

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Кафедра «Локомотиви»

«ДО ЗАХИСТУ»

в.о. зав. кафедрою  В.С. Боднар

« 16 » 12 2021 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»

Спеціалізація «Локомотиви та локомотивне господарство»

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ КОЛІСНО-МОТОРНИХ БЛОКІВ
ТЕПЛОВОЗІВ**

**INCREASING THE RELIABILITY OF WHEEL-MOTOR BLOCKS OF
DIESEL LOCOMOTIVE**

0032.206304.000.03MP.ПЗ

Керівник дипломного проекту  М.І. Капіца

Нормоконтролер  Л.В. Колодій

Виконавець: студент групи ЛГ2026  О.Ю. Ралько

Student О.Ю. Ral'ko

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА РОЗРАХУНОК КОЛІСНО-МОТОРНОГО БЛОКА ТЕПЛОВОЗА СЕРІЇ 2ТЭ116.....	9
1.1 Будова колісно-моторного блока тепловоза 2ТЭ116.....	9
1.2 Визначення основних параметрів тепловоза для розрахунку колісно-моторного блока.....	24
1.3 Визначення параметрів тягового осьового редуктора.....	28
1.4 Розрахунок і побудова електромеханічних характеристик тягового електродвигуна.....	32
1.5 Розрахунок та побудова електротягових характеристик колісно-моторного блока.....	34
2 АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ КОЛІСНО-МОТОРНИХ БЛОКІВ.....	39
2.1 Аналіз пошкоджень КМБ, що виникають в процесі експлуатації.....	39
2.2 Первинний аналіз статистичних даних про надійність. Визначення основних характеристик та закону розподілу напрацювання КМБ до відмови.....	40
2.3 Визначення кількісних характеристик надійності за статистичним даними про відмови КМБ.....	50
2.4 Пропозиції щодо підвищення надійності КМБ тепловоза 2ТЭ116.....	53
3 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ КМБ.....	70
3.1 Розрахунок витрат підприємства до впровадження модернізованих гумо-металічних втулок.....	72

					<i>0032.000000.000.03MP.ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		<i>Ралько</i>			Літ.	Арк.	Аркуші
Перевір.		<i>Капіца</i>			Н	5	
Реценз.					<i>УДУНТ, зр. 2026</i>		
Н. Контр.		<i>Колодій</i>					
Затверд.		<i>Баднар</i>					
					<i>Підвищення надійності колісно-моторних блоків тепловозів</i>		

3.2 Розрахунок витрат підприємства після впровадження модернізованих гумо-металічних втулок	74
3.3 Визначення строку окупності та економічного ефекту	75
ВИСНОВКИ	77
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	78

					<i>0032.000000.000.03MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		6

ВСТУП

Залізничний транспорт України – це складний виробничо-фінансовий комплекс з державною та приватною формами власності, централізованою системою управління перевізним процесом та єдиною технологією.

Підвищення ролі транспортних систем в міжнародних перевезеннях обумовлено значним розвитком інтеграційних процесів, різким зростанням ділової активності та мобільністю населення. В зв'язку з цим постійне оновлення та удосконалення транспортного комплексу, його технічне переозброєння є однією з найважливіших умов подальшого економічного розвитку України.

Утримання локомотивного парку – найбільш фондомістке в структурі витрат Укрзалізниці. Переважна частина витрат припадає на експлуатацію та утримання рухомого складу, закупівлю паливо-мастильних матеріалів, закупівлю електроенергії.

Проте слід зазначити, що протягом останніх років віковий ресурс тягового рухомого складу (ТРС) та технологічного обладнання фізично та морально застаріли. Проблема оновлення ремонтного виробництва Укрзалізниці потребує негайного вирішення. Цього вимагає як обсяги перевезень, так і віковий стан ТРС.

Одним з шляхів вирішення цих заходів є впровадження прогресивних технологій в ремонтне виробництво, впровадження заходів наукової організації праці, раціональне використання виробничих потужностей, проведення атестації локомотивних депо в цілому та окремих його виробничих підрозділів, паспортизація цехів та відділень.

Перспектива локомотивобудування на Україні в даний момент впирається, перед усім, у недостачу матеріальних коштів на фінансування розробки нових типів локомотивів, будування та випробування нових зразків, а також навичок будування нових серій локомотивів, електро- та дизель-поїздів.

Окрім введення в роботу нових зразків техніки вдосконалюються системи технічного обслуговування та ремонту локомотивів, система експлуатації, нормування режимів роботи та відпочинку локомотивних бригад. Сучасний етап

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

розвитку системи експлуатації потребує вдосконалення заходів по забезпеченню безпеки руху поїздів та маневровій роботі, котра займає найважливіше місце в експлуатації локомотивів.

Дана магістерська робота присвячена одному з найактуальніших питань утримання тягового рухомого складу – підвищенню надійності колісно-моторних блоків. Розв'язати це питання ми плануємо удосконаленням конструкції кінематичного зв'язку приводу з колісною парою.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА РОЗРАХУНОК КОЛІСНО-МОТОРНОГО БЛОКА ТЕПЛОВОЗА СЕРІЇ 2ТЭ116

1.1 Будова колісно-моторного блока тепловоза 2ТЭ116

Колісно-моторний блок (рис. 1.1) здійснює кінематичний та силовий зв'язок між тяговим електродвигуном та колісною парою тепловоза.

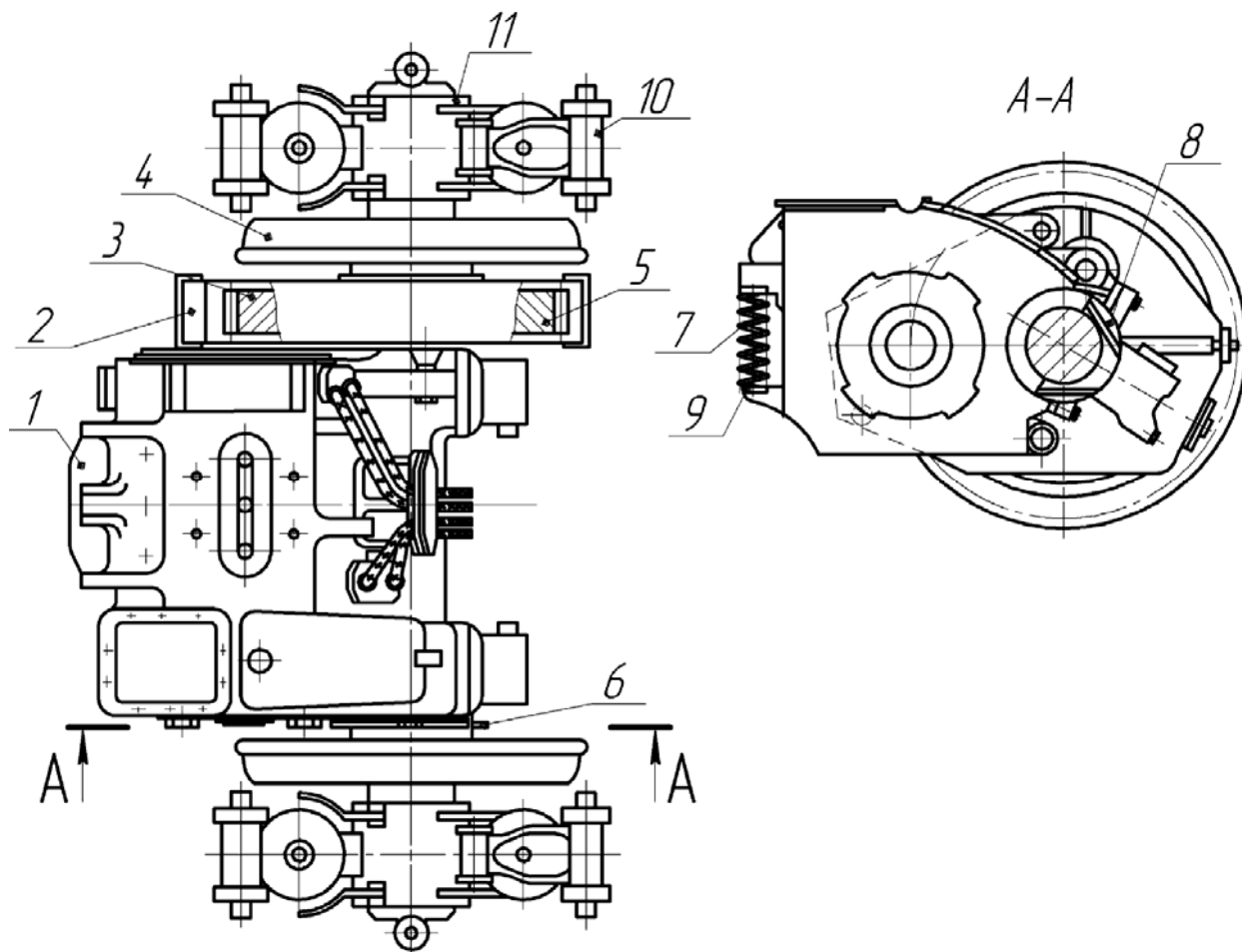


Рисунок 2.7 – Колісно-моторний блок тепловоза 2ТЭ116:

1 – тяговий електродвигун; 2 – кожух тягового редуктора; 3 – шестерня; 4 – колісна пара; 5 – пружне зубчасте колесо; 6 – хомут ущільнення; 7 – пружинна підвіска; 8 – моторно-осьовий підшипник; 9 – опорний прилив; 10 – повідок; 11 – повідкова букса

Тяговий електродвигун однією стороною жорстко спирається на вісь

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

колісної пари через моторно-осьові підшипники, а іншою (опорним приливом) – пружно через пружинну підвіску на раму візка. При такій підвісці практично половина маси тягового електродвигуна жорстко пов'язана з необресореною масою колісної пари та складає для одного блоку приблизно 4250 кг (41,692 кН).

Обертаючий момент тягового електродвигуна передається на колісну пару через одноступінчасту зубчасту передачу.

Шестерня напресована на вал якоря та знаходиться в постійному зачепленні з пружним зубчастим колесом колісної пари. Шестерня та зубчасте колесо закриті кожухом, який кріпиться болтами в трьох точках до остова електродвигуна. Для захисту від пилу та вологи торець моторно-осьового підшипника з боку колектора електродвигуна закритий хомутом, який виконаний у вигляді двох напівкілець, армованих повстю. Торець моторно-осьового підшипника з боку зубчастої передачі знаходиться у контакті з маточиною зубчастого колеса. Для поліпшення змазування поверхонь торців на торцях передніх половин вкладишів виконано по два прорізи, в які при складанні встановлюють повстяні смуги розмірами $6 \times 10 \times 160$ мм. Загальне переміщення тягового електродвигуна щодо вісі повинно бути не більш 1,2 мм.

Моторно-осьові підшипники (рис. 1.2) мають роз'ємні вкладиші 1 та 3, які виготовлені з бронзи. Положення вкладишів в корпусі електродвигуна фіксується шпонкою 2. Верхні вкладиші 1 встановлені в остов двигуна, нижні 3 з вирізом 180×60 мм для підведення мастила притиснуті до верхніх корпусами 12 підшипників, які мають камери для розміщення польстерного пристрою.

Корпус підшипника кріпиться до остова електродвигуна чотирма болтами 15, момент затягування болтів 1250-1420 Н·м. Вкладиші осьових підшипників лівої та правої сторін електродвигуна взаємозамінні.

Щоб уникнути підвищеного тиску по краях вкладишів через прогинання вісі колісної пари розточування внутрішньої поверхні вкладишів виконують по гіперболі. Різниця діаметрів гіперболічного розточування на краях робочої поверхні вкладишів та в середній частині складає один мм. Діаметральний зазор в

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

пазі корпуса коробки при її деформації. Коробка з польстерним пакетом постійно підтискається зусиллям 40-60 Н через вікно у вкладиші 3 до шийки вісі колісної пари. Зусилля створюють гвинтові пружини 9, діючі через важіль 8. Вісі 6 та 7 важеля 8 та пружин 9 закріплені в корпусі 5. Для утримання важеля в піднятому положенні при проведенні робіт, пов'язаних з виїмкою польстерного пакета, на вісь 7 встановлений пружинний фіксатор 10, вільний кінець якого виконаний так, що при неопущеному в робоче положення важелі 8 він не дає можливості встановити кришку 11 на корпус 12 підшипника.

Масляна ванна корпусу підшипника в нижній частині має відстійник для конденсату із зливною пробкою 14, а зверху закрита кришкою 11 з паронітовою прокладкою. Заповнюється масляна ванна через отвір в бічній стінці корпусу підшипника осьовим маслом Л, З або С залежно від пори року та місця експлуатації тепловоза. Кромка заправного отвору визначає найбільший рівень мастила, відповідний об'єму масла у ванні шість л. Найменший допустимий рівень мастила відмічений рисою на щупі маслопоказчика 16, що закриває заправний отвір польстерної камери осьового підшипника.

В цілях підвищення працездатності осьових підшипників, особливо при експлуатації в північних районах, тепловози з кінця 70-х років обладнують електродвигунами ЕД-118Б з циркуляційною системою змазування. В цілому колісно-моторні блоки з електродвигунами ЕД-118А та ЕД-118Б взаємозамінні.

Циркуляційна система змазування осьових підшипників (рис. 1.3) забезпечує циркуляцію масла по замкнутому колу через вкладиші осьових підшипників. На тяговому електродвигуні 1 встановлений єдиний осьовий підшипник 2, який включає дві польстерні камери 3 та 9 та в нижній середній частині маслозбирач 15 місткістю 35 л., з'єднані системою каналів. У маслозбирачі на кришці 10 встановлений шестерінчастий насос 13, який приводиться в дію від вісі колісної пари через шестерню 11, виконану роз'ємною для можливості монтажу та демонтажу без розформовування колісної пари, та зубчасте колесо 12, закріплене на валу насоса. Зачеплення зубчастої передачі

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

пристрої 17, повністю уніфіковані з пристроями, що використовуються для електродвигунів ЕД-118А. Камери лівої та правої сторін з'єднуються через канал В на рівні нижніх кромок вікон вкладишів 18. При русі тепловоза масло, що нагнітається насосом, за системою каналів в підшипнику поступає в польстерні камери, звідти самоплив через вікна у вкладишах проникає в зазор між шийкою вісі колісної пари та вкладишем, а потім по каналах Д зливається в маслозбирач, замикаючи круг циркуляції. У момент зрушування та до швидкості 25 км/год., коли насос не забезпечує подачу достатньої кількості масла, змазування підшипника в основному здійснюється польстерним пристроєм, як на ЕД-118А.

Для зменшення втрат масла при циркуляції та виключення можливості попадання в нього мастила тягової зубчастої передачі, а також вологи та пилу з атмосфери вкладиші виконані як одне ціле з комбінованим контактнo-лабіринтним ущільненням. Крім того, вкладиші зроблені біметалічними з бабітовою заливкою на бронзовій основі для кращого припрацювання та щоб уникнути задирів шийок осей колісних пар. Розточування внутрішньої поверхні вкладишів також проводиться по гіперболі, але під шийки осей діаметром 210 мм, щоб зберегти твердість біметалічних вкладишів на рівні бронзових.

Систему змащування заправляють осьовим маслом. Масло заливають в польстерні камери по нижню кромку вікна вкладиша, а в маслозбирач – по кромку заправного отвору 6. В процесі експлуатації за роботою насоса спостерігають через отвір, що закривається пробкою 5.

Шестерінчастий насос (рис. 1.4) має чавунний корпус 4, в який вставлені шестерні 2 та 3 з 14 зубами кожна, модулем 2 мм та шириною вінця 14 мм. Шестерні забезпечують подачу масла в систему змащування осьового підшипника. До корпуса насоса штифтами 9 та болтами 14 кріпиться клапанна коробка 1, в якій розміщуються зворотні кулькові клапани 13, що працюють на всмоктування та нагнітання при обох напрямках обертання насоса. Всмоктуючі отвори клапанної коробки закриті сіткою 12. На хвостовик валу шестерні 3 встановлено привідне зубчасте колесо 10, яке знаходиться в зачепленні з

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

надійності та збільшення терміну служби редуктора зубчасте зачеплення виконано із зубчастим вінцем пружного колеса, яке здатне самовстановлюватись. Вінець та привідну шестерню виготовляють з легованих сталей. Основні параметри зубчастої передачі тягового редуктора наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні параметри зубчастої передачі тягового редуктора

Параметр	Значення параметра
Число зубців:	
- шестерні	7
- колеса	75
Модуль зачеплення, мм	10
Діаметр кола виступів, мм:	
- шестерні	198,88
- колеса	777,5
Передаточне число	4,412
Міжцентрова відстань, мм	468,8

Шестерня виготовляється із сталі 12Х2Н4А. Поверхні зубів та впадин шестерень цементують на глибину 1,6-1,9 мм (після шліфування) та піддають гартуванню до твердості $HR_C 59$; твердість серцевини зуба та обода $HR_C 35$.

Подовжніх скосів, як в колишніх жорстких передачах, зуби шестерень не мають, а вплив перекоосу компенсується зубчастим вінцем пружного колеса. Після гартування та шліфування профілі зубів та впадини шестерні піддають магнітній дефектоскопії.

Шестерню, заздалегідь нагріту до $170^\circ C$, насаджують на конічний (конусність 1:10) хвостовик валу якоря тягового електродвигуна з осьовим натягом 1,3-1,45 мм. Перед насадкою шестерні на вал їх посадочні поверхні, що сполучаються, перевіряють на прилягання по фарбі (прилягання повинне бути не

менше 75%). На валу електродвигуна шестерню для запобігання сповзанню з конуса в нагрітому стані додатково кріплять гайкою (момент затягування 500 Нм) та контрять шайбою. Для знімання шестерні на торці валу електродвигуна передбачений різьбовий отвір з виходом на посадочну поверхню для установки спеціального ручного гідронасоса.

Зубчасте колесо (рис. 1.5) має зубчатий вінець 6, який через пружні елементи 1 та 2 за допомогою тарілок 19, призонних втулок 4, болтів та і гайок 3 сполучений з маточиною 20 та жорстко зцентрований через ролики 10 по її сферичній поверхні. Момент затягування болтів кріплення тарілок 80-90 Нм. Зібране зубчасте колесо насаджене маточиною на вісь колісної пари з натягом 0,16-0,22 мм.

