

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Кафедра «Локомотиви»

«ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри



М. І. Капіца

« 14 » 12 2021 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

Галузь знань 27 *Транспорт*

Спеціальність 273 *Залізничний транспорт*

Освітньо-професійна програма *Локомотиви та локомотивне господарство*

Тема **ЕСКІЗНИЙ ПРОЕКТ МАГІСТРАЛЬНОГО ТЕПЛОВОЗА З
ОСЬОВОЮ ФОРМУЛОЮ 3₀ – 3₀**

Theme **CONCEPTUAL DESIGN MAGISTRAL LOCOMOTIVE WITH AXIAL
FORMULA 3₀ – 3₀**

Керівник дипломної
роботи



Д. В. Бобирь

Нормоконтролер



Л. В. Колодій

Студент групи ЛГ2026



Ю. В. Ісаєв

Student

Yurii Isaiev

Дніпро, 2021

Зміст

ВСТУП	7
1 АНАЛІЗ СТАНУ ЛОКОМОТИВНОГО ПАРКУ КРАЇНИ, ЙОГО СТРУКТУРИ ТА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ	9
1.1 Особливості утримання вантажних магістральних тепловозів АТ «Укрзалізниця»	11
1.2 Технічний стан тепловозного парку залізниць України	14
2 ПРОЕКТУВАННЯ ТЯГОВОЇ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАНТАЖНОГО ТЕПЛОВОЗА	21
2.1 Визначення характеристик тягового редуктора колісно-моторного блоку	25
2.2 Розрахунок електромеханічних характеристик тягового електродвигуна і електротягових характеристик колісно-моторного блоку	28
2.3 Побудова тягової характеристики проектного тепловоза	39
2.4 Розрахунок техніко-економічних характеристик проектного тепловоза	45
3 ВИЗНАЧЕННЯ ГАБАРИТУ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА ТА ХАРАКТЕРИСТИК ЙОГО ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ	50
3.1 Загальна будова екіпажної частини проектного тепловоза	50
3.2 Визначення основних розмірів та габаритний баланс	56
3.3 Розрахунок характеристик системи пружного підвішування проектного тепловоза	60
3.4 Розрахунок частоти коливань підресореної маси локомотива	73
3.5 Розрахунок значення критичної швидкості руху локомотива	74
3.6 Визначення характеристик демпфірування коливань	75
4 РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА	78
4.1 Розрахунок параметрів водяного контура енергетичної установки	78

					0032.206309.000.04MP.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Ісаєв				Проект вантажного тепловоза з осьовою формулою 3₀-3₀	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Бобирь						5	115
Реценз.						УДУНТ, гр.		
Н. Контр.	Колодій							
Затверд.								

4.2 Розрахунок контуру, що охолоджує масло теплообмінника та повітря наддування.....	81
4.3 Розрахунок характеристик теплообмінника.....	82
4.4 Розрахунок параметрів вентилятора холодильника.....	85
5 ПОЗДОВЖНЄ РОЗВАЖУВАННЯ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА.....	90
6 ДИНАМІЧНЕ ВПИСУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА.....	100
ВИСНОВКИ.....	109
Список використаних джерел.....	114

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

ВСТУП

На даний час стан рухомого складу акціонерного товариства «Укрзалізниця» вкрай незадовільний та катастрофічно погіршується. Зношеність рухомого складу становить понад 90%. Середній знос локомотивного парку становить 96,8%, в тому числі, електровозів – 94,4%, тепловозів магістральних – 98,3%, тепловозів маневрових – 99,7%. Середній вік електровозів складає 40,8 років при нормі 30 років, магістральних тепловозів – 37 років при нормативному 20 років, маневрових тепловозів – 36,1 років при нормі 25 років. Лише 5,3% загального парку українських локомотивів молодше 25 років [1, 2].

За останні десять років з 18 заводів-виробників рухомого складу та їхніх комплектуючих економічно активними залишилися лише п'ять. При цьому, з огляду на зношеність одиниць тягового рухомого складу в наступні п'ять-десять років вони будуть вибувати з ладу прискореними темпами. На даний час навіть з урахуванням вже поставлених у експлуатацію локомотивів виробництва «General Electric», загальна кількість справних локомотивів, призначених для вантажних перевезень становить сьогодні всього 573 одиниці та щорічно скорочується у середньому на 4,8%.

Зважаючи на значно високий ступінь зношеності виробничих засобів, основним напрямом забезпеченості залізничних перевезень та відповідно реформування залізничної галузі є техніко-технологічне оновлення основних засобів перевезень та їх ретельного обслуговування і, насамперед, локомотивів.

Відповідно до «Програми Прогнозної оновлення рухомою складу ПАТ «Укрзалізниця» на період до 2021 року» [1], передбачено оновлення локомотивного за рахунок побудови та впровадження локомотивів нового покоління, а також модернізації сучасним обладнанням локомотивів, що вже експлуатуються, для доведення їх тягово-енергетичних показників до норм сучасних стандартів.

За останніми планами «Укрзалізниці до 2025 року компанії буде потрібно 51,2 млрд грн на оновлення локомотивного парку. Йдеться як про закупівлю

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Адк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

нових, так і модернізацію старих. «Укрзалізницею» планується із залученням інших компаній здійснити відновлення та модернізацію 1023 локомотивів та капітальний ремонт 1049 одиниць тягового рухомого складу.

Головним завданням при проектуванні, будівництві нового тягового рухомого складу та модернізації існуючого є пошук та впровадження заходів зменшення споживання енергоресурсів та скорочення обсягу шкідливих викидів у навколишнє середовище до мінімуму. Перехід автономного тягового рухомого складу на більш «чисті» види енергоресурсів вже почався. Зараз основною тенденцією стає перехід до придбання та експлуатації рухомого складу з лише електричними двигунами. Вже давно великі світові корпорації вкладають значні кошти у гібридні енергетичні системи.

В умовах швидкого оновлення локомотивного парку українських залізниць постає завдання наукового обґрунтування ретельного вибору характеристик тягового рухомого складу та допуску його в експлуатацію. У зв'язку з цим набуває актуальності широке коло наукових завдань, від результатів вирішення яких буде залежати рівень ефективності функціонування залізничної галузі і, як наслідок, економіки країни в цілому. Першим та важливим напрямків вирішення цього завдання є проектування та створення нового тепловоза за сучасними стандартами з найкращими техніко-економічними характеристиками, що підходить до експлуатації в умовах залізниць нашої країни.

Мета роботи полягає у ескізному проектуванні техніко-економічних характеристик вантажного тепловоза в цілому, а також його систем, агрегатів та вузлів.

Для досягнення вищенаведеної мети необхідно розглянути та проаналізувати особливості роботи тепловозів, його систем і агрегатів, проаналізувати сучасні напрямки та тенденції поліпшення техніко-економічних показників тепловозів, сформулювати критерій ефективності та виконати необхідні розрахунки, включаючи проектування техніко-економічних характеристик, параметрів екіпажної частини, допоміжного обладнання та динамічного вписування.

Об'єктом дослідження в роботі є вантажний тепловоз, а *предметом* – його тягова, техніко-економічні та інші характеристики.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

1 АНАЛІЗ СТАНУ ЛОКОМОТИВНОГО ПАРКУ КРАЇНИ, ЙОГО СТРУКТУРИ ТА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ

Аналіз експлуатаційного парку тепловозів АТ «Укрзалізниця» показує, що його фізичне зношення досягає майже 99% [1], а його оновлення в необхідних обсягах за останні десятиліття не було виконано [2]. Це призводить до погіршення безпеки руху, екологічних показників та перевитрат пального тепловозами в експлуатації.

В 2018 році локомотивний парк поповнюється партією з 30 сучасних магістральних локомотивів ТЕ33А, які теж в повному обсязі не вирішують проблему оновлення рухомого складу. Американські тепловози коштували 4,68 млн доларів (з ПДВ) за одиницю. Плюс понад 30 млн доларів за обслуговування усієї першої партії у кількості 30 одиниць до 2027 року.

По тепловозному маневровому парку ситуація виглядає ще гіршою. Аналогічна ситуація спостерігається і по тяговому рухомому складу в промисловому залізничному транспорті, де в переважній більшості використовуються тепловози.

