

Міністерство освіти і науки України  
Український державний університет науки і технологій

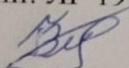
Львівський інститут  
(назва факультету)

Рухомий склад залізниць і колія  
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка  
до кваліфікаційної роботи  
«Бакалавр»  
(ступінь вищої освіти)

на тему: «Дослідження зчіпних властивостей локомотивів при різних схемах підвішування тягових двигунів»  
за освітньою програмою Локомотиви та локомотивне господарство  
зі спеціальності: 273 «Залізничний транспорт»  
(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ЛГ 19117

  
(підпис студента)

/Роман ГНАТІВ/  
(Ім'я ПІРЗВИЩЕ)

Керівник:

  
(підпис)

/ст. викладач, Андрій КУЗИШИН/  
(посада, Ім'я ПІРЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:

  
(підпис)

/викладач, Іван КРАВЕЦЬ/  
(посада, Ім'я ПІРЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з  
праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент

  
(підпис)

Львів – 2022 рік

Ministry of Education and Science of Ukraine  
Ukrainian State University of Science and Technologies

Lviv Institute

(faculty)

Rolling stock of railways and tracks

(department)

Explanatory Note

to Master's Thesis

«Bachelor»

(higher education degree)

on the topic: Research of coupling properties of locomotives at various schemes of suspension of traction engines

according to educational curriculum «Locomotives and locomotive economy»

in the Speciality: 273 «Railway transport»

(speciality and its code)

Done by the student of the group: LG19117

/Roman HNATIV/

(name, surname)

Scientific Supervisor:

/senior lecturer, Andrii KUZYSHYN/

(position, name, surname)

Normative controller :

/teacher, Ivan KRAVETS/

(position, name, surname)

Supervisors

(Chapter title heading)

/ /  
(position, name, surname)

(Chapter title heading)

/ /  
(position, name, surname)

(Chapter title heading)

/ /  
(position, name, surname)





(Chapter title heading)

/ /  
(position, name, surname)

Lviv – 2022

## ЗМІСТ

<b>ПЕРІЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ.....</b>	<b>6</b>
<b>ВСТУП.....</b>	<b>7</b>
<b>1 АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ТЯГОВИХ ПРИВОДІВ ЛОКОМОТИВІВ.....</b>	<b>9</b>
1.1 Короткий огляд досліджень динаміки тягових приводів.....	9
1.2 Локомотиви з різними тяговими приводами.....	12
1.3 Вимоги до тягових передач.....	16
1.4 Несправності тягових приводів під час їх експлуатації.....	17
<b>2 ОСНОВНІ КОНСТРУКТИВНІ ЕЛЕМЕНТИ ТЯГОВИХ ПРИВОДІВ.....</b>	<b>19</b>
2.1 Загальні відомості.....	19
2.2 Основні елементи тягової передачі.....	20
2.3 Конструкції тягових передач в приводах I-ого класу.....	23
2.4 Конструкції тягових передач в приводах II-ого класу.....	30
2.5 Конструкції тягових передач в приводах III-ого класу.....	32
<b>3 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТЯГОВОГО ПРИВОДУ ЛОКОМОТИВІВ.....</b>	<b>34</b>
3.1 Сили, що виникають при роботі тягового приводу I-ого класу.....	34
3.2 Сили, що виникають при роботі тягового приводу II-ого класу.....	41
3.3 Сили, що виникають при роботі тягового приводу III-ого класу.....	44
3.4 Аналіз отриманих результатів.....	47
<b>ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....</b>	<b>49</b>
<b>ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....</b>	<b>50</b>

0041.190534.01.ВКР.ПЗ				
Зм	Арк	№ документа	Підпис	Дата
Розробив		Роман ГНАТІВ		09.06.22
Консульт				
Керівник		Андрій КУЗИШИН		09.06.22
Н. контр.		Іван КРАВЕЦЬ		10.06.22
Зав. каф.		Олена БАЛЬ		19.06.22
Дослідження зчпних властивостей локомотивів при різних схемах підвищування тягових двигунів				
		Літера	Аркуш	Аркушів
			5	51
ЛІ УДУНТ				

**(ЗАВДАННЯ НА РОБОТУ (ОКРЕМИЙ ДОКУМЕНТ, ОДИН ЛИСТ З  
ДВОХ СТОРІН ЗГІДНО ШАБЛОНУ)**

**ВІДОМІСТЬ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**  
***(БУДЕ РОЗРОБЛЕНО ГЗЯОП)***

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра:

52 с., 22 рис., 15 джерел.

Об'єкт дослідження – різні типи тягових приводів рухомого складу.

Мета роботи – дослідження впливу різних типів тягових приводів рухомого складу на залізничну колію під час його експлуатації.

Методи дослідження – інженерні методи дослідження впливу різних типів тягових приводів рухомого складу на рейкову колію, враховуючи взаємозв'язок основних конструктивних елементів.

Визначено основні вимоги до тягових передач та їх несправності, які виникають під час експлуатації рухомого складу. Знайдено сили, які виникають при роботі тягового приводу I-ого, II-ого та III-ого класів. Побудовано залежності вертикальної сили, яка діє на вісь колісної пари рухомого складу, та проаналізовано характер її зміни.

Результати роботи можуть бути використані при дослідженні плавності руху та встановлення безпечних умов експлуатації тягового рухомого складу.

Ключові слова: ЛОКОМОТИВ, ТЯГОВИЙ ПРИВІД, РЕЙКОВА КОЛІЯ, ВЕРТИКАЛЬНА СИЛА, ШВИДКІСТЬ РУХУ

**ПЕРЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,  
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ**

ЕОМ	Електронно-обчислювальна машина
КМБ	Колісно-моторний блок
ККД	Коефіцієнт корисної дії
ТЕД	Тяговий електричний двигун
США	Сполучені Штати Америки
МОП	Моторно-осьовий підшипник

						Арк.
						7
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

## ВСТУП

Під час експлуатації рухомого складу основними вимогами є забезпечення безпеки руху, надійності, комфортабельності та мінімальних експлуатаційних витрат.

У зв'язку з цим однією з основних вимог, що висуваються до тягового рухомого складу (ТРС), є зниження впливу на колію за рахунок зниження невіднесених мас при відносному зростанні осьової потужності тягових двигунів. Одним із шляхів вирішення цього завдання є застосування тягових приводів з піднесеними не лише тяговими двигунами, а й редукторами. При цьому так само вирішується завдання підвищення надійності елементів тягових електричних двигунів і редукторів за рахунок зниження динамічних навантажень, що діють на них, при русі екіпажу по залізничній колії.

В даний час закордонні локомотивобудівні заводи переходять на розробку та випуск тягового рухомого складу з асинхронним тяговим приводом. Перевагою цього приводу порівняно з традиційним є зниження експлуатаційних витрат та можливість створення універсального рухомого складу як для пасажирського, так і вантажного рухів.

Однак велика потужність асинхронних двигунів та великі номінальні частоти обертання роторів висувають підвищені вимоги до механічної конструкції тягового приводу.

Таким чином, завдання дослідження впливу тягового приводу на залізничну колію, з урахуванням специфічних вимог, є актуальним і може бути вирішено з використанням сучасних комп'ютерних технологій у проектуванні та розрахунках механічних конструкцій.

Для тягового рухомого складу зі швидкостями 80-100 км/год або при швидкостях понад 120 км/год рекомендується застосовувати тяговий привід класу III з повністю піднесеним двигуном та редуктором. Для такого рухомого складу зазвичай прагнуть максимально полегшити візок за рахунок зниження ваги основних мас візка: рами, тягового приводу, ресорного підвішування. Зменшити масу елементів тягового приводу не завжди вдається,

						Арк.
						8
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

оскільки збільшення конструкційної швидкості веде до деякого збільшення їх ваги – більше для тягового приводу постійного струму, у меншій мірі для тягового приводу з асинхронним двигуном. Значного зниження загальної ваги візка за рахунок ресорного підвішування отримати неможливо через його малий вклад у вагу візка.

Відчутний ефект можна отримати рахунок зменшення ваги елементів конструкції рами візка. Проте зменшення ваги рами буде мати значний вплив на її жорсткість. Оскільки тяговий привід класу III розташовується на рамі і жорстко зв'язаний з нею, то при малій вазі рами власна частота коливання тягового приводу як зосередженої маси може збігтися з однією з частот періодичних збурень, що є в системі візка в області експлуатаційних швидкостей руху. Це знижує плавність ходу та зменшує коефіцієнти запасу втомної міцності рами візка.

*Об'єктом дослідження* в даній роботі є різні типи тягових приводів рухомого складу.

*Предметом дослідження* являються підходи щодо дослідження впливу різних типів тягових приводів рухомого складу на залізничну колію під час його експлуатації.

						Арк.
						9
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

# 1 АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ТЯГОВИХ ПРИВОДІВ ЛОКОМОТИВІВ

## 1.1 Короткий огляд досліджень динаміки тягових приводів

Вивченням кінематики та динаміки різних схем тягових приводів з метою створення найбільш довговічних конструкцій займалися багато дослідників, серед яких: Мінов Д.К., Ковальов Н.А., Медель В.Б., Іванов В.М., Бірюков І.В., Беляєв А.І., Євстратов А.С., Савоськін О.М., Павленко О.П., Глущенко О.Д. та інші.

Перші роботи по динаміці тягових приводів були пов'язані з оцінкою впливу двигуна з опорно-осьовою підвіскою на колію та визначенням умов, за яких можливе зниження динамічних навантажень, що діють на колію та в передачі [1]. Внаслідок постійного удосконалення конструкцій приводу та як наслідок розширення кола розв'язуваних завдань розрахункові схеми та методи їх дослідження завжди ускладнювались. Якщо в роботах [2-3] автори обмежувалися розглядом миттєвого удару при наїзді колеса на рейковий стик, а якість приводу оцінювалася за коефіцієнтом ударної маси, то в роботі [4] була зроблена спроба врахувати інерційні, пружні і дисипативні властивості системи приводу та залізничної колії шляхом врахування коефіцієнта динамічності в коефіцієнті ударної маси.

З огляду на те, що конструкції приводів були жорсткими і власні частоти коливань елементів знаходилися в зоні, що значно перевищує частоти періодичних збурювальних факторів від колії, то спрощені розрахункові схеми були виправдані. Це дозволяло проводити дослідження, виходячи з кінематичних співвідношень.

Поява пружних елементів у системі приводу (пружне кріплення тягового двигуна) призвело до ускладнення розрахункових схем і змусило враховувати вимушені коливання елементів тягового приводу і надресорної будови.

В роботі професора Ковальова Н.А. розглядається вплив нерівностей колії та коливань надресорної будови на динамічні моменти у приводі. Розрахунковою схемою була динамічна система з двома ступенями вільності.

						Арк.
						10
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

В роботі професора Медея В.Б. [5] дослідження динаміки тягового приводу проводилися вже з урахуванням коливань корпусу тягового двигуна і якоря під час руху по синусоїдальній нерівності.

У роботах [6-7] дослідження різних співвідношень параметрів приводу було проведено на основі тримасової розрахункової схеми системи «тяговий привід-колія» за допомогою аналогової обчислювальної машини. Як збурювальну функцію прийнята стикова нерівність.

У роботі [8] було досліджено коливання опорно-осьового тягового двигуна під впливом узагальненої функції, що носить збурювальних характер. У розрахунковій схемі розглянуті коливання лише за двома координатами.

Більш повна модель системи «візок-тяговий привід-колія» представлена у роботі Березовського В.І. Модель складалася з шести мас і частково враховувала масу візка та колії. Розв'язання даної задачі було проведено з використанням електронних обчислювальних машин (ЕОМ).

У більшості з розглянутих вище робіт дослідження динаміки системи тягового приводу проводилося у припущенні лінійних в'язей між елементами системи. У деяких з них зроблена спроба спрощеної оцінки впливу нелінійності типу «зазор»; а в роботі [5] проведено дослідження впливу нелінійних характеристик пружних в'язей у тяговому приводі.

У роботах, виконаних під керівництвом професора Іванова В.М. [9-10] були розглянуті різні аспекти динаміки зубчастої передачі приводу з опорно-осьовим двигуном. Зокрема зроблено спробу розглянути вплив удару в зубчастому зачепленні на динамічні зусилля в передачі, вплив зазору та нелінійності характеристики в'язі якоря та великого зубчастого колеса.

Аналітичний метод дослідження, прийнятий у цих роботах, ґрунтується на розв'язанні двох диференціальних рівнянь другого порядку.

У роботі [11] викладено ймовірнісний метод розрахунку параметрів тягової передачі за умови відсутності удару у зубчастому зачепленні. Ця робота є, наскільки відомо, першою, у якій застосований ймовірнісний метод аналізу динаміки тягового приводу, хоча й у спрощеній постановці.

						Арк.
						11
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Слід назвати також ряд робіт, в яких розглядалися питання, пов'язані з дослідженнями впливу внутрішніх збурень, викликаних роботою зубчастої передачі, на динаміку системи якір-передача. Однак у цих роботах розрахункові схеми склалися не більше ніж із двох-трьох мас; дослідження виконували аналітично або частково з використанням ЕОМ.

З появою схем тягових приводів з опорно-рамними двигунами і малим значенням жорсткостей у кінематичних ланках приводу виникла потреба врахування впливу комплексу збурень, що виникають під час руху по залізничній колії з різними швидкостями.

Аналіз щодо численних опублікованих робіт з динаміки приводу з опорно-рамним двигуном [12-13] показує, що більшість з них присвячені вирішенню питання про ступінь впливу на колію опорно-рамного двигуна порівняно з опорно-осьовим з урахуванням використання одномасових чи чотирьох масових розрахункових схем.

Аналіз виконаних досліджень з динаміки тягових приводів дозволяє зробити такі висновки:

1. Характерним для всіх розглянутих робіт є те, що із запровадженням нового, неврахованого раніше фактору система спрощувалась за рахунок нехтування, без достатніх підстав, іншими факторами. Ця обставина пояснюється значною мірою труднощами аналітичного розв'язання диференціальних рівнянь, що описують коливання систем, що розглядаються.