Пружні елементи для отримання нелінійної характеристики тангенціальної жорсткості зубчастого колеса виконані двох типів. Вісім елементів 1 (малої жорсткості), що мають жорсткість $(125-135) \cdot 10^4$ Н/м, встановлені в отвори діаметром 70 мм тарілок та зубчастого вінця на ковзаючій посадці. Вони складаються з пальця 22 та насаджених гумових амортизаторів 24 та 23, заздалегідь вставлених в металеві втулки 5, 7 та 8. Втулки 5 та 7 мають обмежувальні бурти, перешкоджаючи односторонньому вільному осьовому переміщенню по них вінця. Тому, на кожній стороні зубчастого вінця встановлюють по чотири сформовані пружні елементи 1. Пружні елементи в тарілках та вінці закріплюють стопорними пружинними кільцями 21.

Вісім інших пружних елементів 2 мають велику жорсткість, рівну $(47-50) \cdot 10^6$ Н/м. Вони встановлені в отвори тарілок на ковзаючій посадці, а в отвори вінця – з радіальним зазором 4 мм. Пружний елемент 2 також складається з профільного пальця 15 та напресованих на його кінці гумових амортизаторів 17, заздалегідь вставлених в металеві втулки 16 та 18. Для запобігання сповзанню втулка 16 має обмежувальний бурт та проточку, а втулка 18 – дві проточки під установку стопорних пружинних кілець 21. Поверхня пальця без гуми виконана бочкоподібною (радіусом 270 мм).

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

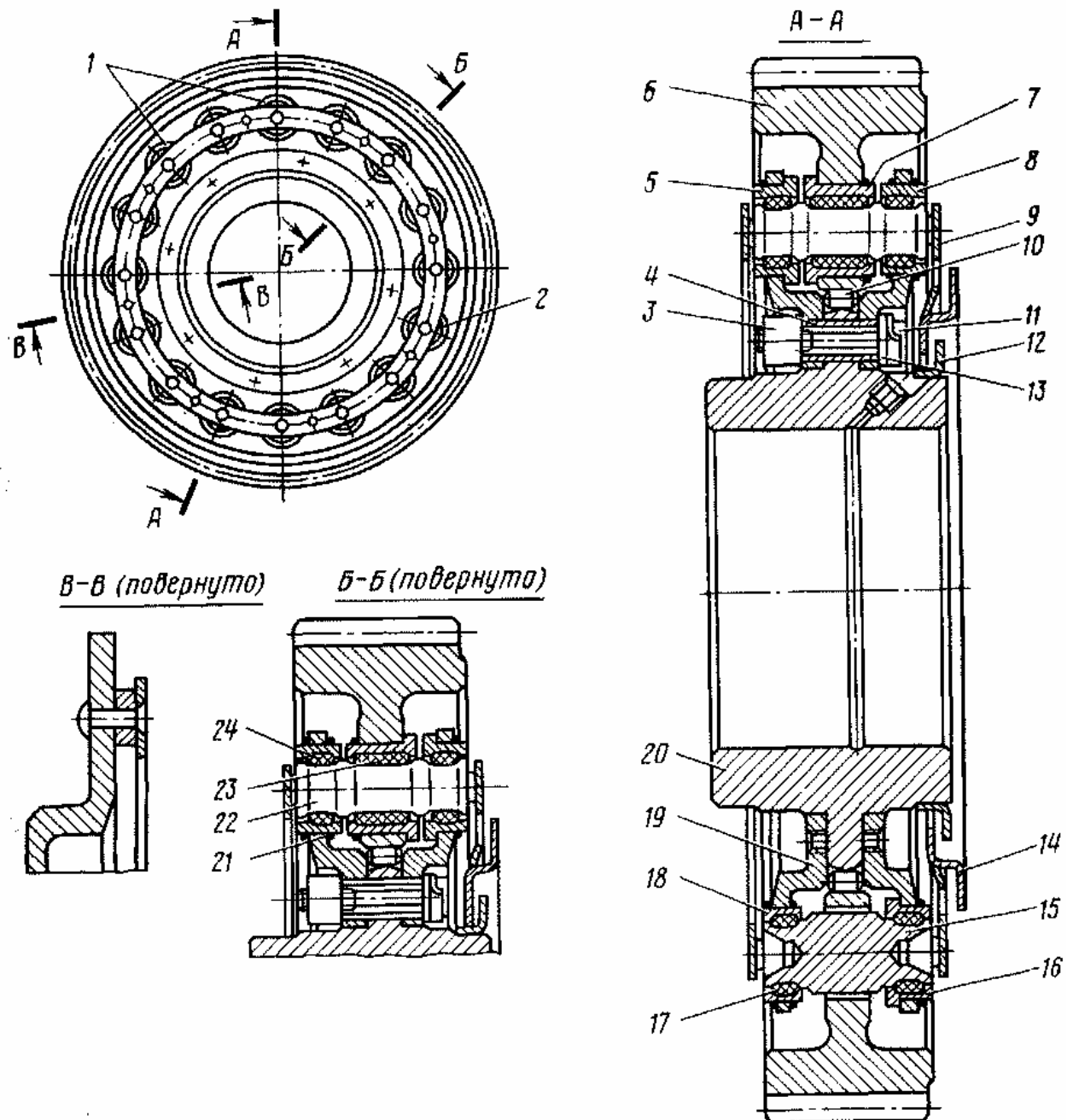


Рисунок 1.5 – Зубчасте колесо:

1, 2 – пружні елементи; 3 – гайка; 4 – призонна втулка; 5, 7, 8, 16, 18 – втулки; 6 – зубчатий вінець; 9 – кільце; 10 – ролик; 11 – болт; 12 – відбивне кільце; 13 – шайба; 14 – півкільце; 15, 22 – пальці; 17, 23, 24 – амортизаційні блоки; 19 – тарілка; 20 – маточина; 21 – пружинне кільце

Всі гумові амортизатори пружних елементів виготовляють з маслобензостійкої гуми. Формування пружних елементів проводиться запресовкою гумових амортизаторів в металеву арматуру; при цьому посадочні

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Арк.

18

поверхні заздалегідь мастять сумішшю з 30% касторової олії та 70% етилового спирту. Сформовані пружні елементи для стабілізації зчеплення гуми з металом витримують протягом 20 днів при температурі 15-30°C без навантаження та доступу світла.

При складанні пружного зубчастого колеса між вінцем та маточиною встановлюють без сепаратора 90 роликів 10 розмірами 15×25 мм, поверхні кочення яких забезпечують поворот вінця щодо маточини, жорстке їх центрування та розвантаження пружних елементів від радіальних зусиль в зубчастому зачепленні тягової передачі. Для можливості самовстановлення зубчастого вінця поверхня маточини під роликами виконана сферичною радіусом 300 мм, а пружні елементи сформовані з зазорами до 5 мм між обмежувальними буртами втулок. Поверхні вінця та маточини під роликами термооброблені до твердості HRC48. В цілях запобігання випаданню пальців 15 та 22 із зовнішніх сторін тарілок прикріплені обмежувальні кільця 9. Тарілки, втулки та пальці виготовлені з сталі 45 або 38ХС та термооброблені для підвищення зносостійкості гнізд під пружними елементами.

Передача обертаючого моменту зубчастим колесом, що має пружні елементи двох типів, здійснюється в два етапи: спочатку при малому обертаючому моменті в роботу вступають пружні елементи 1 з меншою жорсткістю, а потім із збільшенням обертаючого моменту (при рушанні) вінець повертається, та при повороті вступають в роботу жорсткіші елементи 2. Таким чином забезпечується необхідна нелінійна характеристика тангенціальної жорсткості пружного зубчастого колеса.

Для огляду деталей пружного зубчастого колеса при ремонтах, а також заміни пружних елементів передбачена можливість повного його розбирання без розформовування колісної пари. При розбиранні проводиться зсування зубчастого вінця у бік протилежного колісного центру.

Для створення масляної ванни та оберігання зубчастих коліс та шестерень від піску, пилу та інших абразивних матеріалів тягова зубчата передача поміщена

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

в кожух.

Застосування в тяговому редукторі пружного зубчастого колеса дозволило понизити на 40-50% динамічні навантаження, що виникають в зачепленні при русі тепловоза, та за рахунок цього зменшити відмови тягових двигунів, кожухів, а також приблизно в 2 рази підвищити довговічність шестерень та зубчастих коліс.

Кожух тягового редуктора (рис. 1.6) складається з роз'ємних верхньою 1 та нижньою 9 половин зварної конструкції. Площина роз'єму проходить через центри шестерні та зубчастого колеса.

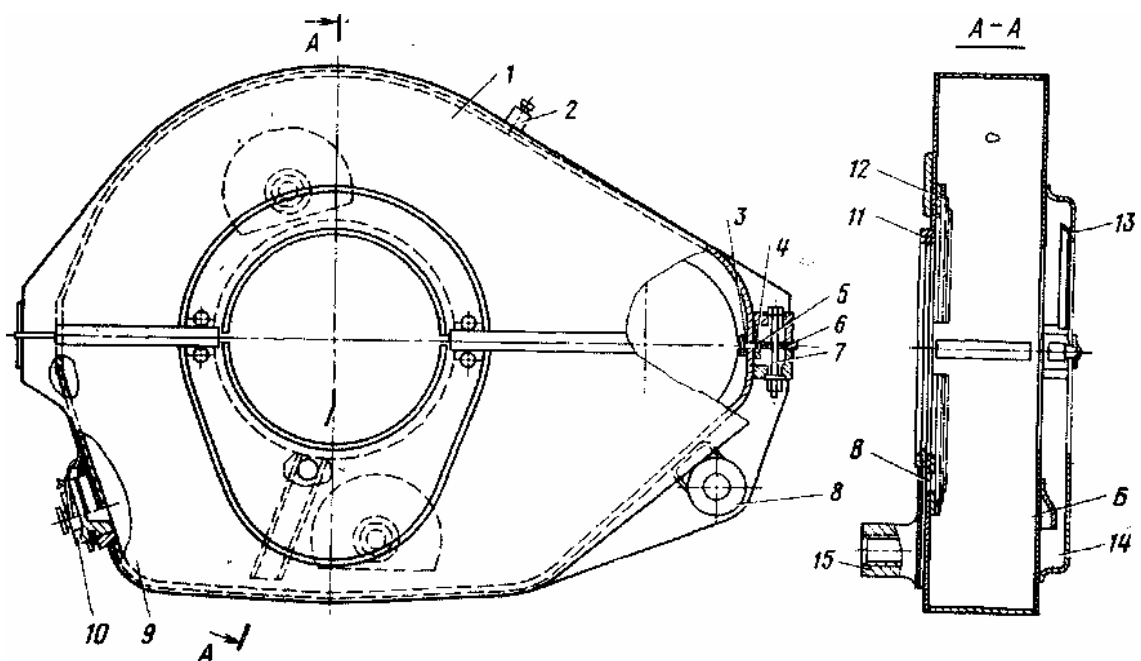


Рисунок 1.6 – Кожух тягового редуктора

Зсередини та зовні до верхньої половини кожуха по всьому периметру приварені накладки 3 та 4. У освічений цими накладками паз укладають гумову трубку 5 для ущільнення місця роз'єму. Половини кожуха скріплюють чотирма болтами 7. Товщина прокладок 6 забезпечує установку трубки ущільнювача по роз'єму з натягом.

Кожух центрують горловиною по бурту вкладиша осьового підшипника та жорстко кріплять до остова тягового електродвигуна в трьох точках болтами М42, вкрученими в бонки 15 та 8. Дві бонки 15 приварені до несучої бічної стінки

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

кожуха поблизу вертикальної площини, що проходить через центр зубчастого колеса. Вкручувані в них болти сприймають велику частину ваги кожуха. Болт, що кручуваного в бонку 8, яка приварена до листу та обичайки нижньої половини кожуха, забезпечує правильну установку кожуха щодо зубчастого колеса. За допомогою прокладок, встановлюваних під бонки, регулюють зазор між торцями зубчастого колеса та стінками кожуха (повинен бути не менше 8 мм) а також радіальний зазор між маточиною колісного центру та горловиною кожуха (повинен бути не менше 1,5 мм). Регулювання зазорів необхідне через знос осьового підшипника в процесі експлуатації. Момент затягування болтів повинен бути 1400-1600 Н·м.

Ущільнення кожуха із зовнішньої сторони в місці зіткнення горловини з буртом вкладиша осьового підшипника створюється повстяними півкільцями 11, вкладеними в пази горловин а по отвору монтажу провідної шестерні – встановленим з натягом повстяним кільцем між стінкою кожуха та підшипниковим щитом тягового електродвигуна. Ущільнення кожуха щодо вісі виконане безконтактним з додатковим розширювальним коробом 14, який має відбивне півкільце 13 та в нижній частині отвір Б для повернення мастила, що проникло в короб, в порожнину кожуха. Герметичність зварних з'єднань кожуха перевіряють гасом. Особливу увагу надають ущільненню між кожухом та осьовим підшипником, оскільки для них застосовують різні мастила, змішування яких різко знижує працездатність даних вузлів та особливо польстерного пристрою. Змащування осьового підшипника внаслідок замащення гніту в'язким мастилом зубчастої передачі виводить його з ладу. Це ущільнення виконано безконтактним лабіринтово-кільцевим. Його утворюють відбійне кільце на маточині зубчастого колеса та жолоб, який утримується півкільцями 12 (поодинці на кожній половині), привареними зсередини до несучої боковини кожуха. У нижній частині півкільця 12 є отвір В, яке служить для відведення мастила, що проникло через ущільнення, за межі кожуха.

Зубчата передача тягового редуктора змащується способом занурення, при

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

якому зубчасте колесо захвачує мастило з нижньої частини кожуха та подає до місця зачіпляє з зубами шестерні. У нижню половину кожуха заливають мастило СТП в кількості 5 кг. При цьому зуби колеса занурюються в масло не глибше кола впадин. Масло завдяки своїм високим показникам в'язкості створює на поверхні зубів безперервний змащувальний шар та в той же час стікає в нижню частину кожуха. Мастило СТП зубчастої передачі тягового редуктора, як показав досвід експлуатації, володіє доброю вологостійкістю та стійкістю до окислення, має високий показник в'язкості та задовільні якості, що мастять, при низьких температурах (-50°C). Для запобігання підвищенню тиску газів в кожусі на його верхній половині встановлений сапун 2, з'єднуючий порожнину кожуха з атмосферою.

У експлуатації контроль рівня мастила та її дозаправку проводять через горловину, закриту різьбовою пробкою 10. Рівень мастила обмежується нижнім краєм заправної горловини.

Підвішування тягового електродвигуна (рис. 1.7) пружне пружинне, виконано так, що дозволяє без складнощів опустити повністю колісно-моторний блок та вивести його з-під тепловоза без викачування візка. Таке підвішування називають звичайно траверсом. Воно складається з нижньої 11 та верхньої 4 балочок з привареними до них накладками 5 та 10 з сталі 20Х, цементованими та загартованими до твердості HRC50, та чотирьох розташованих між балочками пружин 3, виготовлених з прутка діаметром 21 мм пружинної сталі 60С2. Пружини 3, заздалегідь затягнені зусиллям близько 40-50 кН за допомогою стягнутих болтів 2. Зібрана траверса встановлюється між чотирма опорними приливами кронштейна 6 поперечної балки рами візка та закріплюється від випадання з кронштейна направляючими стрижнями 9, пропущеними через отвори кронштейна 6 та балочок 4 та 11 траверси. Крайні пружини утримуються направляючими стрижнями, а середні – спеціальними трубчастими виступами 8, привареними до балочок. Направляючим стрижням не дають випасти вали 7, прикріплені болтами до кронштейна рами візка.

При установці колісно-моторного блоку на візок двигун повертають

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

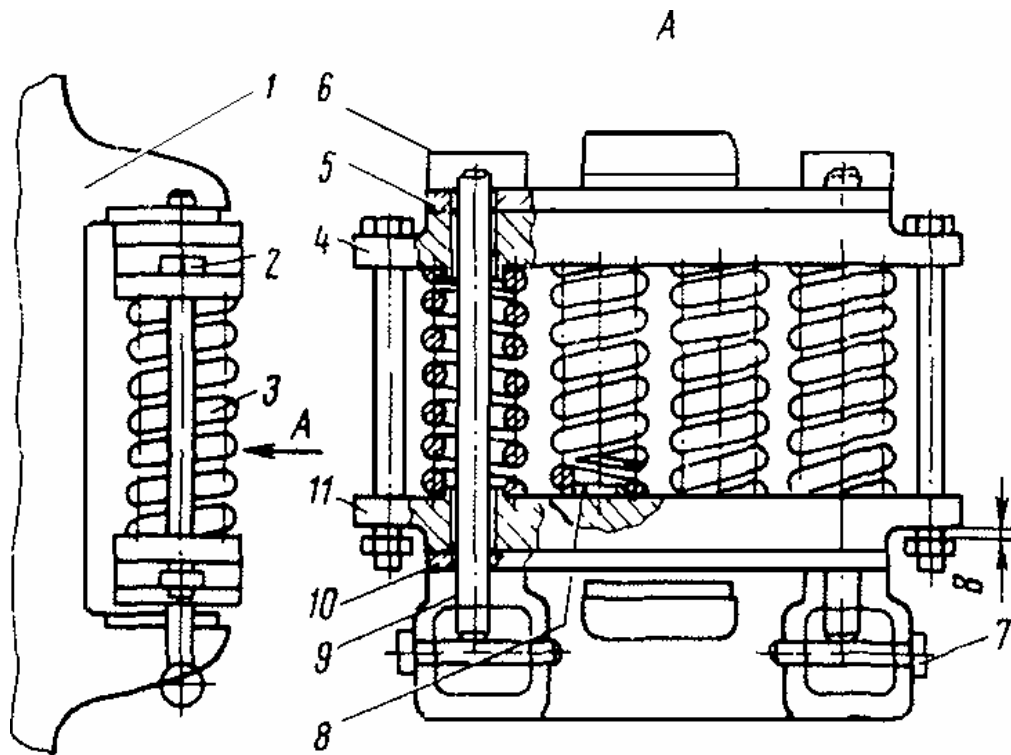


Рисунок 1.7 – Підвішування тягового електродвигуна:

1 – тяговий електродвигун; 2 – стягнутий болт; 3 – пружина; 4, 11 – верхня та нижня балочки; 5, 10 – накладки; 6 – кронштейн рами візка; 7 – вал; 8 – трубчастий виступ; 9 – направляючий стрижень; Б – довжина робочої поверхні накладки; В – зазор

приблизно на 30° щодо горизонтальної площини та шляхом спускання рами візка або підйому колісно-моторного блоку заводять опору (носик) двигуна на траверсу, встановлену на рамі візка. Після установки тягового електродвигуна 1 відпускають стягнуті болти, створюючи зазор В – 10 мм між гайками та опорними поверхнями нижньої балочки. При цьому траверсу встановлюють з натягом в кронштейні візка та з незначним зазором в опорі двигуна для забезпечення поперечних та подовжніх переміщень колісно-моторного блоку, які виникають при русі тепловоза.