Аналіз стану надійності тепловозів показав, що при проведенні певних заходів з продовження строку служби головних рам локомотивів та рам візків, можлива їх подальша експлуатація до 25 років понад нормативний строк [3, 4].

У підпорядкуванні АТ «Укрзалізниця» три локомотиворемонтні заводи – Дніпропетровський тепловозоремонтний, Запорізький електровозоремонтний та Львівський локомотиворемонтний, а також локомотивні депо.

За останній рік було капітально відремонтовано 78 локомотивів, у тому числі 29 тепловозів у Дніпрі, 39 електровозів у Запоріжжі та ще 10 у Львові [4].

Минулого року АТ «Укрзалізниця» також «націлилася» на ринок ремонту приватної тяги, побачивши цього додаткового джерела заробітку. За оцінками менеджменту АТ «Укрзалізниця», загальний розмір приватного локомотивного парку в Україні становить 2,5 тис одиниць. З них 996 локомотивів допущено на

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

магістральні лінії для транспортування промислових вантажів до залізничних станцій. Ще частина тепловозів використовуються всередині підприємств або кар'єрів.

За підсумками року, у регіональних депо АТ «Укрзалізниця» у 2019-му було відремонтовано 36 тепловозів для сторонніх організацій.

Відповідно до проекту плану капітальних інвестицій, у 2020-2021 р.р. в умовах заводів передбачено виконати капітальний ремонт 111 локомотивів, а саме: Запорізький ЕВР – 23 електровози, Львівський ЛРЗ – 8 електровозів, Дніпропетровський ТРЗ – 80 тепловозів.

Також на Україні працює ще низка приватних локомотиворемонтних заводів. Зокрема, Івано-Франківський локомотиворемонтний завод, Полтавський, Ізюмський, Миколаївський та Гайворонський тепловозоремонтні заводи. Частина з них перебуває на рівні виживання і про виробничу діяльність їх відомо мало, хтось, називаючись заводом, виконує ремонти на потужностях депо АТ «Укрзалізниця», а наприклад, Гайворонський завод більше спеціалізується на випуску специфічних запчастин для локомотивів.

Минулого року Миколаївський ТРЗ відремонтував понад 30 одиниць, з них більше половини – модернізація. Зокрема, модернізації піддавали тепловози ТГМ4, ТГМ6, ТЭМ7, 2ТЭ10. Полтавський ТРЗ виконував торік замовлення для МППЗТ, «Метінвесту», а також підписав договір з «Нікопольським заводом феросплавів» на капремонт з модернізацією та продовженням терміну служби тепловоза не менше ніж на 10 років тепловоза ТЭМ2М.

Минулого року на Запорізькому тепловозоремонтному заводі виконано капітальний ремонт 24 тепловозам – КР-1 та КР-2, а також, близько 10 одиниць – ТР-3.

Ефективність та економічна доцільність модернізації тягового складу доведено світовою практикою. За інформацією ринку, країни Східної Європи активно скуповують списані у нас локомотиви для проведення модернізації і збільшують таким чином свій локомотивний парк.

					0032.206309.000.04МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

За останнє десятиліття GE Transportation модернізувала понад 2 тис локомотивів майже для 30 клієнтів по всьому світу. З 2015 року програма модернізації GE Transportation зросла у 20 разів.

1.1 Особливості утримання вантажних магістральних тепловозів АТ «Укрзалізниця»

Експлуатація локомотивного парку України виконується на залізницях шести регіональних філій – Придніпровській, Донецькій, Південно-Західній, Львівській і Південній.

Магістральний парк локомотивів знаходиться у підпорядкуванні Державної адміністрації залізничного транспорту України – АТ «Укрзалізниця» (УЗ) та складається з вантажних, пасажирських і маневрових тепловозів, а також вантажних і пасажирських електровозів.

Також УЗ експлуатує пасажирські електропоїзди та дизель-поїзди та рейкові автобуси, а на промислових залізницях – специфічний вид тягового рухомого складу – тягові агрегати та промислові електровози.

Експлуатацію, поточне технічне утримання локомотивів та їх поточний ремонт організують лінійні підприємства локомотивного господарства залізниць – локомотивні (тепловозні, електровозні) депо, за якими приписані (закріплені) певна кількість локомотивів, які складають інвентарний (приписний) парк, а лише тільки ремонт – локомотиворемонтні заводи .

Експлуатаційні режими роботи тепловозів різних родів служби в експлуатації відрізняються великою різноманітністю та залежать від множини факторів. Найбільш значимими факторами є такі як графік руху поїздів, профіль та план колії, кліматичні умови, вид вантажу та обсяг виконуваної роботи, вантажонапруженість станції, залізничної ділянки або промислового підприємства, тип передачі потужності, а також параметрів енергетичної установки тепловоза [5].

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Для оцінки характеру завантаженості виконують хронометраж та аналіз діаграм розподілу часу роботи по позиціях контролера машиніста та розраховують коефіцієнти використання потужності дизеля локомотива. В якості показників, що характеризують режими роботи тепловозів в експлуатації наведені дані є найбільш інформативними. Коефіцієнт використання потужності дизеля локомотива визначається як відношення значення середньоексплуатаційної потужності дизеля до номінальної паспортної потужності [6].

Середньоексплуатаційною потужністю називають відношення суми реалізованого часу роботи та ефективної потужності дизеля на кожній позиції контролера машиніста до сумарного часу роботи тепловоза на усіх позиціях контролера машиніста.

При врахуванні часу роботи дизеля під навантаженням і на холостому ході коефіцієнт використання потужності називають коефіцієнтом використання потужності бруто, а якщо враховується тільки час роботи дизеля під навантаженням, то цей коефіцієнт називається коефіцієнтом використання потужності нетто.

Особливості ремонтного виробництва обумовлюються конструктивною різноманітністю технічних засобів, що ремонтуються, а також, різною властивістю зносостійкості деталей. Це призводить до несталості обсягу ремонтів, а також потреб у трудових витратах та матеріалах, зокрема в організації ремонтного процесу.

До основної особливості організації ремонтного виробництва слід віднести високий рівень невизначеності виробничої програми та значний рівень коливань у структурі ресурсів, необхідних для ремонту.

Специфіка ремонту залізничного рухомого складу проявляється також і в значних габаритах ремонтної продукції, що вимагають особливого підйомнотранспортного устаткування та використання великих виробничих цехів.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

На даний час в основу організації системи технічного обслуговування та ремонту на локомотиворемонтному підприємстві покладено планово-попереджувальний принцип, який спрощує планування процесів ремонтного підприємства, сприяє рівномірному завантаженню технологічних ліній та дозволяє раціонально використовувати робочий персонал.

Час простою локомотива в обслуговуванні або на ремонті залежить від обсягу та досконалості організації робіт, а також, від надійності та ремонтпридатності об'єкта ремонту.

Головні методологічні підходи до визначення раціональної структури ремонтного циклу ґрунтуються у встановленні величини питомих витрат на проведення технічного обслуговування та ремонту тягового рухомого складу при різних параметрів ремонтного циклу.

У разі незначної величини міжремонтного напрацювання збільшується кількість та частота ремонтів. Під час цього більшість деталей та вузлів замінюється у разі виконання планових ремонтів, повніше використовуються їх ресурси, підвищується експлуатаційна надійність тягового рухомого складу, але тоді погіршується ступінь його використання та зростають витрати на виконання ремонту.

