \cdot \sqrt[3]{U}} = \sqrt{1 + 0,45 \cdot 0,13 \cdot 1,895 \cdot \sqrt[3]{1,895}} = 1,066 \quad (3.36)$$

Динамічний коефіцієнт K_{HV} становить 1,055. Наприкінці уточнимо:

$$K_H = 1,066 \cdot 1,055 = 1,125$$

$$\sigma_H = 67000 \cdot \sqrt{\frac{1,125 \cdot 1749,535}{164^3 \cdot 1,902 \cdot 1,094}} = 981,144 \text{ МПа}$$

Оскільки значення напруження σ_H менше за σ_{HP} , ми здійснимо аналіз недостатнього навантаження на основі контактних напружень:

$$\Delta\sigma_H = 100 \cdot \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} = 100 \cdot \frac{1026,375 - 981,144}{1026,375} = 4,407\% < 15\% \quad (3.37)$$

Для визначення напружень згину в зубцях коліс використаємо наступні формули:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot \frac{2,7 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K_F}{b \cdot d_1 \cdot m \cdot \theta_F} \quad (3.38)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}} \quad (3.39)$$

$$\theta_F = 0,65 + 0,11 \cdot U = 0,65 + 0,11 \cdot 1,895 = 0,859 \quad (3.40)$$

Для визначення цих коефіцієнтів використовуються наступні вирази:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot 1,066 = 1,054 \quad (3.41)$$

$$K_{FV} = K_{HV} = 1,055$$

В результаті отримаємо:

$$K_F = 1,054 \cdot 1,055 = 1,112$$

Еквівалентні числа зубів:

$$Z_{Vj} = \frac{z_j}{\cos^3(\beta_m) \cdot \cos(\delta_j)} \quad (3.42)$$

$$Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3(\beta_m) \cdot \cos(\delta_1)} = \frac{41}{\cos^3(35) \cdot \cos(27,734)} = 84,273$$

$$Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3(\beta_m) \cdot \cos(\delta_2)} = \frac{78}{\cos^3(35) \cdot \cos(62,266)} = 304,934$$

Коефіцієнти форми зуба:

$$Y_{Fj} = 3,47 + \frac{13,2 - 27,9 \cdot x_j}{Z_{Vj}} + 0,092 \cdot x_j^2 \quad (3.43)$$

$$\begin{aligned} Y_{F1} &= 3,47 + \frac{13,2 - 27,9 \cdot x_1}{Z_{V1}} + 0,092 \cdot x_1^2 \\ &= 3,47 + \frac{13,2 - 27,9 \cdot 0,167}{84,273} + 0,092 \cdot 0,167^2 = 3,574 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_{F2} &= 3,47 + \frac{13,2 - 27,9 \cdot x_2}{Z_{V2}} + 0,092 \cdot x_2^2 \\ &= 3,47 + \frac{13,2 + 27,9 \cdot 0,167}{304,934} + 0,092 \cdot 0,167^2 = 3,531 \end{aligned}$$

Напруження згину:

$$\sigma_{F1} = 3,574 \cdot \frac{2700 \cdot 1749,535 \cdot 1,112}{55 \cdot 164 \cdot 4 \cdot 0,859} = 605,74 \text{ МПа} < \sigma_{FP1}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{605,74 \cdot 3,531}{3,574} = 598,452 \text{ МПа} < \sigma_{FP2}$$

Сили в зубчастій передачі. Окружні сили:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 \cdot 1749,535}{138,416} = 25279,375 \text{ Н} \quad (3.44)$$

Визначення радіальних та осьових сил, що діють на шестерню:

$$\begin{aligned} F_{r1} &= F_{t1} \cdot (0,444 \cdot \cos(\delta_1) + 0,7 \cdot \sin(\delta_1)) = 25279,375 \cdot (0,444 \cdot \\ &\quad \cos(27,734) + 0,7 \cdot \sin(27,734)) = 18169,535 \text{ Н} \end{aligned} \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned} F_{a1} &= F_{t1} \cdot (0,444 \cdot \sin(\delta_1) + 0,7 \cdot \cos(\delta_1)) = 25279,375 \cdot (0,444 \cdot \\ &\quad \sin(27,734) + 0,7 \cdot \cos(27,734)) = 20885,957 \text{ Н} \end{aligned} \quad (3.46)$$

Аналіз радіальних та осьових сил, що діють на колесо:

$$F_{r2} = F_{a1} = 20885,957 \text{ Н} \quad (3.47)$$

$$F_{a2} = F_{r1} = 18169,535 \text{ Н} \quad (3.48)$$

Проектування швидкохідного вала. Виконуємо обрахунок діаметра хвостовика відповідно до наступної формули:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 1749,535}{0,2 \cdot 30}} = 64,312 \text{ мм} \quad (3.49)$$

$[\tau] = 30 \text{ МПа}$. Приймаємо $d = 65 \text{ мм}$.

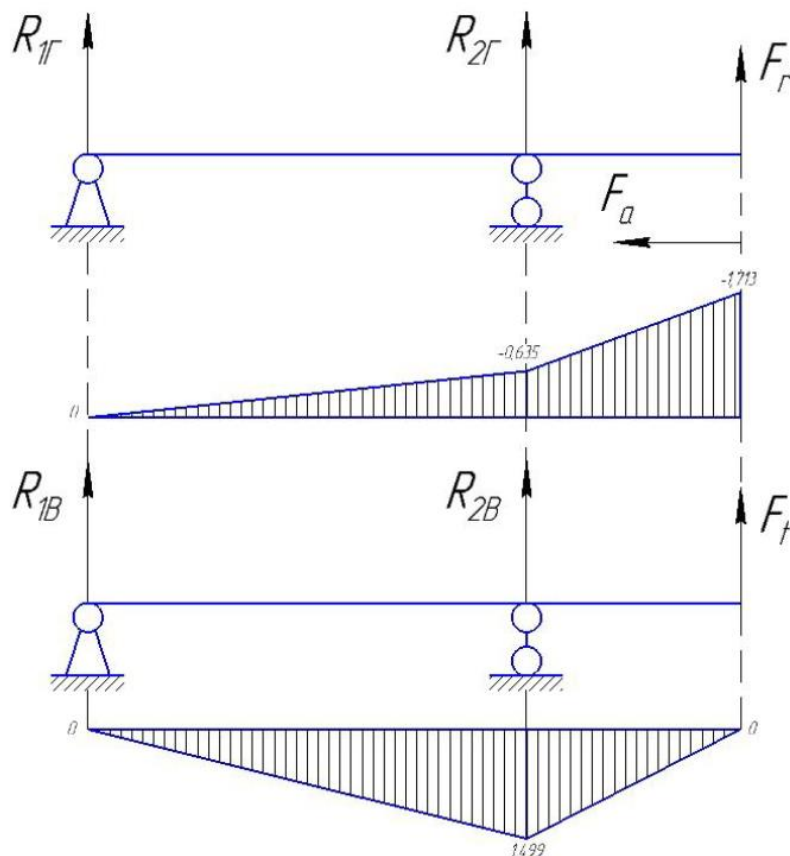


Рис.3.3 – Епюра швидкохідного валу.

Розрахунок опорних реакцій.

У горизонтальній площині.

$$R_{1Г} = -5,294 \text{ кН},$$

$$R_{2Г} = -12,8755 \text{ кН}.$$

У вертикальній площині:

$$R_{1В} = 12,4913 \text{ кН},$$

$$R_{2В} = -37,7706 \text{ кН}.$$

Розраховані радіальні опорні реакції:

$$R_j = \sqrt{R_{j\Gamma}^2 + R_{jB}^2} \quad (3.50)$$

$$R_1 = \sqrt{R_{1\Gamma}^2 + R_{1B}^2} = 13,567 \text{ кН}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2\Gamma}^2 + R_{2B}^2} = 39,905 \text{ кН}$$

Проектний аналіз тихохідного валу. Для визначення діаметра певної ділянки використовуємо наступну формулу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 3315,369}{0,2 \cdot 30}} = 82,059 \text{ мм}$$

$[\tau]$ - 30 МПа. Прийmemo $d = 85 \text{ мм}$.

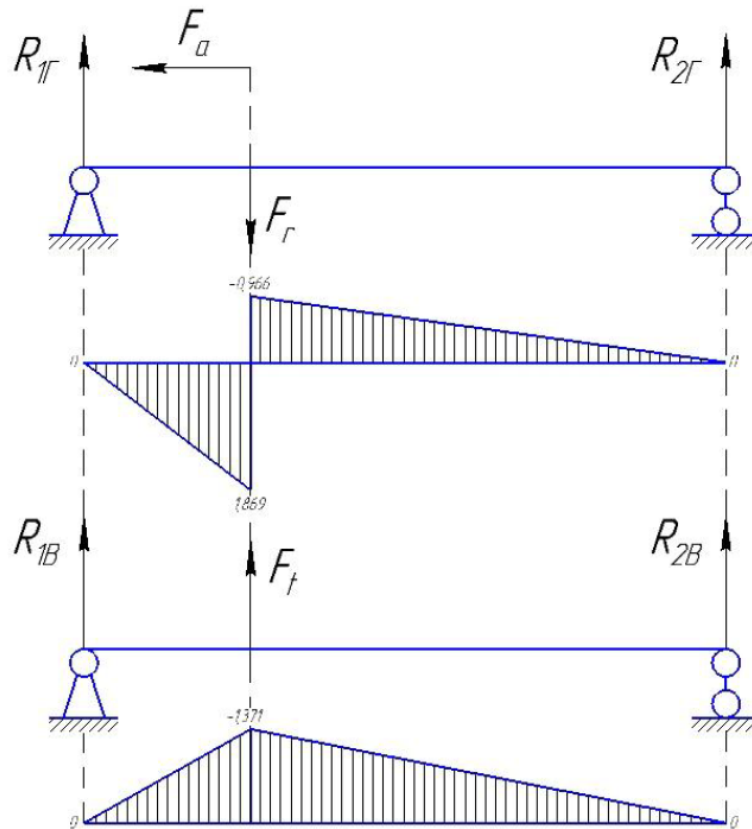


Рис. 3.4 – Епюра тихохідного валу.

Розрахунок опорних реакцій:

У горизонтальній площині:

$$R_{1\Gamma} = 25,5139 \text{ кН.}$$

$$R_{2\Gamma} = -4,628 \text{ кН.}$$

У вертикальній площині:

$$R_{1B} = -18,7132 \text{ кН.}$$

$$R_{2B} = -6,566 \text{ кН.}$$

Загальні радіальні реакції в опорах:

$$R_1 = \sqrt{R_{1\Gamma}^2 + R_{1B}^2} = 31,641 \text{ кН}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2\Gamma}^2 + R_{2B}^2} = 8,033 \text{ кН}$$

Аналіз міцності та втоми валів. Швидкохідний вал. Характеристики моментів і сил у критичному перерізі:

Загальний момент вигину:

$$M = 1,713 \text{ кНм}$$

Крутний момент:

$$T = 1,749535 \text{ кНм}$$

Осьове навантаження:

$$F_a = 20,886 \text{ кН}$$

Геометричні параметри критичного перерізу. Площа поперечного перерізу:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 82^2}{4} = 5281,017 \text{ мм}^2 \quad (3.51)$$

Осьовий момент опору:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 82^3}{32} = 54130,427 \text{ мм}^3 \quad (3.52)$$

Полярний момент інерції:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 82^3}{16} = 108260,854 \text{ мм}^3 \quad (3.53)$$

Розрахунок напружень. Напруження згину змінюються відповідно до симетричного циклу із заданою амплітудою:

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M}{W_x} = \frac{1000 \cdot 1,713}{54130,427 \cdot 10^{-9}} = 31,646 \text{ МПа} \quad (3.54)$$

Середні значення нормальних напружень:

$$\sigma_m = \frac{10^3 \cdot F_a}{A} = \frac{1000 \cdot 20,886}{5281,017 \cdot 10^{-6}} = 3,955 \text{ МПа} \quad (3.55)$$

Дотичні напруження змінюються згідно з циклом, що починається з ненульового значення:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{10^3 \cdot T}{2 \cdot W_p} = \frac{1000 \cdot 1,749535}{2 \cdot 108260,854 \cdot 10^{-9}} = 8,08 \text{ МПа} \quad (3.56)$$

Границі витривалості. Межові значення витривалості вуглецевих сталей для симетричних циклів згину та кручення розраховуються за наступними формулами:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_b + 100 = 0,35 \cdot 1000 + 100 = 450 \text{ МПа} \quad (3.57)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 450 = 261 \text{ МПа} \quad (3.58)$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень та вплив розмірів поперечного перерізу. Розглядаються ефективні коефіцієнти, що характеризують концентрацію напружень, а також враховується вплив геометричних параметрів перерізу на загальну міцність.

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = \frac{1,63}{d^{0,22}} = \frac{1,63}{82^{0,22}} = 0,618 \quad (3.59)$$

Вплив шорсткості поверхні. Коефіцієнт впливу шорсткості поверхні визначається як $K_F=1,2$.

Чутливість до асиметрії циклу. Враховуються коефіцієнти, які відображають залежність міцності від асиметричного характеру навантаження.

$$\psi_\sigma = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot \sigma_b) = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot 1000) = 0,22 \quad (3.60)$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,22 = 0,11 \quad (3.61)$$

Вплив зміцнення матеріалу. На критичній ділянці валу, що піддається підвищеному навантаженню, було застосовано індукційне загартування (ТВЧ), що забезпечує коефіцієнт зміцнення $K_V=2,5$.

Перехід від меж витривалості зразка до меж витривалості деталі. Визначено коефіцієнти, які враховують різницю між умовами випробування зразка та реальними експлуатаційними умовами для деталі:

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_F - 1}{K_V} = \frac{\frac{2,1}{0,618} + 1,2 - 1}{2,5} = 1,439 \quad (3.62)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_F - 1}{K_V} = \frac{\frac{1,665}{0,618} + 1,2 - 1}{2,5} = 1,158 \quad (3.63)$$

Інтегральний коефіцієнт запасу міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (3.64)$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{450}{1,439 \cdot 31,646 + 0,22 \cdot 3,955} = 9,697$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{261}{1,158 \cdot 8,08 + 0,11 \cdot 8,08} = 25,475$$

$$S = \frac{9,697 \cdot 25,475}{\sqrt{9,697^2 + 25,475^2}} = 9,063$$

Критерій забезпечення міцності валу формулюється у вигляді наступного рівняння:

$$S \geq [S]$$

$$[S] = 1,5 \dots 2,5.$$

$$9,063 > 2,5$$

Тихохідний вал. Моменти та сили у критичному перерізі:

Загальний момент вигину:

$$M = 2,318 \text{ кНм}$$

Крутний момент:

$$T = 3,315369 \text{ кНм}$$

Осьова сила:

$$F_a = 18,17 \text{ кН}$$

Геометричні параметри критичного перерізу:

Площа поперечного перерізу:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 95^2}{4} = 7088,218 \text{ мм}^2$$

Осьовий момент опору:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 95^3}{32} = 84172,594 \text{ мм}^3$$

Значення моменту опору для осьового навантаження визначається залежно від геометричних характеристик перерізу.

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 95^3}{16} = 168345,188 \text{ мм}^3$$

Полярний момент інерції характеризує стійкість перерізу до кручення і розраховується на основі його форми.

Розрахунок напружень. Напруження згину змінюються у відповідності до симетричного циклу, маючи певну амплітуду:

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M}{W_x} = \frac{1000 \cdot 2,318}{84172,594 \cdot 10^{-9}} = 27,539 \text{ МПа}$$

Середні нормальні напруження: визначаються як середнє значення в межах циклу:

$$\sigma_m = \frac{10^3 \cdot F_a}{A} = \frac{1000 \cdot 18,17}{7088,218 \cdot 10^{-6}} = 2,563 \text{ МПа}$$

Дотичні напруження: змінюються відповідно до циклу, що починається з ненульового значення:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{10^3 \cdot T}{2 \cdot W_p} = \frac{1000 \cdot 3,315369}{2 \cdot 168345,188 \cdot 10^{-9}} = 19,694 \text{ МПа}$$

Границі витривалості. Для вуглецевих сталей межі витривалості при симетричному циклі згину та кручення обчислюються за відповідними формулами, які враховують матеріальні властивості та режим навантаження.

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_b + 100 = 0,35 \cdot 1000 + 100 = 450 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 450 = 261 \text{ МПа}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень та вплив розміру поперечного перерізу:

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = \frac{1,63}{d^{0,22}} = \frac{1,63}{95^{0,22}} = 0,599$$

Розглянуто ефективні показники концентрації напружень, а також коефіцієнти, що враховують вплив геометричних характеристик перерізу на його міцність.

Вплив шорсткості поверхні. Коефіцієнт впливу шорсткості для досліджуваної поверхні визначено як $K_F = 1,2$. Чутливість до асиметрії циклу. Враховуються фактори, що визначають вплив асиметричності циклу навантаження на загальну довговічність деталі.

$$\psi_\sigma = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot \sigma_b) = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot 1000) = 0,22$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,22 = 0,11$$

Зміцнення матеріалу. Для критичного перерізу валу було застосовано індукційне загартування (ТВЧ), що дозволяє отримати коефіцієнт зміцнення $K_V = 2,6$. [22]

Переходи від меж витривалості зразка до меж витривалості деталі. Встановлено коефіцієнти, які враховують різницю між лабораторними умовами випробування зразків і реальними експлуатаційними умовами деталей.

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + K_F - 1}{K_V} = \frac{\frac{2,15}{0,599} + 1,2 - 1}{2,6} = 1,457$$

$$K_{\tau D} = \frac{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + K_F - 1}{K_V} = \frac{\frac{1,66}{0,599} + 1,2 - 1}{2,6} = 1,143$$

Інтегральний коефіцієнт запасу міцності:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{450}{1,457 \cdot 27,539 + 0,22 \cdot 2,563} = 11,06$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{261}{1,143 \cdot 19,694 + 0,11 \cdot 19,694} = 10,577$$

$$S = \frac{11,06 \cdot 10,577}{\sqrt{11,06^2 + 10,577^2}} = 7,644$$

Критерій гарантування міцності валу формується у такій математичній формі:

$$S \geq [S]$$

$$[S] = 1,5 \dots 2,5.$$

$$7,644 > 2,5$$

Розрахунок підшипників швидкохідного валу.

Вихідні параметри:

Підшипник: радіальний роликовий, однорядний, марка № 12215.

Геометричні характеристики підшипника:

внутрішній діаметр $d=75\text{мм}$;

зовнішній діаметр $D=130\text{мм}$;

ширина $B=25\text{мм}$.

Механічні характеристики:

динамічна вантажопідйомність $C=130\text{кН}$;

статична вантажопідйомність $C_0=81,5\text{кН}$.

Експлуатаційний параметр:

частота обертання кільця підшипника $n=249,042\text{об/хв}$.

Розрахунок. Визначення еквівалентного динамічного навантаження:

$$P = K_6 K_T (XVF_r + YF_a), \quad (3.65)$$

$K_T=1$. $T < 105^\circ\text{C}$. $V=1$.

$$P = 1 \cdot 1 \cdot (1 \cdot 1 \cdot 31132,416 + 0 \cdot 20885,957) = 31132,416 \text{ Н}$$

Для підшипників, оснащених короткими циліндричними роликами, використовують наступні коефіцієнти $X=1$, що відповідає радіальному навантаженню, та $Y=0$, що враховує відсутність осьового навантаження.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^m \quad (3.66)$$

Розрахунок довговічності. Тривалість експлуатації підшипника при максимальному навантаженні (у годинах) визначається за спеціальною формулою:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 249,042} \cdot \left(\frac{130000}{31132,416} \right)^{3,33} = 7809,241$$

Оцінка статичної вантажопідйомності. Розрахунок підшипника за показниками статичної вантажопідйомності здійснюється з урахуванням зовнішніх впливів і технічних характеристик.

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 1 \cdot 31132,416 + 0 \cdot 20885,957 = 31,132 \text{ кН} \leq C_0 \quad (3.67)$$

Розрахунок підшипників тихохідного валу. Вихідні дані:

Підшипник: радіально-упорний роликовий конічний, марка № 1027317А.

Розміри підшипника:

внутрішній діаметр $d=85\text{мм}$;

зовнішній діаметр $D=180\text{мм}$;

ширина $B=41\text{мм}$.

Механічні характеристики:

динамічна вантажопідйомність $C=229\text{кН}$;

статична вантажопідйомність $C_0=166\text{кН}$.

Експлуатаційний параметр:

частота обертання кільця підшипника $n=131,421\text{хв}^{-1}$.

Розрахунок:

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = K_6 K_T (XV F_r + YF_a),$$

Для підшипника типу № 1027317А значення параметра осевого навантаження становить $e=0,35$, а коефіцієнти для розрахунку рівня навантаження мають такі значення: $X=0,5$, $Y=1,4$.

$$P = 1 \cdot 1 \cdot (0,5 \cdot 1 \cdot 31635,806 + 1,4 \cdot 18169,535) = 41255,252 \text{ Н}$$

Розрахунок довговічності підшипника при максимальному навантаженні (у годинах). Визначення довговічності здійснюється за відповідною формулою, яка враховує динамічні характеристики підшипника, включаючи фактичні умови експлуатації.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^m$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 131,421} \cdot \left(\frac{229000}{41255,252} \right)^{3,33} = 38184,777$$

Оцінка статичної вантажопідйомності підшипника. Розрахунок статичної вантажопідйомності виконується з урахуванням заданих параметрів навантаження та реальних умов роботи підшипникового вузла.

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 0,5 \cdot 31635,806 + 0,943 \cdot 18169,535 = 32,952 \text{ кН} \leq C_0$$

3.4 Аналіз верхнього редуктора опорно-зчіпного пристрою

Розрахунок зубчастої передачі. Підбір матеріалів для виготовлення зубчастих коліс.