Пружна пружинна підвіска траверсу тягового електродвигуна пом'якшує удари, що передаються на раму візка при коливаннях колісно-моторного блоку під час руху. Пружини підвіски розраховують так, щоб при найбільшій силі тяги між їх витками залишався зазор. Проте при русі тепловоза колісно-моторний блок

здійснює коливання (особливо інтенсивні при боксованні), які можуть привести до повного осідання пружин. Це викликає відрив балочок траверси від поверхонь контакту з кронштейном рами візка, опори двигуна та великі ударні навантаження, які передаються на вузли підвішування тягового електродвигуна. Крім того, опорна частина двигуна при русі переміщається по балочках траверси (особливо середньої колісної пари візка) як в подовжньому, так та в поперечному напрямі. Все це викликає інтенсивний знос деталей (накладок траверси, опор двигуна та кронштейнів візка), що труться, які після пробігу 400 тис км підлягають заміні або відновному ремонту.

Зменшення цього небажаного явища і, отже, підвищення довговічності підвіски досягаються за рахунок застосування пружних елементів, що володіють нелінійно наростаючою жорсткістю, зокрема, гумометалічних втулок в маятниковій підвісці типу «серга» (рис. 1.8). У цій конструкції замість нижньої відокремленої опори, використовуваної в серійній підвісці траверсу, до двигуна 1 прикріплено болтами 4 кронштейн 3, що фіксується шпонкою 5.

Нижня проушина сережки 2 гумометалічною втулкою та валом 8 з'єднується з кронштейном двигуна. Верхня проушина сережки 2, розташована з нижньою в одній площині, перпендикулярній вісі колісної пари, аналогічним чином сполучена з кронштейном 6 поперечної балки рами візка.

При такій підвісці поперечні переміщення електродвигуна супроводжуються деформацією гумових втулок проушин та відхиленням сережки, а вертикальні – тільки деформацією гумових втулок. Поворот двигуна при наїзді одного колеса на нерівність або піднесення зовнішньої рейки в кривих проводиться за рахунок деформації гумових втулок та відхилень сережки.

1.2 Визначення основних параметрів тепловоза для розрахунку колісно-моторного блока

Дотична потужність, кВт, тепловоза

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

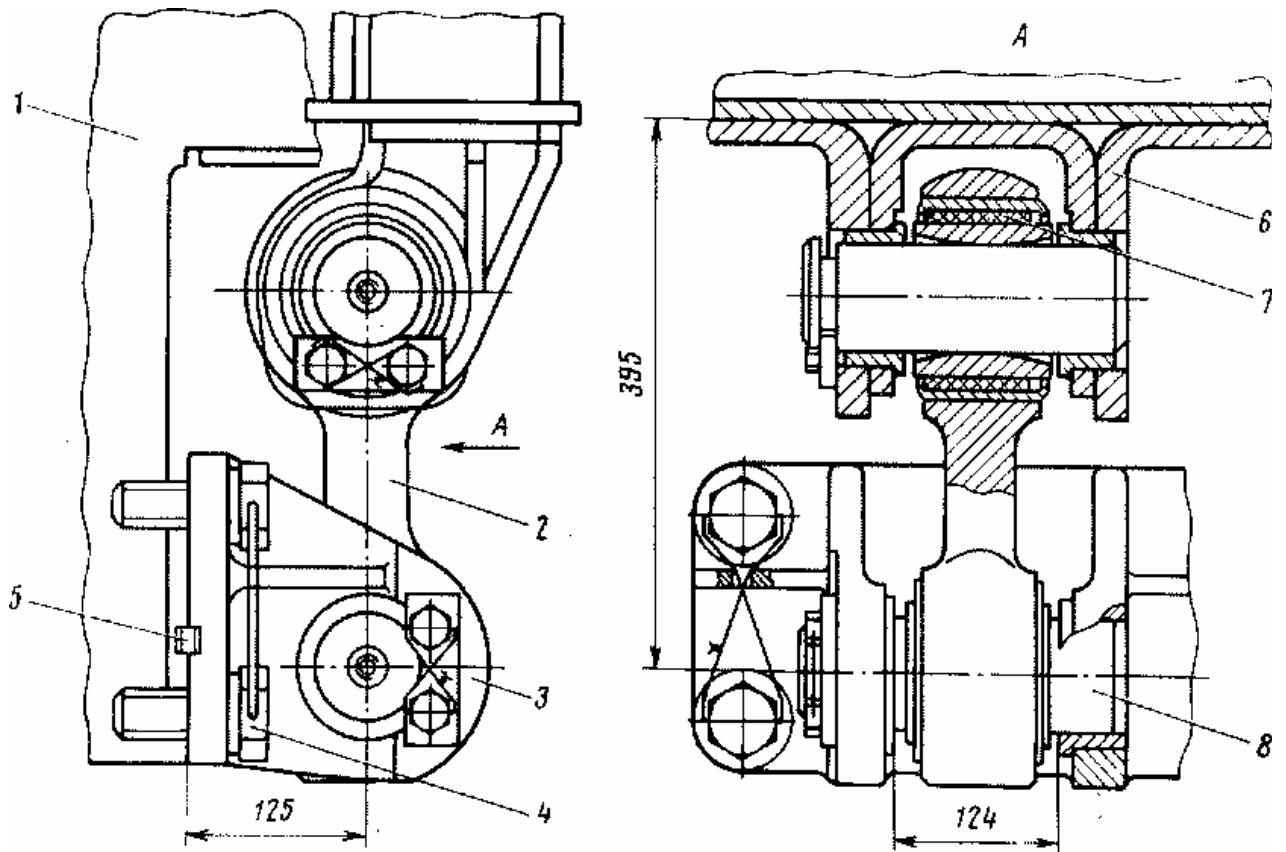


Рисунок 1.8 – Маятникова підвіска типу «серга»:

1 – тяговий електродвигун; 2 – серга; 3, 6 – кронштейни; 4 – болт; 5 – фіксуюча шпонка; 7 – гумометалічна втулка; 8 – вал

$$N_k = \frac{F_{кр} \cdot V_p}{3,6}, \quad (1.1)$$

де $F_{кр}$ – розрахункова дотична сила тяги, $F_{кр} = 471$ кН;

V_p – розрахункова швидкість, $V_p = 26$ км/год.

$$N_K = \frac{471 \cdot 26}{3,6} = 3402 \text{ кВт.}$$

Потрібна ефективна потужність дизеля, кВт,

$$N'_e = \frac{N_K}{\eta_n \cdot \beta_{дон} \cdot n_c}, \quad (1.2)$$

де η_n – ККД передачі;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Арк.

25

$\beta_{\text{дон}}$ – коефіцієнт, який враховує витрату енергії на привод допоміжних агрегатів тепловоза;

n_c – кількість секцій у складі тепловоза.

ККД електричної передачі змінно-постійного струму:

$$\eta_n = \eta_z \cdot \eta_d \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{в.у.}}, \quad (1.3)$$

де $\eta_z, \eta_d, \eta_m, \eta_{\text{в.у.}}$ – ККД відповідно тягового генератора, тягового електродвигуна (ТЕД), тягового осьового редуктора та випрямної установки; для розрахунків приймаємо: $\eta_z=0,93$; $\eta_d=0,85$; $\eta_m=0,97$; $\eta_{\text{в.у.}}=0,99$.

$$\eta_{\Pi} = 0,93 \cdot 0,85 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,759.$$

Коефіцієнт $\beta_{\text{дон}}$ визначається з виразу

$$\beta_{\text{дон}} = \frac{N'_e - \sum N_{\text{дон}}}{N'_e}, \quad (1.4)$$

де $\sum N_{\text{дон}}$ – сумарні витрати потужності на привод допоміжних агрегатів, приймає згідно з базовим тепловозом, $\sum N_{\text{дон}}=225$ кВт.

Для визначення N'_e та $\beta_{\text{дон}}$ складаємо та розв'язуємо систему рівнянь з виразів (1.2) та (1.4).

$$N'_e = \frac{N_K}{\eta_n \cdot \frac{N'_e - \sum N_{\text{всп}}}{N'_e} \cdot n_c};$$

Отримуємо $N'_e = 2463$ кВт.

Потрібна потужність, кВт, тягового електродвигуна проектного тепловоза

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$P'_\partial = \frac{N_\kappa}{\eta_m \cdot \kappa}, \quad (1.5)$$

де κ – кількість ТЕД на тепловозі, $\kappa=12$.

$$P'_{ДВ} = \frac{3402}{0,97 \cdot 12} = 292 \text{ кВт.}$$

$$\Delta = \frac{307 - 292}{307} \cdot 100\% = 4,8\%.$$

На підставі величини потужності ТЕД, що розрахована за формулою (1.5), обраємо тип електродвигуна, потужність якого P_∂ близька до потрібної P'_∂ .

Параметри ТЕД

Тип ТЕД	ЭД-118
Потужність ТЕД P_∂ , кВт	307
Частота обертання вала ТЕД: – тривалого режиму $n_{\partial\infty}$, хв ⁻¹	585
	– максимальна $n_{\partial max}$, хв ⁻¹
ККД η_∂ , %	91,5
Обертальний момент $M_{\partial\infty}$, Н·м	4970

Мінімальна зчїпна вага $P_{зч}$, кН, одної секції проектного тепловоза визначається за умови його руху по розрахунковому підйому зі сталою швидкістю без буксування

$$P_{зч} = \frac{3,6 \cdot N_\kappa}{\eta_e \cdot \psi_p \cdot V_p \cdot n_c}, \quad (1.6)$$

де – коефіцієнт зчєплення колеса з рейкою при розрахунковій швидкості, який визначаємо згідно з правилами тягових розрахунків;

η_e – коефіцієнт використання зчїпної ваги, значення якого залежить від

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

конструкції екіпажної частини тепловоза та розташування ТЕД; $\eta_6 = 0,88$.

$$\psi_P = 0,118 + \frac{4}{22 + V_P};$$

$$\psi_P = 0,118 + \frac{4}{22 + 26} = 0,201.$$

$$P_{зч} = \frac{3,6 \cdot 3402}{0,88 \cdot 0,201 \cdot 26 \cdot 2} = 1332 \text{ кН.}$$

Отримане значення $P_{зч}$ перевіряємо на виконання умови

$$\frac{P_{зч}}{k} \leq q, \quad (1.7)$$

де q – осьове навантаження від колісної пари на рейки проектного тепловоза, кН.

$$\frac{1332}{12} < 226.$$

1.3 Визначення параметрів тягового осьового редуктора

Основним параметром тягового редуктора тепловоза є передаточне число, яке визначаємо після вибору ТЕД та діаметра рушійних коліс наступним чином.

У першому наближенні передаточне число μ_1 визначаємо за умови забезпечення заданої швидкості V_p на розрахунковому підйомі

$$\mu_1 = \frac{F_{\partial\infty} \cdot D_K}{2M_{\partial\infty}}, \quad (1.8)$$

де $F_{\partial\infty}$ – тривала сила тяги одного колісно-моторного блока (КМБ), кН;

D_K – діаметр рушійних коліс тепловоза за колом кочення, $D_K = 1,05$ м;

$M_{\partial\infty}$ – момент обертання на валі якоря ТЕД у тривалому режимі, кН·м;

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\partial\infty} = \frac{F_{кр}}{\kappa}. \quad (1.9)$$

$$F_{\partial\infty} = \frac{471}{12} = 39,3 \text{ кН.}$$

Тривалий момент $M_{\partial\infty}$ на валу ТЕД визначаємо, виходячи з потужності P_{∂} і частоти обертання якоря у тривалому режимі роботи ТЕД з урахуванням даних базового тепловоза

$$M_{\partial\infty} = 9,5 \frac{P_{\partial}}{n_{\partial\infty}}. \quad (1.10)$$

$$M_{\partial\infty} = 9,5 \frac{307}{585} = 4,99 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$\mu_1 = \frac{39,3 \cdot 1,05}{2 \cdot 4,99} = 4,13.$$

У другому наближенні передаточне число μ_2 визначаємо за умови, що при конструкційній швидкості руху тепловоза частота обертання якоря ТЕД не перевищує максимальної частоти обертання, що встановлено заводом-виготівником $n_{\partial max}$

$$\mu_2 = \frac{n_{\partial max}}{n_{\kappa}}, \quad (1.11)$$

де n_{κ} – максимальна частота обертання коліс тепловоза, хв^{-1} ;

$$n_{\kappa} = \frac{1000 \cdot V_{\kappa}}{60 \cdot \pi \cdot D_{\kappa}}. \quad (1.12)$$

$$n_{\kappa} = \frac{1000 \cdot 120}{60 \cdot 3,14 \cdot 1,05} = 607 \text{ хв}^{-1}.$$

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

$$\mu_2 = \frac{2290}{606,6} = 3,775.$$

Остаточно передаточне число приймаємо таким, щоб довжина централі (відстань між осями вала якоря ТЕД і колісної пари) у порівнянні з аналогічним параметром базового тепловоза залишалася незмінною. Ця умова описується системою рівнянь

$$\begin{cases} A = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2}; \\ \frac{z_2}{z_1} = \mu_1 \text{ або } \mu_2 \text{ (те, що менше),} \end{cases} \quad (1.13)$$

де A – довжина централі; $A = 468,8$ мм;

z_2 – кількість зубців веденої шестерні (зубчастого колеса);

z_1 – кількість зубців ведучої шестерні;

m – модуль зачеплення, приймаємо за значенням показника базового тепловоза

$$m = 10.$$

$$z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot A}{m} = \frac{2 \cdot 468,8}{10} \approx 90.$$

$$\frac{z_2}{z_1} = \mu_1 = 3,77.$$

$$z_1 = 20; \quad z_2 = 75.$$

Отримані значення z_1 і z_2 округлюємо до цілого числа, а потім встановлюємо остаточне розрахункове значення передаточного числа μ_p .

Бажано, щоб z_1 і z_2 мали парну та непарну кількість зубців.

Розрахункове значення передаточного числа μ_p не повинно перевищувати частоти обертів, що допускається заводом-виготівником, тобто

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

$$n_{\partial max}^P \leq n_{\partial max}, \quad (1.14)$$

де $n_{\partial max}^P$ – найбільша частота обертання вала якоря ТЕД при конструкційній швидкості руху проектного тепловоза, $хв^{-1}$;

$$n_{\partial \infty}^P = n_k \cdot \mu_p. \quad (1.15)$$

$$n_{\partial \infty}^P = 607 \cdot 3,75 = 2275 \text{ хв}^{-1} \leq 2290 \text{ хв}^{-1}.$$

Якщо ця умова не виконується, необхідно коригувати μ_p шляхом зміни кількості зубців шестерень при незмінній їхньої сумі.

Розрахункова сила тяги тепловоза $F_{кр}$, що відповідає тривалому струму ТЕД, уточнюється за остаточно прийнятим значенням μ_p

$$F_{кр} = \frac{2 \cdot M_{\partial \infty} \cdot \mu_p \cdot \kappa}{D_k}. \quad (1.16)$$

$$F_{кр} = \frac{2 \cdot 4,99 \cdot 3,75 \cdot 12}{1,05} = 428 \text{ кН}.$$

Відстань від нижньої частини кожуха до головки рейки Δ повинна бути не менше 120–130 мм, що визначається за формулою

$$\Delta = \frac{D_k - (m \cdot z_2 + 2c)}{2} \geq 120\text{--}130 \text{ мм}, \quad (1.17)$$

де c – відстань від торця зубців веденої шестерні (зубчастого колеса) до нижній поверхні кожуха, $c = 18\text{--}25$ мм.

$$\Delta = \frac{1050 - 10 \cdot 75 + 2 \cdot 25}{2} = 125 \text{ мм}.$$

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

1.4 Розрахунок і побудова електромеханічних характеристик тягового електродвигуна

Електромеханічними характеристиками називають залежності обертового моменту на валу M_{∂} і частоти обертання якоря n_{∂} від сили струму навантаження I_{∂} ТЕД $M_{\partial} = f(I_{\partial})$, $n_{\partial} = f(I_{\partial})$.

Побудову електромеханічних характеристик ТЕД починаємо з вибору заводських характеристик двигуна, що близький за потужністю до значення P'_{∂} , що розраховано за формулою (1.5) потрібної (рис. 1.9).