2. Поява приводів з опорно-рамними двигунами та пружними елементами в кінематичних ланках висунула низку нових проблем, таких як:

– захист якоря тягового двигуна та зубчастої передачі від динамічних впливів;

– обмеження динамічних моментів у передачі та реакцій, що діють на раму візка через підвіску редуктора;

– усунення резонансних явищ у механічній системі приводу та візка.

Для вирішення цих завдань потрібен комплексний підхід до дослідження динаміки тягового приводу, який передбачає сумісне дослідження коливань:

						Арк.
						12
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

- тягового двигуна, якоря, редуктора та колісної пари;
- рами візка;
- основи колії та рейки; з урахуванням:
  - зазору в зубчастому зачепленні редуктора;
  - нелінійних параметрів пружних елементів;
  - наявності нелінійного зв'язку колеса та рейки у місці контакту;
  - впливу комплексу збурювальних факторів колії та різних точок застосування сил і неодночасності їх дії.

## 1.2 Локомотиви з різними тяговими приводами

Під тяговим приводом рухомого складу розуміють колісно-моторний блок (КМБ), що складається з тягового двигуна, колісної пари і передавального механізму, що їх з'єднує. У свою чергу КМБ пов'язує підресорену масу рухомого складу із рейковою колією.

Конструктивно і за способом передачі крутного моменту від валу якоря двигуна до осі рушійної колісної пари тягові приводи, що застосовуються на тяговому рухомому складі, діляться на три класи:

- опорно-осьовий, або привід I класу;
- привід з опорно-рамним двигуном і опорно-осьовим редуктором, або привід II класу;
- привід з опорно-рамним двигуном і опорно-рамним редуктором, або привід III класу.

Надвізкова будова тепловоза 2М62 (рисунок 1.1) спирається на два тривісні візки щелепного типу з одноступінчастим двоточковим ресорним підвішуванням та опорно-осьовою підвіскою тягових двигунів. Для сприйняття вертикальних навантажень на кожному візку встановлені чотири роликові опори, що забезпечують поворот візка навколо шворня на  $3^{\circ}19'$  відносно поздовжньої осі кузова і повертають візок у вихідне положення. Вертикальні навантаження передаються від опор на раму візка і потім через систему

						Арк.
						13
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ресорного підвішування, що складається з листових ресор, циліндричних пружин і спарених балансирів, на букси колісних пар. Для поглинання коливань високої частоти передача вертикальних навантажень від рами візка до ресорного підвішування здійснюється через гумові амортизатори.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд тепловоза 2М62

Кожен візок має три колісно-моторні блоки, що складаються з тягового електродвигуна, колісної пари, двох букс і тягового редуктора. Тяговий електродвигун двома моторно-осьовими підшипниками спирається на вісь колісної пари, а з протилежного боку виступом корпусу на пружинну підвіску, укріплену на кронштейні рами візка. Таке підвішування забезпечує сталість відстані між віссю колісної пари та віссю якоря тягового електродвигуна і дозволяє частину ваги тягового двигуна передати на підресорену раму візка.

Крутний момент, створюваний тяговим електродвигуном, передається колісній парі через провідну шестірню, насаджену на конусний кінець валу якоря, і ведене зубчасте колесо, насаджене на вісь колісної пари. Ведуча шестерня і ведене зубчасте колесо закриті роз'ємним кожухом, прикріпленим болтами до корпусу тягового електродвигуна. Крім захисту зубчастої пари від

						Арк.
						14
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

забруднень абразивними частинками, кожух виконує функцію масляного резервуару.

Кузов тепловоза ТЕП70 (рисунок 1.2) спирається на два однакові по конструкції тривісні візки.



Рисунок 1.2 – Загальний вигляд тепловоза ТЕП70

Візок з опорно-рамним підвішуванням тягових електродвигунів, з двома центральними головними опорами маятникового типу має замкнуту, зварену з штампованих і литих елементів раму, збалансоване ресорне підвішування першого ступеня, що включає циліндричні пружини, листові ресори, буксові і ресорні балансири. До другого ступеня підвішування відносяться гумові конічні амортизатори головних центральних опор і пружинні бокові опори кузова, що передають половину маси кузова з візком. Як гасник від бокового хитання використовують тертя втулок при вертикальному відносному зсуві рами візка і кузова. Отже, ресорне підвішування для бокового хитання м'якше, ніж для поздовжнього коливання.

Статичний прогин першого ступеня ресорного підвішування 94 мм, бокових опор 98 мм. Тягові і гальмівні сили від колісної пари до рами візка передають

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		15

буксові повідки, а від рами візків кузова – через упори, встановлені в середній частині центральних маятникових опор.

Тяговий електродвигун підвішений до рами візка через гумові амортизатори. Механізм передачі тягового моменту від якоря тягового електродвигуна до коліс залишено тим же, що на тепловозі ТЕП60, тобто порожнистий вал і дві шарнірно-поводкові муфти.

Привід з опорно-рамним двигуном і опорно-рамним редуктором, або привід III класу мають міжрегіональні швидкісні двосистемні електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан», які створені на Крюківському вагонобудівному заводі (рисунок 1.3).

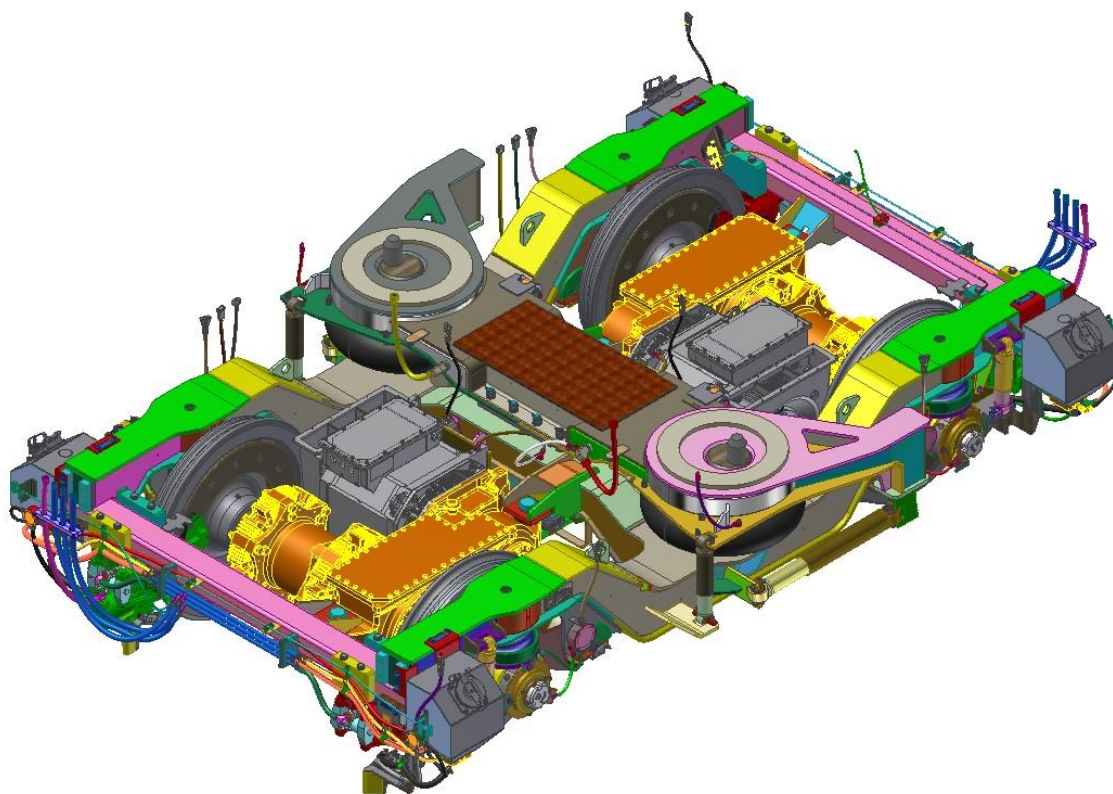


Рисунок 1.3 – Загальний вигляд візка швидкісного двосистемного електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан»

Поїзд складається з 7 причіпних і 2 головних моторних вагонів. Особливість полягає в тому, що головні вагони являють собою, по суті, електровози, в них передбачене пасажирське відділення. Кузови вагонів виготовлені з нержавіючої сталі. Конструкція вагонів поїзда в повному обсязі відповідає вимогам санітарних норм по ергономіці, мікроклімату, освітленості, шуму і вібрацій, а

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		16

також вимогам безпеки на всі оздоблювальні та облицювальні матеріали. На електропоїзді встановлені асинхронні двигуни типу ТМФ 59-39-4.

Вагони обладнані безіолечними візками з центральним пневмопідвішуванням мод.68-7072 (головний вагон) і мод.69-7049 (проміжний вагон).

### **1.3 Вимоги до тягових передач**

Елементи тягової передачі під час роботи зазнають різних навантажень, які непостійні за абсолютним значенням і часом. Залежно від режиму ведення поїзда потужність, що реалізується приводом, тяговий момент та частота обертання можуть змінюватись у широких межах. Так у момент рушання поїзда зубчаста передача працює в режимі «тихохідної передачі» з низькими частотами обертання і великим крутним моментом. Під час руху на максимальних швидкостях режим роботи передачі наближається до типового для швидкохідних передач.

Температури, за яких працюють вітчизняні залізниці, змінюються від +40 до –30°С. Безпосередня близькість таких джерел тепла, як ТЕД та гальмівні пристрої, а також власне виділення тепла може істотно збільшувати верхній рівень робочих температур тягової передачі.

Вода, сніг, пил, що містять значну кількість абразивних і хімічно активних речовин, постійно присутні в мікросфері, що оточує елементи передачі, а значні перепади тиску, спричинені аеродинамічними явищами при русі на великих швидкостях, сприяють їхньому проникненню у внутрішні порожнини. Крім того, тягова передача є одним з небагатьох вузлів локомотива, що погано піддається візуальному контролю не тільки під час руху, але і на зупинці. У зв'язку з наведеними причинами до передач пред'являють ряд вимог, що визначаються даними експлуатаційними умовами роботи локомотива. Найважливіші їх такі:

- пружно пов'язувати якір ТЕД із колісною парою;
- мати мінімальну вагу необресорених частин та спричиняти мінімальну дію

						Арк.
						17
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

на колію;

– забезпечувати використання найвигіднішої швидкості ТЕД та його високий ККД;

– допускати таке розташування ТЕД, при якому вони легко доступні для огляду та ремонту та захищені від снігу, вогкості та пилу;

– висока безвідмовність у роботі, оскільки несправність тягової передачі призводить до відмови локомотива.

Для підвищення ККД необхідно зменшувати втрати в зубчастій передачі (передача повинна бути одноступінчастою та мати надійні ущільнення), для зменшення втрат у підшипниках слід використовувати підшипники кочення.

Дуже важливо, щоб тяговий привід мав хорошу ремонтпридатність, щоб заміни дорогих вузлів були не часті, і щоб об'єм робіт по демонтажу та монтажу при ремонті був невеликий.

#### **1.4 Несправності тягових приводів під час їх експлуатації**

Кількість несправностей із тягового приводу класу II становить понад 50% від усіх несправностей із механічного обладнання. Аналіз кількості несправностей, що припадають на 1 мільйон кілометрів пробігу, взятих за роками протягом ряду років показує, що суттєвої тенденції до зниження їхньої кількості не спостерігається, незважаючи на те, що з'являється новий, більш досконалий рухомий склад.

Для того, щоб з'ясувати причини, необхідно розглянути структуру видів несправностей, а також врахувати такий фактор, як вплив пори року на появу ряду несправностей.

В результаті аналізу всі види несправностей були згруповані таким виглядом:

1. Несправності гумокордової муфти:

1.1 обрив болтів пружної муфти;

1.2 виривання пружної оболонки з її кріплення.

						Арк.
						18
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

2. Несправності вузла малого зубчастого колеса (шестерні):

2.1 осьовий люфт валу шестерні понад допустимий;

2.2 обрив болтів кришки підшипникового вузла шестерні;

2.3 «видавлювання» кришки підшипникового вузла шестерні (ослаблення всіх болтів).

3. Несправності корпусу редуктора:

3.1 тріщини в корпусі редуктора;

3.2 обрив болтів, що скріплюють верхню та нижню частини корпусу редуктора.

4. Несправності опорного підшипникового вузла редуктора:

4.1 руйнування опорних підшипників;

4.2 обрив та ослаблення болтів кришок опорного вузла.

Порівнюючи дані було зроблено висновок, що відбувається як відносне, так і абсолютне зростання обривів пружної муфти.

Болти пружної муфти руйнуються в період інтенсивних перевезень – влітку, коли муфта працює в умовах підвищених розцентрувань та великих тягових та гальмівних моментів.

						Арк.
						19
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

## 2 ОСНОВНІ КОНСТРУКТИВНІ ЕЛЕМЕНТИ ТЯГОВИХ ПРИВОДІВ

### 2.1 Загальні відомості

Тяговий привід транспортного засобу – це комплекс пристроїв, що служать для перетворення енергії деякого виду на роботу з подолання опору руху. Безпосереднє перетворення механічної енергії в роботу виконує виконавчий орган приводу – рушій транспортного засобу.

До складу електроприводу, де перетворюваною є електрична енергія, крім рушії, входять тягова передача, ТЕД, перетворювальні та регулюючі пристрої (рисунок 2.1).