У разі збільшення міжремонтних напрацювань зменшуються витрати на виконання планових ремонтів та питомий час простою на цих ремонтах. Однак деякі деталі та вузли можуть вичерпати технічний ресурс та відмовити до настання строку виконання планового ремонту, що призведе до необхідності виконання позапланового ремонту. Це призведе до зниження експлуатаційної надійності та збільшення додаткових витрат, пов'язані з виконанням позапланових ремонтів. Тому зменшення міжремонтних напрацювань обов'язково пов'язане з розробкою та впровадженням заходів щодо збільшення технічного ресурсу деталей та вузлів тягового рухомого складу.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

1.2 Технічний стан тепловозного парку залізниць України

У локомотивному господарстві, що є однією з головних складових виробничої інфраструктури залізничного транспорту України, у 90-ті роки створився глибокий кризовий стан, що був зумовлений загальнодержавною кризою перехідної економіки країни, значним складом виробництва та життєвого рівня. Обсяг вантажних перевезень, що, як відомо, приносять основні доходи залізничному транспорту з 1991 по 2020 рік, зменшилися в 2,8 рази, пасажирських більш ніж на третину, а майже темпи оновлення основних виробничих фондів скоротилися в 12 разів. Ці фактори різко призупинили розвиток технічного прогресу галузі [3]. Водночас зменшуються обсяги вантажних перевезень через політичну ситуацію яка склалася на сході України. Наведено вище призвело до значного погіршення стану не тільки залізничного рухомого складу, а й усієї виробничо-технічної бази залізниць країни, згортанню запланованих програм його економічного розвитку, створив значну загрозу надійної та безпекової експлуатації залізниць.

В 1993 році НВО «Дніпропетровський електровозобудівний завод» приступило до створення сучасних магістральних вантажних і вантажопасажирських електровозів. У другій половині 1990 р був створений вітчизняний електровоз постійного струму ДЕ1. До 2008 року випущено 40 локомотивів. 30 травня 1998 року між «Укрзалізницею», НВО «ДЕВЗ» і АТ «Сіменс» було підписано «Генеральну угоду про спільні розробки, виготовлення і збут електролокомотивів». Вона передбачала закупівлю спільно вироблених в Україні 400 сучасних електровозів за документацією Сіменс (зокрема не менше 100 штук змінного струму з асинхронним тяговим приводом) і з локалізацією 56,5% при ціні 4,25 млн марок ФРН за односекційний електровоз.

У 2002 році завод побудував перший такий вантажопасажирський електровоз ДС3, в 2003–2004 роках освоїв серійне виробництво. За п'ять років ДЕВЗ виготовив 18 електровозів ДС3, які було передано Південно-Західній залізниці, де частина їх експлуатується до теперішнього часу. Більшість із них

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

сьогодні простоює в очікуванні рішення УЗ щодо ремонту і модернізації спільно з Сіменсом.

У жовтні 2011 року було укладено договір з АТ «Електровозобудівник» (Грузія) на постачання в 2011–2016 роках 110 магістральних вантажних двосекційних електровозів постійного струму на суму 483,13 млн доларів. Контракт достроково припинено за ініціативою УЗ через низьку якість продукції – поставлено лише 22 одиниці.

У 1997–2003 роках у ВАТ ХК «Луганськтепловоз» було створено й налагоджено випуск нових видів тепловозів, електровозів і пасажирських поїздів. Це як модифіковані моделі, так і новий пасажирський тепловоз ТЕП150, побудований у 2005 р. У 2007 році Луганськтепловоз розробив і освоїв випуск вантажних електровозів постійного струму 2ЕЛ4 (поставлено шість одиниць) та змінного струму 2ЕЛ5 (18 одиниць). Також був створений уніфікований пасажирський причіпний вагон для приміських перевезень; приміський дизель-поїзд локомотивної тяги ДПЛ-1 із секцією тепловоза 2М62У або 2ТЕ116; приміські дизель-поїзди ДЕЛ-01, -02.

Продано АТ «Укрзалізниця» шість дизель-поїздів ДЕЛ-02, три з яких і сьогодні в експлуатації. Приміський електропоїзд постійного струму ЕПЛ2Т став першим вітчизняним електропоїздом (2000 рік). Поставлено на УЗ 35 поїздів, сьогодні в експлуатації 26 одиниць. Також побудовано та поставлено до УЗ 15 приміських електропоїздів змінного струму ЕПЛ9Т. В експлуатації на вересень 2021 року дев'ять одиниць.

Сьогодні щоб забезпечити життєдіяльність залізниць держави впроваджується система інтенсивних невідкладних заходів по підвищенню ефективності роботи залізниць на основі використання інформаційних та ресурсозберігаючих технологій організації й виконання перевезень, вдосконалення системи утримання рухомого складу, засобів енергозабезпечення, колії та зв'язку тощо. Однак вищенаведені заходи в повній мірі не у змозі вирішити задачі виходу з кризового стану. Необхідно вжити радикальних заходів що спрямовані на структурну перебудову вертикалі управління залізничним

					0032.206309.000.04МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

транспорт. Головне питання в системі таких заходів повинне зайняти стратегія подальшого розвитку та удосконалення експлуатації локомотивного парку залізниць [3].

Сьогодні фізичний знос електровозів постійного струму становить понад 83%. Відпрацювали нормативний строк служби і підлягають списанню понад 83% вантажних електровозів постійного струму, 65% пасажирських електровозів, понад 56% вагонів електропоїздів та 38% дизель-поїздів. Результати прогнозу свідчать, що якщо терміново не вжити певних заходів та не прискорити темпи оновлення локомотивного парку, то в найближчі роки незадоволення попиту на пасажирські перевезення в далекому та місцевому сполученнях може досягти 30%, а в приміському – 60% [4]. Поки єдиним виходом з цього становища залишається використання для тяги пасажирських поїздів вантажних тепловозів та електровозів. Стосовно вантажних локомотивів це може призвести до значного погіршення в задоволенні попиту з перевезення масових вантажів та серйозних розладів процесу перевезень на окремих електрифікованих ділянках.

Локомотивний парк налічує близько 2400 тепловозів. У 2013 році відбулася значна криза у функціонування залізниць України. Головними особливостями якої були: значний знос локомотивів (середній знос рухомого складу 90%, на Донецькій і Придніпровській дорогах – майже 200%). Наприклад, середній вік електровоза на Донецькій залізниці складає практично 51,6 років, тепловоза – 32,5 роки; незначні обсяги закупівлі нового тягового рухомого складу. Прикладом являється експлуатація швидкісних поїздів «Hyundai Rotem», які були закуплені дочірньою структурою УЗ «Українська залізнична швидкісна компанія» перед проведенням чемпіонату з футболу у 2012 році. Перші несправності почали проявлятися взимку 2012 року, а 12 лютого 2014 року «Укрзалізниця» була вимушена зупинити експлуатацію цих поїздів за причиною наявності у них серйозних конструктивних недоліків [4]; загальна висока зношеність залізничної інфраструктури; внаслідок зависокого ступеню зносу спостерігається значне зростання кількості відмов, аварій, збільшення часу простою в ремонті та, відповідно, підвищення собівартості експлуатації.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Для того щоб забезпечити перевізний процес справним тяговим рухомим складом в Укрзалізниці розроблена, впроваджена та постійно удосконалюється програми відновлення тягового рухомого складу, якою починаючи з 2018 р було передбачено інтенсивне введення в експлуатацію 384 локомотивів [3].

З метою оновлення парку локомотивів у лютому 2018 року підписано пакет важливих документів довгострокового партнерства з компанією General Electric. З них розпочинається перший етап співробітництва з GE для оновлення та модернізації парку тепловозів Укрзалізниці. Зокрема, підписано рамкову угоду між Укрзалізницею та GE щодо 15-річного партнерства оновлення та модернізації рухомого тягового складу. У рамках підписаних угод Укрзалізниця у 2018 році отримала в лізинг 30 нових дизельних локомотивів GE ТЭ33АС з рівнем локалізації 10%. 5 червня 2018 року компанія GE Transportation і ПАТ «Крюковський вагонобудівний завод» підписали угоду про локалізацію виробництва 30 локомотивів ТЭ33А серії Evolution.

В цілому ж тепловози в Україні далеко не так затребувані, як електровози. Дизельними локомотивами перевозиться менша частина вантажів – усього порядку 11%. Проте зайнятися вирішенням питання з електричними локомотивами планується тільки з 2020 року. Саме на цей рік, згідно з програмою оновлення, намічена закупівля нових електровозів.

Масштаби питання можна проілюструвати наступними цифрами. Щодня для заправки тепловозів "Укрзалізниці" потрібні близько 1 тисячі тон дизельного палива. А у фінансовому плані 2019 рік на його закупівлю намічено направити більше 9,1 млрд грн. Звичайно, далеко не усе це доводиться на магістральні тепловози [5].