Для виробництва колеса і шестерні використовується сталь марки 18ХГТ з наступними характеристиками:

Термічна обробка: поліпшення структури металу, цементация та загартування. [23]

Твердість серцевини: у межах 300–400 НВ.

Твердість поверхневого шару зубців: 56–63 HRC.

Кількість циклів витривалості: $N_{HO} = 120 \cdot 10^6$.

Межа міцності на розтягування: $\sigma_b = 1000 \text{ МПа}$.

Межа міцності на зсув: $\sigma_t = 800 \text{ МПа}$.

Середні показники твердості поверхні зубців для шестерні та колеса:

$$HRC_1 = HRC_2 = 0,5 \cdot (HRC_{min} + HRC_{max}) = 0,5 \cdot (56 + 63) = 59,5$$

Розглянемо параметри, які визначають допустимість контактних напружень у автомобільній індустрії:

$$\sigma_{HPj} = \frac{\sigma_{H \lim j} \cdot K_{HLj}}{S_{Hj}}$$

Встановлено порогові значення для контактної стійкості матеріалів:

$$\sigma_{H \lim 1} = \sigma_{H \lim 2} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 59,5 = 1368,5 \text{ МПа}$$

Для забезпечення безпечної експлуатації використовуються наступні коефіцієнти безпеки: S_{H1} і S_{H2} , кожен з яких дорівнює 1,2. Важливими є також коефіцієнти довговічності, які враховують тривалість роботи елементів при заданих навантаженнях:

$$K_{HLj} = \sqrt[6]{\frac{N_{HOj}}{N_{HEj}}} \geq 1$$

Значення еквівалентних циклів напружень залежить від умов експлуатації

$$N_{HEj} = \mu_h \cdot N_{\Sigma j}$$

В процесі аналізу ми визначили загальну кількість циклів навантажень.

$$N_{\Sigma j} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_h$$

$c = 1$;

$$t_h = 365 \cdot L \cdot 24 \cdot K_r \cdot K_c \cdot \text{ПВ} = 365 \cdot 30 \cdot 24 \cdot 0,2 \cdot 0,5 \cdot 0,4 = 10512$$

Завдяки проведеним розрахункам ми можемо стверджувати наступне:

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 249,042 \cdot 1,895 \cdot 10512 = 297,659 \cdot 10^6;$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 131,421 \cdot 1 \cdot 10512 = 82,89 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE1} = 0,5 \cdot 297,659 \cdot 10^6 = 148,83 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 0,5 \cdot 82,89 \cdot 10^6 = 41,445 \cdot 10^6;$$

Враховуючи, що величини N_{HE1} перевищують N_{H01} , а N_{HE2} - N_{H02} , ми встановлюємо коефіцієнти K_{HL1} та K_{HL2} рівними 1. Тепер проаналізуємо дозвалені рівні контактних напружень для шестерні та зубчастого колеса. Ось параметри допустимих контактних напружень для косозубих передач:

$$\sigma_{HP1} = \sigma_{HP2} = \frac{1368,5 \cdot 1}{1,2} = 1140,417 \text{ МПа}$$

Також визначимо припустимі рівні напружень, що виникають під час згину:

$$\sigma_{FPj} = \frac{\sigma_{F \lim j} \cdot K_{FLj} \cdot K_{FCj}}{S_{Fj}}$$

Зафіксуємо граничні значення витривалості для згинання зубців:

$$\sigma_{F \lim 1} = \sigma_{F \lim 2} = 950 \text{ МПа}$$

Встановлені нормативи безпеки для згинальних напружень складають $S_{F1} = 1,55$ та $S_{F2} = 1,55$, що забезпечує надійність у використанні. Коефіцієнти K_{FC1} та K_{FC2} , рівні 1, розроблені для оцінювання впливу двобічного прикладання навантажень у системах з незворотним приводом. Також важливі коефіцієнти довговічності, що визначають термін служби компонентів.

$$K_{FLj} = \sqrt[q_j]{\frac{N_{F0}}{N_{FEj}}} \geq 1$$

$$N_{FEj} = \mu_{Fj} \cdot N_{\Sigma j},$$

$$N_{FE1} = 0,2 \cdot 297,659 \cdot 10^6 = 59,532 \cdot 10^6,$$

$$N_{FE2} = 0,2 \cdot 82,89 \cdot 10^6 = 16,578 \cdot 10^6.$$

Враховуючи, що показники N_{FE1} та N_{FE2} перевищують N_{F0} , встановлюємо значення коефіцієнтів K_{FL1} і K_{FL2} як 1. Наступним кроком буде визначення норм

допустимих напружень згину для шестерні і колеса, що є ключовими для забезпечення їхньої міцності та довговічності в експлуатаційних умовах.

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = \frac{950 \cdot 1 \cdot 1}{1,55} = 612,903 \text{ МПа}$$

У рамках проектування зубчастої передачі особлива увага приділяється визначенню зовнішнього модульного діаметру шестерні. Цей параметр є критичним для забезпечення правильної взаємодії зубців і впливає на загальну ефективність механізму.

$$d_1 = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\theta_H \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot U}} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 3315,369}{1,094 \cdot 1026,375^2 \cdot 1,895}} \\ = 201,516 \text{ мм}$$

Ми аналізуємо параметр, який показує зменшення несучої спроможності зуба конічної передачі у порівнянні з зубом циліндричної передачі. Цей коефіцієнт визначається наступним чином: $\theta_H = 0,81 + 0,15 \cdot U = 0,81 + 0,15 \cdot 1,895 = 1,094$. Зафіксуємо діаметр шестерні d_1 як 204 мм та модуль m на рівні 6 мм, що призводить до обрахування діаметра веденого колеса d_2 , який становить приблизно 390 мм. Також розрахуємо кількість зубів на колесі.

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{390}{6} = 65$$

Визначення кількості зубів на шестерні

$$z_1 = \frac{z_2}{U} = \frac{65}{1,895} = 34,301$$

Визначення кількості зубів на шестерні вимагає точності, тому заокруглення проводимо до ближчого цілого значення, яке складає $z_1 = 34$. Це забезпечує оптимальне співвідношення між теоретичними та практичними параметрами механізму. Фактичне передавальне відношення, отримане в результаті, подаємо для аналізу її відповідності до номінальних вимог:

$$U_\Phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{65}{34} = 1,912$$

Детальний розгляд відмінностей між фактичним та номінальним передавальними відношеннями дозволяє оцінити ефективність конструкції:

$$\Delta U = 100 \cdot \frac{U_{\phi} - U}{U_{\phi}} = 100 \cdot \frac{1,912 - 1,895}{1,912} = 0,889\% < 3\%$$

Давайте розглянемо основні геометричні характеристики передач. Діаметри розділових площин шестерні та колеса встановлені з урахуванням їхньої функціональності.

$$d_2 = m \cdot z_2 = 6 \cdot 65 = 390 \text{ мм}$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 6 \cdot 34 = 204 \text{ мм}$$

Кути нахилу розділових конусів визначають точність зачеплення:

$$\delta_2 = \arctg(U_{\phi}) = \arctg(1,912) = 62,39^{\circ}$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90 - 62,39 = 27,61^{\circ}$$

Зовнішнє конусне розташування забезпечує належне розподілення навантаження:

$$R_e = \frac{d_1}{2 \cdot \sin(\delta_1)} = \frac{204}{2 \cdot \sin(27,61)} = 220,088 \text{ мм}$$

$$b = 0,285 \cdot R_e = 0,285 \cdot 220,088 = 62,725 \text{ мм}$$

Ширина зубчатого вінця, важлива для передачі крутного моменту, виміряна і становить $b = 65$ мм, відповідно до стандартного розміру. Також враховано коефіцієнти зміщення для оптимізації взаємодії шестерні та колеса.

$$x_1 = 2 \cdot \frac{U^2 - 1}{U^2} \cdot \sqrt{\frac{\cos^3(\beta_m)}{z_1}} = 2 \cdot \frac{1,895^2 - 1}{1,895^2} \cdot \sqrt{\frac{\cos^3(35)}{34}} = 0,184$$

$$x_2 = -x_1 = -0,184$$

Визначимо середню лінійну швидкість в момент зачеплення шестерень.

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60000}$$

Для цього важливо знати середній діаметр роздільної площини шестерні

$$d_{m1} = d_1 \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_{hR})$$

$$\psi_{hR} = \frac{b}{R_e} = \frac{65}{220,088} = 0,295$$

$$d_{m1} = 204 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,295) = 173,91 \text{ мм}$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 173,91 \cdot 131,421}{60000} = 1,197 \text{ м/с}$$

Задамо високий рівень точності обладнання, встановлюючи ступінь точності на рівні $n_{ст} = 8$, що забезпечить оптимальну роботу передачі:

$$\sigma_H = 67000 \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1}{d_1^3 \cdot U_\phi \cdot \theta_H}} \leq \sigma_{HP}$$

Для оцінки контактної міцності зубів передачі використаємо спеціалізовану формулу. Це дозволить нам точно визначити коефіцієнт контактного навантаження:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$$

Окрім того, необхідно проаналізувати коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині зубчатого колеса, що має критичне значення для забезпечення довговічності та надійності механізму:

$$K_{H\beta} = \sqrt{1 + 0,45 \cdot C_\pi \cdot U \cdot \sqrt[3]{U}} = \sqrt{1 + 0,45 \cdot 0,13 \cdot 1,895 \cdot \sqrt[3]{1,895}} = 1,066$$

Зафіксувавши динамічний коефіцієнт на рівні $K_{HV} = 1,04$, ми перейдемо до завершального етапу аналізу:

$$K_H = 1,066 \cdot 1,04 = 1,109$$

$$\sigma_H = 67000 \cdot \sqrt{\frac{1,109 \cdot 3315,369}{204^3 \cdot 1,912 \cdot 1,094}} = 964,07 \text{ МПа}$$

Враховуючи, що актуальне значення контактних напружень σ_H є меншим за проектне σ_{HP} , наступним кроком буде детальний розрахунок ступеню недонавантаження компонентів за цими параметрами.

$$\Delta\sigma_H = 100 \cdot \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} = 100 \cdot \frac{1026,375 - 964,07}{1026,375} = 6,07\% < 15\%$$

Аналіз згинальної стійкості зубів здійснюється за допомогою спеціалізованих розрахунків. Ми встановимо напруження згину у зубах коліс, використовуючи для цього конкретні математичні формули:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot \frac{2,7 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K_F}{b \cdot d_1 \cdot m \cdot \theta_F}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}}$$

$$\theta_F = 0,65 + 0,11 \cdot U = 0,65 + 0,11 \cdot 1,895 = 0,859;$$

Розрахунок необхідних коефіцієнтів проводиться на основі відповідних математичних виразів, які дозволяють точно оцінити міцність матеріалів під час експлуатації.

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot 1,066 = 1,054$$

$$K_{FV} = K_{HV} = 1,04$$

Завершивши аналіз, ми дійдемо до висновків щодо параметрів зубчастих коліс:

$$K_F = 1,054 \cdot 1,04 = 1,096$$

Встановлено еквівалентні кількості зубів, які важливі для розрахунків міцності та довговічності передач:

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3(\beta_m) \cdot \cos(\delta_1)} = \frac{34}{\cos^3(35) \cdot \cos(27,61)} = 69,806$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3(\beta_m) \cdot \cos(\delta_2)} = \frac{65}{\cos^3(35) \cdot \cos(62,39)} = 255,162$$

Також розглянемо коефіцієнти форми зубів, які впливають на розподіл навантажень і зносостійкість зачеплення.

$$\begin{aligned} Y_{F1} &= 3,47 + \frac{13,2 - 27,9 \cdot x_1}{z_{V1}} + 0,092 \cdot x_1^2 \\ &= 3,47 + \frac{13,2 - 27,9 \cdot 0,184}{69,806} + 0,092 \cdot 0,184^2 = 3,589 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_{F2} &= 3,47 + \frac{13,2 - 27,9 \cdot x_2}{z_{V2}} + 0,092 \cdot x_2^2 \\ &= 3,47 + \frac{13,2 + 27,9 \cdot 0,184}{255,162} + 0,092 \cdot 0,184^2 = 3,545 \end{aligned}$$

Аналізуємо напруження, що виникають під час згину в контексті зубчастих передач:

$$\sigma_{F1} = 3,589 \cdot \frac{2700 \cdot 3315,369 \cdot 1,096}{65 \cdot 204 \cdot 6 \cdot 0,859} = 515,219 \text{ МПа} < \sigma_{FP1}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{515,219 \cdot 3,545}{3,589} = 508,903 \text{ МПа} < \sigma_{FP2}$$

Зосередимося на силах, які діють у механізмі: основні окружні сили, відповідальні за передачу моменту від одного колеса до іншого:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 \cdot 3315,369}{173,91} = 38127,411 \text{ Н}$$

Також слід звернути увагу на радіальні та осьові сили, які впливають на шестерню, оскільки ці компоненти відіграють ключову роль у розподілі навантажень та стабілізації роботи передачі.

$$\begin{aligned} F_{r1} &= F_{t1} \cdot (0,444 \cdot \cos(\delta_1) + 0,7 \cdot \sin(\delta_1)) \\ &= 38127,411 \cdot (0,444 \cdot \cos(27,61) + 0,7 \cdot \sin(27,61)) \\ &= 27369,913 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{a1} &= F_{t1} \cdot (0,444 \cdot \sin(\delta_1) + 0,7 \cdot \cos(\delta_1)) \\ &= 38127,41 \cdot (0,444 \cdot \sin(27,61) + 0,7 \cdot \cos(27,61)) \\ &= 31495,453 \text{ Н} \end{aligned}$$

Розглянемо радіальні та осьові сили, що діють на колесо, оскільки вони впливають на стабільність та ефективність його роботи:

$$F_{r2} = F_{a1} = 31495,453 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = F_{r1} = 27369,913 \text{ Н}$$

Переходимо до проектування швидкохідного валу: визначення діаметру хвостовика є ключовим аспектом. Використовуємо відповідну математичну формулу для точного обчислення цього параметра, що забезпечить надійність конструкції та оптимальну передачу крутного моменту.

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 3315,369}{0,2 \cdot 30}} = 82,059 \text{ мм}$$

$[\tau] = 30 \text{ МПа}$. Прийmemo $d = 85 \text{ мм}$.

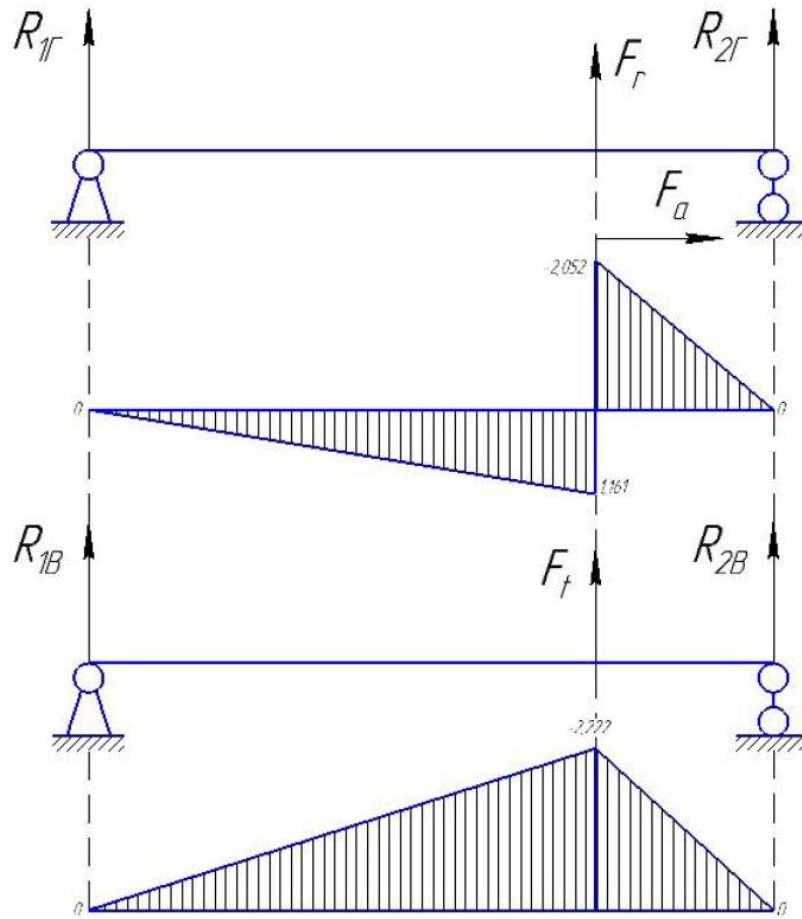


Рис. 3.5. Діаграма напружень швидкохідного валу.

Аналіз опорних реакцій у горизонтальній площині значення реакцій становить $R_{1Г} = 2,8296$ кН, тоді як $R_{2Г} = -30,1995$ кН. У вертикальній площині реакції виміряно як $R_{1В} = -5,4169$ кН та $R_{2В} = -32,7105$ кН. Також враховані радіальні опорні реакції:

$$R_1 = \sqrt{R_{1Г}^2 + R_{1В}^2} = 6,1114 \text{ кН}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2Г}^2 + R_{2В}^2} = 44,5195 \text{ кН}$$

Розробка проекту для повільнохідного валу передбачає визначення ключових параметрів, серед яких особливе місце займає діаметр відповідної ділянки валу. Для цього використовуємо спеціально розроблену математичну формулу, що дозволяє точно врахувати всі необхідні вимоги до міцності та стійкості валу під час його експлуатації:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 6282,624}{0,2 \cdot 30}} = 101,546 \text{ мм}$$

Осьовий момент опору є важливою характеристикою для аналізу навантаження, оскільки він визначає стійкість конструкції до деформацій:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 204^3}{32} = 833470,8142 \text{ мм}^3$$

Полярний момент інерції слугує основою для розрахунків міцності під час дії обертових сил.

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 204^3}{16} = 1666941,628 \text{ мм}^3$$

Напруження, що виникають під час згину, змінюються у відповідності до симетричного циклу з визначеною амплітудою. Ця амплітуда характеризує ступінь впливу зовнішніх навантажень на конструктивні елементи валу.

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M}{W_x} = \frac{1000 \cdot 3,025}{833470,8142 \cdot 10^{-9}} = 3,629 \text{ МПа}$$

Середні нормальні напруження є ключовими параметрами для аналізу стійкості матеріалу під дією постійних навантажень:

$$\sigma_m = \frac{10^3 \cdot F_a}{A} = \frac{1000 \cdot 31,495453}{32685,13 \cdot 10^{-6}} = 0,964 \text{ МПа}$$

Дотичні напруження, що виникають у матеріалі, змінюються за нульовим циклом, що є характерним для оцінки стабільності в умовах змінних навантажень:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{10^3 \cdot T}{2 \cdot W_p} = \frac{1000 \cdot 3,315369}{2 \cdot 1666941,628 \cdot 10^{-9}} = 1,989 \text{ МПа}$$

Межі витривалості вуглецевих сталей, що працюють у режимі симетричних циклів згину та кручення, обчислюються за допомогою відповідних математичних формул, які враховують структурні властивості матеріалу та експлуатаційні умови:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_b + 100 = 0,35 \cdot 1000 + 100 = 450 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 450 = 261 \text{ МПа}$$

Ефективні показники концентрації напружень разом із коефіцієнтами, що враховують вплив розмірів поперечного перерізу, є важливими параметрами для оцінки надійності конструкції.

$$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} = \frac{1,63}{d^{0,22}} = \frac{1,63}{204^{0,22}} = 0,506$$

Вплив шорсткості поверхні відображається через коефіцієнт K_F , значення якого становить 1,2, що демонструє зниження міцності матеріалу через нерівності на поверхні.

Окрему увагу приділяємо коефіцієнтам, які визначають чутливість матеріалу до асиметрії циклічних навантажень, оскільки цей параметр суттєво впливає на довговічність і стійкість елементів конструкції.

$$\psi_{\sigma} = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot \sigma_b) = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot 1000) = 0,22$$

$$\psi_{\tau} = 0,5 \cdot \psi_{\sigma} = 0,5 \cdot 0,22 = 0,11$$

Коефіцієнт впливу зміцнення. Для ділянки валу, що має критичний переріз, застосовано метод загартування ТВЧ, що суттєво підвищує його механічні характеристики. У результаті такого зміцнення коефіцієнт впливу визначається як $K_V = 2,5$. Це забезпечує значне підвищення стійкості матеріалу до втомних навантажень.

Коефіцієнти адаптації меж витривалості. Для точнішого аналізу витривалості деталі використовується перехід від меж витривалості стандартного зразка до реальних умов експлуатації деталі.

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + K_F - 1}{K_V} = \frac{\frac{2,1}{0,506} + 1,2 - 1}{2,5} = 1,74$$

$$K_{\tau D} = \frac{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + K_F - 1}{K_V} = \frac{\frac{1,665}{0,506} + 1,2 - 1}{2,5} = 1,396$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{450}{1,74 \cdot 3,629 + 0,22 \cdot 0,964} = 68,949$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{261}{1,396 \cdot 1,989 + 0,11 \cdot 1,989} = 87,133$$

$$S = \frac{68,949 \cdot 87,133}{\sqrt{68,949^2 + 87,133^2}} = 54,069$$

Для забезпечення надійної роботи валу застосовується умова міцності, яка визначається у наступному вигляді:

$$S \geq [S]$$

$$[S] = 1,5 \dots 2,5.$$

$$54,069 > 2,5$$

Аналіз навантажень у критичному перерізі тихохідного валу показує, що загальний згинальний момент дорівнює $M = 5,337$ кН·м, тоді як крутний момент становить $T = 6,282624$ кН·м. Додатково діє осьова сила $F_a = 27,369913$ кН, що впливає на розподіл напружень у перерізі.