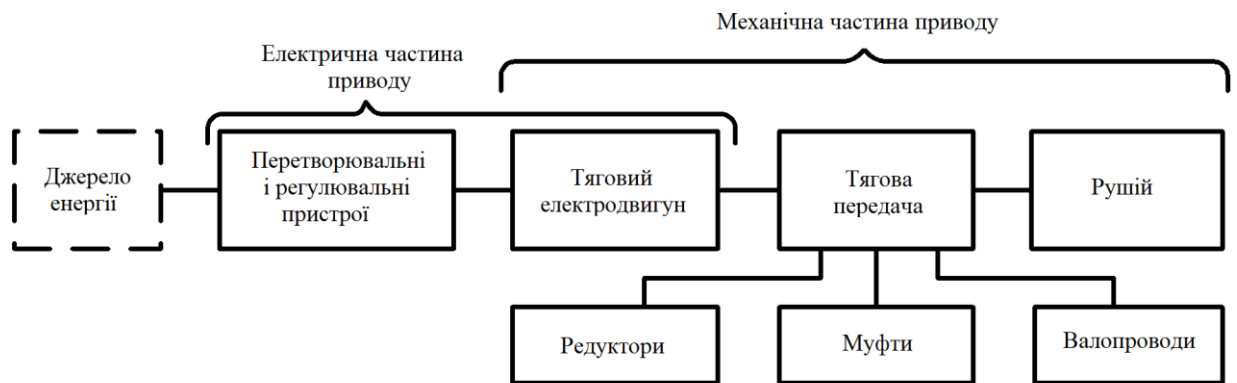


Рисунок 2.1 – Структурна схема тягового приводу

Тяговий електричний двигун (ТЕД) служить для перетворення електричної енергії на механічну і тому входить до складу як електричної так і механічної частини.

Тягова передача забезпечує передачу потоку енергії від ТЕД до рушії. Тягова передача – основний елемент механічної частини приводу. Вона, як правило, є складним механізмом, на який необхідні значні витрати при виробництві, експлуатації та ремонті. Динамічні явища, що розвиваються в ній, відрізняються високою інтенсивністю і можуть призводити до наслідків, що знижують надійність локомотива в цілому.

Перетворювальні та регулюючі пристрої служать відповідно для перетворення одержуваної від джерела електричної енергії в енергію виду,

						Арк.
						20
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

необхідного для обраного тягового двигуна, та регулювання потоку енергії.

Традиційний тяговий рухомий склад залізниць має привід, в якому як рушій використовується колесо, яке також виконує і функцію опирання. Виконання рушієм функції опирання є несприятливим для приводу, змушуючи його відстежувати у просторі траєкторію опорного елемента, яка через нерівності колії ніколи не буває прямолінійною. Внаслідок цього виникають динамічні процеси по всій системі приводу. Сприяє динамічному навантаженню приводу і те, що колісна пара виконує функції напрямного елемента локомотива, а отже безпосередньо взаємодіє з колією і в поперечному напрямку.

Усе це ускладнює створення тягового приводу. Не випадково тому його схеми та конструкція безперервно змінюються, удосконалюються і в той же час він часто залишається одним із ненадійних елементів локомотива.

## 2.2 Основні елементи тягової передачі

Тягова передача передає потік енергії від валу ТЕД до колісної пари. Положення колісної пари в схемі компоновки екіпажу однозначно визначено її опорними і напрямними функціями. Для валу ТЕД існує кілька варіантів розташування, які можуть відрізнитися двома основними ознаками:

- підресорений або непідресорений відносно колісної пари двигун;
- і взаємним розташуванням геометричних осей валу ТЕД і осі колісної пари (осі можуть бути співвісними, паралельними, непаралельними, що перетинаються і непаралельними, що не перетинаються).

Двигун розміщений на підресорених частинах візка або кузова може переміщатися відносно колісної пари. Щоб передати обертання за умов взаємних переміщень окремих елементів передачі, необхідні рухомі з'єднувальні муфти. Якщо двигун спирається безпосередньо на вісь колісної пари, потреба в муфті відпадає.

При неспіввісності геометричних осей валу двигуна та колісної пари необхідний редуктор, який зазвичай виконується на базі зубчастих передач і може бути циліндричним, конічним.

						Арк.
						21
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Таким чином, передача може, крім валу ТЕД і колісної пари, включати тягові муфти і редуктори.

Всі названі елементи з'єднані один з одним безпосередньо при значному віддаленні один від одного валопровадами.

Основним аргументом на користь створення локомотивів з електродвигуном був той факт, що обертальний рух валу електродвигуна значно простіше перетворити на обертальний рух колісної пари, ніж зворотно-поступальний рух поршня парового двигуна.

Спочатку з'явилася ідея створення безредукторного тягового приводу, в якому якір двигуна насаджений безпосередньо на вісь колісної пари і на неї спирається корпус двигуна. При цьому кінематична схема передачі була проста, тому що вали двигуна та рушія – це вісь колісної пари. У 1889 р. такий привід застосовувався на перших електровозах Лондонського метрополітену. Однак, від такої схеми довелося відмовитися через те, що при швидкості 50 км/год повна необресореність ТЕД поступово призводила до руйнування як його самого, так і колії.

Найбільш успішна конструкція була використана на електровозах компанії «Дженерал Електрик» (США, 1906 р.), в якій якір насаджувався на вісь, а дво полюсний статор жорстко закріплювався на підресорених частинах локомотива. Статор міг переміщуватися вертикально відносно якоря на величину деформацій ресорного підвішування, що зумовило застосування двигуна в дво полюсному виконанні і не дозволило створити магнітну систему з оптимальним полюсним зазором. Крім того, якір залишався абсолютно незахищеним від вібрацій.

Найпростішим приводом, який набув значного поширення на початку минулого століття, став привід з опорно-осьовим підвішуванням ТЕД. Проте внаслідок низького рівня розвитку електромашинобудування виявилось неможливим вписати у підвагонний габарит двигун потужністю понад 250 – 330 кВт.

Наявність розвиненої паровозобудівної промисловості, для якої виробництво шатунно-кривошипних передач локомотивів рамного типу не мало труднощів, підштовхувало конструкторів до створення групового тягового

						Арк.
						22
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

приводу, у якого тяговий двигун обертає кілька рушійних осей.

Електровози, що з'явилися в 20-х роках минулого століття в США та ряді Європейських країн, з одним-двома ТЕД, встановленими в кузові, і шатунно-кривошипною передачею мали значно кращі техніко-економічні показники та зчіпні якості, більш високу потужність (при тому самому навантаженні на вісь), ніж аналогічні локомотиви з індивідуальним приводом.

Подальший розвиток електромашинобудування, удосконалення технології виготовлення зубчастих передач дозволили створити досить надійний індивідуальний тяговий привід, здатний конкурувати з груповим. До того ж груповий привід з шатунно-кривошипною передачею стримував перехід на локомотиви візкового типу. В результаті до 40-х років минулого століття електрорухомий склад був знову переорієнтований на індивідуальний привід і переважно на використання найпростішої схеми з опорно-осьовим підвішуванням ТЕД.

Поступове зростання максимальних швидкостей руху, викликало необхідність зниження невіднесених мас, у тому числі і мас елементів тягового приводу, забезпечення захисту останнього від зростання динамічних впливів на колію.

Подальшим кроком була розробка та використання на серійному тяговому рухомому складі приводу з рамним підвішуванням тягових двигунів, вперше застосованих на вагонах метрополітену, а потім на електропоїздах серії EP, такі двигуни мали і пасажирські електровози, що поставлялися з 1956 р. виробництва Чехословаччини.

У зв'язку зі зростанням швидкостей у Франції, ФРН, Італії було здійснено перехід на привід, у якого підресорений не тільки двигун, а й редуктор. Цьому сприяло створення декількох невибагливих в експлуатації конструкцій тягових муфт із гумометалевими шарнірами (муфти французької фірми «Альстом», «Ерлікон» – Швейцарія, муфта інж. Жакмена (Франція)).

У середині 60-х р. французькі локомотивобудівники знову повернулися до ідеї групового приводу (але вже стосовно візкового локомотиву), у якому зв'язок між окремими колесами здійснюється за допомогою зубчастих передач.

						Арк.
						23
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Цей напрямок, що дозволяє використовувати більш високі одиничні потужності ТЕД, знизити їх число на локомотиві, покращити зчеплення і зосередити маси в центрі візка, з метою зменшення його впливу на колію, стало визначальним для французького локомотиво-будування. Цього напряму дотримуються фахівці низки країн (Японія, Іспанія, Італія), що значно оснащують парк локомотивами з одномоторними візками.

Поява швидкісних електропоїздів з електричною передачею, розрахованих на швидкості, що значно перевищують 200 км/год, призвела до необхідності подальшого полегшення візків, внаслідок чого з'явилися конструкції, що передбачають підвішування ТЕД (французький електропоїзд TGV) або ТЕД з редуктором (італійський електропоїзд ETR-500) на рамі кузова.

Розвиток силової електроніки дозволило повернутися до ідеї використання в якості тягового асинхронний двигун. Його високі енергетичні показники (навіть за невисокої частоти обертання) створюють реальну можливість повернення до безредукторного тягового приводу.

Таким чином, тягові передачі рухомого складу можна класифікувати за трьома класами:

- привід I класу – опорно – осьове підвішування ТЕД та редуктора;
- привід II класу – опорно – рамне підвішування ТЕД та опорно – осьове редуктора;
- привід III класу – опорно – рамне підвішування ТЕД та редуктора.

Для високошвидкісного рухомого складу розробляється напрям, який пов'язаний з перенесенням великих мас тягового приводу на раму кузова.

### **2.3 Конструкції тягових передач в приводах I-ого класу**

Конструктивні особливості тягової передачі в приводі класу I значною мірою визначені тим, що тяговий двигун однією стороною спирається на візок, а іншою безпосередньо на вісь колісної пари. Зв'язок двигуна з колісною парю, що з'являється при цьому, дозволяє технічно просто (за допомогою моторно-осьових підшипників – МОП) забезпечити паралельність валу якоря

						Арк.
						24
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

двигуна і осі колісної пари і сталості відстані між ними.

Це в свою чергу дає можливість застосувати найпростішу тягову передачу, що складається з шестірні та зубчастого колеса, жорстко насаджених відповідно на вал двигуна та вісь колісної пари.

При опорно-осьовому підвішуванні двигуна кріплення його до рами візка виконують пружним, при цьому розрізняють траверсне, маятникове і люлькове підвішування.

На вітчизняних тепловозах та електровозі ВЛ60 застосовано траверсне підвішування (рисунок 2.2). Тяговий привід включає електродвигун 1, що спирається з одного боку через моторно-осьові підшипники ковзання (МОП) на вісь колісної пари 3, а з іншого за допомогою верхнього та нижнього приливів - на пружинний комплект 2 (вид А).

Останній складається з чотирьох пружин, розташованих між двома балками 7, болтами 8, що стягуються. Пружинний комплект встановлюється між лапами кронштейна, привареного до поперечної балки рами візка, з попереднім натягом, що виключає деформацію пружин від реакції тягового моменту. Його положення в кронштейні фіксується двома стрижнями 9, що проходять через отвори в лапах та балках (стрижні утримуються поперечними валиками 10).

Передача крутного моменту здійснюється одностороннім редуктором, що складається з провідної шестірні 5, веденого зубчастого колеса 6 і кожуха 4. У кожух зубчастої передачі заливається 4,5-5,5 л мастила.

Для запобігання витoku мастила кожух забезпечений по горизонтальному роз'єму ущільнювальними пазами, а на осі колісної пари з боку зубчастої передачі – однокамерним лабіринтом (перетин II).

Крім того, на рухомому складі існує більш технологічне та конструктивно просте кріплення на маятниковій підвісці з пружними гумовими шайбами (рисунок 2.3), що становлять блок амортизаторів. Така конструкція застосована на електровозах ВЛ80 та ВЛ10. Кронштейн 6 коробчатого типу прикріплений болтами 7 до ТЕД 11 і розташований між гумовими шайбами 1, які затиснуті з попереднім натягом гайкою 3 між сталевими шайбами 2 і 5, встановленими на

						Арк.
						25
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

підвіску 4. Головка підвіски із запресованою втулкою 8 валиком 9 кріпиться до кронштейнів 10 рами візка.

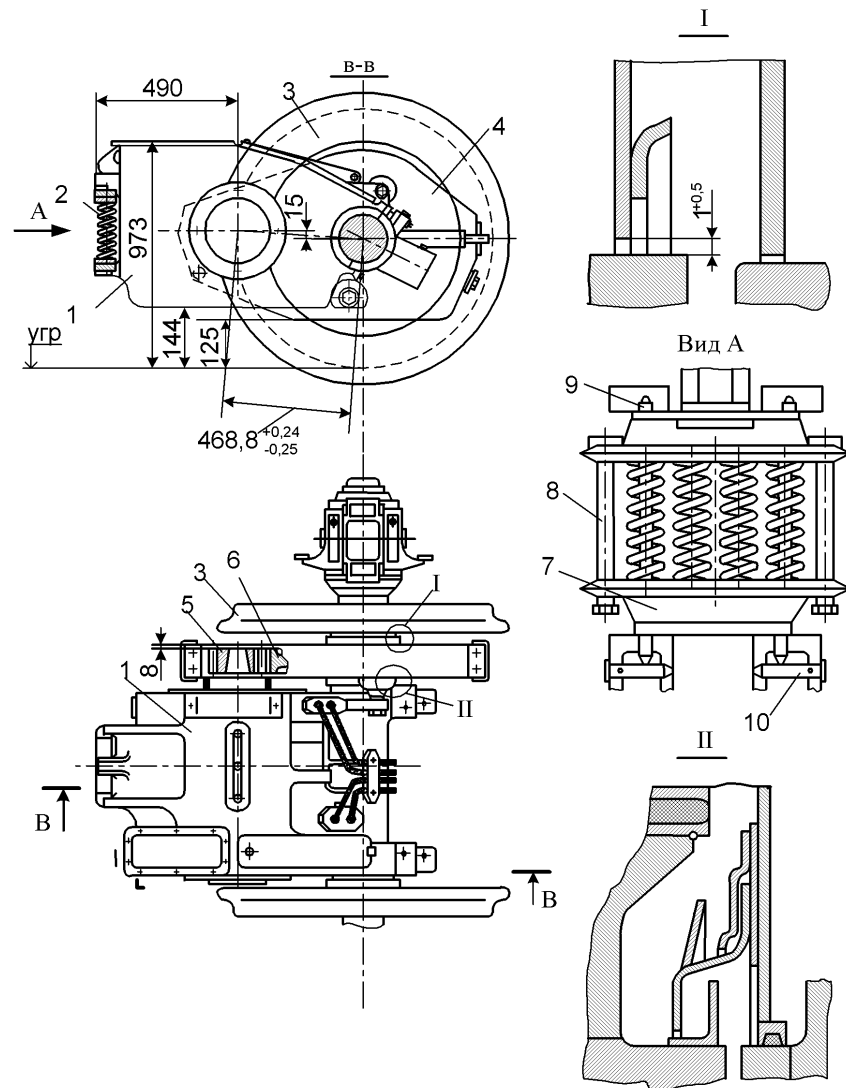


Рисунок 2.2 – Колісно-моторний блок (привід I-ого класу)