Окрім енергоносіїв, необхідно враховувати вартість сервісного обслуговування та організацію постачань імпортованих запчастин. Це може бути занадто дорого і довго. Саме із-за невирішеності цих питань закінчився невдачею проект спільного з компанією Siemens україно-німецького вантажопасажи́рського електровоза ДСЗ (електровоз змінного струму).

В цілому, по досвіду роботи з іноземними виробниками, ще з часів

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

співпраці з чеською Skoda (електровози серії ЧС), і закінчуючи сучасним контрактом з корейською компанією Hyundai Rotem, можна зробити висновок, що вітчизняним фахівцям неохоче передають конструкторську документацію. Тому налагодити виробництво тих або інших комплектуючих в Україні не просто.

Тепловози які поставляються Україні компанією General Electric Transportation це односекційні магістральні локомотиви серії Evolution, які експлуатуються по всьому світу окрім США, де вони були розроблені, і Канади. Вони експлуатуються в основному в країнах, що розвиваються. Лідери по закупівлях – Індія, Китай, ЮАР, Австралія, Бразилія [1, 2]. Всього випущені понад 3000 машин. З них – більше 300 на спільному підприємстві в Казахстані. Воно робить модифікацію тепловоза під назвою ТЭ33А (Тепловоз з Електропередачою, 33 модель, з Асинхронними тяговими двигунами).

За своїми характеристиками тепловози ТЭ33А відрізняються від своїх попередників – радянських 2ТЭ116 (2-секційний Тепловоз з Електропередачою, тип 116). У ТЭ33А у півтора рази більше секційна потужність, більш висока конструкційна швидкість, менше забруднення довкілля. До того ж, ТЭ33А вимагає менше ресурсів для техобслуговування.

Тепловоз непогано себе зарекомендував під час експлуатації в країнах Азії (Казахстан, Туркменістан, Киргизстан), а також успішно здійснив ряд демонстраційних рейсів в 2016 році в Україні – на Одеській залізниці. Нововведення в його конструкції, в порівнянні із старим тяговим рухомим складом – електронне управління, економні асинхронні двигуни, підвищений комфорт і безпека для обслуговуючого персоналу. В той же час, основа конструкції далеко не нова, а головний її недолік у принципово низькій ефективності двигуна внутрішнього згорання. Для порівняння, у електричного двигуна ККД понад 90%. Тому нові сучасні локомотиви в розвинених країнах гібридні.

Варіантів у Україні швидко поповнити свій парк тепловозної тяги не так багато. Адже інші схожі шляхи ведуть у бік російських виробників. Активно цікавляться українським ринком китайські компанії, зокрема, CRRC. У цього виробника є модель вантажного магістрального тепловоза СКД9С, яка вже

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

експлуатується в країнах з широкою колією – в Казахстані та Туркменістані.

Китайські компанії також розглядають можливість локалізації виробництва в Україні. Проте, як відмічають в УЗ, тепловози, пропонувані General Electric, більшою мірою відповідають заявленим технічним характеристикам. Інші шляхи вирішення питання дефіциту тяги – це оренда тих же ТЭЗ3А у Казахстану або модернізованих "радянських" тепловозів з країн Балтії. Є ще варіант закупівлі вживаного рухомого складу в країнах ЄС. Проте для цього його необхідно буде "переставити" з європейської ширини колії 1435 мм на 1520 мм. Третій шлях – модернізація наявних машин із застосуванням комплектів устаткування світових виробників. В цьому випадку, при невеликій економії, на виході виходять не повністю нові машини і з меншим терміном служби.

Основні вимоги до перспективного тягового рухомого складу залізниць України повинні бути спрямовані на підвищення їх продуктивності, швидкості руху, ресурсу, надійності, безпечності, комфорту для обслуговуючого персоналу та зменшення питомих витрат на утримання, вартості життєвого циклу (LCC) і негативного впливу на довкілля.

Для забезпечення високих техніко-економічних показників локомотивів (ТРС) сучасного та перспективного покоління необхідне широке використання в їх конструкціях нових технічних рішень і матеріалів, що відповідають сучасним вимогам експлуатації та вимогам на віддалену перспективу.

Висновки до розділу. Абсолютну більшість тягового рухомого складу українських залізниць побудовано за технічними вимогами 60-х років минулого століття. Переважна кількість локомотивів за своїм технічним станом вимагають на 40–60% більше витрат на технічне обслуговування і ремонт, мають низьку економічність у порівнянні з сучасними моделями. На збільшення собівартості перевезень в значній мірі також впливає зростання цін на дизельне паливо, що спостерігається у сьогоднішніх реаліях. Технічні характеристики наявного локомотивного парку для пасажирських перевезень не в змозі реалізувати швидкості руху більше 140 км/год. Наявний парк не забезпечує пасажирські перевезення, особливо в літній період, і для виконання цієї роботи залучаються вантажні локомотиви швидкісні характеристики яких обмежені. Тягові

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

характеристики локомотивів недостатні для впровадження великовагового руху вантажних поїздів.

В результаті аналізу наявного локомотивного парку зроблено висновок, що у найгіршому стані на даний момент часу у нас знаходяться магістральні вантажні тепловози. Виходячи з цього актуальним питанням є розробка проекту вантажного магістрального тепловоза. Ідея полягає в тому що нові локомотиви не адаптовані під українські потреби. Наприклад, ТЭЗЗА занадто потужний, а в Україні спостерігається спад обсягу вантажних перевезень зі зменшенням маси составів, тому є не доцільним розробляти локомотив над великої потужності.

Окрім цього, принциповою основою для формування комплексу технічних рішень по тяговому рухомому складу нового покоління мають стати:

- створення декількох уніфікованих базових платформ для електровозів та тепловозів;
- реалізація концепції блоково-модульної побудови на основі уніфікованих модулів, систем та їхніх компонентів;
- використання нової технології виготовлення кузовів із сучасних конструкційних матеріалів підвищеної стійкості до корозії, зниженою масою та збільшеним терміном служби;
- уніфіковані кабіни управління з ударно-поглинаючим пристроєм високої енергоємності в лобовій частині високоміцним лобовим і бічним склом з електрообігрівом, пристроями забезпечення необхідного мікроклімату, ергономічним пультом управління та кріслами;
- комплексні бортові автоматизовані мікропроцесорні системи управління;
- бортові діагностичні комплекси з відображенням оперативної інформації на моніторах у кабіні;
- конструкції екіпажної частини, що забезпечують пробіг бандажів колісних пар до 1 млн км;
- тепловозні дизелі нового покоління, які відповідають сучасним екологічним вимогам, із мікропроцесорною системою управління та діагностики, або, в загалі, і гібридні локомотиви.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

2 ПРОЕКТУВАННЯ ТЯГОВОЇ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАНТАЖНОГО ТЕПЛОВОЗА

До основних параметрів локомотива, що характеризує його як тягову одиницю рухомого складу, відносять потужність по дизелю, дотичну потужність і силу тяги на ободі коліс і на зчеплення, службову масу, зчіпну вагу, навантаження від колісної пари на рейки, конструкційну і розрахункову швидкості, лінійні, базові та габаритні розміри.

Вибір основних параметрів магістральних локомотивів залежить від мас та швидкостей руху поїздів, що забезпечують мінімальні річні витрати на освоєння заданого обсягу перевезень. При виборі основних параметрів необхідно враховувати несучу здатність колії та колійних споруд, габарит рухомого складу, технічний рівень розвитку локомотивобудування та суміжних галузей. Для реалізації основних параметрів слід широко використовувати стандартизацію та розмірні ряди локомотивів за видами тяги та призначенням.

Для локомотивів ГОСТ 2103-83 визначено такі стадії розробки конструкторської документації та етапи виконання робіт: технічне завдання (ТЗ); технічна пропозиція; ескізний проект; технічний проект; робоча документація дослідного зразка (дослідної партії), настановної серії, серійного чи масового виробництва [7, 8].