Основні геометричні параметри критичного перерізу валу включають розрахунок площі поперечного перерізу, яка є ключовим фактором для забезпечення міцності та довговічності конструкції.

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 110^2}{4} = 9503,318 \text{ мм}^2$$

Осьовий момент опору характеризує здатність конструкції протидіяти зовнішнім навантаженням, забезпечуючи необхідну міцність і стійкість до деформацій.

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 110^3}{32} = 130670,6194 \text{ мм}^3$$

Полярний момент інерції є важливим параметром, що враховує розподіл маси в поперечному перерізі валу, впливаючи на його жорсткість і стійкість під час дії обертових навантажень.

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 110^3}{16} = 261341,2389 \text{ мм}^3$$

Напруження, що виникають при згині, змінюються в симетричному циклі, причому амплітуда таких змін відіграє вирішальну роль у розрахунках довговічності.

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M}{W_x} = \frac{1000 \cdot 5,337}{130670,6194 \cdot 10^{-9}} = 40,843 \text{ МПа}$$

Середні нормальні напруження визначають стан матеріалу під дією осьових зусиль, які впливають на рівномірність навантаження в конструкції.

$$\sigma_m = \frac{10^3 \cdot F_a}{A} = \frac{1000 \cdot 27,369913}{9503,318 \cdot 10^{-6}} = 2,88 \text{ МПа}$$

Дотичні напруження змінюються за циклом, що має нульовий базовий рівень, враховуючи їхній вплив на загальну стійкість матеріалу до зрізу.

$$\tau_a = \tau_m = \frac{10^3 \cdot T}{2 \cdot W_p} = \frac{1000 \cdot 6,282624}{2 \cdot 261341,2389 \cdot 10^{-9}} = 12,02 \text{ МПа}$$

Межі витривалості вуглецевих сталей, що працюють в умовах симетричних циклів згину і кручення, обчислюються за допомогою спеціальних формул, які враховують механічні властивості матеріалу та умови експлуатації.

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_b + 100 = 0,35 \cdot 1000 + 100 = 450 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 450 = 261 \text{ МПа}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень, а також коефіцієнти, що враховують вплив геометричних параметрів поперечного перерізу, є важливими чинниками для оцінки міцності конструкції під час експлуатації.

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = \frac{1,63}{d^{0,22}} = \frac{1,63}{110^{0,22}} = 0,58$$

Рівень впливу шорсткості поверхні на міцнісні характеристики матеріалу визначається коефіцієнтом K_F , який у даному випадку дорівнює 1,2. Цей параметр враховує зниження витривалості через нерівності на поверхні.

$$\psi_\sigma = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot \sigma_b) = 0,02 \cdot (1 + 0,01 \cdot 1000) = 0,22$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,22 = 0,11$$

Коефіцієнт впливу зміцнення. Для підвищення міцності на ділянці валу з критичним перерізом було застосовано ТВЧ-загартування. Це технологічне рішення дозволило досягти коефіцієнта зміцнення $K_V = 2,6$, що значно покращує витривалість конструкції під дією навантажень.

Коефіцієнти адаптації меж витривалості. Для точного моделювання умов експлуатації деталі використано коефіцієнти переходу, які коригують межі витривалості стандартного зразка до фактичних умов роботи деталі.

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + K_F - 1}{K_V} = \frac{\frac{2,15}{0,58} + 1,2 - 1}{2,6} = 1,503$$

$$K_{\tau D} = \frac{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + K_F - 1}{K_V} = \frac{\frac{1,66}{0,58} + 1,2 - 1}{2,6} = 1,178$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{450}{1,503 \cdot 40,843 + 0,22 \cdot 2,88} = 7,256$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{261}{1,178 \cdot 12,02 + 0,11 \cdot 12,02} = 16,859$$

$$S = \frac{7,256 \cdot 16,859}{\sqrt{7,256^2 + 16,859^2}} = 6,665$$

Для забезпечення надійності роботи валу визначається умова міцності, яка має наступний вигляд:

$$S \geq [S]$$

$$[S] = 1,5 \dots 2,5.$$

$$6,665 > 2,5$$

Розрахунок підшипників для швидкохідного валу. Вихідні параметри:

Застосовується радіально-упорний роликовий конічний підшипник № 1027317А.

Основні геометричні характеристики: внутрішній діаметр $d = 85$ мм, зовнішній діаметр $D = 180$ мм, ширина $B = 41$ мм.

Динамічна вантажопідйомність підшипника становить $C = 229$ кН, а статична - $C_0 = 166$ кН.

Швидкість обертання кільця підшипника дорівнює $n = 131,421$ об/хв.

Розрахункова частина:

Обчислюється еквівалентне динамічне навантаження, що є основою для оцінки працездатності підшипника за заданих умов експлуатації.

$$P = K_{\sigma} K_{\tau} (XVF_r + YF_a),$$

Для підшипника типу № 1027317А визначено параметри осьового навантаження, де $\epsilon = 0,35$, а коефіцієнти розподілу навантаження становлять $X = 0,5$ та $Y = 1,4$.

$$P = 1 \cdot 1 \cdot (0,5 \cdot 1 \cdot 44519,48 + 1,4 \cdot 31495,453) = 66353,374 \text{ Н}$$

Довговічність підшипника під умовами максимального навантаження обчислюється в годинах роботи залежно від експлуатаційних умов.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^m$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 131,421} \cdot \left(\frac{229000}{66353,374} \right)^{3,33} = 7845,711$$

Розрахунок вантажопідйомності за статичними показниками:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 0,5 \cdot 44519,48 + 0,943 \cdot 31495,453 = 51,96 \text{ кН} \leq C_0$$

Розрахунок підшипників для повільнохідного валу. Вихідні параметри:

Для повільнохідного валу використовується радіально-упорний роликовий конічний підшипник № 1027322А. Його ключові розміри: внутрішній діаметр $d = 110$ мм, зовнішній діаметр $D = 240$ мм, ширина $B = 57$ мм.

Динамічна вантажопідйомність підшипника дорівнює $C = 429$ кН, статична вантажопідйомність - $C_0 = 335$ кН. Частота обертання кільця становить $n = 69,352$ об/хв.

Розрахункова частина:

Обчислення еквівалентного динамічного навантаження проводиться для оцінки витривалості підшипника за встановлених умов експлуатації.

$$P = K_6 K_T (XVF_r + YF_a),$$

Термін служби підшипника за умов максимального навантаження визначається в годинах, виходячи з розрахункових параметрів та умов експлуатації. Даний показник враховує вплив динамічних і статичних навантажень на ресурс підшипника.

$$P = 1 \cdot 1 \cdot (0,5 \cdot 1 \cdot 49458,537 + 1,4 \cdot 27369,913) = 63047,147 \text{ Н}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^m$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 69,352} \cdot \left(\frac{429000}{63047,147} \right)^{3,33} = 142556,371$$

Розрахунок стійкості підшипника до статичних навантажень проводиться з урахуванням його конструктивних характеристик та меж допустимих деформацій.

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 0,5 \cdot 49458,537 + 0,943 \cdot 27369,913 = 50,539 \text{ кН} \leq C_0$$

3.5 Розрахунок карданної передачі

Під час розрахунку карданних передач із шарнірами нерівних кутових швидкостей визначаються параметри карданного валу, хрестовини, вилок та підшипників карданного шарніра.

Розрахунковий крутний момент на валу визначається за формулою:

$$M_k = M_{e \max} \cdot i_n = 882 \cdot 5,22 \cdot 1,895^2 = 16533,223 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.68)$$

На етапі розрахунку потрібного крутного моменту здійснюється вибір підходящих діаметрів труб для карданних валів [3]. Встановлюємо зовнішній діаметр валу $D_v = 120 \text{ мм}$ та внутрішній діаметр $d_v = 102 \text{ мм}$.

Для визначення максимальної частоти обертання карданного валу, яка корелює з максимальною швидкістю руху автомобіля, використовують наступну формулу:

$$n_{\max} = \frac{n_N}{i_B} = \frac{2100}{0,66 \cdot 1,895^2} = 886,047 \quad (3.69)$$

Оцінка критичної частоти обертання карданного валу здійснюється на основі спеціалізованої формули:

$$n_{\text{кр}} = 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{D_B^2 + d_B^2}}{L_B^2} = 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{0,12^2 + 0,102^2}}{1,5^2} = 8399,619 \quad (3.70)$$

Водночас, для визначення резерву за критичною частотою використовують певний коефіцієнт:

$$K = \frac{n_{кр}}{n_{max}} = \frac{8399,619}{886,047} = 9,48 > 1,5 \dots 2 \quad (3.71)$$

Розрахунок моменту опору вимагає застосування відповідної математичної формули:

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot (D_B^4 - d_B^4)}{16 \cdot D_B} = \frac{\pi \cdot (0,12^4 - 0,102^4)}{16 \cdot 0,12} = 1,622 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 \quad (3.72)$$

Також для визначення напруги кручення у трубчастих валах користуються іншою формулою:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{16533,223}{1,622 \cdot 10^{-4}} = 101,931 \text{ МПа} < [\tau_{кр}] \quad (3.73)$$

$$[\tau_{кр}] = 120 \text{ МПа}$$

Полярний момент інерції трубчастого валу обчислюють відповідно до спеціальної формули:

$$J_{кр} = \frac{\pi \cdot (D_B^4 - d_B^4)}{32} = \frac{\pi \cdot (0,12^4 - 0,102^4)}{32} = 9,731 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 \quad (3.74)$$

Жорсткість карданного валу визначається через кут закручування, який розраховують окремо:

$$\theta = \frac{M_{кр} \cdot L_B \cdot 180}{\pi \cdot J_{кр} \cdot G} = \frac{16533,223 \cdot 1,5 \cdot 180}{\pi \cdot 9,731 \cdot 10^{-6} \cdot 8,5 \cdot 10^{10}} = 1,718^\circ \quad (3.75)$$

$$G = 8,5 \cdot 10^{10} \text{ МПа.}$$

Для валу з довжиною $L_B = 1 \text{ м}$:

$$\theta = \frac{16533,223 \cdot 1 \cdot 180}{\pi \cdot 9,731 \cdot 10^{-6} \cdot 8,5 \cdot 10^{10}} = 1,145^\circ < [\theta] \quad (3.76)$$

Кут закручування варіюється в межах від 7 до 8 градусів на кожен метр його довжини.

Аналіз конструкції крестовини карданного шарніра.

Визначення висоти крестовини карданного шарніра на основі шипів, з урахуванням максимального крутного моменту, що генерується двигуном, проводять згідно з наступною формулою: [21]

$$H = 1,57 \cdot \sqrt[3]{M_{кр} \cdot K} = 1,57 \cdot \sqrt[3]{16533,223 \cdot 9,48} = 84,649 \text{ мм} \quad (3.77)$$

Визначення відстані прикладання максимального навантаження (дистанція від центра крестовини до середини шипа) здійснюється відповідно до формули:

$$r = \frac{H_1 + H_2}{4} = \frac{173}{4} = 43,25 \text{ мм} \quad (3.78)$$

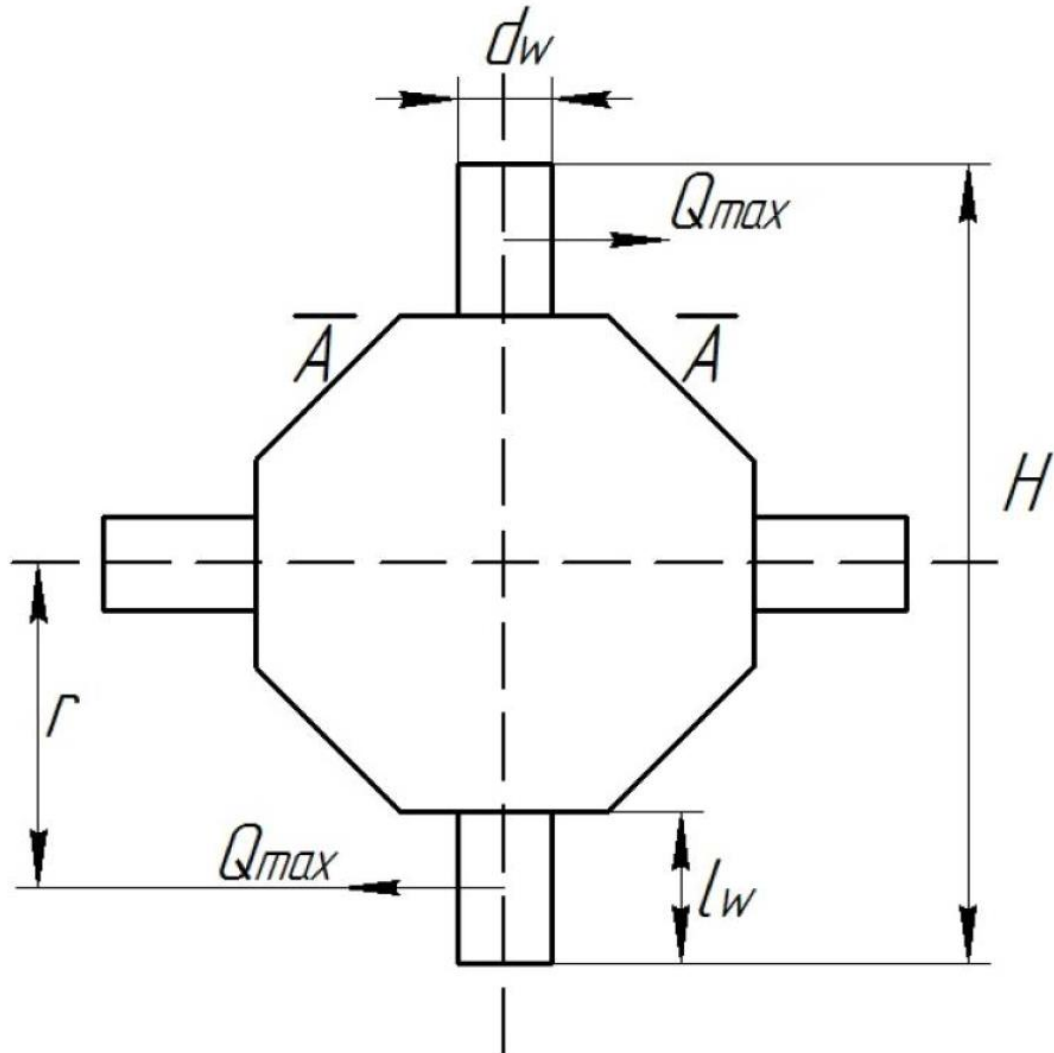


Рис. 3.7. Схема для розрахунку крестовини карданного шарніра.

Кут нахилу валів карданної передачі γ коливається в межах $15 \dots 20^\circ$.

Розрахунок максимального навантаження, що діє на шип крестовини карданного шарніра, проводять згідно із заданою формулою.

$$Q_{max} = \frac{M_k}{2 \cdot r \cdot \cos \gamma} = \frac{16533,223}{2 \cdot 0,04325 \cdot \cos 15} = 197,878 \text{ кН} \quad (3.79)$$

Момент опору, що виникає у перерізі шипа під час згину, визначається за наступною формулою:

$$W_{ш} = \frac{\pi \cdot d_{ш}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,045^3}{32} = 8,946 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \quad (3.80)$$

Можна припустити, що висота шипа дорівнює довжині голки підшипника карданного шарніра, а саме $l_{ш} = l_{и} = 24$ мм. У такому випадку, напруження згину у шипі в критичному перерізі А-А обчислюють відповідно до певної формули:

$$\sigma_{и} = \frac{Q_{max} \cdot l_{ш}}{2 \cdot W_{ш}} = \frac{197878 \cdot 0,024}{2 \cdot 8,946 \cdot 10^{-6}} = 265,43 \text{ МПа} < [\sigma_{и}] \quad (3.81)$$

$$[\sigma_{и}] = 350 \text{ МПа}$$

Також напругу зрізу в шипі крестовини визначають за іншою формулою:

$$\tau = \frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot d_{ш}^2} = \frac{4 \cdot 197878}{\pi \cdot 0,045^2} = 124,418 \text{ МПа} < [\tau] \quad (3.82)$$

$$[\tau] = 170 \text{ МПа}$$

Аналіз конструкції вилки карданного шарніра.

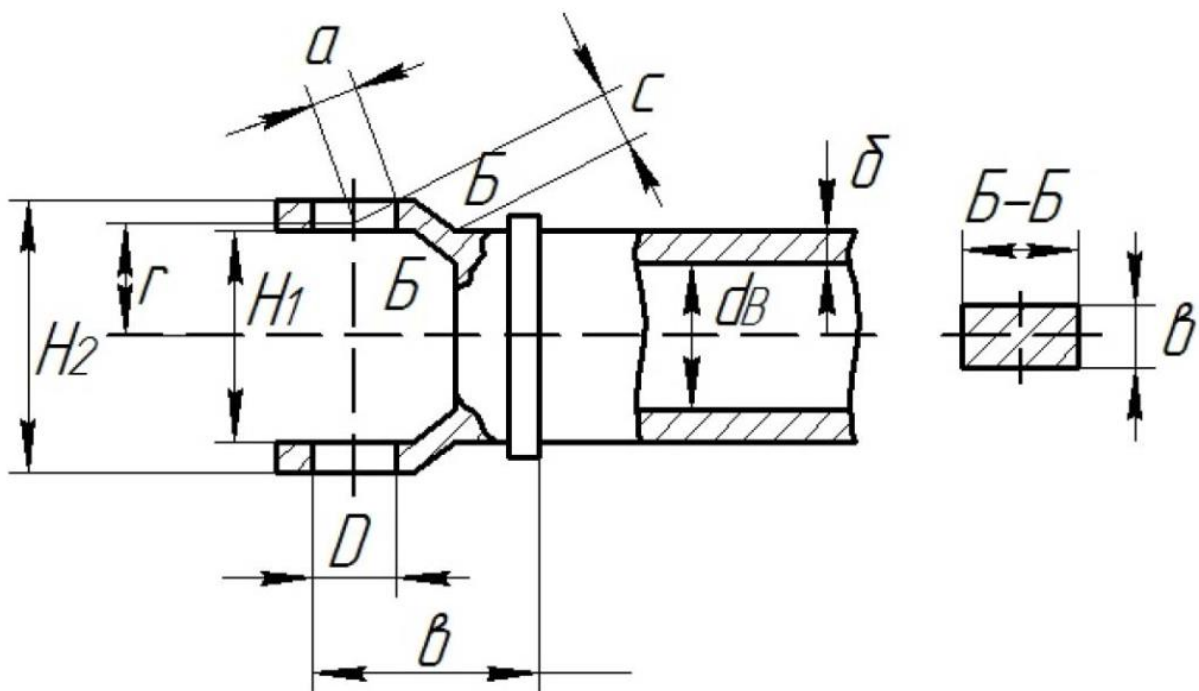


Рис. 3.8. Схема для аналізу вилки карданного шарніра.

Для визначення моменту опору згину прямокутного перерізу використовується наступна формула:

$$W_{из} = \frac{h \cdot b^2}{6} = \frac{0,024 \cdot 0,23^2}{6} = 2,116 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 \quad (3.83)$$

Висоту перерізу вилки можна встановити еквівалентною до довжини голки підшипника карданного шарніра, тобто $h = l_{и} = 24$ мм. Розрахунок напруження згину вилки проводиться згідно з визначеною формулою:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{Q_{\text{max}} \cdot c}{W_{\text{из}}} = \frac{197878 \cdot 0,065}{2,116 \cdot 10^{-4}} = 60,785 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{из}}] \quad (3.84)$$

$$[\sigma_{\text{из}}] = 80 \text{ МПа}$$

Момент опору для перерізу при крученні визначають відповідно до наступної формули:

$$W_{\text{кр}} = k \cdot h \cdot b^2 = 0,3 \cdot 0,024 \cdot 0,23^2 = 3,809 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 \quad (3.85)$$

Отже, для визначення напруження кручення вилки використовують наступну формулу:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{Q_{\text{max}} \cdot a}{W_{\text{кр}}} = \frac{197878 \cdot 0,035}{3,809 \cdot 10^{-4}} = 18,183 \text{ МПа} < [\tau_{\text{кр}}] \quad (3.86)$$

$$[\tau_{\text{кр}}] = 150 \text{ МПа}$$

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Аналіз розподілу потужності в автопоїзді з активізованим механізмом приводу коліс напівпричепа

Для оптимізації роботи автопоїздів у важких умовах дорожнього покриття одним із найефективніших рішень є трансмісія обертового моменту від тягача до коліс причепа, які в таких ситуаціях перетворюються на ведучі.

Задля вивчення методів оптимізації роботи автопоїзда з повним приводом розробимо математичну модель його переміщення.

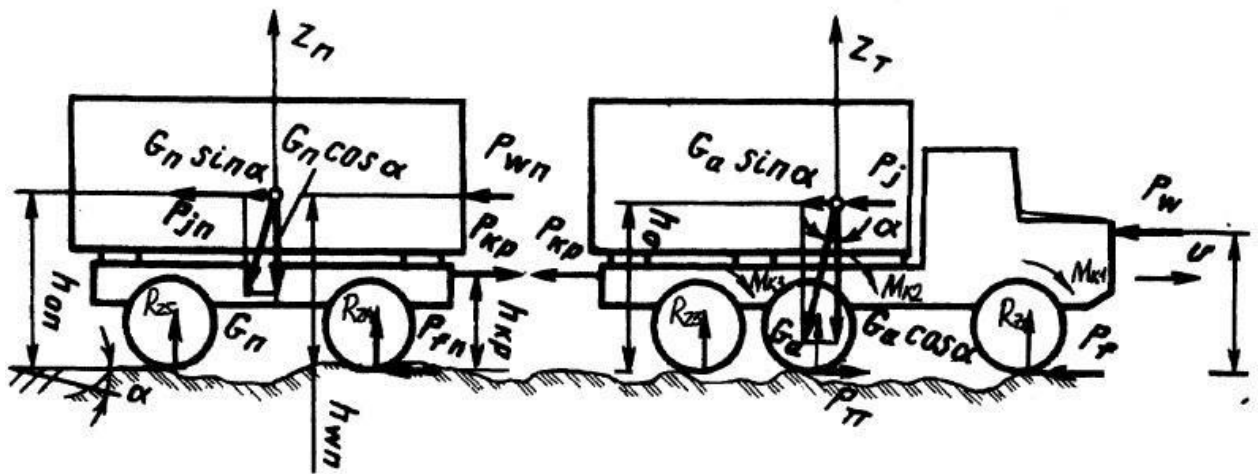


Рис. 4.1. Схематичне зображення динаміки стандартного автопоїзда.