1 – ТЕД; 2 – пружинний комплект; 3 – колесо; 4 – кожух; 5 – привідна шестерня; 6 – зубчасте колесо; 7 – балки-опори пружинного комплекту; 8 – стягуючі болти; 9 – фіксуючі стрижні; 10 – поперечні валики

При люльковому підвішуванні [14] (рисунок 2.4) тягового двигуна застосовується конструкція, що складається з балансиру 8, підвісок 16, піддонів 6 і 12 з привареними до них напрямними втулками, шарових шарнірів і верхніх 7 і 15 нижніх пружин. До корпусу тягового двигуна болтами кріпиться цапфа 10, на яку запресовується втулка 11. На цапфу заводиться балансир 8 і кріпиться шайбою 9 і трьома болтами.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		26

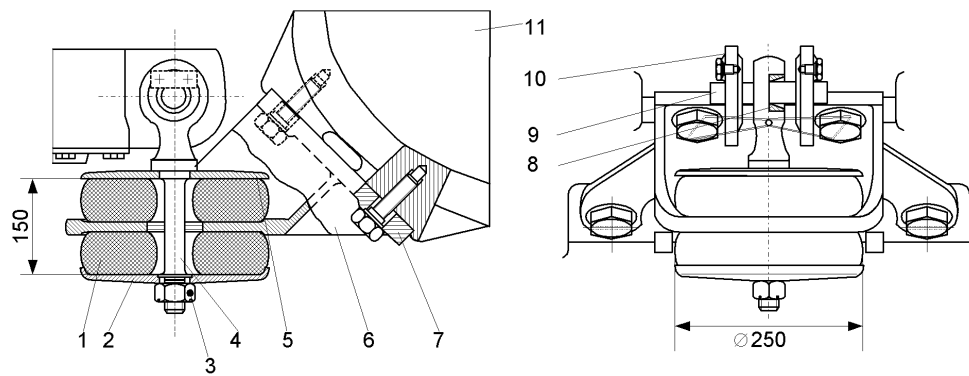


Рисунок 2.3 – Підвіска тягового приводу I класу:

1 – гумові шайби; 2, 5 – сталеві шайби; 3 – гайка; 4 - підвіска; 6 – кронштейн тягового двигуна; 7 – болти кріплення кронштейна; 8 – втулка; 9 – валик; 10 – кронштейн рами візка; 11 – тяговий двигун

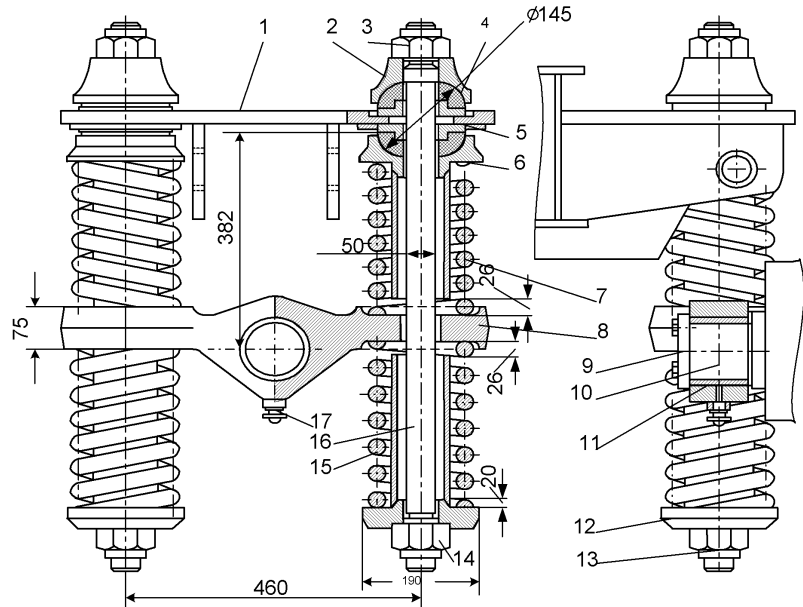


Рисунок 2.4 – Люлькове підвішування тягового двигуна:

1 – кронштейн поперечної балки рами візка; 2 – ковпак; 3 – корончасті гайки; 4, 5 – верхня та нижня півсфери; 6, 12 – піддони; 7, 15 – верхні та нижні пружини; 8 – балансир; 9 – шайба; 10 – цапфа; 11 – втулка; 13 – шплінт; 14 – корончасті гайки; 16 – підвіски

Вага тягового двигуна через балансир передається на нижні пружини 15, піддони 12, гайки 14, підвіски 16 і гайки 3 на ковпаки 2. Кульове з'єднання з двох півсфер: верхньої 4 і нижньої 5, піддона 6 та ковпака 2. Підвіска 16 має діаметр 50 мм. Ковпак виготовляється із сталі СК45; його шарова поверхня шліфується. Півсфери 4 і 5 виконуються із сталевого графітізованого матеріалу, що не вимагає мастила; вони приклеюються до сталевих фланців, які вміщуються в гнізда кронштейна.

Застосування МОП пояснюється тим, що в умовах дуже великих динамічних навантажень, що є наслідком поєднання високих вертикальних прискорень колісної пари і великої маси двигуна, пропонувані промисловістю підшипники кочення не забезпечують необхідної довговічності, а зміна їх трудомістка, оскільки вимагає розпресування колеса. Основна умова довговічності МОП – забезпечення сприятливих умов мастила.

Конструкція перших МОП (рисунок 2.5, а) складалася з правої та лівої ковпаків, які кріпилися до остова двигуна болтами. Ковпаки мали резервуари для заливки мастила. У розточці вкладишів була шпонка, що запобігає їхньому повороту.

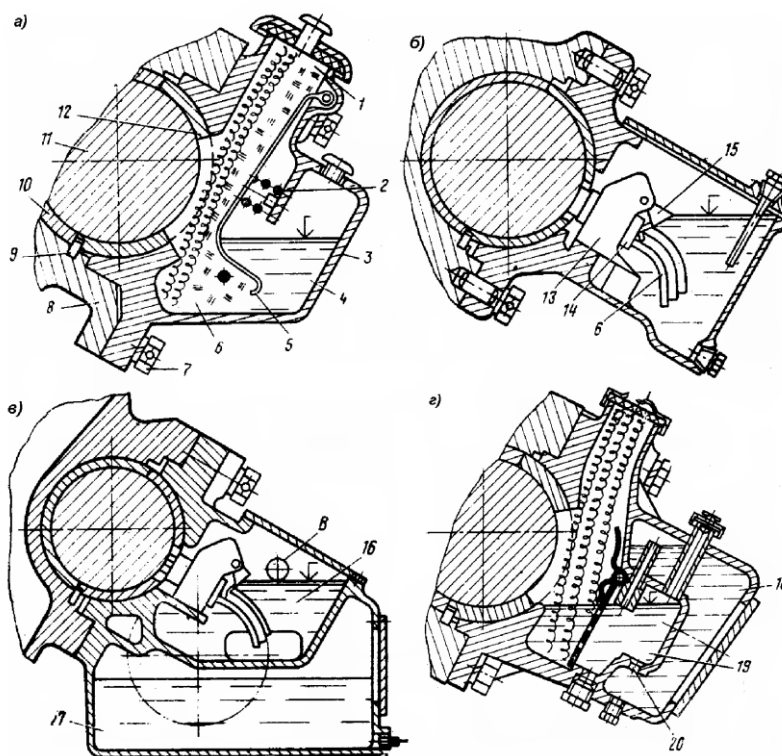


Рисунок 2.5 – Моторно-осьові підшипники ковзання ТЕД у приводах класу І, з фітільною (а), польстерною (б), циркуляційною системою (в) та з системою постійного рівня мастила (г):

1 – запобіжна набивка; 2 – пружина; 3 – корпус ковпака; 4 – мастило; 5 – пластина; 7 – болт; 8 – остов двигуна; 9 – шпонка; 10, 12 – бабітові вкладиші; 11 – вісь колісної пари; 13 – остов; 14 – коробка; 15 – важіль; 16 – верхні камери; 17 – малосбірник; 18, 19 – камери; 20 – отвір

На рухомому складі знайшли застосування МОП з циркуляційною системою мастила, а також МОП із постійним рівнем мастила.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		28

Циркуляційна система змащування (див. рис. 2.5, в) має наступну конструкцію: в одному спільному ковпаку розміщені, крім вкладишів, маслозбірник 17 місткістю 35 л і шестерний насос, що приводиться в дію від роз'ємного зубчастого колеса, встановленого на осі колісної пари.

Змащення від нього спеціальними каналами подається в праву і ліву верхні камери 16, де постійно забезпечується її необхідний рівень. У камерах встановлені польстери, за допомогою яких мастило через вікна у вкладишах надходить безпосередньо до зони тертя. Відпрацьоване в підшипниках мастило, а також надлишки його в камерах 16 по спеціальних каналах і через вікно зливаються безпосередньо в маслозбірник 17. Польстери забезпечують мастило МОП при рушанні тепловоза з місця і малих швидкостях руху, а також грають роль дублюючої системи мастила у разі виходу з ладу шестерного насоса.

Для запобігання витоків мастила передбачені двокамерні лабіринтні ущільнення, які на перших зразках МОП виконувались як єдине ціле з вкладишами.

На електровозах питомі навантаження на вкладиші МОП внаслідок симетрії двосторонньої зубчастої передачі значно нижчі, ніж у тепловозів, тому на них успішно застосовують МОП з постійним рівнем мастила (див. рис.2.5, г), які мають 2 камери. В одній із камер - 19, знаходиться бавовняна набивка. Рівень мастила в ній залежить від висоти ніпелю, що з'єднує її з камерою 18. Система працює наступним чином: як тільки рівень в камері 19 знизиться настільки, що мастило не торкатиметься ніпеля, повітря, що знаходиться в ній почне надходити в камеру 18. Розрідження в останній зменшиться і масло буде надходити через отвір 20 камеру 19 до тих пір, поки не закрити ніпель. Поповнення мастила та підтримання його постійного рівня триватимуть, доки не буде витрачено мастило із запасної камери.

Заправка мастила в МОП з постійним її рівнем здійснюється під тиском 0,35 МПа через спеціальний шланг з наконечником, що вставляється в конічний отвір 20. Після однієї заправки забезпечується пробіг локомотива не менше 1000 км.

Для зменшення шкідливого впливу на колію необресореної частини ваги

						Арк.
						29
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ТЕД при опорно – осьовому підвішуванні часто намагалися помістити в МОП пружини, проте забезпечити незмінну централь не вдавалося.

Незважаючи на зазначені переваги конструкції МОП залишаються трудомісткими в обслуговуванні та ремонті, вимагають великої витрати мастила та кольорових металів; неможливість надійної герметизації веде до забруднення докільця. В результаті наявність МОП можна розглядати як аргумент на користь відмови від застосування приводів класу I. Ще одним аргументом може служити і те, що в даному типі приводу практично неможливо забезпечити герметичність кожуха редуктора.

Зубчаста передача в приводах класу I виконується в залежності від потужності односторонньої або двосторонньої. На вітчизняних вантажних електровозах привід має двосторонню косозубу передачу з кутом нахилу зубів  $24^\circ$  (рисунок 2.6). Рівність статичних навантажень з правої та лівої сторони двосторонньої зубчастої передачі забезпечується протилежним нахилом зубів.

На моторних вагонах електропоїздів застосовують односторонню зубчасту передачу.

Для нормальної роботи зубчастого зачеплення необхідно щоб відстань між центрами (центральною) зубчастого колеса і шестерні не змінювалась. Робота зубчастої передачі порушується тоді, коли зв'язок ТЕД з колісною парою незмінний, тобто немає зносу МОП.

Сили, що з'являються при роботі односторонньої передачі, викликають нерівномірне навантаження і знос МОП і зубчастої передачі ТЕД, чим порушують нормальну роботу зубчастого зачеплення (з'являються перенапруження та клиноподібне зношування зубчастих коліс).

При двосторонній зубчастій передачі також спостерігається одностороннє зношування зубчастих коліс. При двосторонній зубчастій передачі необхідно забезпечити однакове навантаження обох шестерень, що досягається косозубим зачепленням, коли обидві сторони виконуються з нахилом зубів у протилежних напрямках. Якщо в результаті неточностей монтажу в зачеплення вступає шестерня однієї сторони передачі, аксіальна складова від косоного зуба коліс на

						Арк.
						30
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

шестірню змушує якір переміщатися до тих пір, поки не увійде в зачеплення шестерня іншої сторони.