Технічне завдання (ГОСТ 15.001-83), що розробляється замовником або розробником, є вихідним документом для проектування локомотива. Воно встановлює його найменування, область застосування та складові, показники призначення (технічні характеристики), техніко-економічні вимоги, що пред'являються до конструкції, що розробляється; необхідні стадії розробки конструкторської документації та її склад, і навіть спеціальні вимоги до локомотиву. У показники призначення входять: потужність, рід служби, осьова характеристика, тривала сила тяги на ободах коліс, навантаження від колісної пари на рейки, конструкційна швидкість та ін. рух по залізничній колії заданої ширини та проходження кривої заданого мінімального радіусу (довжина локомотива

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

повинна бути не більше встановленої норми); надійність (термін служби та середній параметр потоку відмов повинні відповідати встановленим замовником параметрам); технологічність (відносна трудомісткість не більше встановленої величини, конструкція складальних одиниць та деталей повинна мати мінімальну трудомісткість при обслуговуванні та ремонті); рівень уніфікації та стандартизації (локомотива не менше 50%, екіпірувальні вузли повинні бути повністю уніфіковані та ін.); безпека (аварійно-попереджувальна сигналізація повинна виконуватися за ДСТУ, а локомотиви повинні бути пристрої, що забезпечують рух при тиску повітря в магістральному трубопроводі не нижче 490 кПа, безпека локомотивної бригади при ударі в автозчеплення зі швидкістю зіткнення 20 км/год та ін.); естетичні та ергономічні показники (зручність обслуговування, безпека управління, гігієнічні умови повинні відповідати типовим вимогам; колірне оформлення та якість покриття, рівень звуку не повинен перевищувати норм, зазначених у ГОСТ 12.1.003-83, а також санітарно-гігієнічні умови роботи); патентну чистоту конструкції локомотива та його окремих вузлів.

У завданні також вказують орієнтовну економічну ефективність, лімітну ціну та пропоновану річну потребу у локомотивах [8].

Розробці завдання передують науково-дослідні та пошукові роботи з вивчення сучасних досягнень галузевої техніки та патентної документації, що забезпечує високу якість завдання та, отже, створення локомотива, що найбільш повно задовольняє потреби народного господарства.

Технічна пропозиція (ГОСТ 2.118-83) – це документ, який розробляє завод-виробник з метою уточнення показників або виявлення додаткових техніко-економічних характеристик локомотива, які не були зазначені в технічному завданні. Виконують технічні пропозиції на підставі аналізу технічного завдання замовника, попереднього конструкторського опрацювання можливих варіантів локомотива, порівняльної оцінки рішень з урахуванням конструктивних та експлуатаційних особливостей існуючих локомотивів та патентних матеріалів. Після узгодження та затвердження в установленому порядку технічна пропозиція є

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

підставою для розробки ескізного та технічного проекту.

Ескізний проект розкриває принципові конструктивні рішення, що дають загальні уявлення про влаштування та принцип роботи локомотива, а також містить дані, що визначають його призначення, основні параметри та габаритні розміри (будівельний обрис).

При розробці ескізного проекту необхідно: виконати конструктивне опрацювання кількох варіантів локомотива в достатньому обсязі для аналізу та зіставлення; виготовити та випробувати фізичні моделі та макети; оцінити локомотив за відповідними показниками стандартизації та уніфікації, ергономіки та технічної естетики, техніки безпеки, виробничої санітарії та патентної чистоти; опрацювати основні питання технології та оцінити технологічність; скласти технічні вимоги на комплектуючі вироби та матеріали, які розробляють інші підприємства [8].

Ескізний проект включає креслення загального виду локомотива та пояснювальну записку, виконану за ГОСТ 904-86. Після погодження та затвердження в установленому порядку ескізний проект є підставою для розробки технічного проекту чи робочої конструкторської документації.

Технічний проект, що виконується відповідно до ГОСТ 2.120-89, дає повне уявлення про конструкцію локомотива, його складові частини і складальні одиниці [7]. Він може передбачати розробку варіантів окремих складових частин локомотива (візків, кузова, тягового приводу та ін.) та оптимального варіанту за результатами випробувань дослідних зразків або моделей. Розробка технічного проекту супроводжується виконанням робіт, що дозволяють переконатися у забезпеченні пред'явлених до локомотива вимог усіх видів (технічних, економічних, технологічних, естетичних та інших, встановлених технічним завданням).

Технічний проект обов'язково включає креслення загального виду локомотива, його складальних одиниць, окремих деталей та пояснювальну записку, виконану за ГОСТ 904 -87, до якої включають також розділи, що пояснюють розробку питань, не передбачених ескізним проектом.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Розробка робочої документації на виготовлення дослідного зразка (дослідної партії) складає основи затвердженого технічного проекту. На цій стадії проектування розробляють робочі креслення з уточненням конструкцій вузлів, деталей з урахуванням технології механічної обробки та складання; закінчують розрахунки вузлів, з'єднань та деталей на міцність; складають відомості уніфікованих, стандартних та нормалізованих деталей; формують переліки необхідних матеріалів комплектуючих виробів, що постачаються суміжними підприємствами. Оформляють калькуляцію витрат та визначають повну собівартість виготовлення локомотива. Потім розраховують економічну ефективність впровадження в експлуатацію нового локомотива.

Останнім етапом виготовляють дослідний зразок локомотива, який піддають заводським та експлуатаційним випробуванням. За результатами випробувань міжвідомча комісія, в яку обов'язково надходять працівники УЗ, робить висновок про можливість приймання дослідного зразка локомотива та вносить пропозиції щодо будівництва або продовження випробувань дослідної партії або організації серійного виробництва.

Для розрахунку техніко-економічних характеристик вихідні дані наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані до розрахунку техніко-економічних характеристик проектного тепловоза

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

2.1 Визначення характеристик тягового редуктора колісно-моторного блоку

Основним параметром тягового редуктора колісно-моторного блоку є його передаточне число i , що визначається як відношення обертального моменту на ободі колеса до моменту, який виникає на валу тягового електродвигуна, що розраховується для тривалого режиму роботи колісно-моторного блоку, за формулою:

$$i = \frac{M_{\hat{e}}}{\dot{I}_{\hat{a}\infty}} = \frac{F_{\hat{a}\infty} D_{\hat{e}}}{2 \dot{I}_{\hat{a}\infty}}, \quad (2.1)$$

де $F_{\hat{a}\infty}$ – тривала сила тяги колісно-моторного блоку, кН;

$\dot{I}_{\hat{a}\infty}$ – тривалий обертальний момент, що виникає на валу тягового двигуна, кН·м;

$D_{\hat{e}}$ – величина діаметру колеса, м.

Величини $F_{\hat{a}\infty}$ і $\dot{I}_{\hat{a}\infty}$ визначаються з виразів:

$$F_{\hat{a}\infty} = \frac{3,6 P_{\hat{a}\infty}}{V_p}, \quad (2.2)$$

$$M_{\hat{a}\infty} = 9,5 \frac{P_{\hat{a}\infty}}{n_{\hat{a}\infty}}, \quad (2.3)$$

де $P_{\hat{a}\infty}$ – потужність одного тягового двигуна, кВт;

V_p – розрахункова швидкість тепловоза, км/год;

$n_{\hat{a}\infty}$ – частота обертання якоря тягового двигуна у тривалому режимі, хв⁻¹.

$$n_{\hat{a}\infty} = n_{\hat{a} \max} \frac{V_p}{V_{\hat{e}i i}}, \quad (2.4)$$

де $n_{\hat{a} \max}$ – максимально допустима частота обертання якоря ТЕД. Для

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

подальших розрахунків приймемо $n_{\text{ä max}} = 2300 \text{ хв}^{-1}$, [9].

Підставляючи вирази (2.2), (2.3), (2.4) в вираз (2.1), отримаємо

$$z_1 = 0,19 \frac{n_{\text{ä max}} D_{\hat{e}}}{V_{\hat{e}}}, \quad (2.5)$$

де $V_{\hat{e}}$ – конструкційна швидкість тепловоза, км/год.

$$z_1 = 0,19 \frac{2300 \cdot 1,25}{120} = 4,55.$$

Розраховане передаточне число забезпечить не тільки параметри $F_{\text{ä}\infty}$ і $\dot{I}_{\text{ä}\infty}$ у тривалому режимі роботи, що відповідає значенню тривалої швидкості руху, а й забезпечує умову міцності тягового двигуна, частота обертання якоря якого у разі конструкційної швидкості не перевищить допустиме значення $n_{\text{ä max}}$.