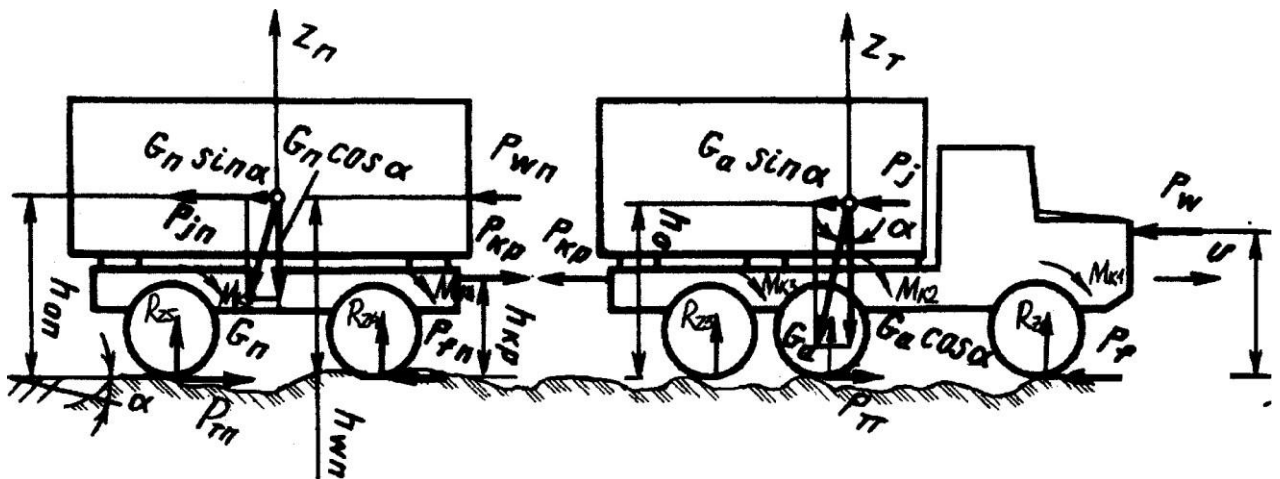


Рис. 4.2. Схематичне зображення динаміки автопоїзда з активізованою віссю напівпричепа.

У рамках розробки математичної моделі динаміки повнопривідного автопоїзда прийнято наступні припущення:

Рух автопоїзда відбувається із постійною, низькою швидкістю по місцевості зі складним рельєфом, де сила опору на колеса може мінливо змінюватися;

Вплив аеродинамічного опору не враховується через низьку швидкість руху;

Передня та задня частини автопоїзда вважаються недеформованими тілами, а сам автопоїзд є симетричним уздовж його поздовжньої осі;

Припускається, що рух автопоїзда є строго прямолінійним;

Не враховуються коливання зчпного пристрою відносно тягача. [17]

На запропонованій схемі (рис. 4.1 та 4.2) m_T та m_P позначають маси тягача та причепа відповідно, які розміщені у центрах їхніх мас. Вводимо стаціонарну систему координат $OXYZ$, в якій початок координат розташований у центрі маси тягача, а осі Y та Z вирівняні відповідно до площини симетрії автопоїзда. Ось Y при цьому спрямована в напрямку руху автопоїзда.

Для фіксації положення тягача та причепа у стаціонарній системі координат вводимо дві зв'язані системи осей $O_1X_1Y_1Z_1$ та $O_2X_2Y_2Z_2$. У початковому стані систему осей $O_1X_1Y_1Z_1$ узгоджуємо із системою координат $OXYZ$.

З огляду на вказані припущення, для опису руху досліджуваного автопоїзда достатньо обмежитись однією ступенем вільності, яка відповідає переміщенню у напрямку осі Y . Для моделювання руху транспортного засобу застосуємо рівняння Лагранжа, яке може бути представлене наступним чином:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dy} \right) - \frac{dT}{dy} = Q_y \quad (4.1)$$

Кінетична енергія даної системи визначається наступною формулою:

$$T = \frac{m_T \cdot V_T^2}{2} + \frac{m_P \cdot V_P^2}{2} + \sum_{i=1}^n \frac{J_i \cdot \omega_i^2}{2} \quad (4.2)$$

або

$$T = \frac{(m_P + m_T) \cdot \dot{y}_i^2}{2} + \sum_{i=1}^n \frac{J_i \cdot \omega_i^2}{2} \quad (4.3)$$

Спростимо формулу (4.2), звівши її до одного змінного, виходячи з припущення, що

$$\sum_{i=1}^n \frac{J_i \cdot \omega_i^2}{2} = \sum_{j=1}^m \frac{J_{\text{прк}j} \cdot \dot{y}_i^2}{2 \cdot r_{\text{д}j}^2} \quad (4.4)$$

Тоді

$$T = \frac{(m_{\text{п}} + m_{\text{т}}) \cdot \dot{y}_i^2}{2} + \sum_{j=1}^m \frac{J_{\text{прк}j} \cdot \dot{y}_i^2}{2 \cdot r_{\text{д}j}^2} \quad (4.5)$$

Розрахуємо часткові похідні для формули (4.2).

$$\frac{dT}{d\dot{y}} = \dot{y} \cdot ((m_{\text{п}} + m_{\text{т}}) + \sum_{j=1}^m \frac{J_{\text{прк}j}}{r_{\text{д}j}^2}) \quad (4.6)$$

За умови, що тангенційні сили тяги тягача $P_{\text{кт}}$ та прицепа $P_{\text{кп}}$, прикладені до ведучих осей, а також сили опору коченню коліс автопоїзда $P_{\psi a}$ відомі, можна визначити елементарну роботу, яку виконують ці сили.

$$dA = P_{\text{ка}} \cdot dy - P_{\psi a} \cdot dy \quad (4.7)$$

Визначимо сумарну тангенційну силу тяги, яку генерує автопоїзд:

$$P_{\text{ка}} = \sum_{i=1}^m P_{\text{к}i} \quad (4.8)$$

В загальному, сила опору коченню коліс автопоїзда, позначена як $P_{\psi a}$, є значним фактором у динаміці руху.

$$P_{\psi a} = \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot R_{zi} \quad (4.9)$$

Давайте розглянемо коефіцієнт опору, що впливає на рух кожного колеса автопоїзда. Цей параметр є ключовим при аналізі динаміки транспортного засобу та його здатності ефективно пересуватися в різних умовах:

$$\psi_i = \psi_{0i} + k_{\psi i}$$

Враховуючи наведені дані, формула (4.7) трансформується наступним чином:

$$dA = \sum_{i=1}^m P_{\text{к}i} \cdot dy - \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot R_{zi} \cdot dy \quad (4.10)$$

Інтегрувавши вираз (4.6) у рівняння (4.1) та застосувавши трансформацію за формулою (4.7), ми отримаємо наступне:

$$\ddot{y} \cdot ((m_{\text{п}} + m_{\text{т}}) + \sum_{j=1}^m \frac{J_{\text{прк}j}}{r_{\text{д}j}^2}) + \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot R_{zi} = \sum_{i=1}^m P_{\text{к}i} \quad (4.11)$$

З огляду на сталість швидкості автопоїзда $V = \text{const}$, слідує, що $\ddot{y} = 0$. В цій ситуації формула для тягового балансу буде виглядати так:

$$\sum_{i=1}^m P_{ki} = \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot R_{zi} \quad (4.12)$$

або

$$\sum_{i=1}^{n_t} P_{kti} + \sum_{i=1}^{m_p} P_{kpi} = \sum_{i=1}^n \psi_i \cdot R_{zi} \quad (4.13)$$

Враховуючи, що загальна потужність двигуна еквівалентна сукупності потужностей, які споживаються для додання різноманітних опорів під час руху (див. рис. 4.1), формула для обчислення потужнісного балансу виглядає наступним чином:

$$N_e = N_{\text{трап}} + N_{\delta a} + N_{fa} + N_{wa} \pm N_{ia} \pm N_{ja} + N_{\text{кр}} \quad (4.14)$$

Потужності N_{ia} та N_{ja} відрізняються за знаками в залежності від напрямку руху автопоїзда, а саме від того, чи він підіймається вгору, чи спускається вниз. Ці складові представляють собою потужності, що долають зовнішні сили опору, що діють на автопоїзд, і саме для подолання цих сил на колесах генерується тягова сила.

Потужність, що витрачається на буксування коліс автопоїзда, обумовлена деформацією шин через прикладений крутний момент (продольну силу) та проковзуванням через неадекватність зчіпних властивостей ведучих коліс з дорожнім покриттям, позначена як N_{δ_d} . Крім того, прослизання коліс щодо дорожнього покриття через наявність в приводі кінематичної несумісності визначається як N_{δ_k} .

$$N_{\delta a} = N_{\delta_d} + N_{\delta_k}$$

Потужність N_{δ_d} , що витрачається на деформацію шин внаслідок дії повздовжньої сили, а також на проковзування коліс, обумовлене недостатньою зчепленістю, визначається як добуток сили, яка діє на колесо, на довжину шляху, що утворюється через її застосування до колеса, зокрема за один повний оберт колеса, що рівно $2\pi(r_{kci} - r_{ki})$. Отже, потужність N_{δ_d} можна обрахувати як:

$$N_{\delta_d} = \sum_{i=1}^m P_{ki} \cdot \omega_{ki} \cdot (r_{kci} - r_{ki}) \quad (4.15)$$

З огляду на те, що коефіцієнт тангенціальної еластичності між шиною та ґрунтом має значення для ефективності транспортних засобів на різних типах поверхонь, аналіз динаміки ведучих мостів стає критично важливим. Цей

показник впливає на здатність автопоїзда адаптуватися до різноманітних умов дорожнього покриття, включаючи ковзання і прослизання коліс, що, у свою чергу, коригує загальну ефективність використання палива та зносостійкість шин. Такі дослідження дозволяють оптимізувати параметри транспортних засобів для забезпечення максимальної продуктивності навіть у найскладніших умовах.

$$r_{ki} = r_{kci} - \gamma_i \cdot P_{ki}$$

$$N_{\delta d1} = \sum_{i=1}^m P_{ki}^2 \cdot \omega_{ki} \cdot \gamma_i \quad (4.16)$$

Для ведених мостів автопоїзда:

$$N_{\delta d2} = \sum_{i=1}^{n-m} P_{fi}^2 \cdot \omega_{ki} \cdot \gamma_i \quad (4.17)$$

Втрачена потужність, яка виникає внаслідок кінематичного розбіжності в системі приводу, зокрема через варіативність радіусів коліс, може бути розрахована використовуючи таку формулу:

$$N_{\delta k} = \gamma_{ap} \cdot \omega_{ap} \cdot \sum_{j=i}^{j=n} \sum_{i=1}^n \frac{(r_{kci} - r_{kcj})^2}{\gamma_i \cdot \gamma_j} \quad (4.18)$$

$$\gamma_{ap} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\gamma_i}} \quad (4.19)$$

Індекс i відповідає послідовності натуральних чисел від 1 до n , тоді як індекс j представляє послідовність натуральних чисел, починаючи з $i+1$ і до n .

Враховуючи викладені аргументи та прийняті припущення, формулювання рівняння для балансу потужностей автопоїзда може бути представлене наступним чином:

$$N_e = N_{трап} + N_{fa} + \omega_{ap} \cdot \sum_{i=1}^m P_{ki}^2 \cdot \gamma_i + \omega_{ap} \cdot \sum_{i=1}^{n-m} P_{fi}^2 \cdot \gamma_i + \gamma_{ap} \cdot \omega_{ap} \cdot \sum_{j=i}^{j=n} \sum_{i=1}^n \frac{(r_{kci} - r_{kcj})^2}{\gamma_i \cdot \gamma_j} + P_{ka} \cdot \omega_{ap} \cdot r_{ap} \quad (4.20)$$

Узагальнений радіус кочення коліс автопоїзда залежить від ряду параметрів, особливо від характеристик опорної поверхні, яка значно впливає на коефіцієнт опору руху.

$$r_{ap} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{r_{kci}}{\gamma_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\gamma_i}} \quad (4.21)$$

4.2 Вплив характеристик опорної поверхні на коефіцієнт опору руху автопоїзда

Впливи різноманітних експлуатаційних чинників на загальний опір руху коліс детально розглядались у численних наукових дослідженнях, як вітчизняних, так і зарубіжних авторів. Однак, сучасні дослідження ще не вичерпно висвітлюють вплив нерівностей дорожнього покриття на опір коченню, і існує дефіцит даних щодо зміни цього опору залежно від частоти проходження коліс по поверхні. [8]

Як відомо, дорожнє покриття низької якості часто має нерівності, такі як виступи і впадини, розташовані з різною частотою на шляху руху транспорту. Ці особливості створюють додатковий опір коченню, що зумовлює варіативність коефіцієнта опору руху для кожного колеса окремо, і цей аспект потрібно враховувати під час оптимізації розподілу потужності між рушіями автопоїзда.

Для аналізу цих особливостей можна класифікувати нерівності дорожнього покриття на три основні типи:

- вертикальні стінки;
- виступи з вогнутими поверхнями;
- виступи з випуклими поверхнями.

Розглянемо вплив цих профілів на коефіцієнт опору руху. Заради спрощення аналізу додання перешкод приймемо, що колесо і сам профіль є абсолютно жорсткими. При дослідженні процесу перетину вертикальної стінки (згідно з рисунком 4.3) в момент контакту колеса з краєм виступу (точка А) потрібно визначити коефіцієнт додаткового опору руху колеса:

$$k_{\psi} = \frac{a_0}{r_{до}} \quad (4.22)$$

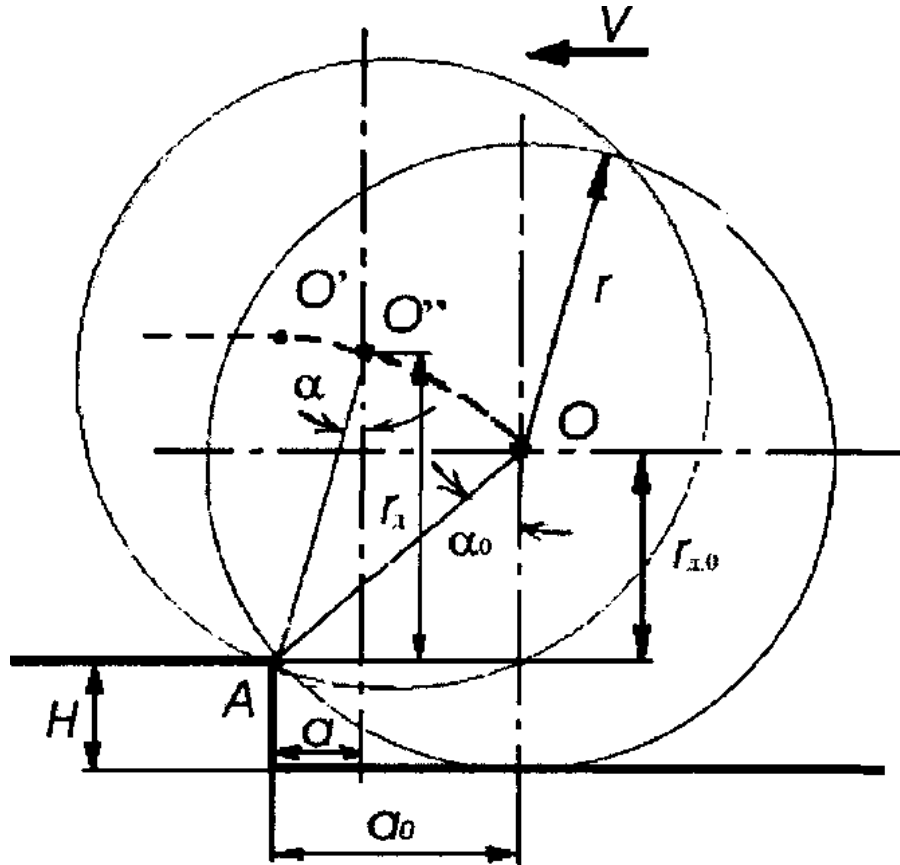


Рис. 2.3. Схематичне відображення процесу подолання колесом вертикальної перешкоди.

на основі аналітичних та геометричних побудов можна стверджувати, що:

$$a_0 = r \cdot \sin \alpha_0 \quad (4.23)$$

$$r_{д0} = r \cdot \cos \alpha_0 \quad (4.24)$$

$$\alpha_0 = \arccos\left(\frac{r-H}{r}\right) = \arccos(1 - K_H) \quad (4.25)$$

Відносна висота перешкоди, виконаної у формі вертикальної стінки, відіграє вирішальну роль у визначенні додаткового опору руху колеса:

$$K_H = \frac{H}{r}$$

Застосовуючи відповідні математичні перетворення, можна визначити величину коефіцієнта додаткового опору, що виникає безпосередньо в момент контакту колеса з вертикальною стінкою.

$$k_\psi = \operatorname{tg}(\arccos\left(\frac{r-H}{r}\right)) = \operatorname{tg}(\arccos(1 - K_H)) \quad (4.26)$$

На рисунку 4.4 наведено залежність коефіцієнта k_ψ від висоти дорожньої нерівності H . Із продовженням обертання колеса відбувається поступове зменшення величини k_ψ , оскільки зі зниженням кута α зменшується умовна

висота перешкоди та одночасно зростає радіус кочення r_d (центр обертання позначений точкою «О»). Коли кут α досягає нульового значення, коефіцієнт опору руху так само прагне до нуля.

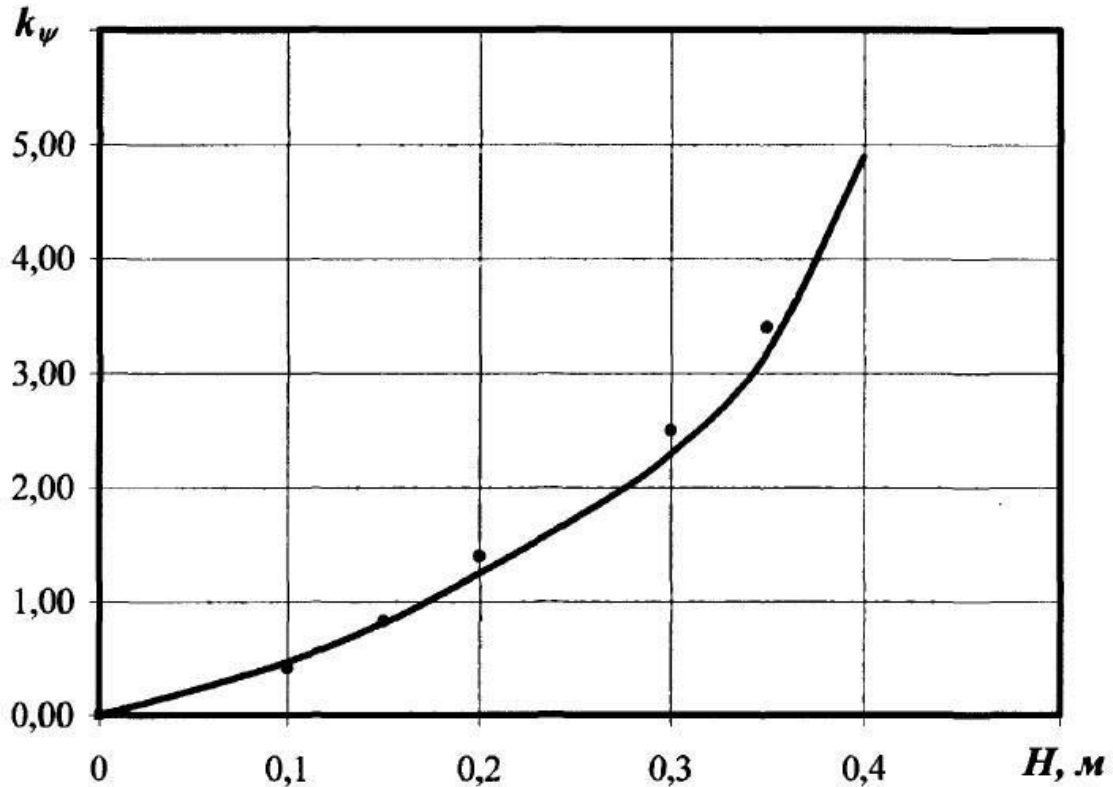


Рис. 4.4 ілюструє, як коефіцієнт додаткового опору руху k_{ψ} залежить від висоти вертикального виступу H .