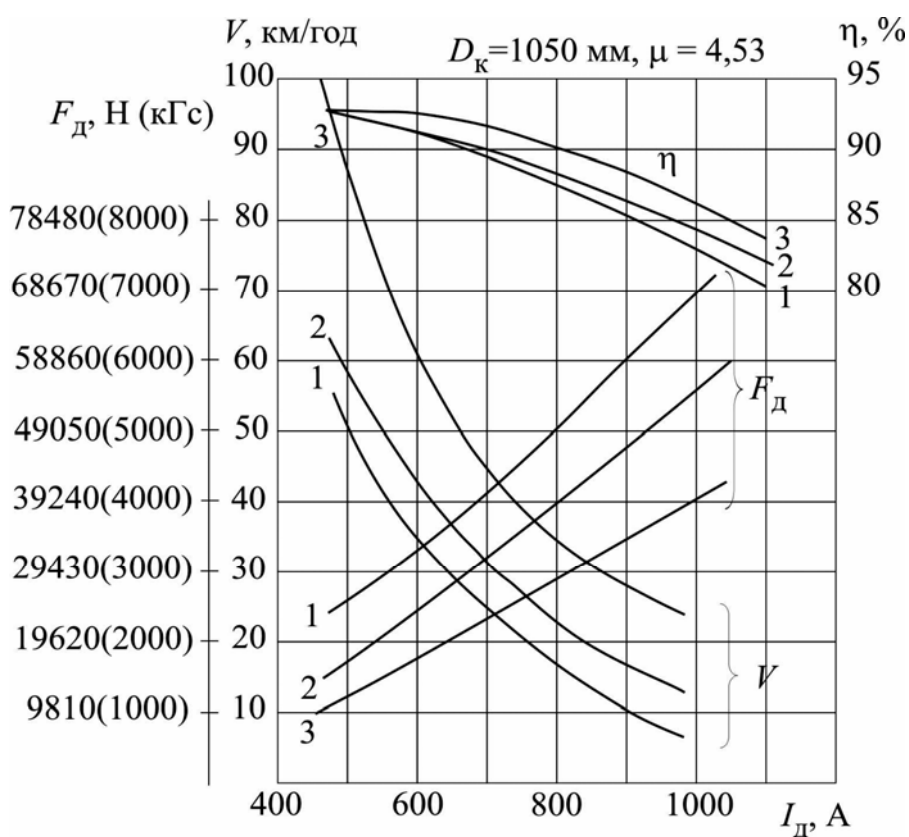


Рисунок 1.9 – Електротягові характеристики КМБ з ТЕД ЭД-118, ЭД-118А потужністю 307 кВт: 1 – ПП ($\alpha = 100 \%$), 2 – ОП1 ($\alpha = 60 \%$), 3 – ОП2 ($\alpha = 36 \%$)

Вибрані характеристики перераховуємо з урахуванням потрібної потужності ТЕД тепловоза, що проектується, та ступеня послаблення магнітного поля. В основі методу перерахування лежить положення, відповідно до якого на різних режимах ККД різноманітних за потужністю двигунів практично однакові та

становлять 0,91–0,92. Характер залежностей однаковий, змінюється тільки чисельне значення величини обертового моменту та частоти обертання.

Для побудови електромеханічних характеристик ТЕД використовуємо співвідношення $\frac{M_{\partial n}}{M_{\partial б}}$, $\frac{n_{\partial n}}{n_{\partial б}}$, $\frac{P_{\partial n}}{P_{\partial б}}$, де індекси «п» і «б» позначають належність параметра відповідно до проектного та базового тепловоза.

Оскільки

$$M_{\partial} = 9,5 \cdot \frac{P_{\partial}}{n_{\partial}}; \quad n_{\partial} = \frac{1000 \cdot V \cdot \mu_p}{60 \cdot \pi \cdot D_k}, \quad (1.18)$$

наводимо співвідношення величин обертових моментів і частот обертання якорів ТЕД проектного та базового тепловозів через відомі або раніше визначені параметри

$$\frac{M_{\partial n}}{M_{\partial б}} = \frac{P_{\partial n}}{P_{\partial б}} \cdot \frac{V_{б}}{V_n} \cdot \frac{\mu_{б}}{\mu_p} \cdot \frac{D_{кп}}{D_{кб}}; \quad \frac{n_{\partial n}}{n_{\partial б}} = \frac{V_n}{V_{б}} \cdot \frac{\mu_p}{\mu_{б}} \cdot \frac{D_{кб}}{D_{кп}}. \quad (1.19)$$

$$\frac{M_{\partial n}}{M_{\partial б}} = \frac{292 \cdot 100 \cdot 4,41 \cdot 1,05}{307 \cdot 120 \cdot 3,75 \cdot 1,05} = 0,932;$$

$$\frac{n_{\partial n}}{n_{\partial б}} = \frac{120 \cdot 3,75 \cdot 1,05}{100 \cdot 4,41 \cdot 1,05} = 1,02.$$

У результаті підставлення величин потужності, швидкості, передаточного відношення, діаметра коліс базового та проектного тепловозів і наступних обчислень правих частин рівнянь (1.19) отримаємо

$$\frac{M_{\partial n}}{M_{\partial б}} = \bar{M}_{\partial}; \quad \frac{n_{\partial n}}{n_{\partial б}} = \bar{n}_{\partial}, \quad (1.20)$$

де \bar{M}_{∂} і \bar{n}_{∂} – постійні, які не враховують можливі зміни режимів послаблення магнітного поля ТЕД.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Для перерахування значень M_{∂} і n_{∂} з урахуванням заданих для проектного тепловоза режимів послаблення поля використовуємо залежності

$$n_{\partial n} = \bar{n}_{\partial} \cdot \frac{\alpha_{\bar{\partial}}}{\alpha_n} \cdot n_{\partial \bar{\partial}}; \quad M_{\partial n} = \bar{M}_{\partial} \cdot \frac{\alpha_n}{\alpha_{\bar{\partial}}} \cdot M_{\partial \bar{\partial}}, \quad (1.21)$$

де $\alpha_{\bar{\partial}}$ і α_n – ступінь послаблення магнітного поля ТЕД відповідно базового і проектного тепловозів.

Таким чином, обертальний момент на валу якоря ТЕД при більш глибокому послабленні магнітного поля зменшується, а частота обертання якоря зростає.

Результати розрахунку електромеханічних характеристик оформлюємо в табл. 1.2.

Графічну побудову електромеханічних характеристик ТЕД проектного тепловоза наводимо на рис. 1.10.

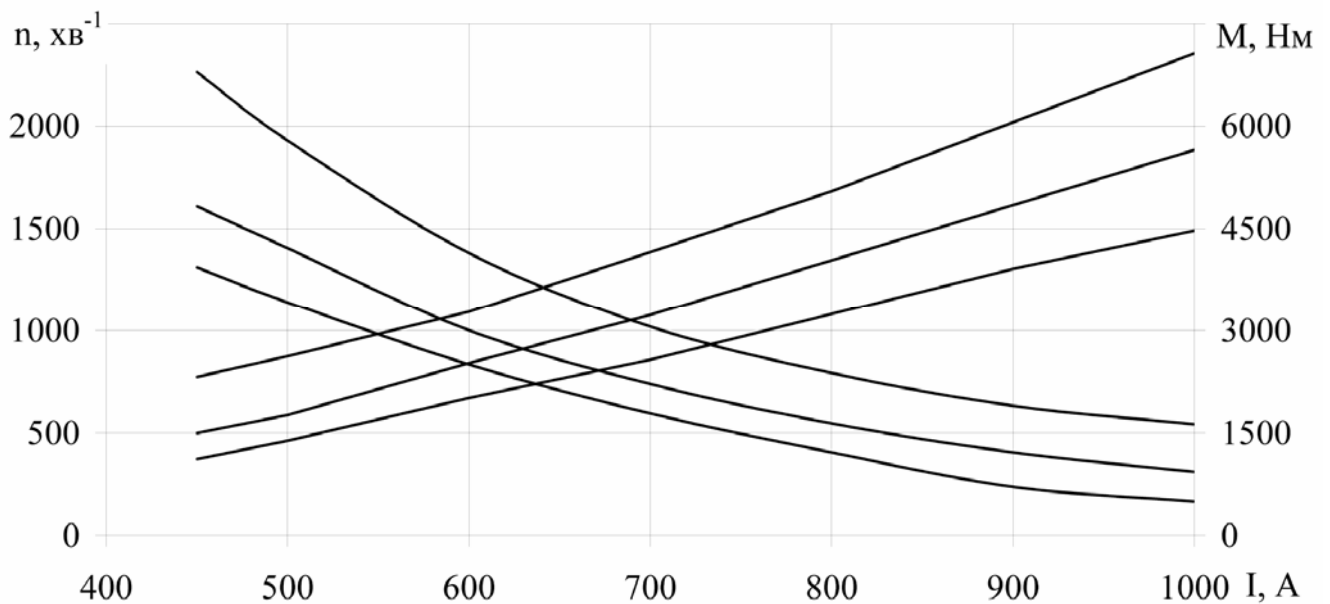


Рисунок 1.10 – Електромеханічні характеристики ТЕД проектного тепловоза

1.5 Розрахунок та побудова електротягових характеристик колісно-моторного блока

Електротяговими характеристиками називаються залежності дотичної сили

					<i>0032.000000.000.03MP.Π3</i>	<i>Αρκ.</i>
<i>Σμν.</i>	<i>Αρκ.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Πίθλις</i>	<i>Δατα</i>		36

Таблиця 1.3 – Результати розрахунку електротягових характеристик КМБ

Режим роботи ТЕД																	
ПП ($\alpha = 100\%$)						ОП-1 ($\alpha = 60\%$)						ОП-2 ($\alpha = 30\%$)					
I_D ,	M_{Dn} ,	F_{Dn} ,	n_{Dn} ,	V_{Dn} ,	M_{Dn} ,	F_{Dn} ,	n_{Dn} ,	V_{Dn} ,	M_{Dn} ,	F_{Dn} ,	n_{Dn} ,	V_{Dn} ,	M_{Dn} ,	F_{Dn} ,	n_{Dn} ,	V_{Dn} ,	
А	кН·м	кН	хв ⁻¹	км/год	кН·м	кН	хв ⁻¹	км/год	кН·м	кН	хв ⁻¹	км/год	кН·м	кН	хв ⁻¹	км/год	
450	2322	16,1	1311	69,0	1248	8,60	1501	80,0	1117	7,70	2264	120,0	1117	7,70	2264	120,0	
500	2624	18,2	1191	63,0	1763	12,2	1406	75,0	1387	9,60	1992	106,0	1387	9,60	1992	106,0	
600	3277	22,7	834	44,0	2524	17,5	1001	53,0	2013	14,0	1381	73,0	2013	14,0	1381	73,0	
700	4159	28,8	596	32,0	3231	22,4	739	39,0	2572	17,8	1019	54,0	2572	17,8	1019	54,0	
800	5048	35,0	405	21,0	4039	28,0	547	29,0	3243	22,5	793	42,0	3243	22,5	793	42,0	
900	6058	42,0	238	13,0	4846	33,6	405	21,0	3914	27,1	633	34,0	3914	27,1	633	34,0	
1000	7067	49,0	166	10,0	5653	39,2	310	16,0	4474	31,0	543	29,0	4474	31,0	543	29,0	

$$F_{\partial n} = \frac{2 \cdot \mu_p \cdot M_{\partial n}}{D_k} \cdot \eta_m; \quad (1.22)$$

$$V_{\partial n} = \frac{60 \cdot \pi \cdot D_k \cdot n_{\partial n}}{1000 \cdot \mu_p}. \quad (1.23)$$

За результатами розрахунків будуюмо електротягові характеристики колісно-моторного блоку проектного тепловоза (рис. 1.11).

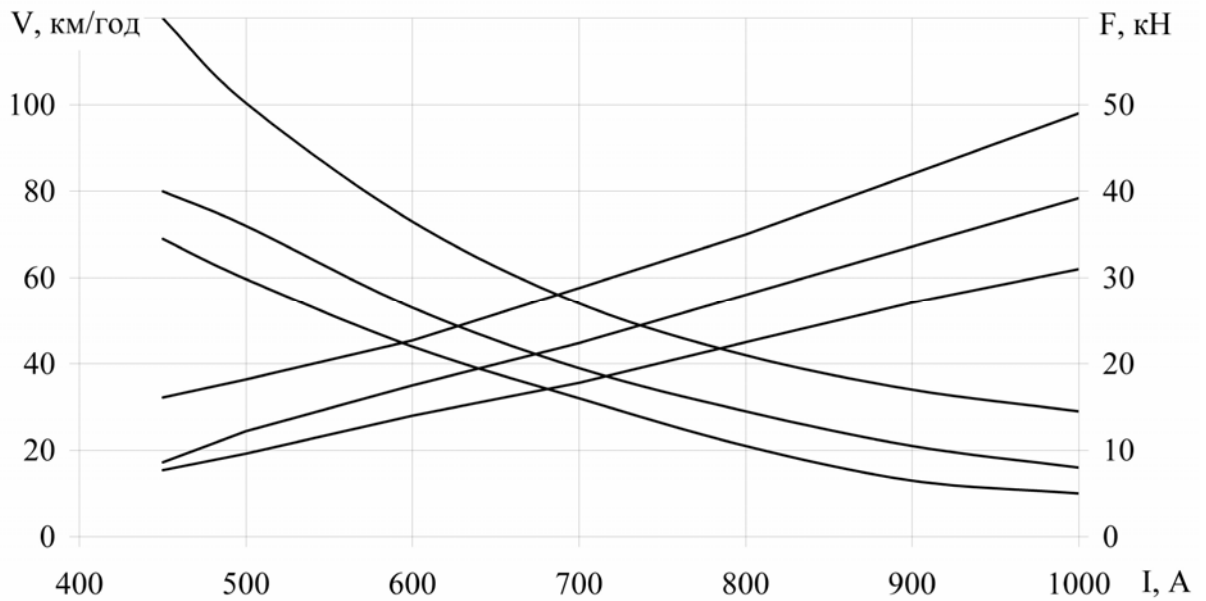


Рисунок 1.11 – Електротягові характеристики КМБ проектного тепловоза

2 АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ КОЛІСНО-МОТОРНИХ БЛОКІВ

2.1 Аналіз пошкоджень КМБ, що виникають в процесі експлуатації

В процесі експлуатації можна виділити основні несправності КМБ тепловоза.

В буксах бувають наступні несправності: нагрівання, тріщини в корпусі, несправності та дефекти роликів підшипників. Нагрівання букс виникає від неправильного їх монтажу, дефектів підшипників кочення, нестачі або надлишку мастила, знос конусних поверхонь пазів під хвостовики повідкових валів, різьбових отворів, деталей фрикційного гасника коливальних.

В гумових амортизаторах виникають пошкодження гуми, відшаровування її від кілець або втрата пружності.

Лабіринтове кільце передпідматочинної частини вісі замінюють за наявності зломів, тріщин, задирів, викривлення або зносу. Ослаблення в посадці, а також знос по бічній поверхні та торцю відновлюють наплавленням з подальшою обробкою.

Деталі фрикційного гасителя після очищення оглядають та при виявленні тріщин або зривів різьб її замінюють. За наявності на поршні тріщин, вм'ятин, забоїн, задирів по зовнішній поверхні його замінюють. Механічні пошкодження завглибшки не більш 0,8 мм або знос не більш двох мм по діаметру усувають проточкою. Амортизатори з дефектною гумою та товщиною менше 11 мм замінюють.

У повідках букс замінюють амортизатори торців, що прийшли в непридатність. Перевіряють стан та посадку циліндрових амортизаторів повідка, при цьому, якщо вали повідка повертаються у втулках, вал в зборі з втулками випресовують для заміни повідка або формування повідка з новими амортизаторами.

Найчастішим пошкодженням в експлуатації моторно-осьових підшипників

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

та вісі колісної пари є задири, особливо в зимовий час, в результаті зволоження мастила за рахунок конденсації вологи повітря та попадання води та снігу в шапки моторно-осьових підшипників. У моторно-осьових підшипниках відбувається знос та забруднення в польстерах, збільшення зазору «на масло» внаслідок зносу вкладишів та ослаблення їх кріплення, зменшення натягу тощо.

У кожухах зубчатої передачі виникають тріщини по зварці, в стінках та днищах, пробоїни та вм'ятини, витіки мастила через ущільнення по площині роз'єму.

Найбільш важкими для ремонту є пошкодження тягового осьового редуктора. До них відносяться: пошкодження зубців шестерні та колеса, зрив заклепок пружного зубчастого колеса, вихід з ладу елементів пружного з'єднання вінця та маточини.

В дипломній магістерській роботі пропонується підвищити надійність КМБ за рахунок модернізації пружного зубчастого колеса, модернізації повідкового з'єднання, модернізації МОП.

2.2 Первинний аналіз статистичних даних про надійність. Визначення основних характеристик та закону розподілу напрацювання КМБ до відмови

Найбільш об'єктивні відомості про надійність локомотивів можна одержати на основі використання статистичних даних про відмови, що отримані у процесі експлуатації. Без інформації про відмови, що міститься у первинній документації, неможливо визначити показники надійності, виявити недоліки конструкції, ступінь впливу на надійність умов експлуатації й на підставі цих даних прийняти заходи щодо підвищення надійності об'єкта. Але у первинній документації містяться невпорядковані дані, з яких важко доглянути будь-яку закономірність.

Статистичні дані про відмови колісно-моторних блоків тепловоза 2ТЭ116 в тис км: 32; 53; 72; 107; 108; 109; 112; 116; 122; 128; 128; 132; 132; 134; 134; 138; 140; 141; 142; 146; 149; 151; 153; 157; 164; 168; 171; 174; 177; 179; 184; 187; 188; 192; 193; 197; 198; 203; 205; 206; 214; 215; 219; 224; 225; 226; 227; 228; 228; 229;

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

230; 234; 235; 241; 245; 250; 252; 257; 262; 263; 264; 269; 271; 273; 274; 278; 280; 282; 283; 283; 290; 291; 298; 307; 307; 336; 347; 367; 392.

Діапазон зміни значень напрацювань, у середині якого мали місце відмови, визначається за формулою

$$R = l_{\max} - l_{\min}; \quad (2.1)$$

$$R = 392 - 32 = 360 \text{ тис км.}$$

Для розрахунку оптимальної величини інтервалу Δl , тис км використовуємо формулу:

$$\Delta l = \frac{R}{1 + 3,322 \cdot \lg N}, \quad (2.2)$$

де N – кількість об'єктів спостереження. В нашому випадку це КМБ тепловоза 2ТЭ116.

$$\Delta l = \frac{360}{1 + 3,322 \cdot \lg 79} = 49 \text{ тис км.}$$

Кількість інтервалів розбиття напрацювань до відмови визначаємо, виходячи зі такого співвідношення:

$$k = \frac{R}{\Delta l}; \quad (2.3)$$

$$k = \frac{360}{49} = 7,35.$$

Величина інтервалу округлюється в більшу сторону до цілого значення. Приймаємо $k = 8$.