З урахуванням прийнятої довжини централі \dot{A} , яка визначає відстань між осями якоря тягового двигуна та колісної пари, остаточне значення передаточного числа встановлюється за формулою:

$$A = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}, \quad (2.6)$$

де \dot{A} – довжина централі, мм;

m – модуль зубчастого обмеження;

z_1, z_2 – кількість зубів ведучої і веденої шестерень.

Для проектного тепловоза приймаємо величину $\dot{A} = 468,8$ мм та модуль зубчастого зачеплення для тепловозних тягових передач за [9] $m = 10$.

Кількість зубів ведучої шестірні z_1 і веденого зубчастого колеса z_2 визначаємо з розв'язання системи рівнянь:

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = \frac{2A}{m}, \\ \frac{z_2}{z_1} = i_1; \end{cases} \quad (2.7)$$

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot 468,8}{10}; \\ \frac{z_2}{z_1} = 4,55. \end{cases}$$

В результаті отримаємо $z_1 = 17$ зубів, $z_2 = 77$ зубів. Тоді передаточне відношення буде

$$i = \frac{77}{17} = 4,53.$$

Тому що колісно-моторний блок має габаритні обмеження, перевіряємо можливість розміщення в нижній частині габариту тягового рухомого складу веденого зубчастого колеса з кожухом за формулою:

$$\Delta = \frac{D_k - (d_2 + 2c)}{2} \geq 120 \dots 130 \text{ мм}, \quad (2.8)$$

де c – відстань від торця зубів веденого колеса до нижньої поверхні кожуха.

Згідно [9] цю відстань приймаємо з діапазону $c = 18 \dots 25$ мм;

d_2 – діаметр ділильної окружності веденого колеса, мм.

$$d_2 = mz_2, \quad (2.9)$$

$$d_2 = 10 \cdot 77 = 770 \text{ мм.}$$

$$\Delta = \frac{1250 - (770 + 2 \cdot 25)}{2} = 215 \geq 120 \dots 130 \text{ мм.}$$

Таким чином умова розміщення в нижній частині габариту рухомого складу веденого зубчастого колеса з кожухом виконується.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок електромеханічних характеристик тягового електродвигуна і електротягових характеристик колісно-моторного блоку

Електротяговими характеристиками колісно-моторного блоку називають залежності дотичної сили тяги, яка виникає на ободі колеса та швидкості руху локомотива від величини струму навантаження тягового електродвигуна – $F_{\text{д}} = f(I_{\text{д}}), V_{\text{д}} = f(I_{\text{д}})$ [7].

Наведені вище залежності отримують тільки при сформованому колісно-моторному блоку, який являє собою вузол, що складається із тягового електродвигуна, що з'єднаний з колісною парою локомотива за допомогою тягового осьового редуктора.

Під час визначення електротягових характеристик колісно-моторного блоку використовуються значення передаточного числа редуктора та електромеханічні характеристики тягового електродвигуна, які являють собою залежності крутного моменту та частоти обертання якоря тягового електродвигуна від струму його навантаження – $M_{\text{д}} = f(I_{\text{д}}), n_{\text{д}} = f(I_{\text{д}})$.

Електромеханічні характеристики тягового електродвигуна визначаються розрахунковим шляхом з використанням так званих універсальних характеристик тягових машин – генератора, що наведено на рис. 2.1 та тягового електродвигуна, що наведено на рис. 2.2.

Універсальні характеристики тягових електричних машин, які також називають безрозмірними, встановлюють залежності між певними величинами віднесеними до їх значень у тривалому режимі роботи.

Для тягового генератора універсальна характеристика визначається співвідношеннями

$$\bar{U}_{\tilde{a}} = \frac{U_{\tilde{a}}}{U_{\tilde{a}\infty}} = f\left(\frac{I_{\tilde{a}}}{I_{\tilde{a}\infty}}\right); \quad \bar{\eta}_{\tilde{a}} = \frac{\eta_{\tilde{a}}}{\eta_{\tilde{a}\infty}} = f\left(\frac{I_{\tilde{a}}}{I_{\tilde{a}\infty}}\right). \quad (2.10)$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Рисунок 2.1 – Універсальна (безрозмірна) характеристика генератора

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Рисунок 2.2 – Універсальна (безрозмірна) характеристика тягового електродвигуна

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Універсальну характеристику тягового електродвигуна являють залежності

$$\overline{M}_д = \frac{M_д}{M_{д\infty}} = f\left(\frac{I_д}{I_{д\infty}}\right); \quad \overline{n}_д = \frac{n_д}{n_{д\infty}} = f\left(\frac{I_д}{I_{д\infty}}\right). \quad (2.11)$$

Потужність генератора у тривалому режимі роботи

$$P_{г\infty} = P_e \cdot \eta_{г\infty} \cdot \beta_{доп}, \quad (2.12)$$

де P_e – ефективна потужність дизеля, кВт;

$\eta_{г\infty}$ – коефіцієнт корисної дії генератора;

$\beta_{доп}$ – коефіцієнт, що враховує витрати потужності на допоміжні потреби.

Величину коефіцієнта корисної дії генератора у тривалому режимі роботи можна прийняти $\eta_{г\infty} = 0,96$ [9].

Коефіцієнт, що враховує витрати потужності на допоміжні потреби визначається з виразу:

$$\beta_{доп} = \frac{P_e - \Sigma P_{доп}}{P_e}, \quad (2.13)$$

де $\Sigma P_{доп}$ – потужність, що витрачається на привід допоміжних агрегатів, кВт.

Приблизно витрати потужності на привід допоміжних агрегатів $\Sigma P_{доп}$ складають 8–10 % від ефективної потужності [9], тоді

$$\beta_{\tilde{a}\tilde{i}} = \frac{2200 - 0,1 \cdot 2200}{2200} = 0,9;$$

$$D_{\tilde{a}\infty} = 2200 \cdot 0,96 \cdot 0,9 = 1901 \text{ кВт.}$$

Напруга генератора проектного тепловоза у тривалому режимі

$$U_{\tilde{a}\infty} = \frac{U_{\tilde{a}\max}}{U_{\tilde{a}\max}}, \quad (2.14)$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

де $U_{\tilde{a}\max}$ – максимально допустима напруга генератора, В. Приймаємо $U_{\tilde{a}\max} = 700$ В [9];

$\bar{U}_{\tilde{a}\max}$ – відносна величина максимальної напруги.

Для того щоб визначити $\bar{U}_{\tilde{a}\max}$ необхідно спочатку розрахувати величину відносного значення максимальної швидкості руху локомотива, при якій використовується повна потужність дизеля, за формулою:

$$\bar{V}_{\max} = \frac{V_{\max}}{V_{\infty}}, \quad (2.15)$$

де V_{\max} – максимальна швидкість руху, км/год;

V_{∞} – тривала (розрахункова) швидкість, км/год.

$$\bar{V}_{\max} = \frac{120}{27} = 4,44.$$

Після визначення \bar{V}_{\max} , за універсальною характеристикою тягового електродвигуна для значення $\bar{V}_{\max} = 4,44$ по кривій $\bar{n} = \frac{n}{n_{\infty}}$, для максимальної величини ослаблення магнітного поля $\alpha = 0,38$ визначаємо $\bar{I}_{\tilde{a}} = \frac{I}{I_{\infty}} = 0,62$. При цьому значенні використовується повна потужність дизеля проектного тепловоза. За цієї величиною по універсальній характеристиці генератора визначаємо значення $\bar{U}_{\tilde{a}\max} = 1,21$.