Оскільки кут α змінюється з початкового значення α_0 до нуля, відповідно $\alpha = \alpha_0 - \Delta\alpha$, можна проаналізувати динаміку зміни k_{ψ} у часі під час подолання перешкоди з вертикальною стінкою. Такий підхід дозволяє оцінити, як форма та висота перешкоди впливають на ефективність руху транспортного засобу.

$$k_{\psi} = k_{\psi 0} + \Delta k_{\psi} \quad (4.27)$$

де

$$\Delta k_{\psi} = tg(\Delta\alpha) = tg(\alpha_0 - \alpha) \quad (4.28)$$

$$\alpha = \omega \cdot t \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{V}{r} \cdot t \cdot \frac{180}{\pi} \cdot i \quad (4.29)$$

Тоді

$$\Delta k_{\psi} = tg(\arccos\left(\frac{r-H}{r}\right) - \frac{V}{r} \cdot t \cdot \frac{180}{\pi}) \quad (4.30)$$

Вважаючи, що Δk_{ψ} дорівнює нулю, можна розрахувати часовий інтервал, необхідний для успішного подолання такої перешкоди.

$$t = \frac{r \cdot \pi \cdot \arccos\left(\frac{r-H}{r}\right)}{V \cdot 180} \quad (4.31)$$

Таким чином, рівняння (4.29)...(4.34) дають змогу оцінити, як просторово-геометричні характеристики колеса, висота вертикального виступу на дорожньому полотні та швидкісний режим машини впливають на величину та часову динаміку додаткового опору руху колеса.

Подальший аналіз стосується поведінки колеса при його коченні по виступу зі вгнутих профілем (рис. 4.5). При цьому вважається, що жорстке колесо взаємодіє з жорсткою вгнутою поверхнею, радіус кривизни (R) якої перевищує радіус самого колеса (r).

Коли колесо переходить із рівної горизонтальної ділянки на криволінійну, коефіцієнт додаткового опору руху k_ψ збільшується. Однак у процесі подальшого підйому колеса цей коефіцієнт поступово зменшується.

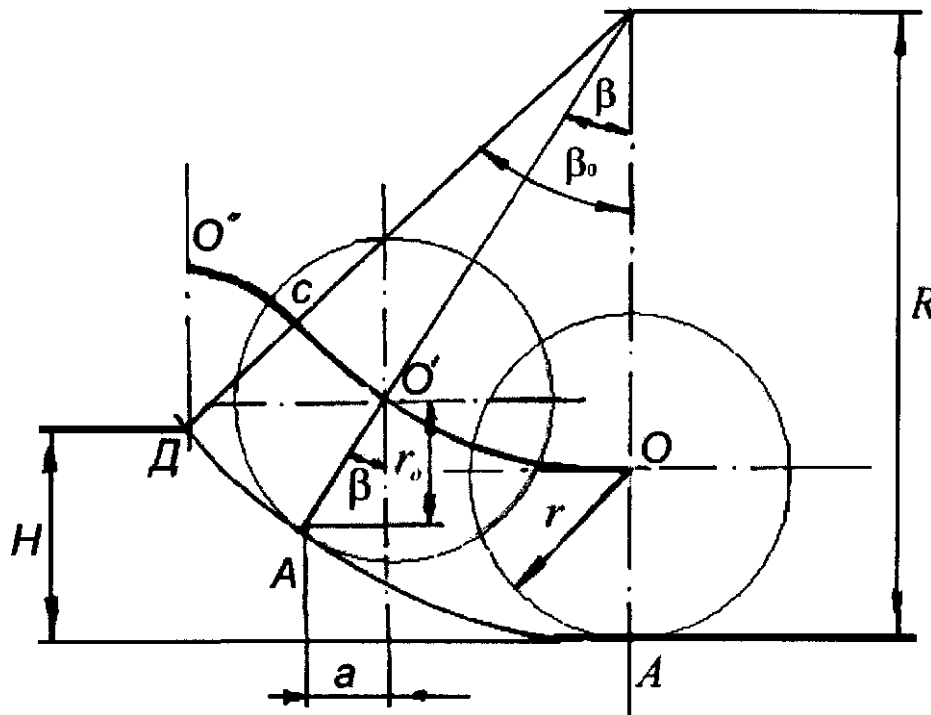


Рис. 2.5. Пересування колеса через опуклу нерівність.

Динаміка зміни коефіцієнта k_ψ в процесі пересування колеса (без слайду та буксування) вздовж дуги А-Д (див. рис. 4.5) може бути описана за допомогою наступної формули:

$$k_\psi = \operatorname{tg}(\beta) \quad (4.32)$$

γ визначає кут обертання колеса, коли воно пересувається вздовж дуги АА.

$$\gamma = \omega \cdot t \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{V}{r} \cdot t \cdot \frac{180}{\pi} \quad (4.33)$$

Тоді

$$k_{\psi} = tg\left(\frac{V}{R} \cdot t \cdot \frac{180}{\pi}\right) \quad (4.34)$$

Максимальний коефіцієнт k_{ψ} спостерігається при значенні β_0 :

$$\beta_0 = \arccos\left(\frac{R-h}{R}\right) \quad (4.35)$$

Тоді прийнявши $\frac{H}{R} = K_{HB}$

$$k_{\psi} = tg\left(\arccos\left(\frac{R-h}{R}\right)\right) = tg(\arccos(1 - K_{HB})) \quad (4.36)$$

За допомогою одночасного розв'язання рівнянь (4.34) і (4.36), можливо визначити період, протягом якого відбувається збільшення коефіцієнта k_{ψ} .

$$t_1 = \frac{\arccos\left(\frac{R-H}{R}\right) \cdot R \cdot \pi}{V \cdot 180} \quad (4.37)$$

Рух осі колеса вздовж траєкторії СО характеризується зниженням k_{ψ} з часом, що схоже на процес перетину вертикальної перепони. При цьому, кут β_0 збігається з α_0 . Загальна тривалість підняття колеса на висоту Н складається із часів t_1 та t_2 , що відповідають періоду переміщення осі колеса за маршрутом СО.

Наступним кроком буде визначення коефіцієнта додаткового опору руху колеса (k_{ψ}) при взаємодії з випуклою поверхнею (згідно рисунку 4.6).

$$k_{\psi} = \frac{a_0}{r_{до}} \quad (4.38)$$

За допомогою геометричних розрахунків можемо встановити:

$$a_0 = r \cdot \sin \beta_0 \quad (4.39)$$

$$r_{до} = r \cdot \cos \beta_0 \quad (4.40)$$

$$\beta_0 = \arccos\left(\frac{r+H'}{R+r}\right) \quad (4.41)$$

КОЛИ

$$H' = R - H \quad (4.42)$$

$$\beta_0 = \arccos\left(1 - \frac{H}{R+r}\right) \quad (4.43)$$

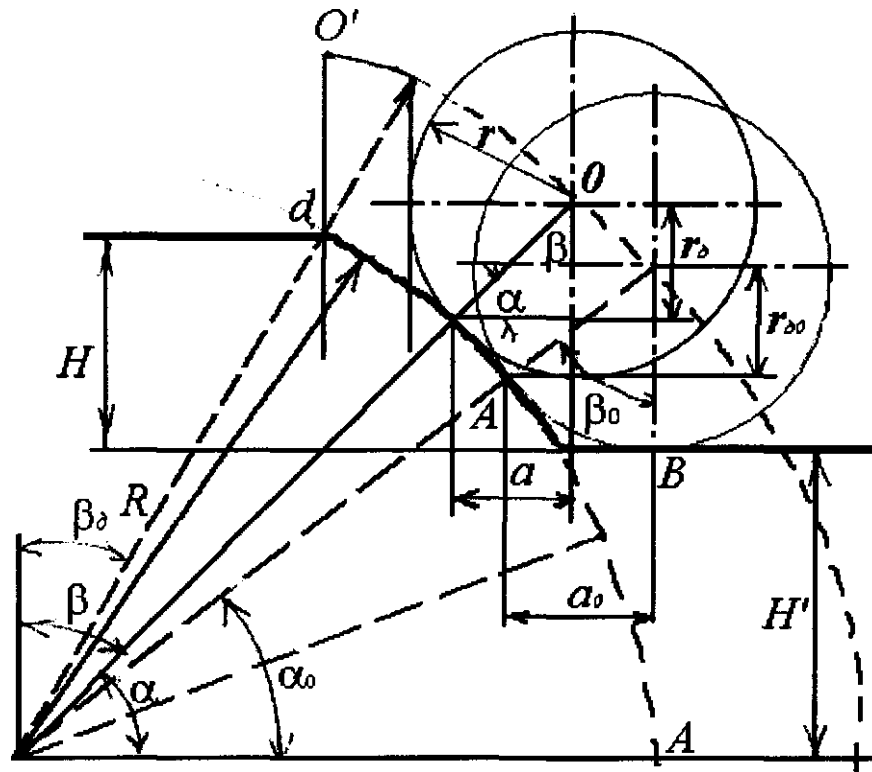


Рис. 2.6 Процес кочення колеса через область з випуклою поверхнею.

Після виконаних розрахунків, можна визначити найвищий коефіцієнт додаткового опору руху колеса, коли воно пересувається по випуклій поверхні:

$$k_{\psi} = \operatorname{tg}(\arccos(1 - \frac{h}{R+r})) \quad (4.44)$$

В процесі кочення колеса, кут β поступово знижується, що спричиняє зменшення коефіцієнта k_{ψ} . В момент, коли колесо досягає горизонтальної частини поверхні (у точці d), величина k_{ψ} стає дорівнює:

$$k_{\psi} = \operatorname{tg}(\arccos(\frac{h+H'}{R})) \quad (4.45)$$

Коли ось колеса розташовується в точці C, значення коефіцієнта k_{ψ} досягає нуля. Отже, з аналізу видно, що пересування автомобіля по нерівному дорожньому покриттю веде до значного зростання додаткового опору. Такий опір є критичним фактором, який слід враховувати при проектуванні трансмісій для автомобілів та автопоїздів. Зазвичай, опорні поверхні мають випадковий мікропрофіль, який ми розглядаємо як випадкову функцію з такими особливостями: функція стаціонарна, ординати мікропрофілю слідує нормальному закону розподілу, довжини нерівностей обмежені, а зміни мікропрофілю відбуваються випадково і тільки у вертикальній продольній

площині. Характеристика дорожнього мікропрофілю виражається через кореляційну функцію, що відображає варіації мікропрофілю вздовж шляху.

$$R_q(x_s) = \sigma_q^2 \cdot (A_1 \cdot e^{-\alpha_1 |x_s|} + A_2 \cdot e^{-\alpha_2 |x_s|} \cdot \cos(\beta_0 \cdot x_s)) \quad (4.46)$$

Пересування автопоїзда планується у різноманітних умовах дорожнього покриття:

- вже зношене асфальтоване шосе;
- пошкоджена ґрунтова дорога;
- місцевість із складним рельєфом.

Детальні значення коефіцієнтів для кореляційної функції, які стосуються зазначених умов дороги, зібрані в таблиці 4.1, що згадується у документації.

Таблиця 4.1. Показники коефіцієнтів кореляційної функції.

Тип дороги	σ_q , см ²	A_1	A_2	α_1 , 1/м	α_2 , 1/м	β_0 , 1/м
Зношена асфальтована дорога	1,96	0,85	0,15	0,2	0,05	0,6
Розбита ґрунтова дорога	110,3	0,55	0,45	0,085	0,08	0,235
Пересічена місцевість	196,3	-	1,84	-	0,09	0,24

Щоб визначити значення ординат мікропрофілю q_k , застосуємо такі математичні формули:

$$q_k = a_0 \cdot x_k^N + a_1 \cdot x_k^N + a_2 \cdot x_{k-1}^N + b_1 \cdot q_{k-1} + b_2 \cdot q_{k-1} + b_3 \cdot q_{k-1}$$

$$\sum_{i=1}^5 P_{\psi \text{api}} > \sum_{i=1}^3 P_{kti} \quad (4.47)$$

$$m_x = 0 \text{ і } \sigma_x = 1;$$

Припускаємо, що колеса передніх осей автопоїзда проходять той самий мікропрофіль, що й колеса задніх осей, але рухаються на певну відстань вперед відносно заднього моста. Для реалізації мікропрофілю дороги довжина шляху прийнята рівною $L = 300$ метрів, із кроком дискретизації $\Delta L = 0,5$ метра. В результаті формується вибірка з 600 значень ординат мікропрофілю, аргумент кореляційної функції визначений як $x_s = \Delta L_n$, де n позначає кількість інтервалів зсуву вздовж осі L . Розрахунки дозволили отримати наступні характеристики

розподілу коефіцієнта опору руху, що враховують нерівності опорної поверхні, які представлені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Характеристики розподілу коефіцієнта опору руху ψ з урахуванням додаткового опору k_ψ .

Тип дороги	Математичне сподівання m_ψ	Середньоквадратичне відхилення σ_ψ
Зношена асфальтована дорога	0,037	0,012
Розбита ґрунтова дорога	0,070	0,030
Пересічена місцевість	0,142	0,045

Розглядаючи дані, представлені у таблиці 4.2, можна констатувати істотне посилення опору руху через перешкоди на опорній поверхні. Ознайомившись з цими характеристиками, можливо забезпечити виконання стандартних вимог до максимальної та середньої швидкості руху та необхідних тягових характеристик автопоїзда за допомогою коефіцієнта опору руху.

4.3 Оцінка потреби у використанні активного приводу причепа

Потреба у підключенні активного приводу причепа виникає через недостатню тягову силу тягача для подолання опору руху. Відомо, що опір руху мультипривідного автопоїзда з індивідуальним приводом на ведучі мости зумовлений моментом опору коченню та додатковим опором, що пов'язаний з прикладанням до колеса повздовжньої сили. Встановлено, що мінімальна потужність на подолання опору коченню використовується у вільному режимі руху колеса, коли повздовжня сила відсутня: в такому стані потужність, яка могла б витрачатися на деформацію шини чи ґрунту під впливом повздовжньої сили, економиться. Отже, для максимального скорочення втрат потужності на подолання опору руху, необхідно розподілити крутний момент двигуна між ведучими мостами так, щоб кожне ведуче колесо функціонувало у вільному режимі (без зовнішніх опорів). Критерієм для включення активної осі причепа

служує перевищення загального опору руху над тяговою силою, що реалізується на ведучих колесах тягача.

Визначимо на підставі цієї умови кількість необхідних для руху мостів. Відомо, що потреба у кількості ведучих коліс (мостів) у багатовісному повнопривідному транспортному засобі залежить від зчіпних якостей рушіїв та фізико-механічного стану опорної поверхні, тобто коефіцієнтів зчеплення (φ) та загального опору (ψ).

Враховуючи, що рух у складних дорожніх умовах характеризується постійною та невеликою за величиною швидкістю, рівняння руху автопоїзда запишемо у вигляді:

$$\sum_1^n P_{k\varphi i} > \sum_1^n P_{ki} = \sum_1^n P_{\psi i} \quad (4.48)$$

або

$$\sum_1^n P_{k\varphi i} > \sum_1^n P_{\psi i} \quad (4.49)$$

Сила опору дороги до руху коліс (i) моста дорівнює:

$$P_{\psi i} = G_i \cdot \psi \quad (4.50)$$

Рівняння (4.48) та (4.49) застосовуються за умови, коли крутний момент двигуна перевищує момент опору, що виникає через зчеплення рушія з опорною поверхнею. Для крайніх умов руху, враховуючи:

$$P_{k\varphi} = \sum_1^n G_{ki} \cdot \varphi_i = G \cdot \lambda_k \cdot \varphi_{\text{ср}} \quad (4.51)$$

або

$$P_{\psi} = \sum_1^n G_i \cdot \psi_i = G \cdot \psi_{\text{ср}} \quad (4.52)$$

Запишемо рівняння в такому форматі:

$$\lambda_k \cdot \varphi_{\text{ср}} > \psi_{\text{ср}} \quad (4.53)$$

$$\psi_{\text{ср}} = \sum_1^n \frac{\psi_i}{n} = \sum_1^n \frac{f_{i\pm\beta}}{n} \quad (4.54)$$

На основі рівняння (2.53) можна зробити висновок:

$$\lambda_k \geq \frac{\psi_{\text{ср}}}{\varphi_{\text{ср}}} \quad (4.55)$$

У зображенні на графіку, представленому на малюнку 4.7, ілюструється рівняння (4.55). Щоб забезпечити надійність руху комплексів, які складаються з

тракторів та активних причепів на складних ділянках доріг та у бездоріжжі, критично важливо контролювати, щоб пікове значення специфічної дотичної тягової сили (φ_{kd}) не перевищувало коефіцієнт зчеплення транспортних засобів, що вказано на рис. 4.7.

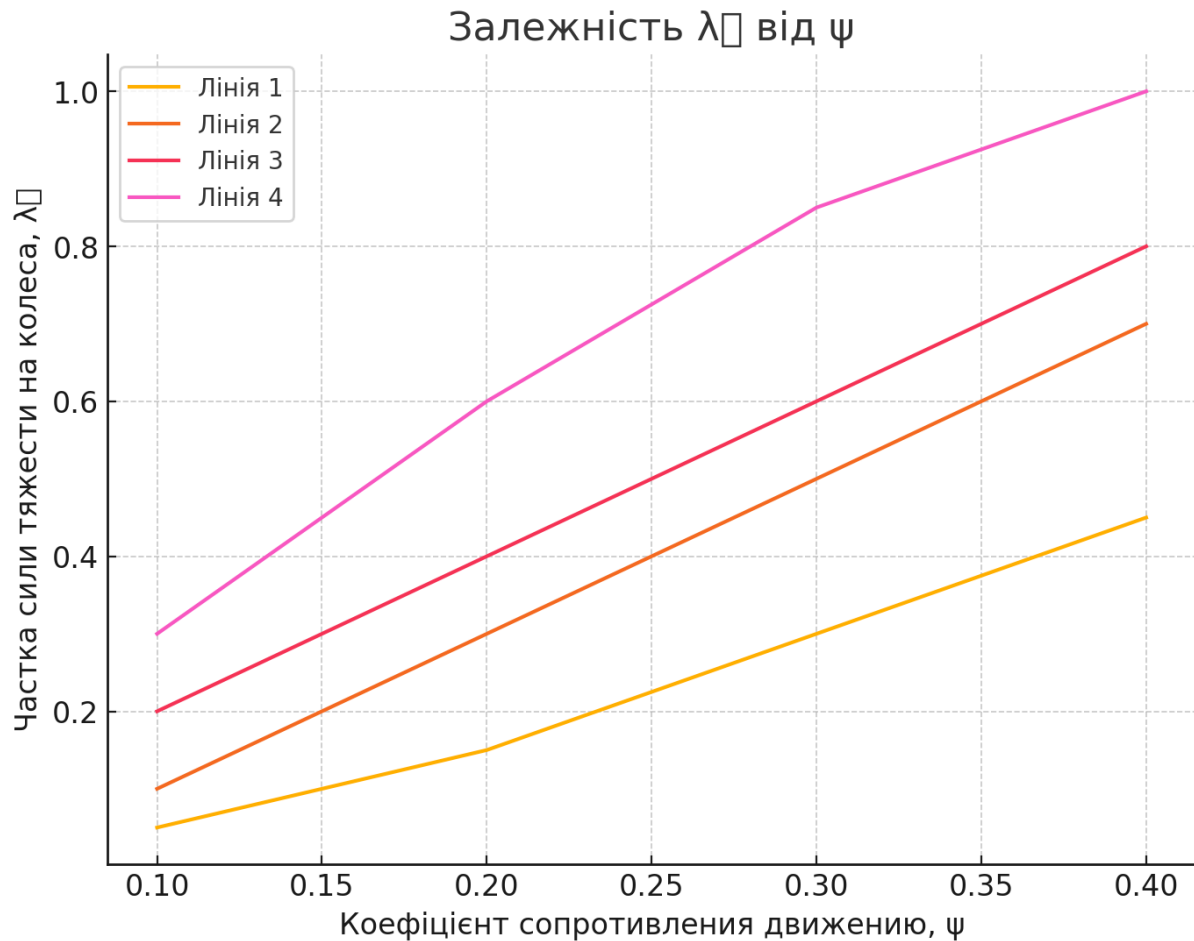


Рис. 4.7 Функціональний зв'язок, що дозволяє визначити коефіцієнт, який ілюструє, яку частку ваги автопоїзда переноситься на колеса ведучих мостів λ_k залежно від різних рівнів опору руху ψ : 1 - 1; 2 - 0,75; 3 - 0,5; 4 - 0,25.