Після цього проводиться об'єднання пробігів до відмови по інтервалах в табл. 2.1.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку характеристик
напрацювання до відмови

Межі інтервалу		Середнє значення напрацювання в інтервалі \bar{l}_i , тис км	Абсолютна частота (вага), n_i	Відносна частота (частість), m_i	Відносна накопичена частота, m'_i	Щільність імовірності настання відмови, $\bar{f}(l_i)$
32	81	56,5	3	0,038	0,038	0,0008
82	130	106	8	0,101	0,139	0,0021
131	179	155	19	0,241	0,380	0,0049
180	228	204	19	0,241	0,620	0,0049
229	277	253	16	0,203	0,823	0,0041
278	326	302	10	0,127	0,949	0,0026
327	375	351	3	0,038	0,987	0,0008
376	424	400	1	0,013	1,000	0,0003
			$\Sigma=79$			

Для прикладу Розраховуємо показники надійності для першого інтервалу розбиття напрацювань до відмови ($i=1$).

Середні значення напрацювань в i -му інтервалі визначають за формулою

$$\bar{l}_i = \frac{l_{поч.i} + l_{кін.i}}{2}, \quad (2.4)$$

де $l_{поч.i}$ – початкова величина напрацювання в i -му інтервалі, тис км;

$l_{кін.i}$ – кінцева величина напрацювання в i -му інтервалі, тис км.

$$\bar{l}_i = \frac{32 + 81}{2} = 56,5 \text{ тис км.}$$

Відносна частота відмов m_i обчислюється за формулою

$$m_i = \frac{n_i}{N}, \quad (2.5)$$

де n_i – кількість відмов в i -му інтервалі, $n_1 = 3$;

N – загальна кількість об'єктів спостереження (кількість КМБ, над якими проводились спостереження), $N = 79$.

$$m_i = \frac{3}{79} = 0,038.$$

Відносна накопичена частота m'_i утворюється шляхом додавання попереднього значення відносної накопиченої частоти до поточного значення відносної частоти

$$m'_i = m'_{i-1} + m_i. \quad (2.6)$$

$$m'_i = 0 + 0,038 = 0,038.$$

Щільність імовірності настання відмови $\bar{f}(l_i)$ визначають за формулою

$$\bar{f}(l_i) = \frac{n_i}{\Delta l \cdot N}; \quad (2.7)$$

$$\bar{f}(l_i) = \frac{3}{49 \cdot 79} = 0,0008.$$

Середнє напрацювання до першої відмови визначається за формулою:

$$\bar{l} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^k n_i \cdot \bar{l}_i; \quad (2.8)$$

$$\bar{l} = \frac{1}{79} (3 \cdot 56,5 + 8 \cdot 106 + 19 \cdot 155 + 19 \cdot 204 + 16 \cdot 253 + 10 \cdot 302 + 3 \cdot 351 + 1 \cdot 400) = 207 \text{ тис км.}$$

Середнє квадратичне відхилення

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (\bar{l}_i - \bar{l})^2 \cdot n_i}{N}}; \quad (2.9)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{(56,5 - 207)^2 \cdot 3 + (106 - 207)^2 \cdot 8 + (155 - 207)^2 \cdot 19 + (204 - 207)^2 \cdot 19}{79}} +$$

$$+ \sqrt{\frac{(253 - 207)^2 \cdot 16 + (302 - 207)^2 \cdot 10 + (351 - 207)^2 \cdot 3 + (400 - 207)^2 \cdot 1}{79}} = 70,0 \text{ тис км.}$$

Коефіцієнт варіації визначається за формулою

$$v = \frac{\sigma}{\bar{l}}; \quad (2.10)$$

$$v = \frac{70,0}{207} = 0,338.$$

За результатами розрахунків будуюмо гістограму розподілу (рис. 2.1), щільність імовірності розподілу напрацювань (рис. 2.1) та кумулятивну криву (рис. 2.2). Для побудови гістограми розподілу по осі абсцис відкладаємо межі інтервалів, а по осі ординат відповідні частоти n_i . Для кожного інтервалу будуюмо прямокутник шириною Δl та висотою n_i та з'єднуємо середини інтервалів. Щільність імовірності розподілу напрацювань $\bar{f}(l_i)$ будуюмо на спільної з гістограмою осі абсцис, а масштаб осі ординат підбирається так, щоб висота i -го прямокутника гістограми n_i співпадала зі значенням $\bar{f}(l_i)$. Кумулятивну криву будуюмо аналогічно, тільки по осі ординат відкладаємо значення накопиченої частоти m'_i . На обох рисунках позначаємо та вказуємо значення \bar{l}_i .

Розраховуємо квантіль нормованого відхилення для обох меж кожного інтервалу $u_{\text{поч.}i}$ та $u_{\text{кін.}i}$ за формулами

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

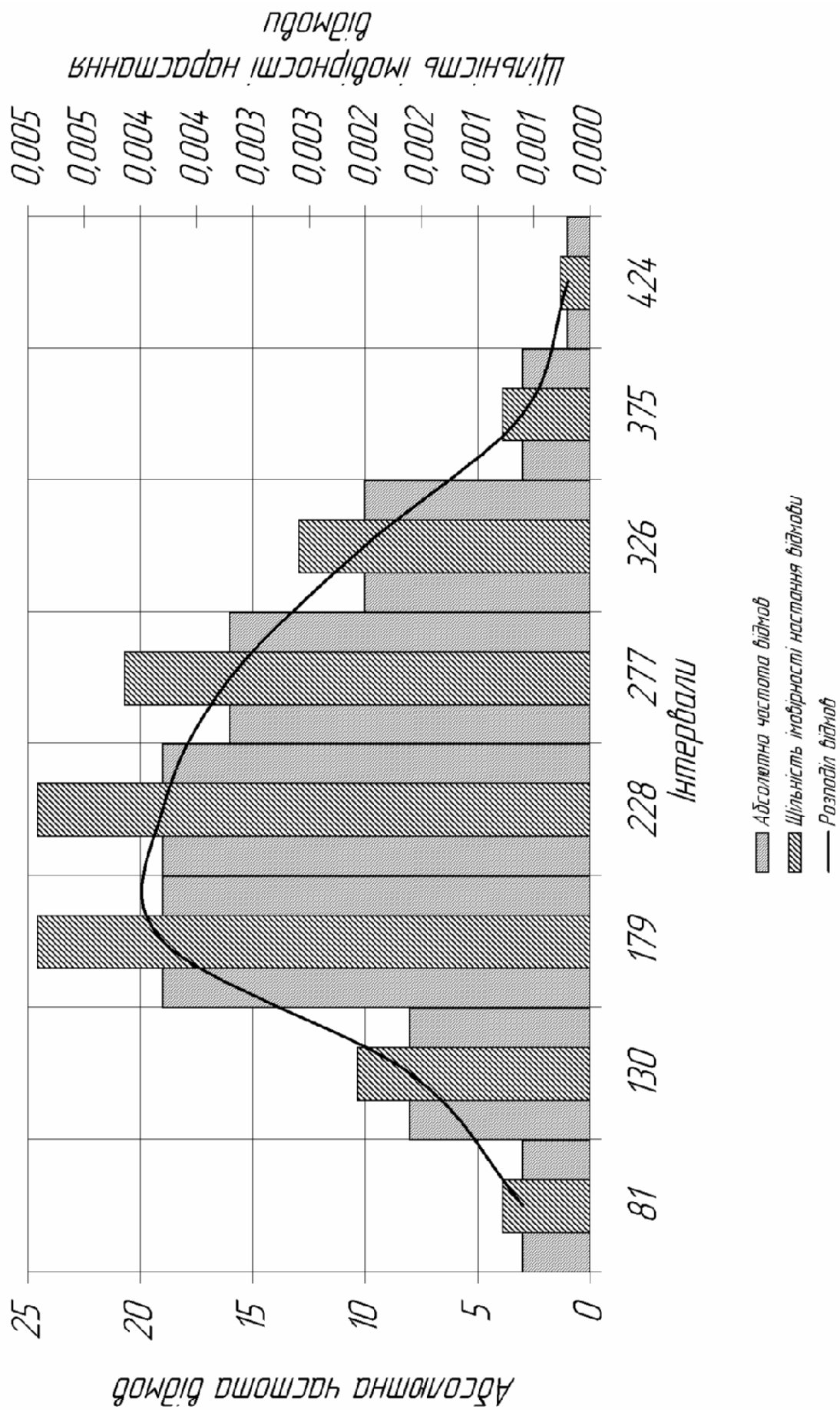


Рисунок 2.1 – Гістограма розподілу та щільність імовірності розподілу напрацювань

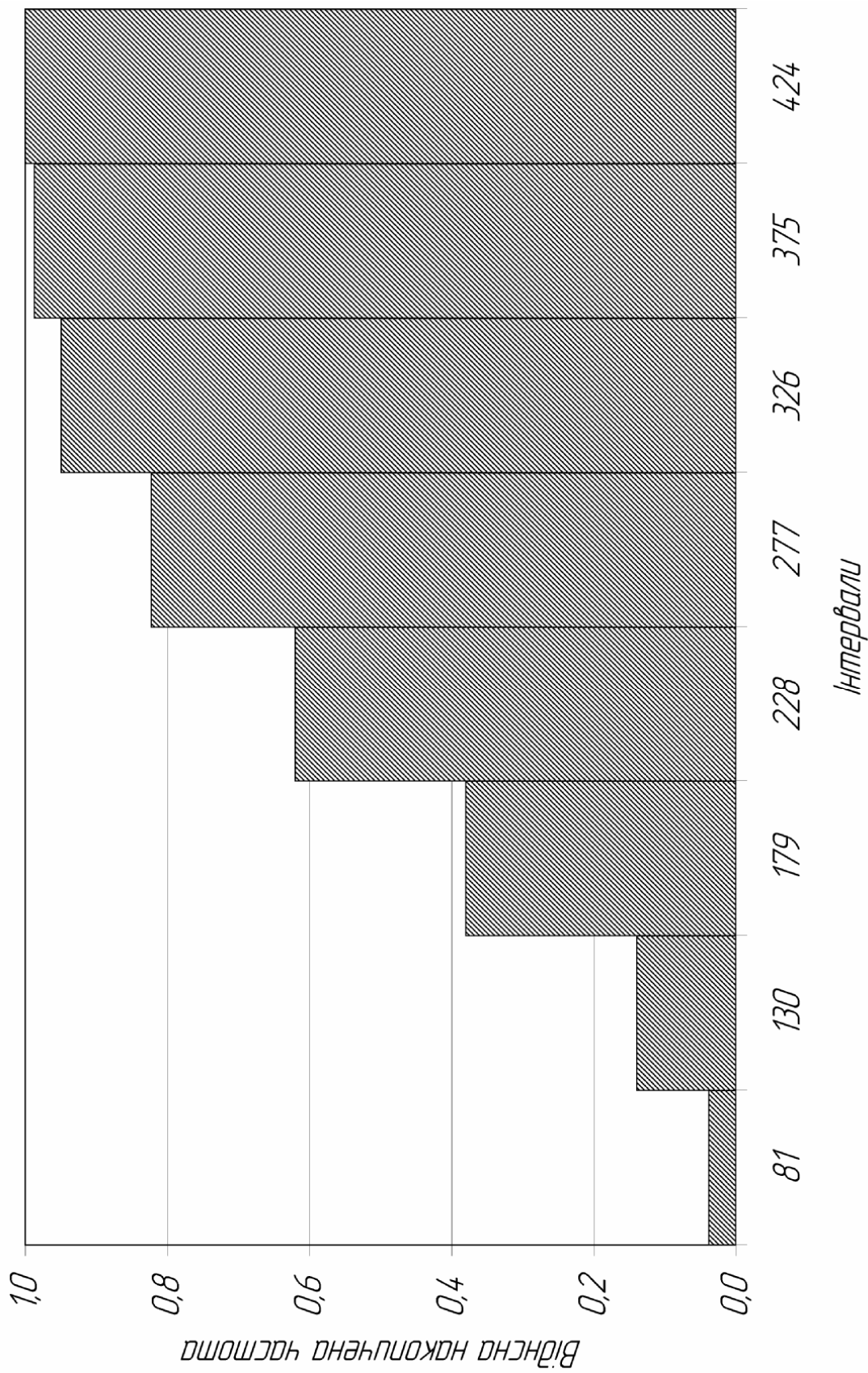


Рисунок 2.2 – Кумулятивна крива

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

$$u_{поч.i} = \frac{l_{поч.i} - \bar{l}}{\sigma};$$

$$u_{поч.i} = \frac{32 - 207}{70,0} = -2,50;$$

$$u_{кін.i} = \frac{l_{кін.i} - \bar{l}}{\sigma}; \quad (2.12)$$

$$u_{кін.i} = \frac{81 - 207}{70,0} = -1,80.$$

За величинами $u_{поч.i}$ та $u_{кін.i}$ визначають величини функції Лапласа для обох меж кожного інтервалу $\Phi(u_{поч.i})$ та $\Phi(u_{кін.i})$ [2].

$$\Phi(-2,50) = -0,4936; \quad \Phi(-1,80) = -0,4641.$$

Визначаємо теоретичну імовірність попадання напрацювання в i -й інтервал p_i як різниця між $\Phi(u_{кін.i})$ та $\Phi(u_{поч.i})$.

$$p_i = \Phi(u_{кін.i}) - \Phi(u_{поч.i}); \quad (2.13)$$

$$p_1 = -0,4641 - (-0,4936) = 0,0295.$$

Розраховуємо теоретичну частоту попадання в i -й інтервал як добуток N та p_i .

$$p_1 \cdot N = 0,0295 \cdot 79 = 2,33.$$

Визначаємо величину «хі-квадрат» за формулою

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - p_i N)^2}{p_i N}; \quad (2.14)$$

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

$$\chi^2 = 0,19 + 0,00 + 0,44 + 0,25 + 0,10 + 0,16 + 0,01 + 0,00 = 1,16.$$

Результати розрахунку зводимо в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку на відповідність нормальному закону розподілу

$l_{поч.i} - l_{кін.i}$ 10 ³ км		n_i	$u_{поч.i} - u_{кін.i}$		$\Phi(u_{поч.i}) - \Phi(u_{кін.i})$		p_i	$p_i N$	$\frac{(n_i - p_i N)^2}{p_i N}$
32	81	3	-2,50	-1,80	-0,4936	-0,4641	0,0295	2,33	0,19
82	130	8	-1,79	-1,10	-0,4633	-0,3643	0,099	7,82	0,00
131	179	19	-1,09	-0,40	-0,3621	-0,1554	0,2067	16,33	0,44
180	228	19	-0,39	0,30	-0,1517	0,1179	0,2696	21,30	0,25
229	277	16	0,31	1,00	0,1217	0,3413	0,2196	17,35	0,10
278	326	10	1,01	1,70	0,3437	0,4554	0,1117	8,82	0,16
327	375	3	1,71	2,40	0,4564	0,4918	0,0354	2,80	0,01
376	424	1	2,41	3,10	0,4923	0,5045	0,0122	0,96	0,00
Сума		79							1,16

Накладаємо значення ймовірностей теоретичного нормального розподілу p_i на гістограму емпіричних частот (рис. 2.3).

Перевіряємо гіпотезу про відповідність емпіричного розподілу нормальному закону за критеріями узгодження К. Пірона та В. І. Романовського.

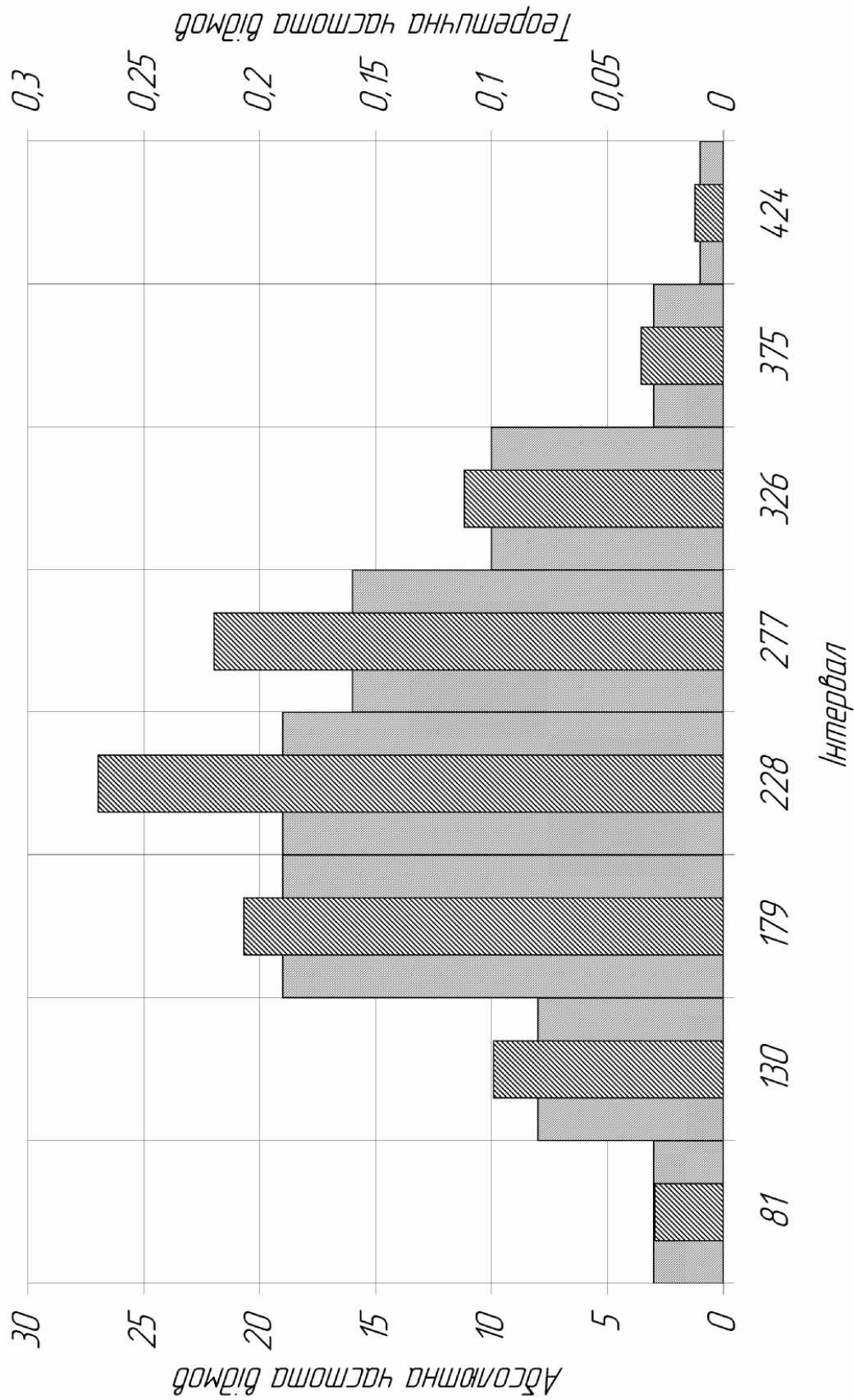
За критерієм К. Пірона гіпотеза про нормальний закон розподілу не спростовується та розбіжності між теоретичними та емпіричними частотами пояснюються впливом випадкових обставин при виконанні нерівності

$$\chi^2 \leq \chi_m^2, \quad (2.15)$$

де χ_m^2 – критичне значення величини «хі-квадрат».