Підставивши отримане значення $\bar{U}_{\tilde{a}\max}$ в вираз (2.14) отримаємо

$$U_{\tilde{a}\infty} = \frac{700}{1,21} = 579 \text{ В.}$$

Тривалий струм генератора

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$^2_{\tilde{a}_{\infty}} = \frac{E_{\tilde{a}_{\infty}} \cdot 10^3}{U_{\tilde{a}_{\infty}}} = \frac{1901 \cdot 10^3}{579} = 3283 \text{ А.} \quad (2.16)$$

Дійсну зовнішню характеристику генератора при відомих тривалих значеннях $U_{\tilde{a}_{\infty}}$ і $^2_{\tilde{a}_{\infty}}$ отримаємо шляхом перерахунку безрозмірної універсальної характеристики за формулами:

$$U_{\tilde{a}} = U_{\tilde{a}_{\infty}} \cdot \overline{U}_{\tilde{a}}, \quad (2.17)$$

$$^2_{\tilde{a}} = ^2_{\tilde{a}_{\infty}} \cdot \overline{^2}_{\tilde{a}}. \quad (2.18)$$

Результати розрахунків наводимо в табл. 2.2. На основі результатів розрахунку будемо зовнішню характеристику генератора проектного тепловоза, що наведена на рис. 2.3.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку зовнішньої
характеристики генератора
проектного тепловоза

Тривалу потужність тягового електродвигуна проектного тепловоза визначаємо за формулою:

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Рисунок 2.3 – Дійсна зовнішня характеристика генератора проектного тепловоза

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$$D_{\dot{a}\infty} = \frac{P_{\dot{a}\infty}}{\hat{e}}, \quad (2.19)$$

де \hat{e} – кількість тягових двигунів. Приймаємо $\hat{e} = 6$.

$$D_{\dot{a}\infty} = \frac{1901}{6} = 317 \text{ кВт.}$$

Сила тяги, що розвиває один колісно-моторний блок у тривалому режимі роботи

$$F_{\dot{a}\infty} = \frac{3,6P_{\dot{a}\infty}\eta_{\dot{a}\infty}}{V_{\infty}}, \quad (2.20)$$

де $\eta_{\dot{a}\infty}$ – ККД тягового електродвигуна у тривалому режимі, $\eta_{\dot{a}\infty} = 0,915$ [9].

$$F_{\dot{a}\infty} = \frac{3,6 \cdot 317 \cdot 0,915}{27} = 38,7 \text{ кН.}$$

Крутний момент тягового електродвигуна під час роботи у тривалому режимі, кН·м,

$$\dot{I}_{\dot{a}\infty} = \frac{F_{\dot{a}\infty} D_{\dot{a}\infty}}{2i_2 \eta_{\dot{c}\dot{i}}}, \quad (2.21)$$

де $\eta_{\dot{c}\dot{i}}$ – ККД зубчастої передачі тягового редуктора;

i_2 – передаточне відношення тягового редуктора.

$$\dot{I}_{\dot{a}\infty} = \frac{38,7 \cdot 1,25}{2 \cdot 4,53 \cdot 0,975} = 5,5 \text{ кН·м.}$$

Частота обертання вала тягового електродвигуна проектного тепловоза під час роботи у тривалому режимі, хв^{-1} ,

$$\ddot{i}_{\dot{a}\infty} = \ddot{i}_{\dot{a}\max} \frac{V_{\infty}}{V_{\hat{e}\dot{i}}}, \quad (2.22)$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\dot{i}_{\ddot{a} \max}$ – максимальна частота обертання вала тягового електродвигуна, хв^{-1} .

$$\dot{i}_{\ddot{a} \infty} = 2300 \cdot \frac{27}{120} = 517,5 \text{ хв}^{-1}.$$

Величина струму навантаження тягового електродвигуна під час роботи у тривалому режимі при паралельному з'єднанні тягових електродвигунів

$$I_{\ddot{a} \infty} = \frac{\overset{2}{\ddot{a}}_{\infty}}{\hat{e}}, \quad (2.23)$$

$$I_{\ddot{a} \infty} = \frac{3283}{6} = 547,2 \text{ А.}$$

Електро механічні характеристики тягового електродвигуна проектного тепловоза розраховуємо за формулами:

$$\dot{I}_{\ddot{a}} = \dot{I}_{\ddot{a} \infty} \cdot \bar{I}_{\ddot{a}}; \quad \dot{i}_{\ddot{a}} = \dot{i}_{\ddot{a} \infty} \cdot \bar{i}_{\ddot{a}}; \quad \overset{2}{\ddot{a}} = \overset{2}{\ddot{a}}_{\infty} \cdot \bar{\overset{2}{\ddot{a}}}. \quad (2.24)$$

Значеннями відносної величини струму навантаження тягового електродвигуна задаємося у діапазоні 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6. Для кожного з цих значень за універсальними характеристикам тягового електродвигуна визначаємо величини $\bar{I}_{\ddot{a}}$ і $\bar{i}_{\ddot{a}}$. Поточні значення величин отримаємо з співвідношень (2.24).

Розрахунок електро механічних характеристик тягового електродвигуна проектного тепловоза виконуємо для трьох ступенів ослаблення магнітного поля тягового електродвигуна, а саме $\alpha_1 = 1,0$, $\alpha_2 = 0,6$, $\alpha_3 = 0,38$. Результати розрахунків за формулами (2.24) наводимо у таблиці 2.3.

За результатами розрахунків, наведеними у таблиці 2.3, будуємо електро механічні характеристики тягового двигуна проектного тепловоза, що наведені на рис. 2.4.

Для прийнятих значень струму тягового електродвигуна по електро механічних характеристиках визначаємо значення моменту та частоти обертання вала тягового електродвигуна.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку електромеханічних характеристик

Наступним кроком є визначення сили тяги колісно-моторного блока за формулою:

$$F_{\dot{a}} = \frac{2 \cdot 2^3 \cdot \dot{I}_{\dot{a}}}{D_{\hat{e}}} \cdot \eta_{\zeta i} . \tag{2.25}$$

Задаємося величинами струму тягового електродвигуна в межах побудованих залежностей моменту та частоти обертання валу тягового електродвигуна в залежності від струму його навантаження.

Величину швидкості руху тепловоза, відповідну знайденому значенню частоти обертання валу тягового електродвигуна, визначаємо за формулою:

$$V_{\dot{a}} = \frac{60 \cdot \pi \cdot D_{\hat{e}} \cdot \dot{i}_{\dot{a}}}{1000 \cdot 2} . \tag{2.26}$$

Рисунок 2.4 – Електромеханічні характеристики тягового електродвигуна проектного
ТЕПЛОВОЗА

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Результати розрахунку електротягових характеристик колісно-моторного блоку проектного тепловоза наводимо у табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку електротягових характеристик

За результатами розрахунків, що наведені у таблиці 2.4, будемо електротягові характеристики колісно-моторного блоку проектного тепловоза, що наведені на рис. 2.5.

2.3 Побудова тягової характеристики проектного тепловоза

Тягова характеристика тепловоза являє собою залежність дотичної сили тяги від швидкості його руху при фіксованій потужності дизеля.

Для побудови тягової характеристики задаємося значеннями струму навантаження тягового електродвигуна й за кривими $F_{\bar{a}} = f(I_{\bar{a}})$ та $V_{\bar{a}} = f(I_{\bar{a}})$ визначаємо значення дотичній сили тяги одного колісно-моторного блока та швидкості руху тепловоза, які відповідають прийнятим величинам струму навантаження тягового електродвигуна.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 2.5 – Електротягові характеристики колісно-моторного
блока проектного тепловоза

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Розрахунок тягової характеристики виконуємо для трьох режимів роботи тягового електродвигуна – повного поля (ПП), ослаблення поля першого ступеня (ОП1) та другого ступеня (ОП2).

Величину дотичної сили тяги проектного тепловоза визначаємо з урахуванням кількості тягових електродвигунів, що створюють загальне тягове зусилля проектного тепловоза за формулою:

$$F_{\text{дот}} = F_{\text{а}} \cdot \epsilon. \quad (2.28)$$

Швидкості переходу з повного поля на ослаблення поля першого та другого ступеня визначаємо за співвідношеннями:

$$V_{\text{і}}^{\text{і}} \text{і} \text{і} 1-2 = V_{\text{ф}}^{\text{і}} \text{і} \text{і} 1-2 \cdot \frac{\epsilon^3}{2}, \quad (2.29)$$

де $V_{\text{ф}}^{\text{і}} \text{і} \text{і} 1-2$ – швидкості переходу тепловоза-зразка, км/год;

ϵ^3 – передаточне відношення тягового осьового редуктора тепловоза-зразка. За тепловоз-зразок приймаємо вантажний магістральний тепловоз ТЭ116, у якого $\epsilon^3 = 4,41$ [10].