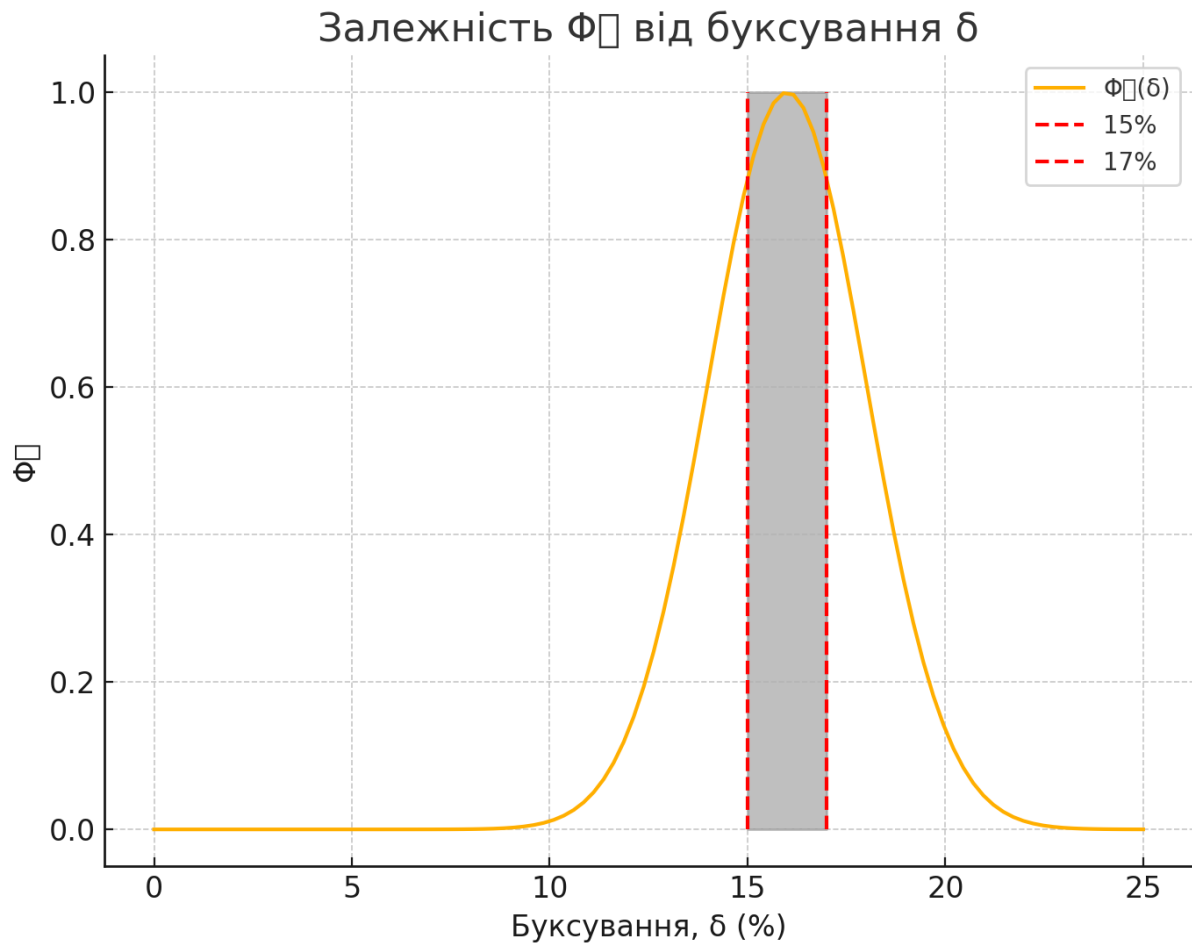


Рис. 2.8. Залежність специфічної тангенційної сили тяги φk від ступеня пробуксовки рухомих частин δ ; φ - це піковий коефіцієнт зчеплення з опорною поверхнею.

У цьому контексті рівняння (4.55) трансформується наступним чином:

$$\lambda'_k \geq \frac{\psi_{\text{ср}}}{\alpha \cdot \varphi_{\text{ср}}} \quad (4.56)$$

$$\alpha = \frac{\varphi_{k\text{д}}}{\varphi_{\text{ср}}}$$

На підставі спостережень за використанням колісної техніки в умовах поля, встановлено, що при буксуванні до 15%, коефіцієнт тертя α зазвичай не виходить за межі 0,4 до 0,6. В той же час, для доріг з твердим покриттям, значення α можливо встановити в діапазоні 0,6 до 0,75.

Таким чином, маючи інформацію про величину λ_k , можна обрахувати потрібну кількість ведучих коліс або мостів залежно від конкретних умов руху, використовуючи наступне рівняння:

$$M = n \cdot \lambda'_k \quad (4.57)$$

Розглядаючи раціональний момент для активації приводу активного причепа, важливо взяти до уваги не лише втрати енергії через привід, але й інші значимі фактори. Одним із таких є потреба в енергії для функціонування ведучих мостів причепа та механізмів, які їх обертають. Зі зростанням кількості осей, які приводяться в рух, збільшуються загальні втрати в трансмісійній системі. Проте, це компенсується зменшенням втрат на пробуксовуванні через збільшення кількості коліс, що беруть участь у тяговому процесі. Вирішальним фактором для включення додаткових ведучих мостів в роботу стає момент, коли сумарні втрати потужності на пробуксовуванні коліс ($N_{\text{букс}}$) перевищують енергетичні втрати приводу цих коліс ($N_{\text{тр}}$).

$$N_{\text{тр}} \leq N_{\text{букс}} \quad (4.58)$$

Для визначення доцільного моменту включення в роботу активного приводу розглянемо рівняння потужнісного балансу неактивного та активного автопоїздів:

$$N_{\text{об}} = 3M_{\text{трап}}\omega_{\text{ап}} + \omega_{\text{ап}}r_{\text{ап}} \sum_{i=1}^5 P_{fi} + \omega_{\text{ап}} \sum_{i=1}^3 \left(\frac{P_{ki}}{6}\right)^2 \gamma_i + \omega_{\text{ап}} \sum_{i=1}^3 \left(\frac{\sum_{i=4}^5 P_{fi}}{6}\right)^2 \gamma_i + P_{ka}\omega_{\text{ап}}r_{\text{ап}} \quad (4.59)$$

$$N_{\text{акт}} = 5M_{\text{трап}}\omega_{\text{ап}} + \omega_{\text{ап}}r_{\text{ап}} \sum_{i=1}^5 P_{fi} + \omega_{\text{ап}} \sum_{i=1}^5 \left(\frac{P_{ki}}{10}\right)^2 \gamma_i + \gamma_{\text{ап}}\omega_{\text{ап}} \sum_{j=i}^{j=n} \sum_{i=1}^n \frac{(r_{kci}-r_{kcj})^2}{\gamma_i\gamma_j} + P_{ka}\omega_{\text{ап}}r_{\text{ап}} + \omega_{\text{ап}}r_{\text{ап}}(\sum_{i=4}^5 P_{fi} + \frac{P_{ka}}{\beta})(1 - \eta_{\text{пр}}) \quad (4.60)$$

Обчислимо диференціацію потужностей, потрібних для керування пасивним і активним автопоїздами:

$$\Delta N = N_{\text{об}} - N_{\text{акт}} = -2M_{\text{трап}}\omega_{\text{ап}} + \omega_{\text{ап}} \sum_{i=1}^3 \left(\frac{P_{ki}}{6}\right)^2 \gamma_i + \omega_{\text{ап}} \sum_{i=1}^3 \left(\frac{\sum_{i=4}^5 P_{fi}}{6}\right)^2 \gamma_i - \omega_{\text{ап}} \sum_{i=1}^5 \left(\frac{P_{ki}}{10}\right)^2 \gamma_i - \gamma_{\text{ап}}\omega_{\text{ап}} \sum_{j=i}^{j=n} \sum_{i=1}^n \frac{(r_{kci}-r_{kcj})^2}{\gamma_i\gamma_j} - \omega_{\text{ап}}r_{\text{ап}}(\sum_{i=4}^5 P_{fi} + \frac{P_{ka}}{\beta})(1 - \eta_{\text{пр}}) \quad (4.61)$$

Ретельний аналіз формули (4.61) підтверджує існування специфічної взаємодії між масою автомобіля, масою буксируємого причепа та опором кочення коліс, що обґрунтовує застосування повнопривідної системи.

Розрахункові дані, викладені в таблиці 4.3, виявляють значення тягових сил та ступінь буксування ведучих коліс, за яких потужність, витрачена на переміщення звичайного автопоїзду, виявляється більшою за потужність, яка потрібна для активного автопоїзду.

Таблиця 4.3 включає результати обчислення сили тяги та рівнів буксування для ведучих коліс у різноманітних дорожніх сценаріях.

Вага тягача	Дорожні умови								
	асфальт			грунт			пісок		
	P_{ka} , Н	$\varphi_{уд}$	δ , %	P_{ka} , Н	$\varphi_{уд}$	δ , %	P_{ka} , Н	$\varphi_{уд}$	δ , %
0,566	107700	1,292	Повне буксування	25780	0,341	15,0	19460	0,279	16,2
0,616	107700	1,048		25780	0,277	15,0	19460	0,227	16,2
0,652	107200	1,284		25280	0,329	14,7	19140	0,267	15,9
0,656	107700	0,882		25780	0,233	15,0	19460	0,191	16,2
0,697	107200	1,042		25280	0,267	14,7	19140	0,217	15,9
0,705	106800	1,276		24720	0,316	14,4	18700	0,253	15,6
0,733	107200	0,876		25280	0,225	14,7	19140	0,182	15,9
0,746	106800	1,035		24720	0,256	14,4	18700	0,205	15,6
0,778	106800	0,871		24720	0,216	14,4	18700	0,173	15,6

Зібрані дані з таблиці дають змогу укласти, що момент активації активного приводу під час руху по асфальтованому покриттю визначається на основі недостатніх зчеплювальних характеристик тягача. Через втрати потужності в приводі причепа, які компенсуються тільки при максимальному буксуванні коліс тягача на м'яких або нестійких ґрунтах, оптимальний момент для включення активного приводу причепа виникає, коли буксування ведучих коліс тягача перевищує 15%. Також встановлено, що пік сили тяги на ведучих колесах тягача спостерігається при буксуванні в діапазоні 30-40%. Відповідно, економічна вигода від раннього включення приводу причепа може стати вирішальним фактором, навіть до досягнення максимальної прохідності. [4]

4.4 Вивчення оптимального розподілу потужності між тягачем і причепом

На сьогодні не існує універсального підходу до визначення коефіцієнта розподілу тягових зусиль між тягачем і причепом. Цей параметр має значний вплив на ефективність трансмісії та стан шин, а також впливає на загальні тягові характеристики та прохідність автопоїзда. У екстремальних умовах сила тяги, яка потрібна для забезпечення руху ведучих коліс причепа, може бути обрахована на основі наступного рівняння:

$$P_{кп} = \sum_{i=1}^3 P_{\psi Ti} + \sum_{i=4}^5 P_{\psi pi} - \sum_{i=1}^3 P_{kti} \quad (4.62)$$

Для встановлення оптимального розподілу тягових сил між тягачем і причепом запровадимо коефіцієнт β , який визначає пропорцію тягових зусиль між цими елементами автопоїзда.

$$\beta = \frac{P_{кп}}{\sum_{i=1}^3 P_{kti}} \quad (4.63)$$

Розрахунок цього коефіцієнта здійснюємо на основі аналізу формул (4.62) та (4.63), де ми виявляємо наступне:

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^3 P_{\psi Ti} + \sum_{i=4}^5 P_{\psi pi}}{\sum_{i=1}^3 P_{kti}} - 1 \quad (4.64)$$

Формула (4.64) окреслює потрібний механізм розподілу тягових сил між причепом та тягачем згідно з першою умовою. Щодо визначення коефіцієнта β в контексті другої умови для активації активного приводу причепа, воно впливає з таких розрахунків: крутний момент, що припадає на тягач або причеп, повинен дорівнювати сукупності моменту опору коченню коліс тягача або причепа та долі крутного моменту, необхідного для подолання зовнішніх опірних сил, що визначається на основі зчеплення коліс тягача або причепа. На основі цього, коефіцієнт розподілу тягових зусиль між причепом і тягачем можна обчислити використовуючи наступну формулу:

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^{m_{п}} M_{fciп} + k_{п} r_{п} P_{ka}}{\sum_{i=1}^{m_{т}} M_{fciт} + k_{т} r_{т} P_{ka}} \quad (4.65)$$

Узагальнений радіус кочення для причепа або тягача визначається як ключовий параметр, що характеризує властивості обертання коліс під час руху на різних типах покриття:

$$r_{п(т)} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{п(т)}} \frac{r_{kciп(т)}}{\gamma_{iп(т)}}}{\sum_{i=1}^{n_{п(т)}} \frac{1}{\gamma_{iп(т)}}} \quad (4.66)$$

Можливість визначення коефіцієнта корекції, який ураховує характеристики взаємодії колісного механізму причепа (тягача) з опорною поверхнею, обумовлюється використанням рівняння балансу потужностей для всього автопоїзда:

$$N_e = N_{трап} + N_{fa} + \omega_{ап} \sum_{i=1}^m P_{ki}^2 \gamma_i + \gamma_{ап} \omega_{ап} \sum_{j=i}^{j=n} \sum_{i=1}^n \frac{(r_{kci} - r_{kcj})^2}{\gamma_i \gamma_j} + P_{ка} \omega_{ап} r_{ап} \quad (4.67)$$

Цей підхід дозволяє точно оцінити необхідні параметри для оптимального розподілу тягових зусиль: або, якщо викласти це детальніше, за наступною формулою: [3]

$$N_e = N_{трап} + N_{fa} + \omega_{ап} \gamma_{т} \sum_{i=1}^{m_{т}} P_{kit}^2 + \omega_{ап} \gamma_{п} \sum_{i=1}^{m_{п}} P_{kip}^2 + \gamma_{ап} \omega_{ап} \sum_{j=i}^{j=n} \sum_{i=1}^n \frac{(r_{kci} - r_{kcj})^2}{\gamma_i \gamma_j} + P_{ка} \omega_{ап} r_{ап} \quad (4.68)$$

Загальний коефіцієнт тангенційної гнучкості коліс (покришок) причепу (тягача) визначається наступним чином:

$$\gamma_{п(т)} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n_{п(т)}} \frac{1}{\gamma_{п(т)i}}} \quad (4.69)$$

Замінивши $P_{кп}$ на $P_{кт}$ та $P_{ка}$, ми можемо вивести наступне рівняння:

$$N_e = N_{трап} + N_{fa} + \omega_{ап} \gamma_{т} P_{кт}^2 + \omega_{ап} \gamma_{п} (P_{ка} - P_{кт})^2 + \gamma_{ап} \omega_{ап} \sum_{j=i}^{j=n} \sum_{i=1}^n \frac{(r_{kci} - r_{kcj})^2}{\gamma_i \gamma_j} + P_{ка} \omega_{ап} r_{ап} \quad (4.70)$$

Застосувавши диференціацію до формули (4.70) за змінною $P_{кт}$, ми визначимо критерій мінімізації потужності, яка потрібна для ефективного переміщення автопоїзда:

$$P_{кт} \cdot \gamma_{т} = P_{кп} \cdot \gamma_{п} - P_{ка} \cdot \gamma_{п} = 0$$

Після заміни $P_{кт}$ через $k_{т}$ і $P_{ка}$ виходить рівняння:

$$P_{kT} = k_T \cdot P_{ka}$$

$$k_T \cdot (\gamma_T + \gamma_{\Pi}) - \gamma_{\Pi} = 0.$$

$$k_T = \frac{\gamma_T}{\gamma_T + \gamma_{\Pi}} \quad (4.71)$$

Це вказує на баланс сил, який забезпечує оптимальний розподіл тягових зусиль між компонентами автопоїзда. Встановлення цього балансу дозволяє мінімізувати загальні втрати потужності під час руху.

Додатково, для забезпечення мінімуму втрат потужності, розглядаємо вплив коефіцієнта k_{Π} , який оцінює ефективність взаємодії коліс причепа з опорною поверхнею. Визначення цього коефіцієнта дозволяє оптимізувати процес передачі тягових зусиль, що критично важливо для підвищення загальної ефективності транспортного засобу в різних умовах експлуатації.

$$k_{\Pi} = \frac{\gamma_{\Pi}}{\gamma_T + \gamma_{\Pi}} \quad (4.72)$$

Коефіцієнт розподілу тягових зусиль між тягачем та причепом визначається на основі динамічних змін, які відбуваються під час руху транспортного засобу.

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^{m_{\Pi}} M_{fcip} + \frac{\gamma_{\Pi}}{\gamma_T + \gamma_{\Pi}} r_{\Pi} P_{ka}}{\sum_{i=1}^{m_T} M_{fcit} + \frac{\gamma_T}{\gamma_T + \gamma_{\Pi}} r_T P_{ka}} \quad (4.73)$$

З огляду на те, що опір руху та вертикальні навантаження на колеса автомобіля змінюються постійно і можуть значно варіюватися, система розподілу потужності повинна адаптуватися в реальному часі, щоб відповідати змінним умовам. Аналітичні дані демонструють, що оптимальне значення цього коефіцієнта залежить від конкретної дорожньої ситуації та ваги навантаження, що перевозиться. Залежність коефіцієнта β від відносної маси причепа до тягача ілюструється на рисунку 4.9, що вказує на необхідність точного налаштування цього параметра для кожного випадку окремо.

Аналіз цих даних підтверджує, що з ростом маси причепа стає ефективнішим збільшення долі крутного моменту, який передається до його рухомих елементів. Це збільшення β є обґрунтованим із точки зору оптимізації тягових властивостей автопоїзда, забезпечуючи більш високу ефективність і стабільність руху при важких навантаженнях.

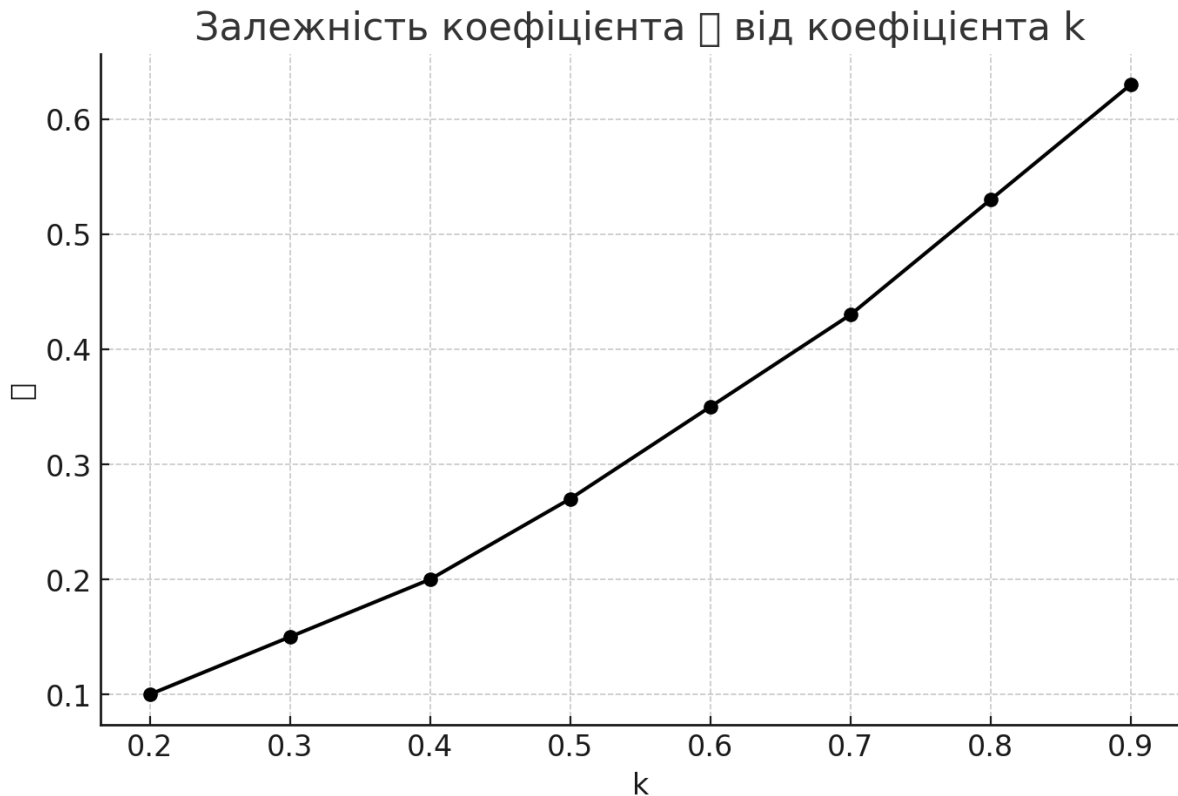


Рис. 4.9. Ілюструється, як змінюється коефіцієнт розподілу потужності β у відповідності з удільною масою причепа k_{Π} .

4.5 Вплив різних факторів на роботу повнопривідних автопоїздів

Робота активного приводу причепа обумовлена як конструктивними характеристиками самого автопоїзда, так і умовами його експлуатації.

У дослідницькій практиці важливим параметром є надлишкова сила тяги на кріюку, яка часто використовується для аналізу здатності автомобілів та автопоїздів подолати перешкоди.

Згідно з базовим принципом переміщення, надлишкову силу тяги на кріюку можна представити за допомогою таких формул:

для активного автопоїзда:

$$P_{кр}^a = G_T(k_T\varphi_T - f_T) + G_{\Pi}(k_{\Pi}\varphi_{\Pi} - f_{\Pi}) \quad (4.74)$$

для звичайного автопоїзда:

$$P_{кр}^o = G_T(k_T\varphi_T - f_T) - G_{\Pi}f_{\Pi} \quad (4.75)$$

де $k_{T(\Pi)}$ визначають коефіцієнти зчепленої маси.

Аналізуючи відмінності між формулами (2.74) і (2.75), можна виявити приріст надлишкової сили тяги на крюку, що виникає внаслідок активації приводу причепа:

$$\Delta P_{кр} = G_{п} k_{п} \varphi_{п} \quad (4.76)$$

Отже, можна спостерігати, що значення збільшення надлишкової сили тяги на крюку залежить не тільки від ґрунтових умов, але й від таких аспектів автопоїзда як маса причепа та рівень кінематичної невідповідності в системі приводу.