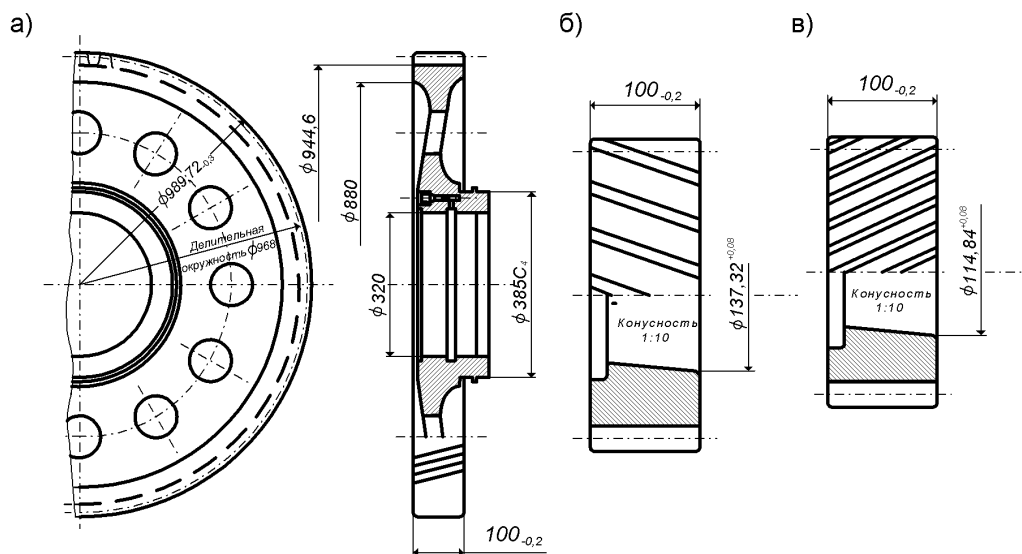


Рисунок 2.6 – Ведене зубчасте колесо (а), шестерні вантажних електровозів ВЛ60, ВЛ80 (б), ВЛ80<sup>К</sup>, ВЛ10 (в)

Одним з основних недоліків передачі при опорно-осьовому підвішуванні ТЕД є збільшення необресореної ваги, що при проходженні колісною парою нерівностей колії викликає значні напруження в шестернях, що зростають зі збільшенням інерції якоря. Для зменшення впливу колії на зубчасту передачу застосовують зубчасті колеса із пружними вінцями. Пружні вінці забезпечують при двосторонній передачі більш рівномірний розподіл зусиль між обома передачами, причому розподіл залежить від жорсткості пружного механізму вінців та початкового зусилля.

## 2.4 Конструкції тягових передач в приводах II-ого класу

Опорно-рамне підвішування тягових електродвигунів має значні переваги перед опорно-осьовим підвішуванням. Тяговий двигун, закріплений у рамі візка, виявляється повністю підресореним і тому на нього меншою мірою передаються поштовхи та вібрації від колії. При такому способі підвішування непідресорена маса зменшується майже вдвічі, колісно-моторний блок має меншу дію на колію.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		31

На вітчизняних тепловозах набула поширення система опорно-рамного приводу з односторонньою передачею крутного моменту за допомогою карданного валу, пов'язаного із зубчастим колесом пружними муфтами на пасажирських тепловозах ТЕП70 (рисунок 2.7).

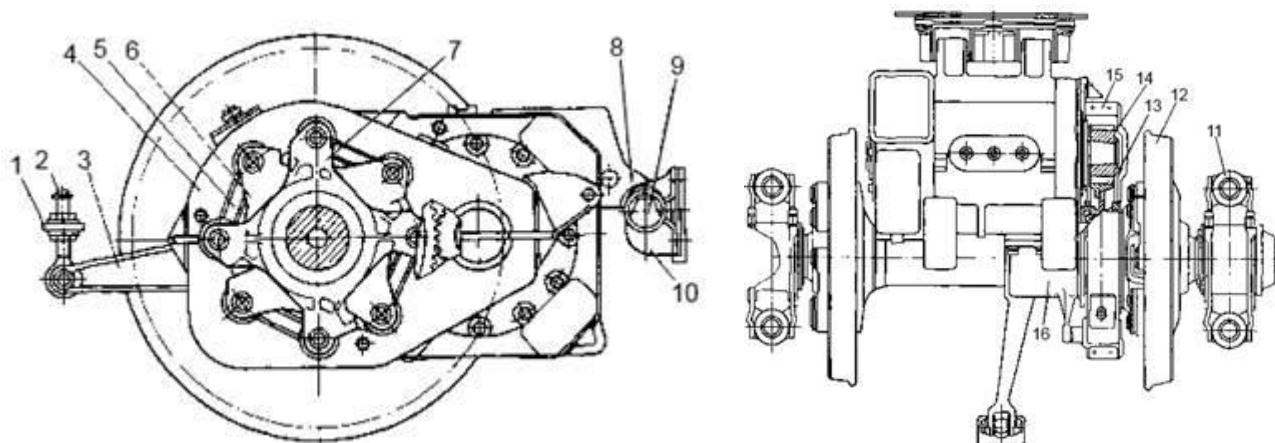


Рисунок 2.7 – Колісно-моторний блок тепловоза ТЕП70

1 – полка кронштейна рами для підвіски двигуна; 2 – підвіска з гайками; 3 – кронштейн двигуна; 4 – зубчастий редуктор; 5 – повідок з гумометалевими шарнірами; 6 – привідний фланець маточини зубчастого колеса; 7 – привідний фланець порожнього валу; 8 – опорні приливи двигуна; 9 – опорний валик; 10 – кронштейн рами візка; 11 – букса; 12 – колісна пара; 13 – зубчасте колесо; 14 – шестерня; 15 – кожух редуктора; 16 – опора підшипників приводу

При системі з порожнім карданним валом двигун закріплений у рамі візка у трьох точках. Передньою частиною він підвішений до кронштейнів рами візка 1 за допомогою підвісок 2, верхні кінці яких закріплено гайками до кронштейнів, а нижні зв'язані валиками з кронштейнами 3 опор 16, що мають загальну з опорами виливку. Кронштейни крайніх та середнього двигунів візка відрізняються один від одного формою та довжиною. Задня частина двигуна має спеціальні, відлиті заодно з корпусом опорні приливи 8, якими двигуни спираються на валики 9 з клиновими скосами, укріплені в циліндричних кронштейнах 10 рами візка. Положення двигуна у вертикальному напрямку регулюється гайками підвіски 2, а в поздовжньому напрямку регулювальними пластинами, що підкладаються під привалочні фланці кронштейнів 10. Зовнішні та внутрішні кільця роликових підшипників 7 зафіксовані від зміщення дистанційними кільцями 6 та кришками 1, 2, 9, 10.

Кришки підшипників, закріплені на опорі 12 і в ступиці 8, утворюють

						Арк.
						32
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

лабіринтні ущільнення, що запобігають попаданню пилу і бруду в порожнину підшипників, заповнену мастилом.

Зубчастий редуктор 4 закритий кожухом 15. Половинки кожуха по роз'єму ущільнені гумовим джгутом, а по маточині зубчастого колеса промасленим повстяним ущільненням.

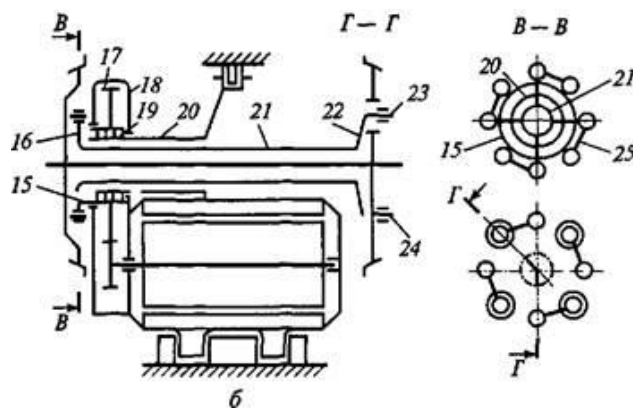


Рисунок 2.8 – Схема опорно-рамної підвіски тягового електродвигуна:

- 1, 10, 14 – гумові амортизатори у точках кріплення ТЕД; 2, 24 – пальці колісних центрів; 3 – траверса; 4 – палець; 5 – отвір у колісному центрі; 6 – цапфа; 7 – зубчасте колесо порожнього валу; 8, 18 – тягові редуктори; 9 – порожнистий вал; 11 – моторний підшипник ТЕД; 12, 22 – приводні фланці; 13 – ТЕД; 15 – маточина великої шестерні; 16 – повідок фланця порожнього валу; 17 – велика шестерня; 19 – підшипники; 20 – порожня опора; 21 – порожнистий карданний вал; 23 – пальці валу; 25 – повідки

Обертальний момент передається через редуктор, велика шестерня якого обертається в підшипниках на порожній опорі. Ступиця великої шестерні з'єднана повідками з фланцем, порожнистого карданного валу (рисунок 2.8).

На протилежному кінці валу укріплений привідний фланець. Пальці привідного фланця з'єднуються повідками з пальцями колісних центрів. Повідки утворюють шарнірно-важільну муфту з гумометалевими шарнірами, що з'єднує порожнистий вал із колісною парою. При опорно-рамному підвішуванні ТЕД спирається на раму візка, що значно знижує масу невідресорених частин тепловоза і покращує його динамічні характеристики.

## 2.5 Конструкції тягових передач в приводах Ш-ого класу

Тяговий привід, показаний на (рисунок 2.9), призначений для передачі крутного моменту від ведучої шестерні ТЕД до осі колісної пари.

						Арк.
						33
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

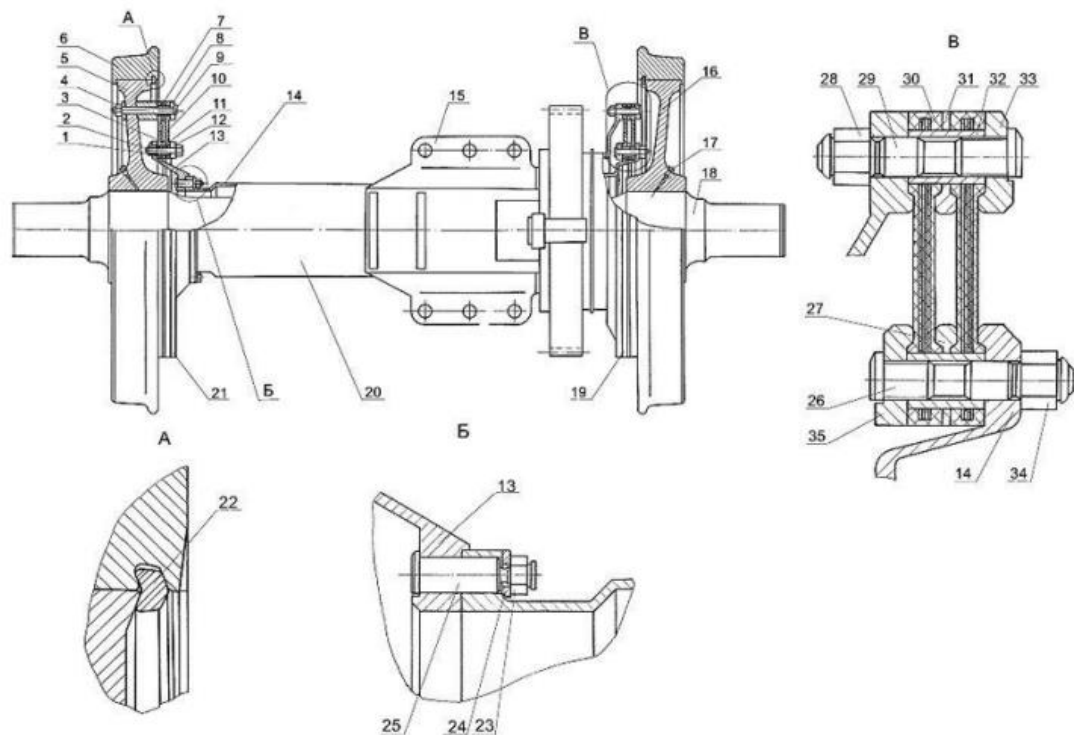


Рисунок 2.9 – Колісна пара з приводом:

1, 4, 23, 28, 34 – гайки; 2, 9, 26, 29 – болти; 3, 7, 27, 31 – кільця; 5, 16 – колісні центри; 6 – бандаж; 8, 12, 33, 35 – тарілки; 10, 30 – елементи пружні; 11, 32 – втулки; 13 – фланець; 14 – вал порожнистий; 15 – опора; 17 – пробка; 18 – ось; 19, 21 – муфти гумокордні; 20 – привід; 22 – кільце бандажне; 24 – півкільце; 25 – валик

Складається з опори 15, порожнистого вала 14 і двох гумокордних муфт 19, 21. Опора 15 включає маточину, в яку на гарячій посадці, з нагрівом останньої, насаджують лабіринтне кільце 11 і підшипники 9. До маточини з одного боку болтами і гайками кріпиться зубчастий вінець і лабіринтне кільце, а з іншого боку болтами і гайками кріпиться муфта 19. Порожнистий вал 14 виготовляється із сталевій труби, до торців якої приварюються фланці, що приєднуються до гумокордних муфт 19, 21.

Гумокордні муфти 19, 21 складаються з пружних елементів, тарілок, кілець з'єднаних між собою через втулки болтами і гайками. Муфти компенсують взаємні кутові і лінійні переміщення між ТЕД, редуктором і колісною парою. Муфта 19 передає момент від маточини опори порожнистому валу, а муфта 21 – від порожнистого вала колісному центру і далі осі колісної пари.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		34

## 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТЯГОВОГО ПРИВОДУ ЛОКОМОТИВІВ

### 3.1 Сили, що виникають при роботі тягового приводу I-ого класу

Розглянемо сили, що виникають в окремих елементах і вузлах приводу під час руху локомотива з рівномірною швидкістю по абсолютно рівній (гладкій) колії, при незмінному режимі руху (рисунок 3.1). У цих умовах електромагнітний момент на валу якоря  $M_{дв} = \text{const}$  і передаточне відношення  $\mu = \frac{\omega_{як}}{\omega_{кп}}$  редуктора залишаються незмінними [15].