χ_m^2 залежить від довірчої ймовірності α та числа степенів свободи r .

Величина довірчої ймовірності $\alpha = 0,99$, а число степенів свободи



■ Абсолютна частота ■ Теоретична частота відмов

Рисунок 2.3 – Імовірність теоретичного нормального розподілу

визначається як

$$r = k - 3; \quad (2.16)$$

$$r = 8 - 3 = 5.$$

При $r = 5$ та довірчій ймовірності $\alpha = 0,9$, $\chi_m^2 = 9,24$.

$$1,16 < 9,24.$$

За критерієм К. Пірсона гіпотеза про нормальний закон розподілу не спростовується.

За критерієм В. І. Романовського визначаємо величину

$$R = \frac{\chi^2 - r}{\sqrt{2r}}; \quad (2.17)$$

$$R = \frac{1,16^2 - 5}{\sqrt{2 \cdot 5}} = -1,15.$$

Гіпотеза про нормальний закон розподілу випадкової величини не спростовується, якщо $R < 3$.

Так як $-1,15 < 3$, то гіпотеза про нормальний закон розподілу випадкової величини спростовується.

2.3 Визначення кількісних характеристик надійності за статистичним даними про відмови КМБ

Вихідні дані для розрахунку кількісних характеристик надійності наведені в табл. 2.3.

Імовірність безвідмовної роботи за статистичними даними про відмови розраховуємо за формулою

$$P^c(l) = \frac{N - n(l)}{N}, \quad (2.18)$$

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 – Вихідні дані для
розрахунку кількісних
характеристик надійності

Межі інтервалу, 10^3 км		Кількість об'єктів, що відмовили за пробіг l , 10^3 км
32	81	3
82	130	8
131	179	19
180	228	19
229	277	16
278	326	10
327	375	3
376	424	1

де $n(l)$ – кількість об'єктів, що відмовили за час t .

Для прикладу розраховуємо кількісних характеристик надійності за статистичним даними про відмови КМБ для першого інтервалу.

$$P^c(l_1) = \frac{79 - 3}{79} = 0,96.$$

Розрахунки для решти інтервалів зводимо в табл. 2.4.

Ймовірність відмови за статистичним даними визначаємо за формулою

$$Q^c(l) = \frac{n(l)}{N}; \quad (2.19)$$

$$Q^c(l_1) = \frac{3}{79} = 0,04.$$

Частоту відмов за статистичним даними про відмови визначаємо за виразом

Таблиця 2.4 – Результати розрахунків кількісних характеристик надійності за статистичним даними про відмови

Межі інтервалу, 10^3 км		Середнє напрацю- вання в інтервалі	Кількість об'єктів, що від- мовили за пробіг l , 10^3 км	Імовірність без відмов- ної роботи $P^c(l)$	Імовір- ність відмови $Q^c(l)$	Частота відмов $f^c(l)$	Інтенсив- ність відмов $\lambda^c(l)$
32	81	56,5	3	0,96	0,04	0,00077	0,0008
82	130	106	8	0,86	0,14	0,00207	0,0023
131	179	155	19	0,62	0,38	0,00491	0,0066
180	228	204	19	0,38	0,62	0,00491	0,0098
229	277	253	16	0,18	0,82	0,00413	0,0148
278	326	302	10	0,05	0,95	0,00258	0,0227
327	375	351	3	0,01	0,99	0,00077	0,0245
376	424	400	1	0,00	1,00	0,00026	0,0408

$$f^c(l) = \frac{\Delta n(l)}{N \cdot \Delta l}, \quad (2.20)$$

де $\Delta n(l)$ – кількість об'єктів, що відмовили протягом пробігу Δl .

$$f^c(l_1) = \frac{3}{79 \cdot 49} = 0,00077.$$

Інтенсивність відмов за статистичним даними про відмови визначаємо за формулою

$$\lambda^c(l) = \frac{\Delta n(l)}{N_{\text{сер}}(l) \cdot \Delta l}, \quad (2.21)$$

де $N_{\text{сер}}(l)$ – кількість працездатних об'єктів в середині інтервалу пробігу Δl .

$$\lambda^c(l_1) = \frac{3}{(79 - 3/2) \cdot 49} = 0,0008.$$

Середній пробіг безвідмовної роботи об'єкта за статистичним даними оцінюється виразом

$$L_{\text{сер}}^c = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N l_i, \quad (2.22)$$

де l_i – пробіг (час) безвідмовної роботи i -го об'єкта.

$$L_{\text{сер}}^c = \frac{1}{79} \cdot 16313 = 206,5 \text{ тис км.}$$

Графічна інтерпретація кількісних характеристик надійності наведена на рис. 2.4-2.6.

2.4 Пропозиції щодо підвищення надійності КМБ тепловоза 2ТЭ116

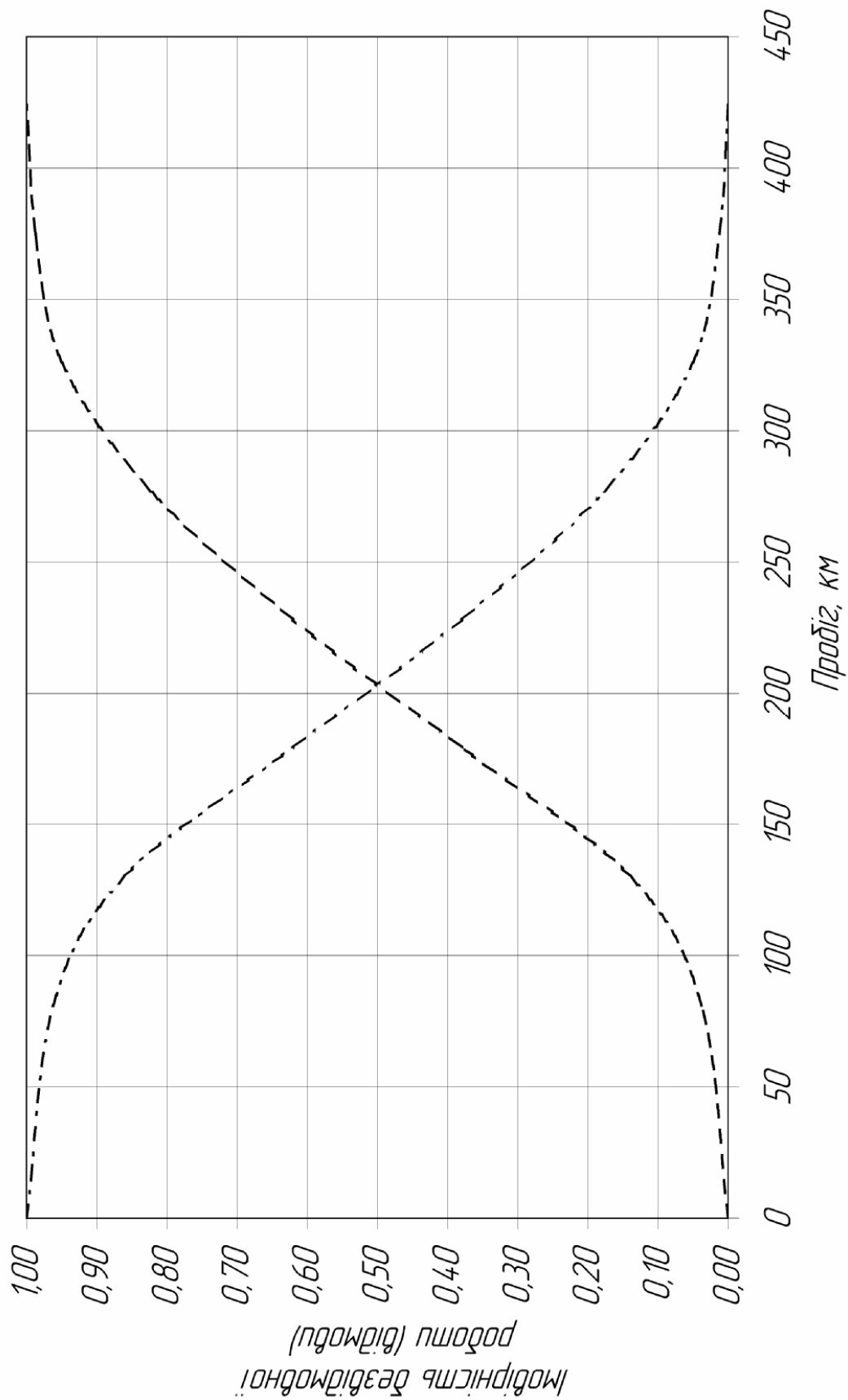
2.4.1 Підвищення надійності буксових повідків

Для досягнення поставленої мети не ставиться питання принципової зміни конструкції, оскільки це спричинило б збільшення витрат на модернізацію. Пропонується залишити без зміни базові деталі повідка (корпус, вали амортизацій, амортизації торців). Необхідно лише зменшити жорсткість гумових втулок, забезпечивши зберігання їх від великих деформацій. Величина допустимої відносної деформації для гуми середньої твердості (55-65 одиниць по Шору) при статичному навантаженні з короткочасним накладенням динамічних навантажень складає 0,2-0,25.

Вали амортизаторів діаметром 60 мм розташовуються в отворах головок повідків, діаметр яких дорівнює 84 мм. Таким чином, радіальний зазор складає 12 мм.

У серійному буксовому повідку в цьому зазорі розміщуються металеві втулки товщиною по 5 мм та гумові – 7 мм. Саме через малу товщину гуми

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53



--- імовірність безвідмовної роботи — імовірність відмови
 Рисунок 2.4 – Імовірність безвідмовної роботи та імовірність відмови



Рисунок 2.5 – Частота відмов

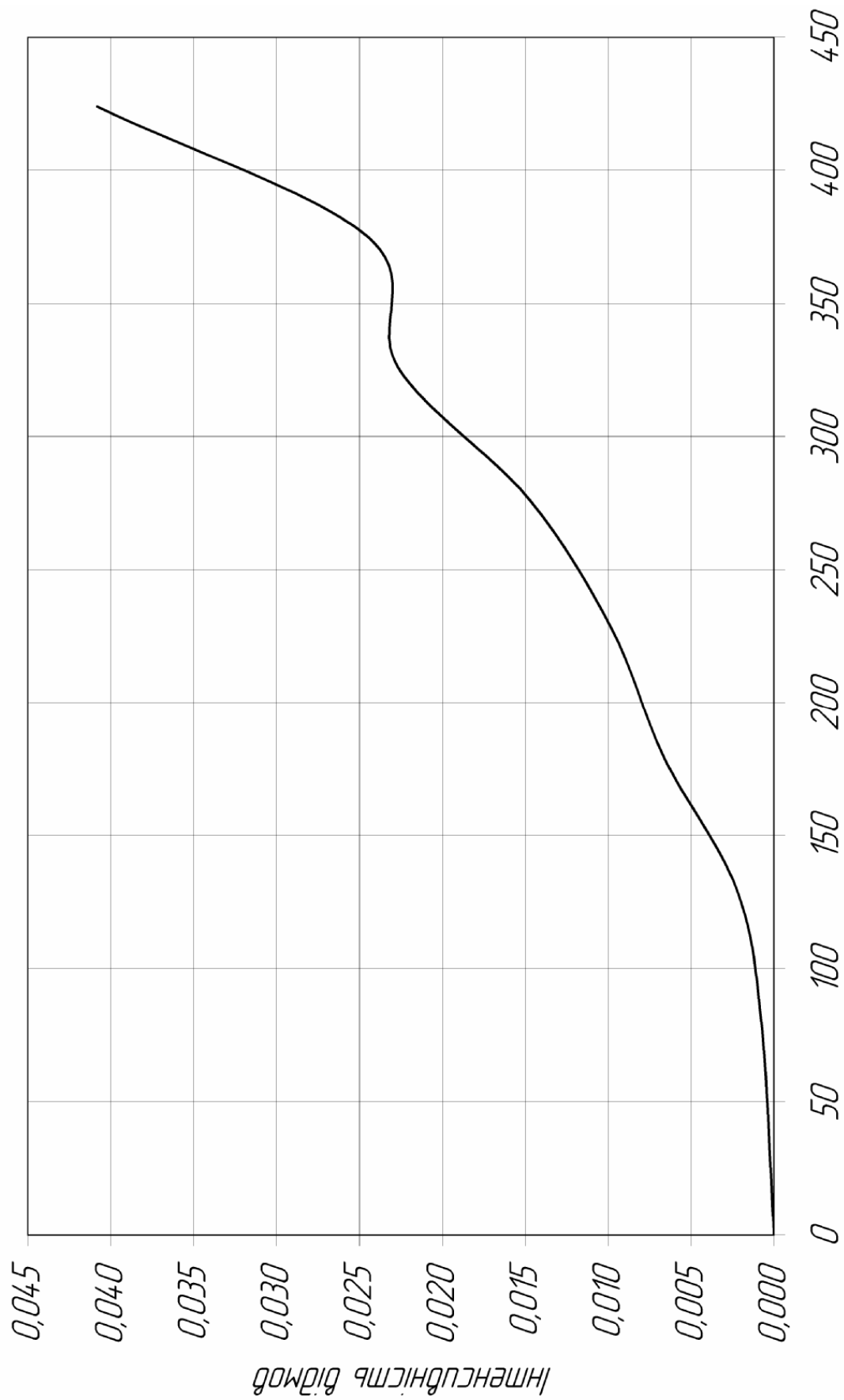


Рисунок 2.6 – Інтенсивність відмов

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.000000.000.03MP.ПЗ

Доопрацювання серійного повідка полягає в запресовці в середню частину головок загартованих до твердості $HR_C 40$ упорів з сферичною поверхнею. У середній частині упорів зовні проточена канавка з отвором 0,5 мм. Цей отвір повинен співпадати з отворами в головках повідка, куди вкручені штуцери фітингів для запресовки консистентного мастила.

У концентричні отвори між валами та головками повідців з обох боків запресовуються амортизатори із збільшеною товщиною гуми.

Розміри гумових втулок вибираються виходячи з умови використання втулок серійного повідка. Для буксового амортизатора втулка серійного повідка цього ж амортизатора розрізається навпіл. Для рамного амортизатора використовуються втулки цього ж серійного амортизатора. На рис. 2.8 представлені гумові втулки-заготовки.

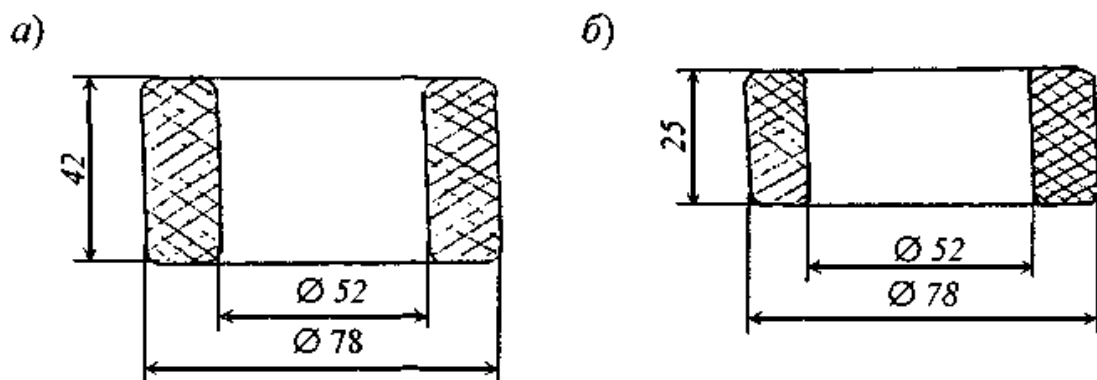


Рисунок 2.8 – Гумові втулки-заготовки до запресування:

a – рамна; *б* – буксова

Запресування гумових втулок в металеві проводять через направляючу конусну втулку (рис. 2.9), заздалегідь змазавши поверхні гумової втулки сумішшю касторового масла (70%) та етилового спирту (30%). Етиловий спирт сприяє швидкому висиханню мастила та тим самим підвищує коефіцієнт зчеплення гуми з металевими поверхнями.