4.5.1 Вплив вагового розподілу між тягачем та причепом на продуктивність використання активного приводу причепа

Для оцінювання впливу вагових співвідношень на ефективність активного приводу причепа використовується показник прохідності як ключовий оціночний параметр.

$$\Pi = \frac{P_{кр}}{G_{ап}} \quad (4.77)$$

Для визначення показника прохідності у активних та стандартних автопоїздах застосовується методика, що передбачає поділ результатів формул (4.74) та (4.75) на загальну масу автопоїзда. Це дозволяє оцінити ефективність проходження транспортних засобів через різні дорожні перешкоди з урахуванням їхньої загальної ваги, виявляючи таким чином здатність автопоїздів адаптуватися до складних умов експлуатації.

$$\Pi^a = \frac{G_{т}(k_{т}\varphi_{т}-f_{т})+G_{п}(k_{п}\varphi_{п}-f_{п})}{G_{ап}} \quad (4.78)$$

$$\Pi^o = \frac{G_{т}(k_{т}\varphi_{т}-f_{т})-G_{п}f_{п}}{G_{ап}} \quad (4.79)$$

Поділивши почленно праві сторони рівнянь (4.78) і (4.79) на величину $G_{ап}$ і позначивши відповідні коефіцієнти:

$$\frac{G_{т}}{G_{ап}} = k_{ат} \text{ и } \frac{G_{п}}{G_{ап}} = 1 - k_{ат} \quad (4.80)$$

Отримаємо:

$$P^a = k_{ат}(k_т\varphi_т - f_т) + (1 - k_{ат})(k_п\varphi_п - f_п) \quad (4.81)$$

$$P^o = k_{ат}(k_т\varphi_т - f_т) - f_п(1 - k_{ат}) \quad (4.82)$$

З урахуванням припущення, що коефіцієнти опору руху для ведучих і ведених коліс практично однакові, можна виявити приріст показника прохідності автопоїзда, який досягається завдяки активації ведучих осей причепа. Це зростання свідчить про підвищення ефективності пересування в умовах складного рельєфу або низької несучої здатності поверхні.

$$\Delta P = (1 - k_{ат})k_п\varphi_п \quad (4.83)$$

З аналізу цього виразу можна зробити висновок, що ΔP є залежним від коефіцієнта $k_{ат}$, і зі збільшенням останнього його значення зменшується. Додатково, на ΔP значний вплив чинить коефіцієнт зчепної ваги, що відображає взаємодію коліс із поверхнею.

Для порівняння ефективності роботи активного приводу запропоновано ввести поняття коефіцієнта ефективності його використання. Цей показник дає змогу кількісно оцінити приріст сили тяги на крюку, що досягається завдяки активації ведучих осей причепа:

$$k_{эф} = \frac{P^a}{P^o} \quad (4.84)$$

На основі перетворень виразів (4.81) і (4.82) вдалося отримати нову залежність:

$$k_{эф} = \frac{1 + (\frac{1}{k_{ат}} - 1)(\frac{k_п\varphi_п - f_п}{k_т\varphi_т - f_т})}{1 + (\frac{1}{k_{ат}} - 1)(\frac{f_п}{k_т\varphi_т - f_т})} \quad (4.85)$$

Ця залежність дозволяє здійснити детальний аналіз ефективності роботи активного приводу, враховуючи такі параметри, як значення коефіцієнтів $k_{ат}$, $k_т$, $k_п$, а також вплив ґрунтових умов.

Для випадків, коли тягач і причеп обладнані всіма ведучими колесами, вираз (4.85) підлягає спрощенню, що забезпечує більш зручне використання в подальших розрахунках:

$$k_{эф} = \frac{1 + (\frac{1}{k_{ат}} - 1)(\frac{\varphi_п - f_п}{\varphi_т - f_т})}{1 + (\frac{1}{k_{ат}} - 1)(\frac{f_п}{\varphi_т - f_т})} \quad (4.86)$$

Для проведення більш комплексного аналізу було виконано розрахунок залежності коефіцієнта ефективності використання активного приводу $k_{\text{эф}}$ від величин $k_{\text{ат}}$ за різних умов ґрунту. Отримані результати представлені на рисунку 4.10.

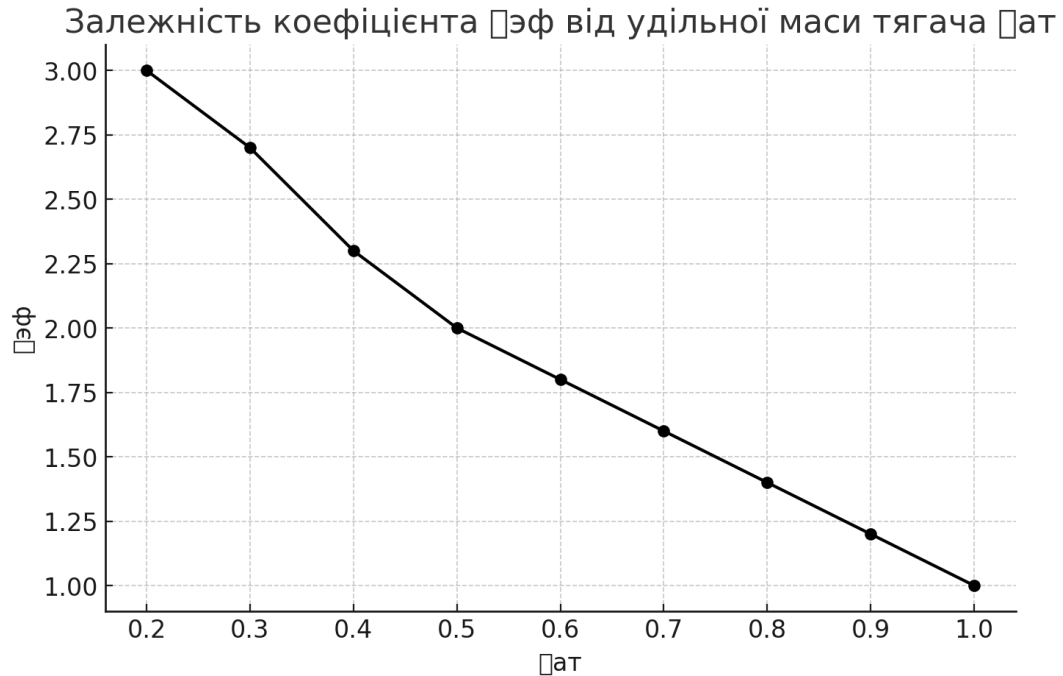


Рис. 2.10. Графік залежності коефіцієнта ефективності активного приводу $k_{\text{эф}}$ від удільної маси тягача $k_{\text{ат}}$.

На основі аналізу даних, представлених на рис. 4.10, можна зробити висновок, що зі збільшенням значення коефіцієнта $k_{\text{ат}}$ ефективність використання активного приводу поступово знижується. Найвідчутніше зростання сили тяги відбувається при активації приводу в діапазоні $k_{\text{ат}} \leq 0,6$. Це явище найбільше впливає на роботу автопоїздів із використанням стандартних тягачів.

Порівняльний аналіз тягових характеристик активних і звичайних автопоїздів дозволяє дійти висновку, що у випадках, коли $k_{\text{ат}} \leq 0,5 \dots 0,6$, ефективність застосування активного приводу значно зростає, що забезпечує суттєві переваги в тягових властивостях.

Під час розробки активних автопоїздів, у яких маса причепа перевищує масу тягача, важливо визначити мінімальну межу коефіцієнта $k_{\text{ат}}$. Це необхідно для забезпечення здатності автопоїзда рухатися дорогами з твердим покриттям за вимкненого приводу коліс причепа.

Умова, яка забезпечує можливість руху автопоїзда з вимкненим переднім мостом і активним приводом причепа, може бути сформульована наступним рівнянням:

$$G_{\text{сц}} \varphi_T \cos \alpha = G_T f_T \cos \alpha + G_T \sin \alpha + G_{\text{п}} f_{\text{п}} \cos \alpha + G_{\text{п}} \sin \alpha \quad (4.87)$$

Після виконання необхідних перетворень можемо отримати:

$$k_T G_T \varphi_T = G_T \psi_T + G_{\text{п}} \psi_{\text{п}} \quad (4.88)$$

Щоб визначити нижню межу коефіцієнта $k_{\text{ат}}$, розділимо обидві частини рівняння (4.88) на масу автопоїзда:

$$k_{\text{ат min}} = \frac{\psi_{\text{п}}}{k_T \varphi_T - \psi_T + \psi_{\text{п}}} \quad (4.89)$$

З отриманого виразу виведемо значення $k_{\text{ат}}$, враховуючи припущення, що коефіцієнти опору руху для твердої опорної поверхні є однаковими.

$$k_{\text{ат min}} = \frac{\psi}{k_T \varphi_T} \quad (4.90)$$

У результаті отримаємо остаточне рівняння.

Розглянемо граничні дорожні умови, за яких використання активного приводу причепа є недоцільним. До таких умов відноситься щебеневе покриття ($\varphi = 0,65$; $f = 0,025$; $i = 0,09$). Використовуючи статистичні дані про коефіцієнти зчепної маси сучасних транспортних засобів ($k_T = 0,66 \dots 0,9$), можна визначити нижню межу $k_{\text{ат}}$: $k_{\text{ат min}} = 0,19 \dots 0,3$.

Отже, щоб забезпечити надійний рух автопоїзда за умови вимкненого приводу коліс причепа, необхідно, щоб коефіцієнт $k_{\text{ат}}$ перевищував 0,25 ($k_{\text{ат}} > 0,25$).

4.5.2 Вплив кінематичної невідповідності між мостами автопоїзда на ефективність функціонування активного приводу причепа

Кінематична невідповідність між мостами автопоїзда, яка виникає внаслідок як конструктивних, так і експлуатаційних факторів, суттєво впливає на ефективність роботи активного приводу причепа.

Розглянемо детально, як кількість ведучих коліс, з'єднаних між собою жорсткими кінематичними зв'язками, впливає на показники тягової потужності та енергетичної ефективності автопоїзда з активним приводом.

Для системи з двома мостами (або колесами) цей коефіцієнт можна розрахувати за допомогою наступного рівняння:

$$K = \frac{V_{T1}}{V_{T2}} = \frac{V_{T1}(1-\delta_1)}{V_{T2}(1-\delta_2)} = \frac{1-\delta_1}{1-\delta_2} > 1 \quad (4.91)$$

У конструкціях активних автопоїздів перехід коліс у ведучий режим здійснюється поступово, причому цей процес визначається величиною K , яка характеризує кінематичну взаємодію між двома сусідніми мостами.

Отже, для аналізу можна застосовувати середні значення $K_{\text{ср}}$, які розраховуються для двох коліс, що поетапно переходять у ведучий режим. Це дозволяє точніше оцінити кінематичну ефективність роботи системи:

$$K_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n K_i}{n} = \frac{K_1 + K_2 + K_3 + \dots + K_n}{n} \quad (4.92)$$

У даному випадку рівняння (4.92) може бути представлено у наступному вигляді:

$$K_{\text{ср}}^{n-1} = \frac{1-\delta_n}{1-\delta_1} \quad (4.93)$$

Для розрахунку загальної тангенційної сили, що діє на n ведучих коліс, застосуємо лінійну залежність, яка описує зв'язок між тангенційною силою тяги та буксуванням (за умови малих значень δ):

$$P_k = a \cdot \delta \quad (4.94)$$

Коефіцієнт пропорційності, що визначає лінійний характер залежності:

$$a = \frac{10^3}{\gamma} \quad (4.95)$$

Загальну силу тяги автопоїзда можна обчислити за допомогою наступного рівняння:

$$P_{\text{кап}} = \sum_{i=1}^n P_{ki} = \frac{10^3}{\gamma_{\text{ап}}} \sum_{i=1}^n \delta_i \quad (4.96)$$

Суму буксувань можна подати у вигляді залежності від буксування колеса, яке першим переходить у робочий режим, використовуючи формулу, що базується на виразі (4.93):

$$\delta_2 = 1 - K_1(1 - \delta_1) \quad (4.97)$$

$$\delta_3 = 1 - K_2(1 - \delta_2) = 1 - K_1 K_2(1 - \delta_1) \quad (4.98)$$

Для n -го колеса:

$$\delta_n = 1 - K_{n-1}(1 - \delta_{n-1}) = 1 - K_1 K_2 \dots K_{n-1}(1 - \delta_1) \quad (4.99)$$

Беручи до уваги наведені вище міркування, можна отримати наступне:

$$\sum_{i=1}^n \delta_i = \delta_1 + (n - 1) - (1 - \delta_1)(n - 1)K_{cp} = \delta_{yc} \quad (4.100)$$

Поділивши обидві частини рівняння (4.96) на зчепну вагу, отримаємо такий вираз:

$$\varphi_{уд} = \frac{10^3}{\gamma_{ap} \lambda_k G} \delta_{yc} \quad (4.101)$$

Припускаючи рівномірний розподіл маси транспортного засобу по всіх осях, можна сформулювати наступне рівняння:

$$\lambda_k G = n G_i \quad (4.102)$$

Рівняння (4.103) у такому випадку може бути переписане в наступному вигляді:

$$\varphi_{уд} = \frac{10^3}{\gamma_{ap} G_i n} \delta_{yc} \quad (4.103)$$

На рисунках 4.14 та 4.15 подано графіки, що демонструють залежність сили тяги та удільної сили тяги від кількості ведучих мостів під час руху по суглинковій поверхні.

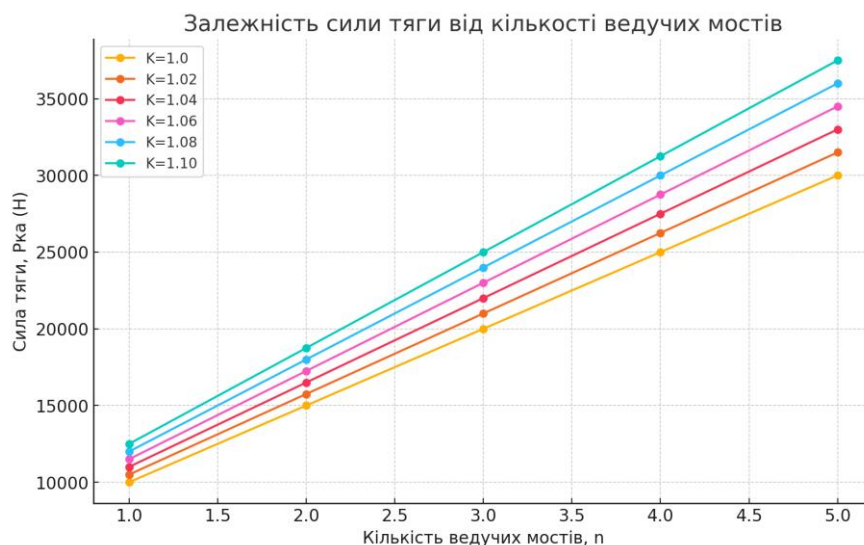


Рис. 2.11 демонструє залежність загальної сили тяги автопоїзда $P_{ка}$ від кількості ведучих мостів n за різних значень кінематичного невідповідності K .

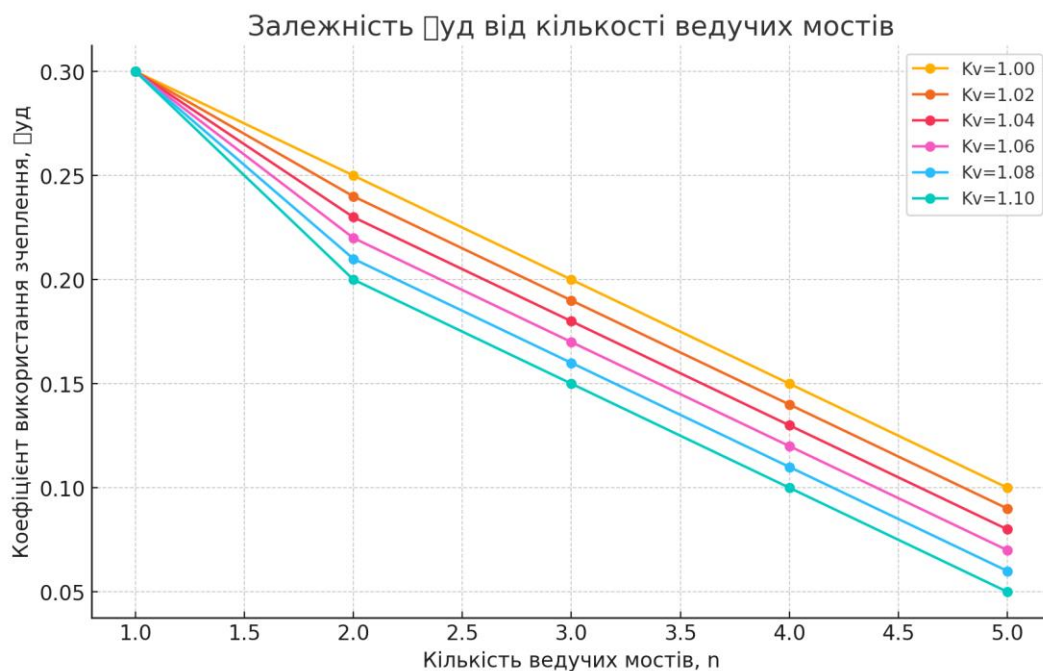


Рис. 2.12 ілюструє зміну удільної сили тяги $\phi_{уд}$ автопоїзда залежно від кількості ведучих мостів n при різних значеннях кінематичного невідповідності K_v .

На основі аналізу рисунків 4.11 і 4.12 можна зробити висновок, що за кінематичного невідповідності, яке становить приблизно 8,5%, загальна сила тяги зменшується, якщо кількість ведучих мостів перевищує три. Також слід підкреслити, що зі збільшенням кількості ведучих мостів удільна сила тяги завжди зменшується у випадку наявності кінематичного невідповідності.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Робота служби охорони праці

Найвищим органом управління охороною праці галузі є Головне управління безпеки руху та охорони праці. В обласних(міських) територіально-виробничих об'єднаннях управління охороною праці здійснюється службою охорони праці. В автотранспортних, в авторемонтних підприємствах, в організаціях і установах управління охороною праці здійснюється також службою охорони праці. Згідно з рекомендаціями до Типового положення про службу охорони праці комплектування служби здійснюється спеціалістами такого профілю: інженерами відповідної спеціальності, спеціалістами з гігієни праці та юристами, що спеціалізуються на питаннях з охорони праці.

Служба охорони праці підпорядковується безпосередньо підприємству, ліквідація її неприпустима і можлива тільки за умови ліквідації підприємства.

На службу охорони праці покладається опрацювання системи управління охороною праці, проведення оперативно-методичного керівництва роботою з охорони праці, проведення вступного інструктажу, сприяння впровадженню у виробництво досягнень науки і техніки, розгляд листів з питань охорони праці, надання методичної допомоги керівникам структурних підрозділів, підготовка проектів наказів та розпоряджень з охорони праці, оцінка стану умов виробництва при відмові працівників виконувати в них роботу через небезпеку.

Служба охорони праці виконує організаційну роботу з забезпечення працюючих нормативно-правовою документацією; з паспортизації підрозділів на відповідність їх вимогам з охорони праці; обліку, аналізу нещасних випадків, професійних захворювань та аварій; підготовки статистичних звітів про охорону праці; розробки перспективних та поточних планів розробки з охорони праці; пропаганди безпечних та нешкідливих умов праці; підвищення кваліфікації і перевірки знань посадових осіб з питань охорони праці.

Приймає участь у розслідуванні нещасних випадків, формуванні фонду охорони праці, в роботі комісії з охорони праці підприємства та в комісії з введення в дію об'єктів і обладнання, в розробці нормативних документів

підприємства, в роботі комісії з атестації робочих місць, складанні комплексних заходів.

Контрольні служби охорони праці полягають в дотриманні посадовими особами чинного законодавства та нормативних актів з питань охорони праці; виконанні ними приписів органів державного нагляду, пропозицій уповноважених трудових колективів і профспілок з питань охорони праці, використанні коштів за призначенням, відповідності виробничих процесів, технологічного обладнання та засобів захисту нормативним актам; в своєчасності проведення навчання та інструктажів працюючих, атестації та переатестації з питань безпеки праці посадових осіб.

Загальні вимоги безпеки до виробничого обладнання та технологічних процесів. Основними складовими безпеки праці на виробництві є:

- безпечне виробниче обладнання;
- безпечні технологічні процеси;
- організація безпечного виконання робіт.

Вимоги безпеки до виробничого обладнання конкретних груп, видів, моделей розробляються відповідно до вимог з урахуванням призначення, виконання та умов його експлуатації.

Безпека виробничого обладнання забезпечується:

- вибором принципів дії, джерел енергії, параметрів робочих процесів;
- мінімізацією енергії, що споживається чи накопичується;
- застосуванням вмонтованих в конструкцію засобів захисту та інформації про можливі небезпечні ситуації;
- застосуванням засобів автоматизації, дистанційного керування та контролю;
- дотримання ергономічних, обмеженням фізичних і нервово психологічних навантажень працівників.

Виробниче обладнання, при роботі як самостійно, так і в складі технологічних комплексів, повинно відповідати вимогам безпеки на протязі всього періоду його експлуатації.

Виробниче обладнання, робота якого супроводжується виділенням шкідливих речовин чи мікроорганізмів або пожежо- та вибухонебезпечних

речовин, повинно включати вмонтовані пристрої для локалізації цих виділень. При відсутності таких пристроїв, в конструкції обладнання мають бути передбачені місця для підключення автономних пристроїв локалізації виділень. За необхідності згадані пристрої мають бути виконані з урахуванням чинних вимог щодо стану повітря робочої зони та захисту довкілля.

Якщо виробниче обладнання являється джерелом шуму, ультра- та інфразвуку, вібрації, виробничих випромінювань (електромагнітних, лазерних тощо), то воно повинно бути виконано таким чином, щоб дія на працюючих перерахованих шкідливих виробничих факторів не перевищувала меж, встановлених відповідними чинними нормативами.

Однією із складових безпеки виробничого обладнання є конструкція робочого місця, його розміри, взаємне розміщення органів управління, засобів відображення інформації, допоміжного обладнання тощо. При розробці конструкції робочого місця слід дотримуватись вимог та інших чинних нормативів. При цьому розміри робочого місця і його елементів мають забезпечувати виконання операцій в зручних робочих позах і не ускладнювати рухи працюючих. Перевагу слід віддавати виконанню робочих операцій в сидячому положенні, або чередуванні положень сидячи і стоячи, якщо виконання робіт не вимагає постійного переміщення працівника. Конструкція крісла і підставки для ніг мають відповідати ергономічним вимогам.

Повне чи часткове припинення енергопостачання з наступним його відновленням, а також пошкодження мережі управління енергопостачанням не повинно призводити до виникнення небезпечних ситуацій.