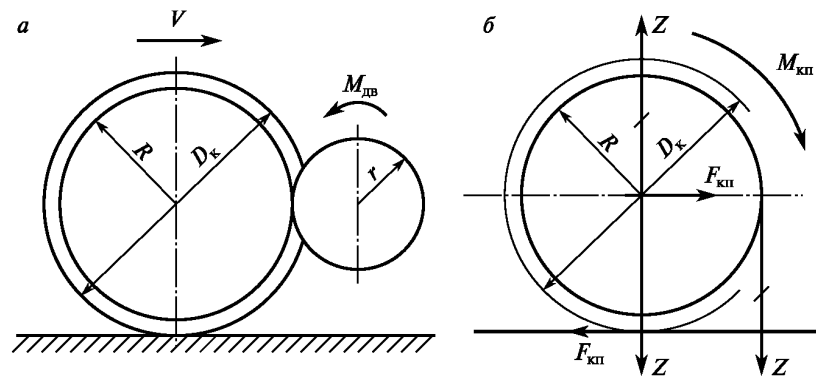


Рисунок 3.1 – Зубчаста передача в тяговому приводі I класу під час дії сили  $Z$  спрямованої вниз:

$a$  – розрахункова схема дії вертикальної сили;  $b$  – сили, що діють на велике зубчасте колесо редуктора

При вибраному напрямку руху (див. рис. 3.1,  $a$ ) у зачепленні на зуби зубчастого колеса з боку шестерні діятиме вертикальна сила  $Z$ , спрямована вниз (див. рис. 3.1,  $b$ ). Приведемо її до центру осі колісної пари, приклавши тут дві рівні і протилежно спрямовані сили  $Z$ . В результаті дія сили  $Z$  в зачепленні може бути представлена як сума дій двох силових факторів: обертового моменту колісної пари  $M_{кп} = Z \cdot R$  і вертикальної сили  $Z$  прикладеної до осі колісної пари в площині зубчастого колеса. Напрямок цієї сили залежить від напрямку руху локомотива. У даному випадку двигун знаходиться перед віссю і сила  $Z$  спрямована вниз. При зміні напрямку руху двигун буде розташований

за вісью та сила  $Z$  змінить свій напрямок на протилежний.

Обертний момент  $M_{\text{кп}} = Z \cdot R$  зручно виразити через дотичну силу тяги:

$$M_{\text{кп}} = F_{\text{кп}} \frac{D_{\text{к}}}{2}, \quad (3.1)$$

Вертикальна сила  $Z$ , прикладена до осі колісної пари в площині зубчастого колеса, розраховується за формулою:

$$Z = \frac{M_{\text{кп}}}{R}, \quad (3.2)$$

Розглянемо сили, що діють корпус тягового двигуна. При прийнятому нами напрямку руху на зубці шестерні, що сидить на валу якоря, з боку зубів зубчастого колеса діє вертикальна реакція, що дорівнює за величиною силі  $Z$  але спрямована вгору (рисунок 3.2, *a*). Приведемо її до центру валу якоря, приклавши тут дві рівні і протилежно спрямовані сили  $Z$ . Отримуємо пару сил з моментом  $Z \cdot r = M_{\text{дв}}$  і вертикальну силу  $Z$ , прикладену до валу якоря, і передається на корпус двигуна через якірні підшипники.

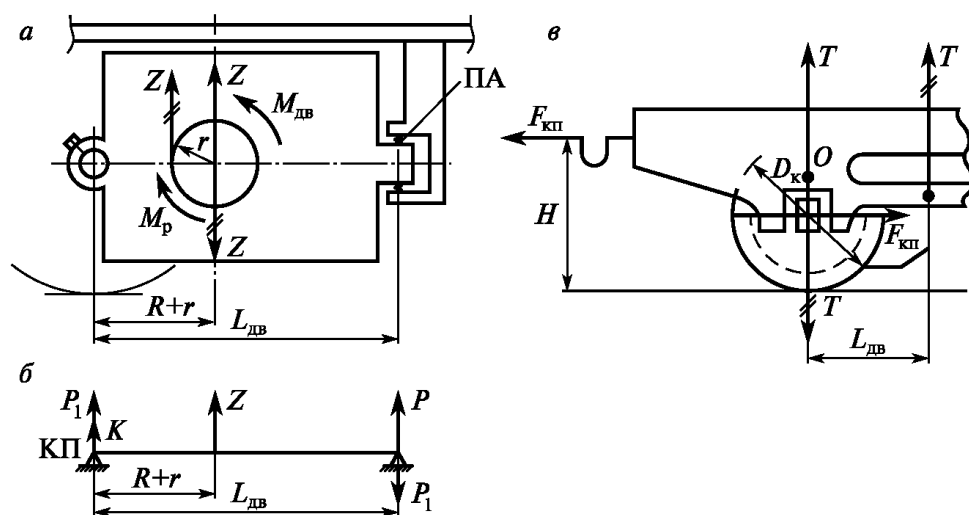


Рисунок 3.2 – Зубчаста передача тягового приводу I класу при дії сили  $Z$  вгору:

*a* – сили, що діють на малу шестерню редуктора; *б* – реактивний крутний момент, що діє на вісь колісної пари та поперечне кріплення рами візка; *в* – сили, що діють на підресорену частину під час роботи одного двигуна

						Арк.
						36
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Силу  $Z$  можна представити у вигляді двох складових  $K$  і  $P$ , які відповідно розвантажують колісну пару і підвісний апарат:

$$K = Z \left( 1 - \frac{R+r}{L_{\text{дв}}} \right), \quad (3.3)$$

де  $r = \frac{R}{u}$  – радіус шестерні, м.

Сила  $K$  прикладена до осі колісної пари у місці встановлення моторно-осьових підшипників.

Далі знаходимо  $P$ :

$$P = \frac{Z(R+r)}{L_{\text{дв}}}, \quad (3.4)$$

Сила  $P$  прикладена до поперечного кріплення рами візка у місці встановлення підвісного апарату. Крім зазначених вище вертикальних сил, з боку корпусу двигуна через моторно-осьові підшипники та підвісний апарат на вісь колісної пари та поперечне кріплення рами візка передається реактивний крутний момент  $|M_p| = |M_{\text{дв}}| = Zr$ . Цей момент можна подати у вигляді пари сил (див. рис. 3.2, б):

$$P_1 = \frac{M_p}{L_{\text{дв}}} = Z \left( \frac{r}{L_{\text{дв}}} \right), \quad (3.5)$$

В результаті на вісь колісної пари діє вертикальна сила:

$$T = Z - K - P_1 = Z \left( \frac{R}{L_{\text{дв}}} \right) = F_{\text{кп}} \left( \frac{D_{\text{к}}}{2L_{\text{дв}}} \right), \quad (3.6)$$

						Арк.
						37
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

де  $D_k$  – діаметр кола кочення колеса колісної пари, м;

$L_{дв}$  – база тягового двигуна, м;

$F_{кп}$  – сила тяги, що реалізується одною колісною парою, кН.

Розглянемо сили, що діють на підресорену частину під час роботи одного двигуна (див. рис. 3.2, в). З рисунка видно, що на раму візка діє перекидаючий момент  $M_{пер}$ , рівний сумі моментів:

$$M_{пер} = F_{кп} \left( H - \frac{D_k}{2} \right) + F_{кп} \cdot \frac{D_k}{2} = F_{кп} \cdot H, \quad (3.7)$$

і вертикальна сила  $T$  розташована над віссю. Ці силові фактори викликають поворот рами візка та його вертикальне зміщення, що веде до додаткового прогину ресорних комплектів та зміни тиску колісних пар на колію. Тим самим тяговий привід I класу впливає на використання зчпної ваги локомотива.

Розглянемо випадок набігання колісної пари на нерівність (рисунок 3.3), поточна координата якої може бути описана виразом:

$$Z_{пер} = h \frac{(1 - \cos \omega t)}{2}, \quad (3.8)$$

де  $\omega = \frac{2\pi V}{L_{пер}}$  – кутова швидкість вертикальних переміщень колісної пари при проходженні нерівності довжиною  $L_{пер}$  (м) з поступальною швидкістю  $V$  (м/с);

$h$  – висота нерівності, м.

Прийmemo такі основні припущення.

1. Колісна пара, переміщаючись по нерівності, не відривається від рейок. В такому випадку вертикальні переміщення центру осі колісної пари збігаються з траєкторією нерівності  $Z_{пер}$ .

						Арк.
						38
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

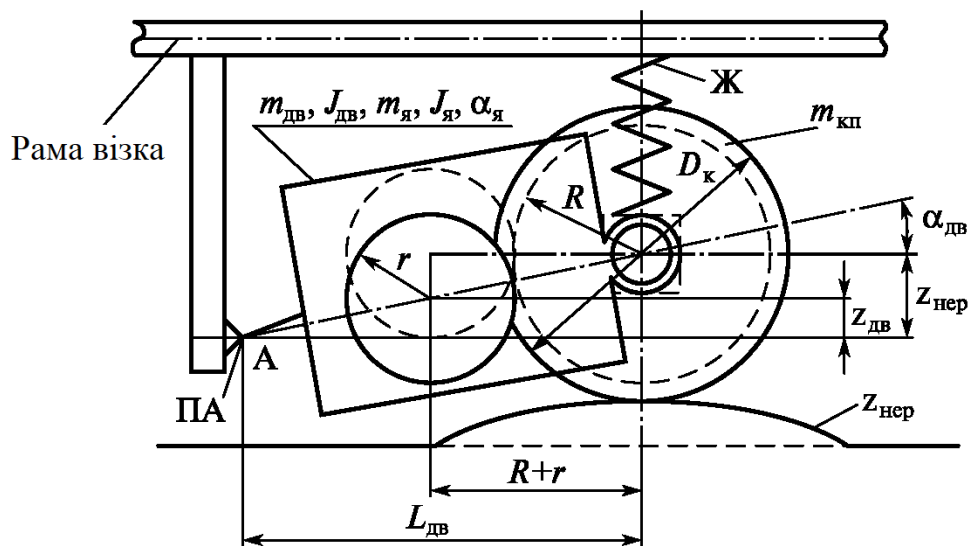


Рисунок 3.3 – Динамічні сили, що виникають у тяговому приводі I класу, спричинені вертикальними переміщеннями осі колісної пари

2. Внаслідок достатньої швидкоплинності вертикальних переміщень колісної пари при проходженні нерівності колії, надресорна будова (через його велику інерційність) не встигає рухатись за вертикальними переміщеннями колісної пари і залишається протягом цього короткого інтервалу часу нерухомою. В такому випадку вертикальні переміщення колісної пари на величину  $Z_{нер}$  супроводжуються відповідною деформацією елементів ресорного підвішування, які характеризуються величиною жорсткості  $J$ , кН/м (Н/мм).

3. Нехтуємо пружністю підвісного апарату тягового двигуна внаслідок його значної жорсткості. У цьому випадку точка з'єднання корпусу двигуна з рамою візка під час проходження колісною парою нерівності  $Z_{нер}$  залишається нерухомою.

4. Вважатимемо, що центр ваги тягового електродвигуна збігається з центром валу якоря і розташований на відстані централі  $C = (R + r)$ , м, від центру осі колісної пари.

5. Масу необресорених частин колісної пари вважаємо зосередженою в центрі ваги, що збігається з геометричним центром її осі.

Розглянемо параметри геометричних та інерційних величин тягового приводу:

						Арк.
						39
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$m_{кп}, m_k, m_я$  – відповідно маси необресорених частин колісної пари, корпусу тягового двигуна та його якоря, т;

$J_k, J_я$  – відповідно моменти інерції корпусу тягового двигуна та його якоря, при їх повороті відносно осі валу якоря,  $т \cdot м^2$ ;

$Ж$  – коефіцієнт жорсткості ресорного підвішування, віднесений до однієї колісної пари, кН/м;

$D_k, R, r$  – відповідно діаметр кола кочення рушійного колеса і радіуси ділильних кіл великого зубчастого колеса і шестерні редуктора, м.

$L_{дв}$  – основа тягового двигуна, тобто відстань від центру осі колісної пари до осі підвісного апарату, м;

$Z_{нер}, Z_{дв}$  – поточні координати вертикальних переміщень центрів ваги колісної пари та тягового двигуна, м;

$\alpha_{дв}, \alpha_я$  – відповідно кути повороту корпусу тягового двигуна та його якоря відносно валу якоря, викликані вертикальним переміщенням осі колісної пари на величину  $Z_{нер}$ , рад.

З урахуванням вище викладеного знаходимо переміщення окремих вузлів тягового приводу і динамічні сили, що в них виникають, які пов'язані з вертикальним переміщенням осі колісної пари на величину  $Z_{нер}$ .

1. Розглянемо поворот корпусу двигуна на кут  $\alpha_{дв}$  відносно осі підвісного апарату (точка  $A$ ). Цей поворот можна розглянути як результат двох переміщень: вертикального поступального переміщення центру ваги двигуна і повороту корпусу двигуна відносно центру його вала на певний кут.

В результаті першого (поступального) переміщення корпусу двигуна виникає вертикальна сила інерції  $P_1 = m_{дв} \cdot \ddot{Z}_{дв}$ , яка розподілиться між віссю колісної пари і підвісним апаратом (рисунок 3.4,  $a$ ) у вигляді сил  $P'_1$  і  $P'_2$  відповідно:

$$P'_1 = m_{дв} \left( 1 - \frac{R+r}{L_{дв}} \right) \cdot \ddot{Z}_{дв} = m_{дв} \left( 1 - \frac{R+r}{L_{дв}} \right)^2 \cdot \ddot{Z}_{нер}, \quad (3.9)$$

						Арк.
						40
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$P'_2 = m_{\text{дв}} \frac{R+r}{L_{\text{дв}}} \left( 1 - \frac{R+r}{L_{\text{дв}}} \right) \cdot \ddot{Z}_{\text{нер}}, \quad (3.10)$$

Ці сили відповідно довантажують колісну пару в місцях установки моторно-осьових підшипників і раму візка через підвісний апарат.