Складання вдосконаленого повідка проводять в наступній послідовності:

– на гідравлічний або пневматичний прес встановлюють пристосування, в яке вкладається корпус повідка та затискається струбциною. Пристосування

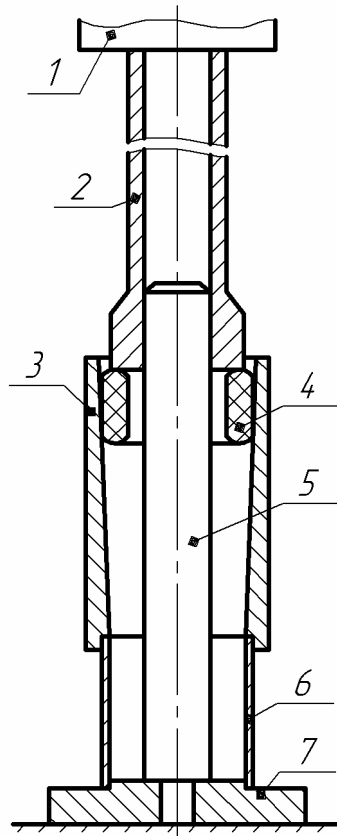


Рисунок 2.9 – Запресування гумової втулки в металеву

1 – шток пресу; 2 – пуансон; 3 – конусна направляюча втулка; 4 – гумова втулка; 5 – направляючий шток; 6 – металева втулка амортизатора; 7 – основа

(рис. 2.10) дає можливість повертати корпус повідка навколо подовжньої осі та переміщати уздовж столу для установки по черзі обох головок під шток преса;

– вставляють та центрують в одній з головок повідка вал (рамний або буксовий) так, щоб клинові хвостовики займали напрям, відповідний їх робочому положенню. Для цієї мети в опорній підставці є отвір за формою перетину клинового хвостовика;

– запресовують по черзі гумометалічний амортизатор в кільцевий простір між валами та отворами головок повідка до упору в направляючі втулки головок. Запресування проводять через конус при повільному навантаженні, забезпечуючи рівномірне стоншування гумової втулки по всьому периметру. Заздалегідь поверхні гуми мажуть сумішшю касторової олії з етиловим спиртом;

– через фітини штуцерів запресовують мастило ЖРО у вільний простір

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

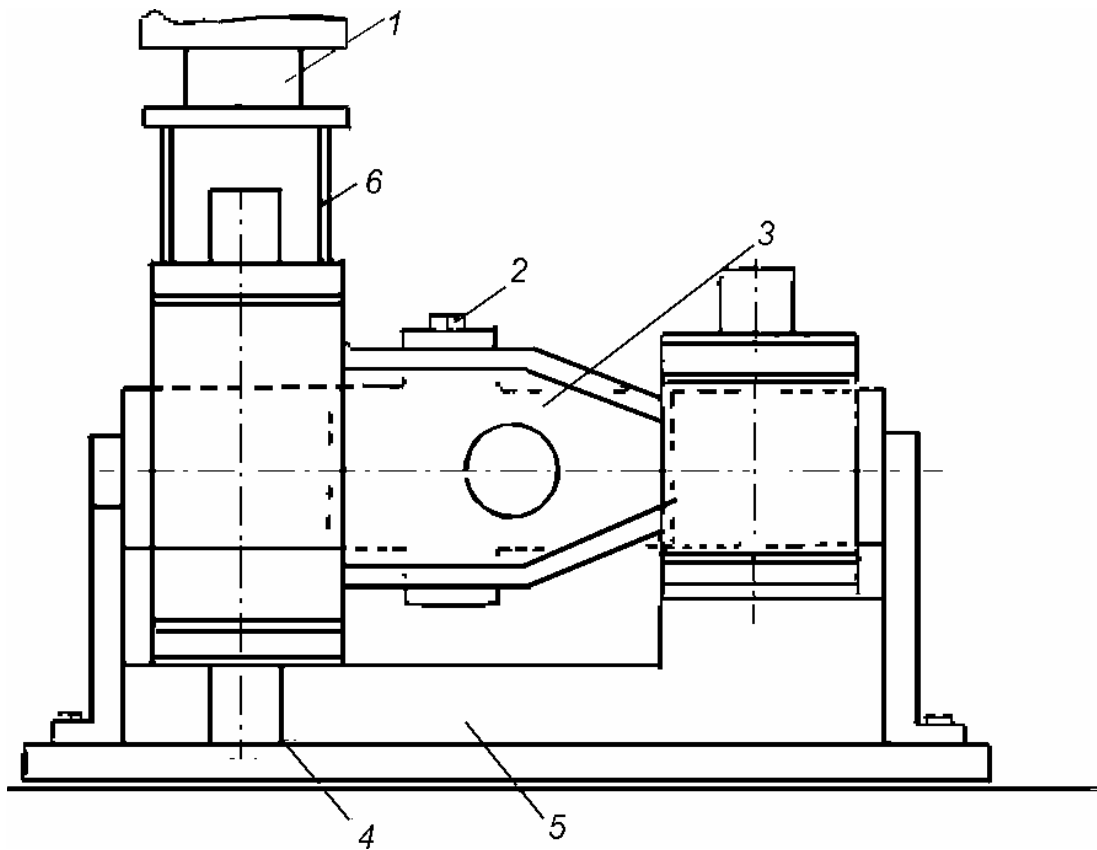


Рисунок 2.10 – Пристосування для встановлення повідка на пресі

1 – шток преса; 2 – заживний болт; 3 – поводок; 4 – рухома плита; 5 – підставка; 6 – натискна вилка

між амортизаторами. Наявність мастила не тільки обереже поверхні, що труться, від зносу, але та буде своєрідним демпфером при передачі повідками тягового зусилля – при деформації гумових втулок мастило по черзі перетікатиме з однієї порожнини в іншу, зменшуючи швидкість деформації гуми;

- шаблоном перевіряють правильність положення хвостовиків валів в буксовому повідку;

- по черзі встановлюють на вали амортизатори, стискають їх та в проточки встановлюють стопорні пружинні кільця із сталевого дроту. Установка пружинних кілець з дроту дозволить виключити стопорні півкільця прямокутного перетину та операцію їх приварювання. Відомо, що стопорні півкільця часто втрачаються через неякісне приварювання.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

2.4.2 Підвищення надійності пружного зубчатого колеса

Самовстановлення вінця пружного зубчатого колеса здійснювалася за рахунок кутових переміщень вінця в поперечному напрямі при прослизанні його по гладкій металевій арматурі пружних елементів.

Серійна конструкція пружного зубчатого колеса, що само встановлюється (ПСВЗК) (рис. 2.11) має два типи пружних елементів: еластичний з трьома та упорний з двома амортизаторами. Амортизатори запресовані в кільцевий простір між валами та металевими втулками з радіальним підтисканням 27%. Для осьової фіксації пружних елементів в зубчатому колесі на зовнішній поверхні металевих втулок є бурти та проточені канавки, в які встановлюються пружинні стопорні кільця, а для запобігання осьовому зсуву валів елементів є обмежувальні кільця, прикріплені через бонки до бічних фланців. Вінець утримується від поперечних зсувів середніми амортизаторами, металеві втулки яких закріплені у вінці буртами та стопорними кільцями.

Тривалий досвід експлуатації тепловозів з ПСВЗК показав, що найуразливішим місцем в ПСВЗК є пружний елемент з деталями його фіксації в колесі. Через низьку надійність пружних елементів, особливо упорних, доводиться проводити повне розбирання ПСВЗК в депо на ПР-3 та замінювати їх на нові.

Низька надійність гумометалічних елементів пояснюється недостатньою несучою здатністю, тобто малою жорсткістю. Еластичні елементи, які повинні сприймати половину всього тягового навантаження в 4-х міліметровому зазорі між вінцем та валами упорних елементів, практично не сприймають та четвертої її частини. Це обумовлено не тільки зниженням радіальної жорсткості еластичних елементів, але та перетіканням гуми з навантаженої зони в ненавантажену, внаслідок чого дійсний зазор виявляється не чотири мм, а 2-2,5 мм. Причому зазор буде тим менше, чим менше діаметр валу та менше шорсткість її поверхні. Таким чином, упорні елементи виявляються настільки переобтяженими, що ледве забезпечують пробіг до чергового ПР-3.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

середньої частини валів упорних елементів та за рахунок тертя може переміщати їх в осьовому напрямі, долаючи опір зрушенню гумових втулок. Зменшуючись по довжині, амортизатори втрачають жорсткість і, як наслідок, більше деформується, а значить ще більше зношується.

Як у еластичних, так та в упорних елементів із збільшенням пробігу спостерігається зниження радіального піджиму запресованих в металеву арматуру гумових втулок. Середній темп втрати піджиму гуми показаний на рис. 2.12.

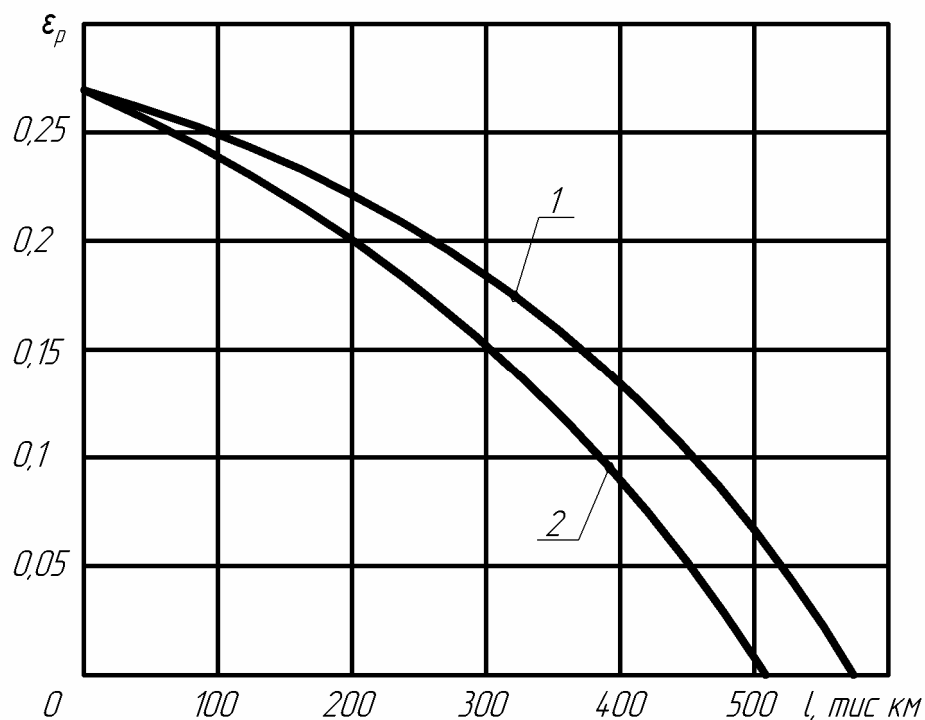


Рисунок 2.12 – Графічна залежність зниження радіального піджиму гумових втулок від пробігу:

1 – для еластичних елементів; 2 – для упорних елементів

Приблизно таким же темпом відбувається зниження жорсткості елементів. Вже при пробігу 300-400 тис км жорсткість елементів знижується майже в два рази. Накопичення залишкової деформації у втулок одного елементу, як правило, неоднакове.

Це свідчить про те, що при одному та тому ж навантаженні амортизатори сприймають неоднакові деформації. Це значить, що на один вал напресовані

гумові втулки різної твердості. Обстеження великого числа розформованих пружних елементів показало, що різниця твердостей гумових втулок, що напресовані на одному валу, досягає 10 одиниць. Це значить, що жорсткість однієї втулки елемента по відношенню до жорсткості іншої відрізнятиметься на 40-50%. В такому випадку елемент працюватиме з перекосом (рис. 2.13), а у гумової втулки, що сприймає велику деформацію, інтенсивніше спадатиме підтискання та зменшуватися жорсткість.

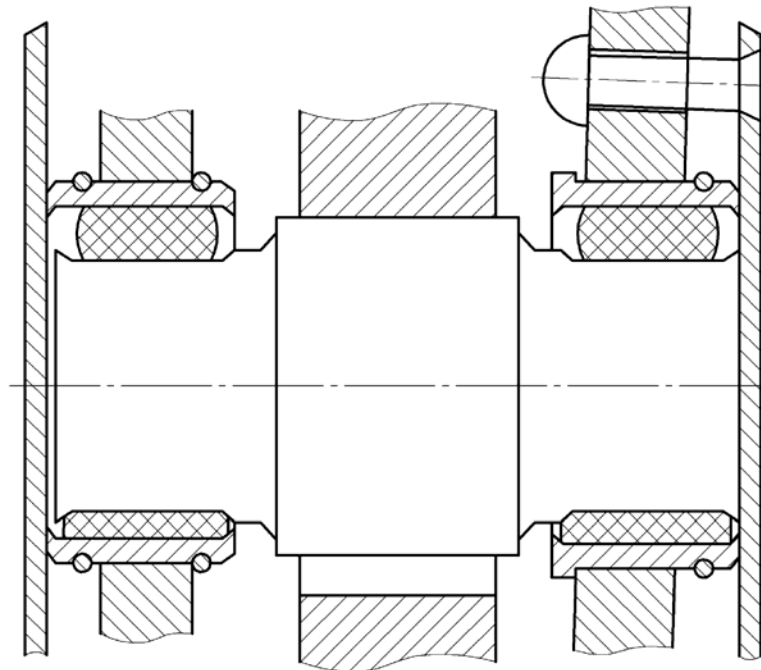


Рисунок 2.13 – Перекіс пружного елемента при різній твердості гумових втулок
 1 – зношування обмежувальних кілець торцями втулок; 2 – вінець зубчастий; 3 –
 обмежувальні кільця; 4 – заклепка; 5 – маточина; 6 – бокові фланці; 7 – гумова
 втулка

Аналіз роботи серійних ПСВЗК чітко виявив наступні недоліки:

- недосконалий спосіб фіксації пружних елементів в ПСВЗК, що приводить до ускладнення конструкції, збільшення трудомісткості у виготовленні та ремонті, створюючи аварійні ситуації (зрив обмежувальних та стопорних кілець та попадання їх в зачеплення;
- непередбачуваний перерозподіл навантаження між еластичними та

упорними елементами, що викликається зменшенням радіального зазору між вінцем та середніми частинами упорних елементів через перетікання гуми з навантаженої зони в ненавантажену;

– хаотичним розміщенням на валах гумових амортизаторів з різною твердістю.

Все це приводить до низької надійності упорних елементів.

Основна причина підвищеного зносу в рухомих сполученнях криється в «заневолюванні» вінця від поперечних переміщень буртами та пружинними стопорними кільцями на зовнішніх металевих втулках пружних елементів. Відомо, що при консольній передачі тягового моменту між зубами шестерні та зубчатого колеса виникає перекис, кут якого залежить від зазорів в моторно-осьових та якірних підшипниках, а також жорсткості на вигин валу якоря двигуна та вісі колісної пари. Максимальне значення кута перекоосу може досягати 30'. За рахунок пружного зв'язку вінця з маточиною кут перекоосу між зубами знижується до мінімуму. При цьому зубчатий вінець на кожному обороті скоює поперечні коливання.

Розмах поперечних коливань вінця по діаметру установки пружних елементів може досягати чотири мм (± 2 мм від вісі). При переміщенні вінець зустрічає перешкоду у вигляді буртів або стопорних кілець на втулках пружних елементів та витягає їх за собою. Отже, кожен пружний елемент за оборот колеса сприймає знакозмінну дію навантаження від вінця. При цьому його переміщення відбувається за рахунок деформацій гуми та осьових зазорів.

Дія вінця на елементи може бути настільки великою, що за відсутності зазорів між зовнішніми втулками елемента стопорні пружинні кільця не витримали б цього зусилля. Дана пропозиція підтверджує та досвід експлуатації: у багатьох ПСВЗК стопорні кільця виявляються зношеними однаково з арматурою, а самі кільця та бурти розношують отвори у вінці по краях.

Крім того, поперечні переміщення вінця можливі та через переміщення тягового двигуна уздовж вісі колісної пари. При цьому зуб шестерні, притиснутий певною силою до зуба колеса, також переміщає за собою зубчатий вінець. та в

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

разі великого зусилля, коли вінець передає навантаження на наполегливі елементи, зуб шестерні переміщає в ту або іншу сторону вали цих елементів, притискуючи до обмежувальних кілець.

Внаслідок вібраційного характеру переміщень в поперечному напрямі металевих втулок та валів пружних елементів відбувається не тільки знос отворів бічних фланців та вінця в тангенціальному напрямі, але та знос обмежувальних кілець торцями втулок та валів. Особливо це помітно там, де розташовуються упорні елементи. Причому посилює ці процеси різножорсткість гумових втулок на пружних елементах. Прогресуючий знос обмежувальних кілець призводить зрештою до того, що торцями втулок та валами вони зриваються із заклепок.

З даного аналізу виходить, що в серійному ПСВЗК «заневолювання» зубчатого вінця приводить до інтенсивного зносу отворів під пружні елементи. Більш того, динамічний характер коливань вінця в поперечному напрямі посилює важкі умови роботи пружних елементів, веде до розладу заклепувальних з'єднань обмежувальних кілець. Щоб зменшити негативні наслідки поперечних коливань, треба дати вінцю свободу переміщень.

Для усунення недоліків серійної конструкції ПСВЗК, обумовлених невдалими рішеннями пружного зв'язку зубчатого вінця з маточиною, запропонована модернізація, що не вимагає зміни основних елементів зубчатого вінця, маточини, бічних фланців. Суть модернізації полягає в заміні серійних гумометалічних елементів комбінованими пружними елементами, що представляють єдиний потрійний амортизатор, при вулканізованій до металевої втулки, на середній частині якого напесована зовнішня металева втулка, а на кінцевих – надіті стакани з твердого поліуретану ПФЛ100. На зовнішній поверхні стаканів є бурти, які фіксують елемент в зубчатому колесі від осьових зсувів. Така конструкція елементів дозволяє відмовитися від стопорних пружинних та обмежувальних кілець. Тим самим різко зменшується трудомісткість розбирання та збірки колеса (у вісім-десять разів), виключаються аварійні ситуації, пов'язані з попаданням обмежувальних та стопорних кілець в зуби передачі. Застосування як

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

арматури елементів поліуретанових стаканів, що володіють високими міцнісними та антифрикційними якостями, дозволяє виключити знос отворів бічних фланців та понизити знос гуми елементів.

Комбіновані пружні елементи у виготовленні простіші, ніж серійні. Зменшується номенклатура деталей. Замість дев'яти найменувань деталей серійних елементів у комбінованих тільки три. Вулканізація гумових втулок на валу в одній пресформі виключає їх різножорсткість, запобігає проковзанню по валу та їх зношування.