Засоби захисту, що входять в конструкцію виробничого обладнання, повинні: забезпечувати можливість контролю їх функціонування; виконувати своє призначення безперервно в процесі роботи обладнання; діяти до повної нормалізації відповідного небезпечного чи шкідливого фактора, що спричинив спрацювання захисту; зберігати функціонування при виході із ладу інших засобів захисту. За необхідності включення засобів захисту до початку роботи виробничого обладнання, схемою управління повинні передбачатись відповідні блокування тощо.

Безпека виробничих процесів визначається, у першу чергу безпекою обладнання, яка забезпечується шляхом урахування вимог безпеки при складанні технічного завдання на його проектування, при розробці ескізного й робочого проекту, випуску та випробуваннях випробного зразка й передачі його у серійне виробництво згідно Основними вимогами безпеки до технологічних процесів є: усунення безпосереднього контакту працюючих з вихідними матеріалами, заготовками, напівфабрикатами, готовою продукцією та відходами виробництва, що є вірогідними чинниками небезпек; заміна технологічних процесів та операцій, що пов'язані з виникненням небезпечних та шкідливих виробничих факторів, процесами і операціями, за яких зазначені фактори відсутні або характеризуються меншою інтенсивністю; комплексна механізація та автоматизація виробництва, застосування дистанційного керування технологічними процесами і операціями при наявності небезпечних та шкідливих виробничих факторів; герметизація обладнання; застосування засобів колективного захисту працюючих; раціональна організація праці та відпочинку з метою профілактики монотонності й гіподинамії, а також обмеження важкості праці; своєчасне отримання інформації про виникнення небезпечних та шкідливих виробничих факторів на окремих технологічних операціях (системи отримання інформації про виникнення небезпечних та шкідливих виробничих факторів необхідно виконувати за принципом пристроїв автоматичної дії з виводом на системи попереджувальної сигналізації); впровадження систем контролю та керування технологічним процесом, що забезпечують захист працюючих та аварійне відключення виробничого обладнання; своєчасне видалення і знешкодження відходів виробництва, що є джерелами небезпечних та шкідливих виробничих факторів, забезпечення пожежної й вибухової безпеки.

При визначенні необхідних засобів захисту потрібно керуватися вказівками відповідних розділів стандартів ССБТ по видах виробничих процесів та групах виробничого обладнання, що використовуються у цих процесах. Перелік діючих стандартів стосовно процесів дається у покажчиках Держстандарту, що видаються кожен рік.

Рівні небезпечних та шкідливих виробничих факторів на робочих місцях повинні відповідати вимогам стандартів безпеки за видами небезпечних та шкідливих факторів. Робочі місця повинні мати рівні та показники освітленості, встановлені діючими будівельними нормами та правилами.

Розташування виробничого обладнання, вихідних матеріалів, заготовок, напівфабрикатів, готової продукції та відходів виробництва у виробничих приміщеннях і на робочих місцях не повинно являти собою небезпеку для персоналу. Відстані між одиницями обладнання, а також між обладнанням та стінами виробничих приміщень, будівель і споруд повинна відповідати вимогам діючих норм технологічного проектування, будівельним нормам та правилам.

Зберігання вихідних матеріалів, заготовок, напівфабрикатів, готової продукції та відходів виробництва потребує розробки і реалізації системи заходів, що виключають виникнення небезпечних та шкідливих виробничих факторів; використання безпечних пристроїв для зберігання; механізацію та автоматизацію вантажно-розвантажувальних робіт тощо.

До факторів, що визначають умови праці, відносяться також раціональні методи технології і організації виробництва. Зокрема, велику роль відіграє зміст праці, форми побудови трудових процесів, ступінь спеціалізації працюючих при виконанні виробничих процесів, вибір режимів праці та відпочинку, дисципліна праці, психологічний клімат у колективі, організація санітарного й побутового забезпечення працюючих відповідно до СНиП II-92 - 76. У формуванні безпечних умов праці велике значення має врахування медичних протипоказань до використання персоналу у окремих технологічних процесах, а також навчання й інструктаж з безпечних методів проведення робіт.

До осіб, які допущені до участі у виробничому процесі, ставляться вимоги щодо відповідності їх фізичних, психофізичних і, в окремих випадках, антропометричних даних характеру роботи. Перевірка стану здоров'я працюючих має проводитися як при допуску їх до роботи, так і періодично згідно з чинними нормативами. Періодичність контролю за станом їх здоров'я повинна визначатися залежно від небезпечних та шкідливих факторів

виробничого процесу в порядку, встановленому Міністерством охорони здоров'я.

Особи, які допускаються до участі у виробничому процесі, повинні мати професійну підготовку (у тому числі з безпеки праці), що відповідає характеру робіт. Навчання працюючих із безпеки праці проводять на всіх підприємствах і в організаціях незалежно від характеру та ступеня небезпеки виробництва відповідно до НПАОП 0.00-4.12-05.

5.2 Оцінка стійкості роботи машинобудівного заводу до впливу уражаючих факторів ядерного вибуху

Вихідні дані для оцінки стійкості до впливу уражаючих факторів ядерного вибуху:

Будівля - цегляна, з перекриттям з дерев'яних елементів, покрівля - руберойд; підлога бетонна, двері та вікна - дерев'яні, пофарбовані в темний колір. Технологічне обладнання: верстати легкі, верстати середні, електродвигуни потужністю до 2 кВт, трансформатори 100 кВт, контрольно-вимірювальна апаратура, магнітні пускачі, крани і кранове обладнання.

Відстань від центру міста до цеху $R_m = 4$ км

Очікувана потужність боєприпасу $q = 200$ кт

Вірогідне максимальне відхилення ядерних боєприпасів від точки прицілювання (центру міста) $r_{\text{відх}} = 0.7$ км

Швидкість середнього вітру $V_{\text{шв}} = 55$ км / г.

Азимут на об'єкт щодо центру міста, $B = 250^\circ$

Визначаємо максимальні значення уражаючих факторів ядерного вибуху, очікуваних на об'єкті:

Максимальне значення надлишкового тиску у фронті ударної хвилі (вибух – наземний):

$$R_{x1} = 3 \text{ км } \Delta P_{\phi1} = 30 \text{ кПа}$$

$$R_{x2} = 3.8 \text{ км } \Delta P_{\phi2} = 20 \text{ кПа}$$

Максимальне значення світлового імпульсу (вибух – повітряний):

$$R^{x1} = 3.2 \text{ км } I_{\text{св.1}} = 1200 \text{ кДж / м}^2$$

$$R_{x2} = 3.4 \text{ км } I_{\text{св.2}} = 1000 \text{ кДж / м}^2$$

$$I_{\text{св. max}} = 1100.0 \text{ кДж / м}^2$$

Максимальне значення рівня радіації (вибух – наземний) для ймовірної мінімальної відстані від центру вибуху і для боєприпасу потужністю 200 кт, швидкості вітру - 55 км / год:

$$R_{x1} = 2 \text{ км } \Delta P_{\text{II}} = 17100 \text{ Р / год}$$

$$R_{x2} = 4 \text{ км } \Delta P_{\text{I2}} = 7500 \text{ Р / год}$$

$$P_{\text{I max}} = 10860 \text{ Р / год}$$

Оцінюємо стійкість роботи об'єкта до впливу ударної хвилі ядерного вибуху:

Визначаємо максимальне значення надлишкового тиску, очікуваного на території підприємства.

$$R_{x1} = 3 \text{ км } \Delta P_{\text{ф1}} = 30 \text{ кПа}$$

$$R_{x2} = 3.8 \text{ км } \Delta P_{\text{ф2}} = 20 \text{ кПа}$$

Основними елементами ділянки є: будівля, технологічне обладнання, електромережа й трубопровід. Їх характеристики записуємо в зведену таблицю результатів оцінки (табл. 8.1). Знаходимо для кожного елемента цеху надлишкові тиски, що викликають слабкі, середні, сильні і повні руйнування. Так, будинок цеху з вказаними характеристиками отримає слабкі руйнування при надлишкових тисках 8-15 кПа, середні - 15-25 кПа, сильні - 25-35 кПа, повні - 35 кПа. Ці дані відображаємо в таблиці 5.1 .

Аналогічно визначаємо і вносимо в таблицю дані по всім іншим елементам цеху. Знаходимо межу стійкості кожного елемента цеху - надлишковий тиск, що викликає середні руйнування. Будівля цеху має межу стійкості до ударної хвилі - 15 кПа, верстати легкі - 12, верстати середні - 25, електродвигуни потужністю до 2 кВт (відкриті) - 40, контрольно-вимірювальна апаратура - 10, крани і кранове обладнання - 30, кабельні наземні лінії - 30, трубопроводи на залізобетонних естакадах - 30. [27]

Визначаємо межу стійкості цеху в цілому по мінімальній межі стійкості входять до його складу елементів. Зіставляючи межі стійкості всіх елементів цеху, знаходимо, що межа стійкості ділянки $\Delta P_{\text{ф lim}} = 10 \text{ кПа}$.

Таблиця 5.1 Результати оцінки стійкості ділянки до дії ударної хвилі

Елементи цеху та їх коротка характеристика	Ступінь руйнування при DP, кПа				Межа стійкості $\Delta P_{\text{ф}}$ lim, кПа	Вихід з ладу при $\Delta P_{\text{ф}}$ max, %	Примітки
	слабке	середнє	сильне	повне	15	41%	Межа стійкості цеху ширвжитку 10 кПа
Будівля цегляна, безкаркасна з перекрытими з дерев'яних елементів;	8-15	15-25	25-35	35			
Верстати легкі;	6-12	-	15-25	-	12	68%	
Верстати середні;	15-25	25-35	35-45	-	25		
Електродвигуни потужністю до 2 кВт (Відкриті);	20-40	40-50	-	50-80	40		
- Трансформатори 100 кВт;	20-30	30-50	50-60	60	30		
Контрольно- вимірвальна	5-10	10-20	20-30	30	10	85%	

апаратура;							
-Магнітні пускарі;	20-30	30-40	40-60	-	30		
Крани і кранове обладнання;	20-30	30-50	50-70	70	30		
Кабельні наземні лінії;	10-30	30-50	50-60	60	30	33%	
Трубопроводи на залізобетонних естакадах.	20-30	30-40	40-50	-	30		

Може опинитися в зоні слабких руйнувань осередку ядерного вибуху з імовірним максимальним надмірним тиском у фронті ударної хвилі 30 кПа, а межа стійкості цеху ширвжитку до ударної хвилі 10 кПа, що менше $\Delta P_{ф\max}$, а отже, цех не стійкий до ударної хвилі. Найбільш слабкий елемент - контрольно-вимірювальна апаратура. Можливі збитки при максимальному надмірному тиску ударної хвилі, очікуваний на об'єкті, призведе до скорочення виробництва на 15-25%. Так як очікуваний на об'єкті максимальний надлишковий тиск ударної хвилі 30 кПа, а межі стійкості деяких елементів цеху 10 кПа, то доцільно підвищити межу стійкості цеху ширвжитку до 26.25 кПа.

Для підвищення стійкості ділянки по ремонту паливної апаратури до ударної хвилі необхідно: зміцнити та посилити елементи конструкції будівлі, вразливі вузли верстатів і контрольно-вимірювальної апаратури закрити захисними кожухами, кабельні лінії закопати в землю.

Оцінка стійкості роботи ділянки до впливу світлового випромінювання ядерного вибуху:

Визначаємо максимальне значення світлового імпульсу:

$$R_{x1} = 3.2 \text{ км } I_{\text{св.1}} = 1200 \text{ кДж / м}^2$$

$$R_{x2} = 3.4 \text{ км } I_{\text{св.2}} = 1000 \text{ кДж / м}^2$$

$$I_{\text{св. Max}} = 1100 \text{ кДж / м}^2$$

Визначаємо ступінь вогнестійкості будівлі цеху. Для цього вивчаємо його характеристику, вибираємо дані про матеріали, з яких виконано основні конструкції будівлі, і визначаємо межі їх вогнестійкості. Будівля ділянки відноситься до 3 ступеня вогнестійкості. Результати оцінки, а також характеристики будівлі заносимо в підсумкову таблицю 8.2. У ділянці по ремонту паливної апаратури виробництво пов'язане з застосуванням рідких горючих речовин і матеріалів, а також рідин з температурою спалаху парів вище 120. Тому відповідно до класифікації виробництва з пожежної безпеки, ділянка належить до категорії В.

Виявляємо в конструкціях будівлі цеху елементи, виконані з горючих матеріалів, і вивчаємо їх характеристики. Такими елементами в цеху є: двері і вікна, пофарбовані в темний колір, дерев'яні перекриття, покрівля - руберойд.

Знаходимо світлові імпульси, що викликають займання зазначених елементів, в залежності від потужності боєприпасу, елементів і їх характеристики, і заносимо до таблиці 5.2. Визначаємо межу стійкості цеху до світлового випромінювання за мінімальним світловому імпульсу, що викликає спалах в будівлі, і робимо висновок про стійкість об'єкта.

Таблиця 5.2 Результати оцінки стійкості ділянки по ремонту паливної апаратури до дії світлового випромінювання ядерного вибуху.

Об'єкт Елемент об'єкту	Ступінь вогнесті йкості будинку	Категорія пожежної небезпеки виробництва	Займисті елементи (матеріали) у будинку та їх характеристики	Світловий імпульс, що викликає запалення горючих елементів будівлі, кДж / м	Межа стійкості будинку до світлового випромінювання, кДж / м	Руйнування будівель при ДРфтах	Зона пожеж, в якій може опинитися об'єкт
Будівля - цегляна без	І ІІ	В	<u>Покрівля</u> =	598.89	258.89	Середні	Зона суцільн

каркасна з перекриття з дерев'яних елементів			руберойд				их пожеж
			Двері і віконні рами - дерев'яні, забарвлені і в темний колір	258.89			

Висновки: На об'єкт при ядерному вибусі очікується максимальний світловий імпульс $I_{\text{св. max}} = 1100 \text{ кДж / м}^2$ і надлишковий тиск ударної хвилі 30 кПа, що викличе складну пожежну обстановку. Дільниця опиниться в зоні суцільних пожеж. Дільниця по ремонту паливної апаратури не є стійкою до світлового випромінювання. Межа стійкості дільниці - 258.89 кДж / м^2 . Пожежну небезпеку для цеху представляють двері та вікна з дерева і забарвлені в темний колір. Доцільно підвищити межу стійкості механічного цеху до 1100 кДж / м^2 , провівши наступні заходи: замінити дерев'яні віконні рами на металеві; оббити двері покрівельною сталлю по азбестового прокладці; провести в цеху профілактичні протипожежні заходи.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Загально-технічний розділ структурований і включає огляд та аналіз існуючих конструкцій. Це важливий етап, що забезпечує теоретичну основу для подальшого проектування. Висновки та формулювання завдань свідчать про системний підхід до роботи, а також орієнтацію на вирішення актуальних проблем.

Технологічний розділ розробили технологічного процесу обслуговування осей напівпричепа представлена досить детально:

Технологічний процес змащування демонструє орієнтацію на підтримку працездатності рухомих елементів напівпричепа.

Технічне обслуговування гальмівної системи свідчить про врахування безпеки експлуатації.

Цей розділ має практичну спрямованість і відповідає вимогам сучасного машинобудування.

Конструкторському розділі відображено високий рівень інженерного аналізу:

Розробка приводу для напівпричепа демонструє інноваційний підхід. Розрахунки та аналіз трансмісії, редукторів і карданної передачі підкреслюють глибокий технічний підхід до проектування. Особлива увага приділена нижньому та верхньому редукторам, що свідчить про комплексність роботи.

Науково-дослідний розділ є ключовим у роботі та демонструє аналітичну спроможність автора. Аналіз розподілу потужності в автопоїзді та вплив характеристик поверхні на опір руху є важливими для розробки ефективних транспортних систем. Оцінка потреби в активному приводі та дослідження оптимального розподілу потужності мають прикладний характер і практичну цінність. Вивчення впливу вагового розподілу та кінематичної невідповідності між мостами на ефективність роботи активного приводу свідчить про врахування реальних експлуатаційних умов.

Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях цей розділ розглядає важливі аспекти забезпечення безпеки. Оцінка роботи служби охорони праці свідчить про відповідність нормативним вимогам. Аналіз стійкості роботи

машинобудівного заводу до впливу уражаючих факторів ядерного вибуху є важливим для забезпечення безперебійності виробничих процесів в екстремальних умовах.

Кваліфікаційна робота магістра має комплексний характер, охоплює актуальні технічні та наукові аспекти, пов'язані з проєктуванням і обслуговуванням напівпричепів. Структура роботи логічно побудована, а її зміст демонструє глибокі знання автора у галузі автомобільного транспорту. Високий рівень технічного аналізу та практичної значущості свідчить про відповідність роботи вимогам до магістерських кваліфікаційних досліджень.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. О.Л. Ляшук, М.Г. Левкович, Д.В. Міронов, В.О. Тесля. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт». – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2023. – 60 с.
2. Технічний контроль стану дорожніх машин / Малишев В., Кущевська Н., Петренко Т, Докуніхін В. - Університет "Україна", 2022. 252 с.
3. Підручник з будови автомобіля. Видання третє. Виправлене й доповнене – Моноліт 2021 – 288 с.
4. Кисликов В.Ф., В.В. Лущик Будова і експлуатація автомобілів. Підручник - Либідь м.Київ, 2018 – 400с.
5. Methodology of Force Parameters Justification of the Controlled Steering Wheel Suspension. B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil, Y. Vovk, I. Lebid, I. Hevko, M. Levkovych, R. Khoroshun, A. Matviyishyn. - COMMUNICATIONS, 2022. - Vol. 24, № 3, P. 247-258. (Scopus).
6. Sakhno, V.P., Yashchenko, D.M., Marchuk, R.M., Marchuk, N.M., Lyashuk, O.L.. Research of a truck train movement when driving semi-trailer by slow downing wheels of one axis pin on the mode. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering Open Access Volume 17, Issue 1, 1 January 2020, Pages 7749-7757 <https://www.scopus>.
7. Information Technologies Use in the Study of Functional Properties of Wheeled Vehicles. Lyashuk O., Stashkiv M., Lytvynenko Iaroslav, Sakhno V., Khoroshun R. CEUR Workshop Proceedings. 3rd International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems, ITTAP 2023. Ternopil 22 November 2023 до 24 November 2023. 3628, с. 370-381. <https://www.scopus>.
8. Міронов Д.В., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Гупка А.Б., Слободян Л.М., Гевко Б.Р., Хорошун Р.В. Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – № 2 (21). Луцьк: 2023. - С. 135 – 144.

9. Техніко-економічне обґрунтування інженерних рішень на СТО та АТП : Навчальний посібник / укладачі : Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Луциків І.В., Плекан У.М., Клендій В.М. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 276 с.

10. Comprehensive Assessment Of Technical Condition Of Vehicles During Operation Based On Harrington's Desirability Function. Aulin V., Rogovskii I., Lyashuk O., Titova L., Hrynkiv A., Mironov D., Volianskyi M., Rogatynskyi R., Solomka O., Lysenko S. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Technology Center. Ukraine. Том 1. Випуск 3(127), 2024. с. 37-46.

11. Rogatynskyi, R., Lyashuk, O., Hevko I., Horoshyn, R., & Shevchuk, V. (2023). Модель руху автомобіля по криволінійній трасі. Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності, 28, 115-122. <https://doi.org/https://doi.org/10.32447/20784643.28.2023.11>

12. Ляшук О. Л., Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Хорошун Р. В., Кашканова Г. Г., Антонюк О. П. Модель проходження повороту автомобілем . Вісник машинобудування та транспорту, ВНТУ.- No2(18) 2023.- С. 91-97.

13. Синтез підвіски автотранспортних засобів/ І.Б. Гевко, О.Л. Ляшук, Р.М. Рогатинський, А.Й. Матвіїшин, Р.В. Хорошун/ Центральноукраїнський науковий вісник. Технічна наука. -№ 8(39)_I, 2023.-С. 153-164.

14. Liashuk O., Hevko I., Hud V., Khoroshun R., Hevko B., Matviishyn A., Sipravska M. Stands for car suspension research. Bulletin of Lviv National Environmental University. Agroengineering Research, No. 26 (2022). С 93-103.

15.

16. Яременко В., Черниш О., Березовий М - Теорія механізмів і машин. Навчальний посібник - Центр навчальної літератури, 2018 – 464 с.

17. Кузьмінський Р.Д., Шарибура А.О Технічний сервіс. Ремонт електрообладнання тракторів і автомобілів Львів 2017 – 376 с.

18. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с.

19. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с.

20. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації

технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.

21. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.

22. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – К.: Мінтранс України, 1998. – 16 с. – (Нормативний документ Мінтрансу України).

23. Андрусенко С. І. Технологічне проектування автотransпортних підприємств: навч. посіб. / Андрусенко С. І., Білецький В. О., Бортницький П. І.; за ред. проф. С. І. Андрусенка. – К. : Каравела, 2009. – 368 с.

24. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 1 :теоретичні основи. Технологія: підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К. : "Вища школа", 1994. – 342 с.

25. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 2: організація, планування і управління : підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К.: "Вища школа", 1994. – 383 с.

26. В.В. Аулін, О.Л. Ляшук, А.В. Гриньків, С.В. Лисенко, Д.В. Міронов, Л.М. Слободян, Р.М. Рогатинський Оптимальний комплекс операцій технічного обслуговування і ремонту для підвищення надійності вузлів, систем та агрегатів мобільних машин Збірник наукових праць. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. Випуск № 8(39)_II. - Кропивницький. - 2023. - С. 175-189.

27. Безпека в надзвичайних ситуаціях. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання / укл.: Стручок В. С. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. 156 с.