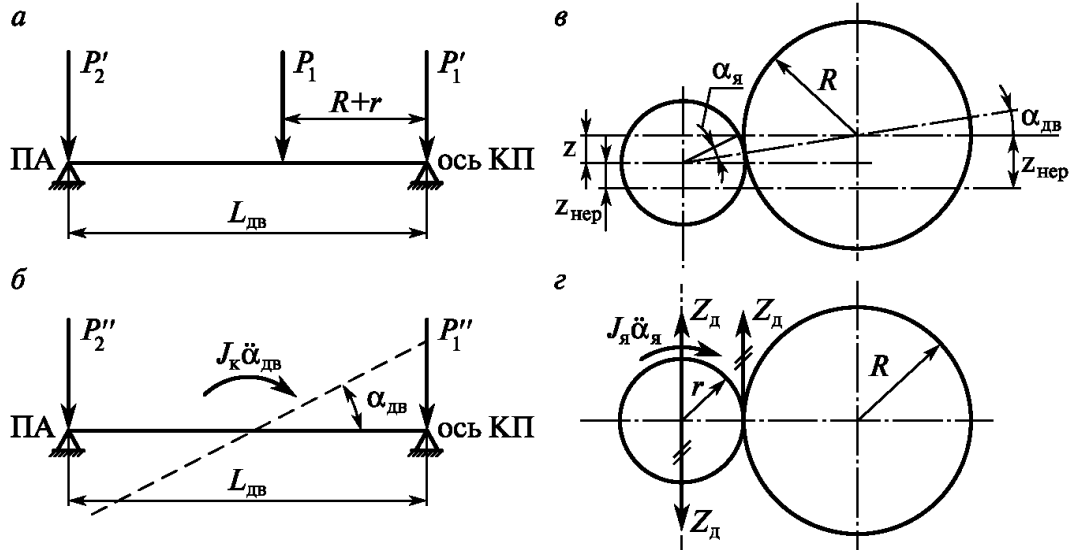


Рисунок 3.4 – Розподіл сил і моментів та їх дія:

*а* – розподіл сили інерції, яка викликана переміщенням тягового двигуна між віссю колісної пари і підвісним апаратом; *б* – дія моменту сил інерції на тяговий двигун; *в* – вертикальне переміщення тягового приводу; *г* – дія вертикальної динамічної сили на малу шестерню редуктора

В результаті другого (обертового) руху корпусу двигуна відносно осі валу якоря на тяговий двигун буде діяти момент сил інерції  $J_{\text{к}} \ddot{\alpha}_{\text{дв}}$  (див. рис. 3.4, б), в результаті якого до осі колісної пари та рами візка будуть прикладені дві рівні за величиною, але протилежні за напрямом вертикальні сили:

$$|P''_1| = |P''_2| = \frac{(J_{\text{к}} \ddot{\alpha}_{\text{дв}})}{L_{\text{дв}}} = \frac{(J_{\text{к}} \cdot \ddot{Z}_{\text{нер}})}{L_{\text{дв}}^2}, \quad (3.11)$$

При цьому сила  $P''_1$  «довантажує» колісну пару через моторно-осьові підшипники, а  $P''_2$  «розвантажує» раму візка через підвісний апарат.

В результаті руху колісної пари з опорно-осьовим приводом по

вертикальній нерівності колії  $Z_{\text{нер}}$  з боку колісної пари на колію діятиме динамічне навантаження:

$$P_{\text{дин}} = (m_{\text{кп}} \ddot{Z}_{\text{нер}} + \mathcal{K} Z_{\text{нер}} + P_1' + P_1'' - P_1''' + Z_{\text{дв}}), \quad (3.12)$$

Динамічна складова повного вертикального тиску опорно-осьового тягового приводу на колію визначається наступним виразом:

$$P_{\text{дин}} = \left[ m_{\text{кп}} + m_{\text{дв}} \left( 1 - \frac{R+r}{L_{\text{дв}}} \right)^2 + \frac{J_{\text{к}}}{L_{\text{дв}}^2} + \frac{J_{\text{я}} (1+u)^2}{L_{\text{дв}}^2} \right] \cdot \ddot{Z}_{\text{нер}} + \mathcal{K} \cdot Z_{\text{нер}}, \quad (3.13)$$

Повний навантаження на колію колісної пари з опорно-осьовим тяговим приводом:

$$P_{\text{пов}} = P_{\text{дин}} + P_{\text{ст}}, \quad (3.14)$$

де  $P_{\text{ст}}$  – статичне навантаження колісної пари на колію, кН.

### 3.2 Сили, що виникають при роботі тягового приводу II-ого класу

Розглянемо тяговий привід II класу, що характеризується опорно-рамним підвішуванням тягового двигуна та опорно-осьовим підвішуванням редуктора. На (рисунок 3.5) наведено принципову схему тягового приводу II класу з зубчастою муфтою 1, яка розташованої всередині порожнистого валу якоря 2. Обертний момент від якоря до валу малої шестерні 4 тягового редуктора передається за допомогою торсіонного валу 3 та еластичної дискової гумокордної муфти 5.

Зубчасте колесо редуктора 6 жорстко закріплене на осі колісної пари 7, корпус редуктора 8 встановлений на вісь через підшипники кочення.

						Арк.
						42
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

При вибраному напрямку руху на зубці зубчастого колеса з боку шестерні діє вертикальна сила  $Z$ .

Приведемо її до центру осі, приклавши тут дві рівні та протилежно направлені сили  $Z$ . Отримуємо момент, що діє на вісь колісної пари:

$$M_{\text{кп}} = Z \cdot R, \quad (3.15)$$

При нормальних умовах зчеплення в точці контакту колеса з рейкою виникає сила тяги, яка визначається умовами зчеплення  $F_{\text{зч}}$ , яка буде діяти на колесо і спрямована у бік руху. Приклавши цю силу до осі колісної пари (приклавши до осі дві рівні та протилежно спрямовані сили  $F_{\text{зч}}$ ), отримуємо пару сил із моментом  $F_{\text{зч}} \cdot \frac{D_{\text{к}}}{2}$  – яка буде врівноважувати момент  $M_{\text{кп}} = Z \cdot R$ .

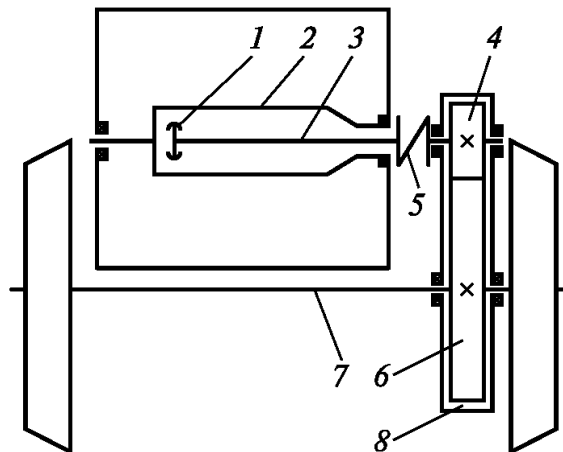


Рисунок 3.5 – Принципова схема тягового приводу II класу із зубчастою муфтою, яка розташована всередині порожнистого валу якоря:

1 – зубчаста муфта; 2 – порожнистий вал якоря; 3 – торсіонний вал; 4 – мала шестерня тягового редуктора; 5 – еластична дискова гумокордна муфта; 6 – зубчасте колесо редуктора; 7 – вісь колісної пари; 8 – корпус редуктора

Звідси випливає, що

$$F_{\text{зч}} \cdot \frac{D_{\text{к}}}{2} = Z \cdot R, \quad (3.16)$$

						Арк.
						43
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$F_{зч} \cdot \frac{D_k}{2R} = Z, \quad (3.17)$$

Така вертикальна сила діятиме, збільшуючи (або зменшуючи) тиск колісної пари на колію залежно від напрямку руху локомотива. Сила, що діє на зубці зубчастих коліс, може бути визначена залежно від швидкості руху за тяговою характеристикою та вибраним режимом руху. Але якщо на зубці зубчастого колеса діє сила  $Z$ , то зубці шестерні зазнають дії такої ж за величиною сили  $Z$ , яка буде спрямована вгору (рисунок 3.6, а).

Приклавши силу  $Z$  до центру валу шестерні, отримаємо пару сил, яка врівноважуватиме діючий на валу шестерні момент, що розвивається на валу якоря, тобто:

$$Z \cdot r = M_{дв} = C\Phi I, \quad (3.18)$$

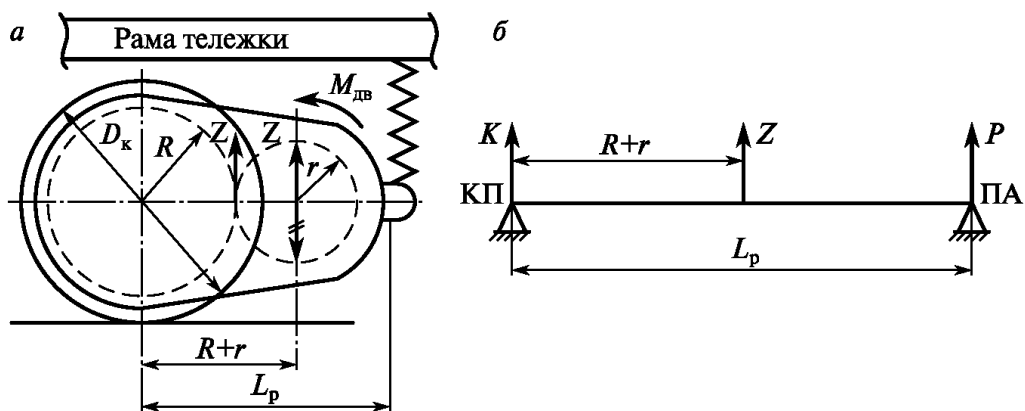


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема тягової передачі (а) і розподіл вертикальної сила  $Z$  між віссю колісної пари і підвісним апаратом (б)

З рисунку бачимо, що:

$$Z = K + P, \quad (3.19)$$

$$KL_p = Z [L_p - (R + r)], \quad (3.20)$$

Із цих двох рівнянь знаходимо, що сила  $K$  рівна:

$$K = Z \left[ 1 - \frac{R+r}{L_p} \right] = \frac{D_k}{2R} \left[ 1 - \frac{R+r}{L_p} \right] F_k, \quad (3.21)$$

діє на вісь колісної пари в напрямку «вверх», а сила:

$$P = Z - K = \frac{D_k}{2L_p u} (1+u) F_k, \quad (3.22)$$

діє на раму (на надресорну будову) у напрямку «вгору», через підвісний апарат, а на вісь колісної пари діє вертикальна сила:

$$T' = P = Z - K = \frac{D_k}{2L_p u} (1+u) F_k, \quad (3.23)$$

Ця сила довантажує колісну пару або розвантажує її залежно від напрямку руху. При цьому вона впливає на величину сили тяги, що реалізується локомотивом.

### 3.3 Сили, що виникають при роботі тягового приводу III-ого класу

Розглянемо тяговий привід III класу з опорно-рамним підвішуванням тягового двигуна та редуктора. На (рисунок 3.7) наведено принципову схему тягового приводу. Передача моменту від валу якоря до колісної пари здійснюється за допомогою порожнистого валу, що охоплює вісь колісної пари та двох шарнірно-повідкових муфт. Переміщення рами візка відносно осі колісної пари забезпечуються зазором між віссю та порожнім валом.

						Арк.
						45
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

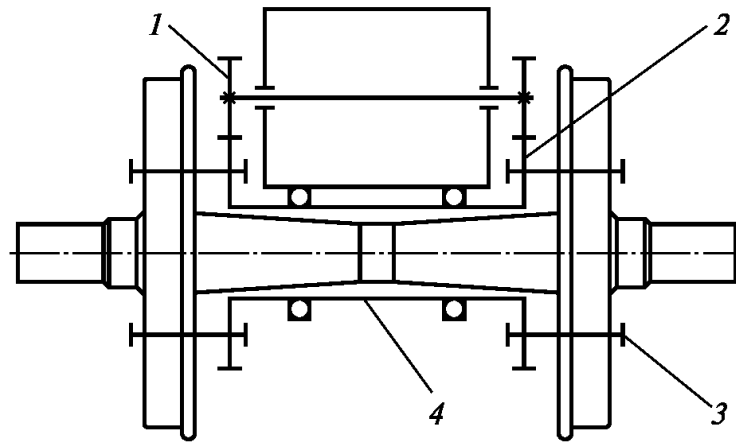


Рисунок 3.7 – Принципова схема тягового приводу III класу:

1 – мала шестерня; 2 – зубчасте колесо; 3 – шарнірно-повідкова муфта; 4 – порожній вал

Розрахункова схема тягового приводу III класу наведена на (рисунок 3.8), де  $L_{дв}$ ,  $D_k$ ,  $R$ ,  $r$  – відповідно база двигуна, діаметр кола кочення рушійного колеса, радіуси зубчастого колеса і шестерні, м;  $H$  – висота осі автозчіпки над рівнем головок рейок, м;  $O$  – центр осі колісної пари та зубчастого колеса (порожнього валу); 1 – рушійне колесо; 2 – зубчасте колесо, посаджене на порожнистий вал; 3 – порожнистий вал, встановлений і обертається в підшипниках корпусу тягового двигуна; 4 – шестерня редуктора, посаджена на вал якоря двигуна; 5 – вал якоря тягового двигуна; 6 – кріплення тягового двигуна до рами візка.

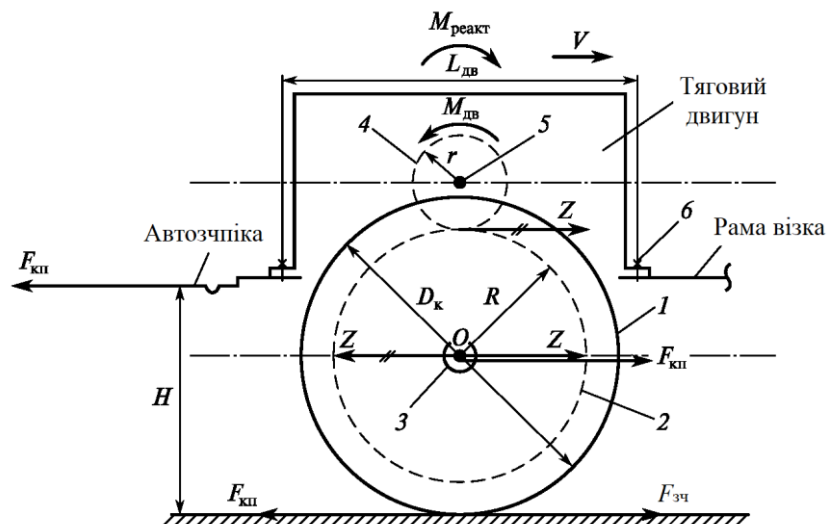


Рисунок 3.8 – Розрахункова схема тягового приводу III класу

При прийнятному напрямку руху в зубчастому зачепленні з боку шестерні на

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		46

зубці колеса буде діяти сила  $Z$ , спрямована вправо. Приведемо її до центру порожнього валу, приклавши дві рівні і протилежно спрямовані сили  $Z$ . В результаті отримаємо пару сил з моментом  $Z \cdot R$ , який через пружний передавальний механізм перетворюється на момент дотичних сил на осі колісної пари. Момент  $M_{\text{кп}}$  визначається за формулою:

$$M_{\text{кп}} = F_{\text{кп}} \frac{D_{\text{к}}}{2}, \quad (3.24)$$

де  $F_{\text{кп}}$  – дотична сила тяги на ободі колеса.