Пріоритетними напрямками в підвищенні ефективності застосування ПСВЗК в тяговому приводі тепловозів слід рахувати наступні:

- повне виключення зносу в сполученнях пружних елементів із зубчатим вінцем та фланцями маточини, що дозволяє не замінювати ПСВЗК раніше терміну, визначуваного граничним зносом зубів;
- виключення перебирання ПСВЗК в депо для заміни пружних елементів, що вийшли з ладу. Термін служби пружних елементів повинен визначатися міжзаводським пробігом тепловоза;
- еластична характеристика пружного зв'язку вінця з маточиною по забезпеченню зниження динамічних вібраційних навантажень та поліпшенню самовстановлення вінця для більш рівномірного розподілу навантаження по довжині зубів;
- максимальне здешевлення виготовлення пружних елементів;
- простота конструкції ПСВЗК.

2.4.3 Вдосконалення системи змащування МОП

У циліндричному отворі, розточеними в кришці та корпусі тягового електродвигуна, розташовані права та ліва пари вкладишів, які виконані як єдине ціле з упорними буртами та складаються з двох половин: верхньої – без вікна, нижньої – з вікном прямокутної форми. Для запобігання повертання їх у гнізді передбачена шпонка, закріплена в корпусі тягового електродвигуна. Вкладиші

					<i>0032.000000.000.03MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		67

підшипника виготовляються з бронзи. Робоча поверхня вкладишів підшипника часто заливається шаром антифрикційного матеріалу.

Недоліком МОП ковзання тягового електродвигуна тепловозів є їх недовговічність, обумовлена недостатньою подачею мастила в зону тертя, що призводить до швидшого зношування несучого антифрикційного шару вкладишів, не забезпечується достатнє відведення теплової енергії із зони тертя, що також впливає на зношування антифрикційного шару вкладишів підшипника, нерозповсюдження рідкого мастила по всій зоні тертя (особливо в тих ділянках підшипникового вузла, де зусилля від непідресореної частини тягового електродвигуна та тягового приводу досить велике).

Розроблені моторно-осьові підшипники, що складається з верхнього та нижнього вкладишів підшипника, один з яких виконаний з вікном. Кожен із вкладишів складається з двох шарів: опорного (підстава) та робочого несучого (антифрикційний елемент), на внутрішній поверхні опорного шару другий вкладиша виконані радіальні секторні проточки, в яких розміщені відповідної форми проточок вставки. У проточки запресовується консистентна змазка. У місцях розташування проточок у вставках виконана система наскрізних отворів, що імітує пористість. Між резервуарами та периферією вкладиша в шаховому порядку в обидва шару запресовані фторопластові таблетки.

Недоліками моторно-осьового підшипника такого типу є складність технологічного процесу виготовлення, фторопластові таблетки, запресовані в обидва шари між резервуарами та на периферії вкладиша в шаховому порядку, не володіють капілярними властивостями для консистентного мастила, а розміщені в радіальних секторних проточках вставки не здійснюють достатнє відведення теплової енергії із зони тертя в консистентне мастило, немає прямого та зворотного зв'язку між зайвим рідким мастилом та фторопластовими таблетками, оскільки останні не володіють капілярними властивостями. Тому МОП не може працювати за принципом роботи підшипника ковзання з пористим вкладишем.

Пропонуємо підвищення експлуатаційної надійності та довговічності МОП ковзання тягового електродвигуна локомотива за рахунок зміни конструкції. Це

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

досягається тим, що моторно-осьовий підшипник, що містить верхній та нижній вкладиші, що складаються з основи та антифрикційного елемента, причому нижній вкладиш виконаний з вікном для подачі рідкого мастила в зону тертя, а на внутрішній поверхні основи верхнього вкладиша виконані радіальні секторні проточки, в яких розміщені відповідної форми вставки з системою наскрізних отворів, та резервуар для консистентним мастилом, забезпечений капілярно-пористими тілами, запресованими у виконаних на внутрішній поверхні верхнього вкладиша отворах та встановлюють прямий та зворотній зв'язок між консистентним мастилом в резервуарі та зайвим рідким мастилом в зоні тертя та капілярно-пористими тілами,

Моторно-осьовий підшипник складається з верхнього вкладиша 1 без вікна та нижнього вкладиша 2 з вікном. На поверхні нижнього вкладиша 2 підшипника виконано вікно 3 для подачі рідкого мастила в зону тертя. Кожен із вкладишів 1 та 2 складається з двох шарів – основи 4 та антифрикційного елемента 5. На внутрішній поверхні верхнього вкладиша є радіальні секторні проточки 6, в яких розміщені відповідної форми вставки 7. У резервуарі 8 для консистентного змащення через отвори для запресовування мастила запресовується консистентна змазка. На внутрішній поверхні верхнього вкладиша 1 без вікна в отворах, що з'єднують радіальні секторні проточки 6 з резервуаром 8 з консистентним мастилом та робочими поверхнями підшипника розміщені у них відповідної форми проточок вставки 7, встановлені капілярно-пористі тіла 9.

Це забезпечує утримування мастила в зоні МОП при стоянках тепловоза, зрушуванні з місця та невеликій швидкості руху (до 25 км/год), поки в роботу не вступить масляний насос.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

3 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ КМБ

В сучасних умовах збільшення обсягів перевезень та зростання вартості споживаних ресурсів, забезпечення стійкого фінансового становища залізниць нерозривно пов'язане з рішенням проблеми подовження строку експлуатації тепловозів.

Кожна галузь залізниці представляє конкретні заходи щодо подовження строку експлуатації та методи їх реалізації.

Впровадження на залізничному транспорті новітніх технологій, що забезпечують перетворення потенційних досягнень науково-технічного прогресу в реальні, як правило, пов'язано з економічними проблемами, тобто раціоналізації використання всіх видів матеріальних, технічних, трудових, вартісних (фінансових) та інших ресурсів.

В сучасних умовах недостатньо здійснювати раціоналізацію інвестиційної діяльності. Економічний вплив на виробництво повинен починатися з оцінки техніко-економічної ефективності впроваджень, що охоплюють всі стадії структурного циклу науково-технічного прогресу: наукові розробки з фундаментальними, прикладними дослідженнями й проектно-конструкторськими роботами – впровадження нововведень (з освоєнням та випуском) – суспільне споживання (з реалізацією нововведення й наступною його експлуатацією). При цьому необхідно враховувати тривалість інноваційного періоду. На залізничному транспорті така оцінка повинна відбивати як особливості різних господарств та служб, так та забезпечувати комплексність оцінки всього єдиного господарського механізму галузі. Завдання ускладнюється багатоваріантністю підходів й альтернативність рішень у різних частинах залізничної транспортної системи, невизначеністю результатів, необхідністю обліку різноманітних факторів (соціальних, екологічних й ін.). Наявність у ринкових умовах розгалуженої системи забезпечення інноваційного процесу з різними джерелами фінансування (власні, позикові, притягнуті кошти підприємств галузі та ін.) різними методами

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

інвестування (бюджетного, фондового, кредитний, самофінансування й т.п.) припускає, що при оцінці техніко-економічної ефективності впроваджень останні доцільно класифікувати за рівнем значимості: загально-галузеві, регіональні, місцеві. У загальному виді ефективність використання ресурсозберігаючих інновацій на залізничному транспорті припускає одержання наступних видів ефекту:

- економічний (показники враховують у вартісному вираженні всі види результатів та витрат, обумовлених реалізацією впровадження);
- науково-технічний (показники відбивають новизну, простоту, корисність, естетичність, компактність впровадження);
- фінансовий (розрахунок показників базується на визначенні фінансових показників);
- ресурсний (показники відбивають вплив вкладень на обсяг виробництва й споживання того або іншого виду ресурсу);
- соціальний (показники враховують соціальні результати реалізації впровадження);
- екологічний (показники враховують вплив впровадження на навколишнє середовище).

Показники ефекту визначаються залежно від періоду часу, тривалість якого залежить від тривалості інновації, циклу, строку служби об'єкта, ступеня вірогідності вихідної інформації.

Загальним принципом оцінки ефективності впровадження є порівняння ефекту (результату) та витрат. Відношення результату до витрат може виражатися в натуральних та вартісних показниках.

У цілому проблема визначення економічного ефекту й вибору кращого варіанта реалізації вкладень вимагає, з одного боку, перевищення кінцевих результатів від їхнього використання над витратами на розробку, виготовлення й реалізацію, а з іншого – порівняння отриманих при цьому результатів з результатами від застосування інших аналогічних по призначенню варіантів. Особливо важливо швидко оцінку й вибір варіанта здійснювати там, де

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

використовують прискорену амортизацію, при якій строки заміни діючих машин, механізмів й устаткування на нове істотно скорочуються.

В умовах реформування залізничного транспорту України виникає гостра потреба в розробці окремої галузевої методики з оцінки ефективності ресурсозберігаючих інноваційних проектів з розробкою відповідної нормативної бази на різних стадіях капіталовкладень.

Визначення техніко-економічної ефективності організаційно-технічних засобів, які пов'язані з впровадженням нових технологій, є необхідним не тільки покращання якісних та кількісних показників ремонту, але та зменшення собівартості продукції та проведення ремонту.

В своїй дипломній магістерській роботі запропоновані методи підвищення надійності колісно-моторних блоків тепловоза 2ТЭ116. Розглянемо економічну ефективність запропонованих модифікацій.

3.1 Розрахунок витрат підприємства до впровадження модернізованих гумо-металічних втулок

При проведенні кожного ремонту ПР-3 (400 тис км пробігу) при викочуванні КМБ перевіряють пружну зубчасту шестерню. При ремонті останньої замінюють резинові втулки пружних елементів.

При проведенні ремонту залучені слюсарі п'ятого розряду.

Вартість одного пружного елемента складає 58,5 грн. Час, що витрачається на заміну одного комплекту складає 20 хв. (0,3 год.) На одному зубчатому колесі встановлено 16 пружних елементів.

Матеріальні витрати B_m на ремонт зубчатого колеса за існуючою технологією складають

$$B_m = C \cdot m, \quad (3.1)$$

де C – витрати на ремонт гумо-металічної втулки за існуючою технологією,

$$C = 58,5 \text{ грн.};$$

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

m – кількість гумо-металічних втулок на один тепловоз, $m=192$.

$$B_m = 58,5 \cdot 192 = 11232 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці $B_{з/n}$ слюсарів складають

$$B_{з/n} = ГТС \cdot t \quad (3.2)$$

де $ГТС$ – годинна тарифна ставка слюсаря п'ятого розряду, $ГТС=11,56$ грн./год.;

t – фактичний час роботи.

$$t = 0,3 \cdot 192 = 57,6 \text{ год.}$$

$$B_{з/n} = 11,56 \cdot 57,6 = 665,86 \text{ грн.}$$

Відрахування до соціальних фондів B_{cc} складають

$$B_{cc} = B_{з/n} \cdot 0,371 \quad (3.3)$$

$$B_{cc} = 665,86 \cdot 0,371 = 247,03 \text{ грн.}$$

Амортизація $A_{відр}$ на проведення ремонту складає

$$A_{відр} = \frac{B_{перв} - B_{лікв}}{T_{кор.ч}} \cdot t, \quad (3.4)$$

де $B_{перв}$ – балансова вартість основних засобів, $B_{перв}=210$ грн.;

$B_{лікв}$ – ліквідаційна вартість основних засобів, $B_{лікв}=0$ грн.;

$T_{кор.ч}$ – термін корисного використання основних засобів, $T_{кор.ч}=200$ год.

$$A_{відр} = \frac{210 - 0}{200} \cdot 57,6 = 60,48 \text{ грн.}$$

Прямі витрати $B_{прям}$ складають суми вище перерахованих

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$B_{\text{прям}} = B_{\text{м}} + B_{\text{з/п}} + B_{\text{сс}} + A_{\text{відр}}; \quad (3.5)$$

$$B_{\text{прям}} = 11232 + 665,86 + 247,03 + 60,48 = 12205,37 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання загально виробничого та адміністративного персоналу $B_{\text{заг.вир}}$

$$B_{\text{заг.вир}} = B_{\text{прям}} \cdot 0,45; \quad (3.6)$$

$$B_{\text{заг.вир}} = 12205,37 \cdot 0,45 = 5492,42 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{заг.госп}} = B_{\text{прям}} \cdot 0,55; \quad (3.7)$$

$$B_{\text{заг.госп}} = 12205,37 \cdot 0,55 = 6712,95 \text{ грн.}$$

Собівартість ремонту C_1 за існуючою технологією складає

$$C_1 = B_{\text{прям}} + B_{\text{заг.вир}} + B_{\text{заг.госп}}; \quad (3.8)$$

$$C_1 = 12205,37 + 5492,42 + 6712,95 = 24410,74 \text{ грн.}$$

3.2 Розрахунок витрат підприємства після впровадження модернізованих гумо-металічних втулок

Після модернізації пружних елементів з підвищенням їх довговічності надійність елементів зросте на 50%, тобто при поточному ремонті ПР-3 заміні підлягають 96 пружних елементів.

Матеріальні витрати $B_{\text{м}}$ на ремонт зубчатого колеса після модернізації складають

$$B_{\text{м}} = 58,5 \cdot 96 = 5616 \text{ грн.}$$

Фактичний час роботи складає

					<i>0032.000000.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

$$t = 0,3 \cdot 96 = 28,8 \text{ год.}$$

Витрати на оплату праці $B_{з/n}$ слюсарів складають

$$B_{з/n} = 11,56 \cdot 28,8 = 332,93 \text{ грн.}$$

Відрахування до соціальних фондів B_{cc} складають

$$B_{cc} = 332,93 \cdot 0,371 = 123,52 \text{ грн.}$$

Амортизація $A_{відр}$ на проведення ремонту складає

$$A_{відр} = \frac{210 - 0}{200} \cdot 28,8 = 30,24 \text{ грн.}$$

Прямі витрати $B_{прям}$ складають

$$B_{прям} = 5616 + 332,93 + 123,52 + 30,24 = 6102,69 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання загально виробничого та адміністративного персоналу $B_{заг.вир}$

$$B_{заг.вир} = 6102,69 \cdot 0,45 = 2746,21 \text{ грн.}$$

$$B_{заг.госп} = 6102,69 \cdot 0,55 = 3356,48 \text{ грн.}$$

Собівартість ремонту C_2 після модернізації складає

$$C_2 = 6102,69 + 2746,21 + 3356,48 = 8205,38 \text{ грн.}$$

3.3 Визначення строку окупності та економічного ефекту

Термін окупності $T_{ок}$ визначається за формулою

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

$$T_{ок} = \frac{K}{C_1 - C_2}, \quad (3.9)$$

де K – капітальні витрати пов'язані з впровадженням технології, $K = 12150$ грн.

$$T_{ок} = \frac{12150}{24410,74 - 8205,38} = 1,3 \text{ років.}$$

Величина економічного ефекту визначається за формулою

$$E = C_1 - C_2; \quad (3.10)$$

$$E = 24410,74 - 8205,38 = 16205,36 \text{ грн.}$$

Отже можна зробити висновок, що модернізація пружних елементів зубчатого колеса є доцільним рішенням підвищення надійності КМБ. Термін окупності складає $T_{ок} = 1,3$ років. Економічний ефект складає $E = 16205,36$ грн. при ремонті одного тепловоза 2ТЭ116.

Враховуючи вищевикладене бачимо, що модернізація гумо-металічних елементів в зубчатому колесі тягового редуктора є ефективною.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

ВИСНОВКИ

Дана магістерська робота присвячена одному з найактуальніших питань утримання тягового рухомого складу – підвищенню надійності колісно-моторних блоків. Розв'язати це питання ми плануємо удосконаленням конструкції кінематичного зв'язку приводу з колісною парою.

Для зниження відсотка несправних локомотивів в розглянуті перспективні методи підвищення надійності колісно-моторного блока тепловоза 2ТЭ116. Рекомендовано модернізувати тяговий редуктор, покращити систему змащування МОП при зрушуванні з місця та слідуванні на малих швидкостях, модернізувати повідкове з'єднання колісної пари з візком.

В економічній частині розраховано економічний ефект модернізації шестерні тягового редуктора.

Ключові слова: надійність, КОЛІСНО-МОТОРНИЙ БЛОК, ШЕСТЕРНЯ, ПІДШИПНИК, РЕДУКТОР

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Локомотивное хозяйство: Учебник для вузов железнодорожного транспорта /С.Я. Айзинбуд, В.А. Гутковский, П.И. Кельперис и др. – М.: Транспорт, 1986. – 263с.
2. Експлуатація локомотивів та локомотивне господарство: Методичні вказівки до виконання курсового проекту /Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. імені акад. В. Лазаряна; уклад.: Л. Ф. Гагін, М. І. Капіца. – Д., 2007. – 44 с.
3. Волков В.К., Суворов А.Г. Повышение эксплуатационной надежности тяговых двигателей. – М.: Транспорт, 1988. – 128с.
4. Марченко А.П., Самойленко Д.Е.. Улучшение технико-экономических показателей транспортного дизеля путем регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом //Всеукраинский научно-технический журнал. – 2004. – №1. – С. 2-4
5. Надійність та технічна діагностика рухомого складу: Методичні вказівки до практичних занять / Дніпропетр. націон. універ. залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна; Уклад.: Б. Є. Боднар, Д. В. Бобирь, Я. В. Болжеларський, О. Б. Очкасов. – Дніпропетровськ, 2005. – 30 с.
6. Надійність та технічна діагностика рухомого складу: Методичні вказівки до виконання контрольної роботи / Дніпропетр. держ. техн. універ. залізн. трансп. Уклад.: Б.Є. Боднар, Д.В.Бобирь, Я.В. Болжеларський. Дніпропетровськ, 2002, 20 с.
7. Галкин В.Г., Парамзин В.П., Четвергов В.А. Надежность тягового подвижного состава: Учебн. пособие для ВУЗов ж.-д. трансп.- М.: Транспорт, 1981. – 184 с.
8. Тепловоз 2ТЭ116 / С.П. Филонов, А.И. Гибалов, Е.А. Никитин и др. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1996. – 334 с.
9. Экономика железнодорожного транспорта: Ученик для вузов / И.В. Белов, В.Г. Галабурда и др. – М.: Транспорт, 1989. – 351 с.

					0032.000000.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78