До порожнього валу прикладена сила  $Z$  спрямована праворуч. Пара сил, що утворилася, з моментом  $M_{\text{кп}}$  обертатиме колісну пару за годинниковою стрілкою. Однак під тиском колісної пари на колію у точці контакту виникає сила зчеплення, що перешкоджає її зсуву відносно рейок. Від співвідношення сил  $F_{\text{кп}}$  та сили зчеплення  $F_{\text{зч}}$  залежить режим роботи колісної пари. Нормальне кочення колеса по рейці, без проковзування, буде забезпечено при  $F_{\text{кп}} \leq F_{\text{зч}}$ . У випадку, коли  $F_{\text{кп}} > F_{\text{зч}}$ , виникають умови для проковзування колеса по рейці, тобто. для буксування (залежно від співвідношення сил  $F_{\text{кп}}$  і  $F_{\text{зч}}$  буксування може бути переривчастим або піти в рознос. Сила  $F_{\text{кп}}$ , яка прикладена до осі колісної пари і спрямована у бік руху локомотива через буксовий вузол, раму візка та автозчеплення, передає зусилля поїзду, забезпечуючи його поступальний рух у заданому напрямку. При цьому надресорна будова локомотива піддається дії перекидаючого моменту:

$$M_{\text{пер}} = F_{\text{кп}} \left( H - \frac{D_{\text{к}}}{2} \right) + Z(R + r) - M_{\text{реакт}}, \quad (3.25)$$

де  $|M_{\text{реакт}}| = |M_{\text{дв}}|$  – момент, який діє на корпус двигуна.

В результаті за наявності на локомотиві рухомих осей його підресорена

						Арк.
						47
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

частина піддається дії сумарного перекидаючого моменту у поздовжній вертикальній площині, викликаючи зміну навантаження колісних пар на колію:

$$M_{\text{пер}} = n \cdot F_{\text{кп}} \cdot H, \quad (3.26)$$

Слід зазначити, що з локомотивів, які обладнані тяговим приводом III класу, у його роботі виникають вертикальні сили. Ця обставина в цілому надає сприятливіший вплив на використання зчпної ваги локомотива і покращує його тягові властивості.

### 3.4 Аналіз отриманих результатів

Проаналізувавши сили, які виникають при роботі тягових приводів, знайдемо вертикальну силу, яка діє на вісь колісної пари в залежності від класу тягового приводу, що відповідно довантажує або розвантажує її, в залежності від напрямку руху тягового рухомого складу.

Розглянемо тепловози серій М62, 2ТЕ116 і ТЕ33А, у яких використовується тяговий привід I-ого класу. Отримані результати наведено на (рисунок 3.9).

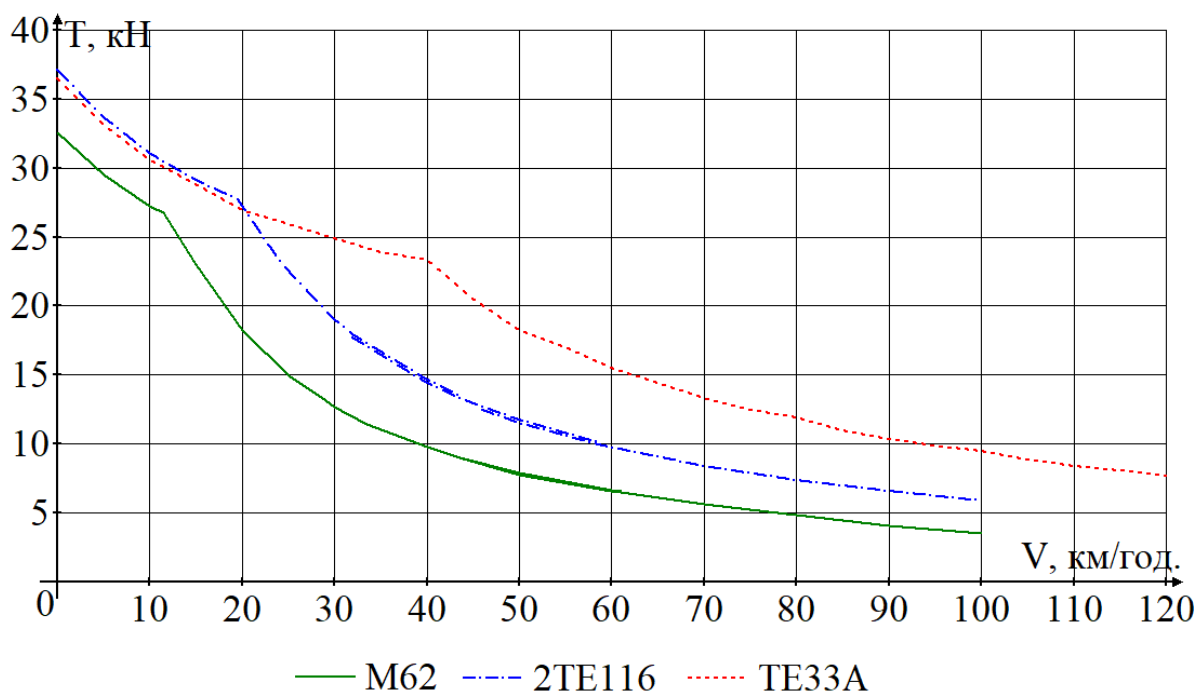


Рисунок 3.9 – Вертикальна сила, яка діє на вісь колісної пари

З (див. рис. 3.9) спостерігається, що найбільша вертикальна сила виникає у тепловозі ТЕ33А, що може при відповідному напрямку руху призводити до розвантаження колісної пари та як наслідок її буксування. Характер зміни вертикальної сили на вісь колісної пари для всіх розглянутих тепловозів має ідентичний характер, та при більшенні швидкості руху дія вертикальної сили на вісь колісної пари зменшується. Дане явище перш за все залежить від тягових властивостей тепловозів.

Для аналізу тягового приводу II-ого класу (опорно-рамне підвішування) використаємо електровоз ЧС2. Отримані результати наведено на (рисунок 3.10).

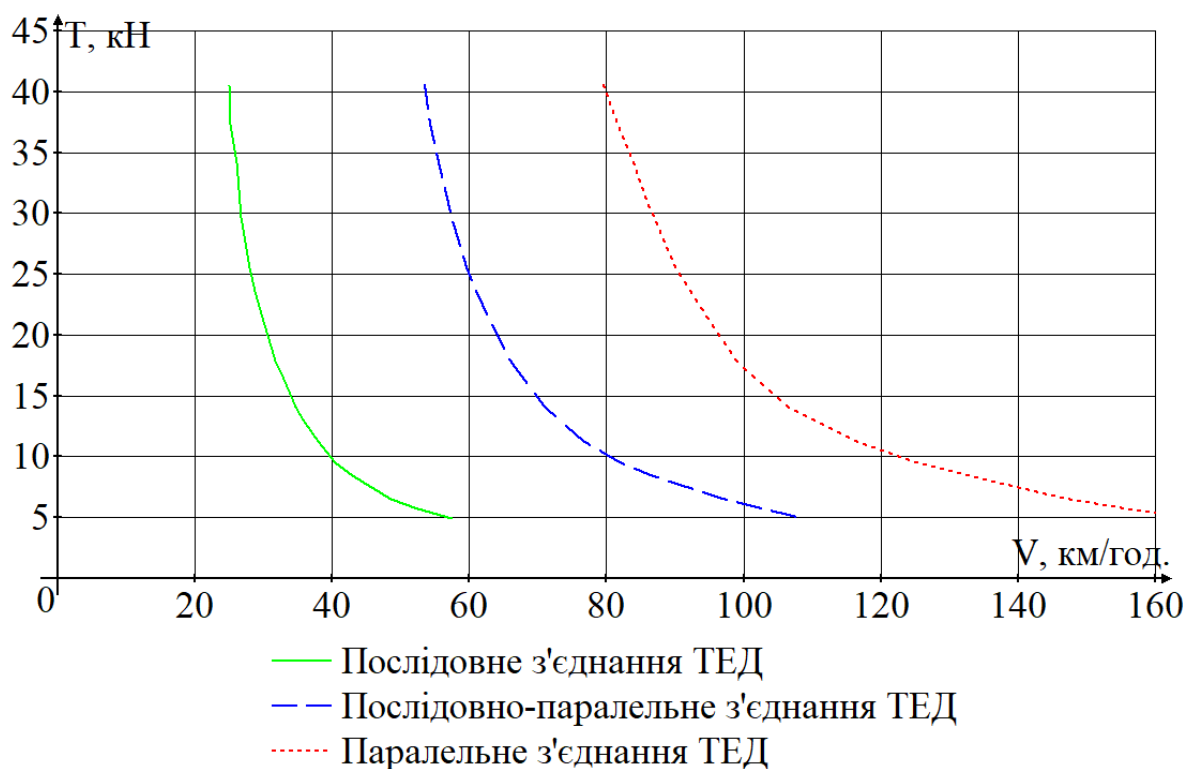


Рисунок 3.10 – Вертикальна сила, яка діє на вісь колісної пари електровоза ЧС2

Порівнюючи характер залежностей вертикальної сили, яка діє на вісь колісної пари тягового приводу I-ого та II-ого класу, встановлено, що при використанні тягового приводу II-ого класу незначне збільшення швидкості руху при відповідній схемі з'єднання тягових електродвигунів відбувається швидке падіння вертикальної сили, що є ефективним моментом під час рушання та розгону тягового рухомого складу.

## ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

– розглянуто етапи дослідження динаміки тягових приводів, вимоги до тягових передач та їх несправності, які виникають під час експлуатації;

– проаналізовано структурну схему тягового приводу, яка складається з електричної та механічної частини, конструкції тягових передач в приводах I-ого, II-ого та III-ого класів;

– знайдено сили, які виникають при роботі тягового приводу I-ого, II-ого та III-ого класів. Вертикальна сила, яка діє на вісь колісної пари в залеженості від напрямку руху рухомого складу може або довантажувати колісну пару або її розвантажувати та в основному залежить від тягових властивостей локомотива;

– аналіз знайдених сил, дозволяє зробити висновок, що найбільша вертикальна сила виникає у тепловозі ТЕ33А, що може при відповідному напрямку руху призводити до розвантаження колісної пари та як наслідок її буксування. Характер зміни вертикальної сили на вісь колісної пари для всіх розглянутих тепловозів має ідентичний характер, та при більшій швидкості руху дія вертикальної сили на вісь колісної пари зменшується.

– порівнюючи характер залежностей вертикальної сили, яка діє на вісь колісної пари тягового приводу I-ого та II-ого класу, встановлено, що при використанні тягового приводу II-ого класу незначне збільшення швидкості руху при відповідній схемі з'єднання тягових електродвигунів відбувається швидке падіння вертикальної сили, що є ефективним моментом під час рушання та розгону тягового рухомого складу.

						Арк.
						50
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Muller P. Massenkrafte beim Tatzlaqermotor. "Elektrische Bahnen", № 12, 1934.
2. Медель В.Б. Взаимодействие электровоза и пути. М.: «Трансжелдориздат», 1956.
3. Механическая часть тягового подвижного состава: учебник для вузов ж.д. трансп./ Бирюков И.В., Савоськин А.Н., Бурчак Г.П, и др. -М.: Транспорт, 1992,-440 с.
4. Щепетильников В.А. Определение наивыгоднейшей точки подвешивания тяговых двигателей. Труды МЭМИИТа, вып. 52, 1945.
5. Медель В.Б. Выбор оптимальных параметров рессорного подвешивания вагонов пригородных поездов. Труды МИИТа, вып. 135, 1961.
6. Беляев А.И., Джамалов В.Ш. Исследование виброударных колебаний колёс в жёсткой и упругой тяговых передачах тепловозов. Труды МИИТа, вып. 390, 1971.
7. Данилов В.Н., Статников Р.Б. Динамические нагрузки, действующие на шестерни тяговых редукторов локомотивов, вызванные неровностями пути. Труды МИИТа, вып. 2, 1966.
8. Богданов В.П., Давыдов Г.И., Елисеев С.В. Исследование колебаний тягового двигателя с опорно-осевой подвеской. Труды ОмИИТа, т. 75, Омск, 1967.
9. Иванов В.Н., Беляев А.И. Анализ работы осевого редуктора тягового электродвигателя с учётом зазоров между зубьями шестерен. Труды МИИТа, вып. 184, 1964.
10. Иванов В.Н., Беляев А.И. Влияние динамики тягового привода локомотива на волнообразный износ рельсов. Труды МИИТа, вып. 363, 1971.
11. Иванов В.Н., Беляев А.И. Метод расчёта параметров тяговой передачи с упругими элементами при опорно-осевом подвешивании электродвигателя. Труды МИИТа, вып. 243, «Транспорт», 1967.
12. Кобрин В.У., Перевозчиков С.Н. К оценке динамических свойств тяговых

						Арк.
						51
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

приводов локомотивов. Вестник ВНИИЖТ, № 4, 1970.

13. Aitzetmuller H., Schuch F. Using MSC/NASTRAN for Gear Calculation. Материалы Международной конференции пользователей NASTRAN. 1996.
14. Шамин А.А. Механическая часть подвижного состава: Курс лекций: Ч.1. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2001. – 116 с.
15. Мазнев А.С., Евстафьев А.М. Конструкции и динамика электрического подвижного состава: монография. – М.: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2013. – 248 с.

						Арк.
						52
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		