Величини зворотних переходів (ОП2–ОП1–ПП) відбувається при швидкостях руху на 10 км/год меншими, ніж прямі переходи.

Швидкості переходів тепловоза-зразка за [10] мають такі величини:

$$V_{\text{ф}}^{\text{і}} \text{і} \text{і} \text{і} \text{і} 1 = 38 \text{ км/год}, \quad V_{\text{ф}}^{\text{і}} \text{і} \text{і} \text{і} \text{і} 1-2 = 62,5 \text{ км/год}.$$

Швидкості переходу проектного тепловоза будуть наступні:

$$V_{\text{і}}^{\text{і}} \text{і} \text{і} \text{і} \text{і} 1 = 38 \cdot \frac{4,41}{4,53} = 37 \text{ км/год};$$

$$V_{\text{і}}^{\text{і}} \text{і} \text{і} \text{і} \text{і} 1-2 = 62,5 \cdot \frac{4,41}{4,53} = 60,8 \text{ км/год};$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$V_{i\delta}^{1-1} = 27 \text{ км/год};$$

$$V_{i\delta}^{2-1} = 50,8 \text{ км/год}.$$

Результати розрахунку тягової характеристики тепловоза наведено в табл. 2.6.

За результатами розрахунку, що наведені у таблиці 2.6 будуємо тягову характеристику проектного тепловозу $F_{ai\delta} = f(V)$ (рис. 2.6).

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку тягової характеристики

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Рисунок 2.6 – Тягова характеристика проектного тепловоза

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Для нанесення на тягову характеристику обмеження за тривалим струмом, величина якого складає 547,2 А, знаходимо по електротяговим характеристиками колісно-моторного блока величину дотичної сили тяги одного колісно-моторного блока у разі роботи у тривалому режимі. Вона становитиме $F_{\hat{a}\infty} = 38,9$ кН.

Тоді дотична сила тяги тепловоза у разі роботи у тривалому режимі буде

$$F_{\hat{a}\hat{\delta}\infty} = F_{\hat{a}\infty} \cdot \hat{e} = 38,9 \cdot 6 = 233,4 \text{ кН.} \quad (2.30)$$

Отримане значення наносимо на тягову характеристику проектного тепловоза (рис. 2.6).

Використовуючи основний закон локомотивної тяги, визначаємо величину обмеження дотичної сили тяги тепловоза по зчепленню коліс з рейками за формулою:

$$F_{\zeta\pm} = \psi_{\delta} \cdot D_{\zeta\pm}, \quad (2.31)$$

де $D_{\zeta\pm}$ – зчїпна вага проектного тепловоза, кН;

ψ_{δ} – розрахунковий коефіцієнт зчеплення коліс з рейками.

Осьове навантаження

$$D_{\zeta\pm} = 2\hat{I} \cdot \hat{e}, \quad (2.32)$$

$$D_{\zeta\pm} = 260 \cdot 6 = 1560 \text{ кН.}$$

Розрахунковий коефіцієнт зчеплення коліс проектного тепловоза з рейками

$$\psi_{\delta} = 0,118 + \frac{5}{27,5 + V}. \quad (2.33)$$

Для $V = 0$ км/год $\psi_{\delta} = 0,3$; $F_{\zeta\pm} = 468$ кН;

$V = 5$ км/год $\psi_{\delta} = 0,272$; $F_{\zeta\pm} = 424$ кН;

$V = 10$ км/год $\psi_{\delta} = 0,251$; $F_{\zeta\pm} = 392$ кН;

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$V = 15 \text{ км/год } \psi_{\delta} = 0,236; F_{\zeta} = 368 \text{ кН};$$

$$V = 20 \text{ км/год } \psi_{\delta} = 0,223; F_{\zeta} = 348 \text{ кН}.$$

$$V = 25 \text{ км/год } \psi_{\delta} = 0,213; F_{\zeta} = 333 \text{ кН};$$

$$V = 30 \text{ км/год } \psi_{\delta} = 0,205; F_{\zeta} = 320 \text{ кН}.$$

Точка перетину кривих обмеження сили тяги по зчепленню коліс з рейками та розрахована за електротяговими характеристиками визначає швидкість руху, під час якої здійснюється вихід на автоматичну частину тягової характеристики проектного тепловоза з повним використання потужності дизеля.

2.4 Розрахунок техніко-економічних характеристик проектного тепловоза

Основним показником тепловоза, що визначає його економічність, є його коефіцієнт корисної дії (ККД), який показує відношення корисної роботи, що здійснюється тепловозом, до значення витраченої роботи:

$$\eta_{\delta} = \frac{3600 \cdot D_{\hat{a} \hat{o}}}{\hat{A}_{\hat{a} \hat{a}} \cdot Q_{\delta}^i}, \quad (2.34)$$

де $D_{\hat{e}}$ – дотична потужність проектного тепловоза, кВт;

$\hat{A}_{\hat{a} \hat{a}}$ – годинна витрата пального, кг/год;

Q_{δ}^i – питома теплота згоряння пального, кДж/кг; $Q_{\delta}^i = 42745$ кДж/кг [9].

Виконуємо розрахунок залежностей $D_{\hat{a} \hat{o}} = f(V)$, $\hat{A}_{\hat{a} \hat{a}} = f(V)$ за наступними формулами:

$$D_{\hat{a} \hat{o}} = \frac{F_{\hat{a} \hat{o}} \cdot V}{3,6}, \quad (2.35)$$

$$\hat{A}_{\hat{a} \hat{a}} = g_e \cdot P_e, \quad (2.36)$$

де g_e – питома витрата пального. За [9] приймаємо $g_e = 0,210$ кг/(кВт·год);

P_e – ефективна потужність дизеля, $P_e = 2200$ кВт;

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$F_{\text{дот}} - \text{дотична сила тяги проектного тепловоза, кН.}$

$$\hat{A}_{\text{дот}} = 0,210 \cdot 2200 = 462 \text{ кг/год.}$$

Значення дотичної сили тяги визначаються по тяговій характеристиці проектного тепловоза для трьох режимів роботи тягового електродвигуна.

Під час проектування тепловозів, дизель яких має об'єднаний регулятор кількості обертів, величина ефективної потужності P_e приймається постійною.

Для економічної оцінки передачі потужності тепловоза розраховуємо залежність коефіцієнту корисної дії передачі в залежності від швидкості руху

$$\eta_{\text{дот}} = \frac{D_{\text{дот}}}{D_{\text{дот}} - \sum D_{\text{дот}}}. \quad (2.37)$$

Результати розрахунку техніко-економічних характеристик проектного тепловоза наводимо у табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку техніко-економічних характеристик проектного тепловоза

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Продовження табл. 2.7

Техніко-економічні характеристики проектного тепловоза наведені на рис. 2.7.

Висновки до розділу. На основі заданих параметрів та характеристик спочатку у першому наближенні було визначено передаточне число тягового осьового редуктора проектного тепловоза, що забезпечує реалізацію дотичної сили тяги проектного тепловоза, крутного моменту тягового двигуна під час роботи у тривалому режимі, а також умову міцності тягового осьового редуктора під час руху тепловоза з конструкційною швидкістю.

Остаточна величина передаточного числа тягового осьового редуктора визначалася з урахуванням заданої довжини централі та становить 4,53. Розрахована величина передаточного числа тягового осьового редуктора проектного тепловоза перевірена за умови розташування у нижній частині габариту тягового рухомого складу веденої зубчастої шестерні з кожухом.

На підставі універсальної (безрозмірної) характеристики тягового генератора тепловоза розрахована та побудована дійсна зовнішня характеристика тягового генератора проектного тепловоза.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Рисунок 2.7 – Техніко-економічні характеристики проектного тепловоза

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Також на основі універсальної характеристики тягового електродвигуна розраховані значення та побудовані електромеханічні характеристики тягового електродвигуна проектного тепловоза, на основі яких розраховані та побудовані електротягові характеристики колісно-моторного блока проектного тепловоза.

Отримані електротягові характеристики було перераховано у тягову характеристику проектного тепловоза, також розраховано обмеження сили тяги по зчепленню колісних пар з рейками.

У результаті розрахунку техніко-економічних характеристик проектного тепловоза отримано максимальне значення його коефіцієнта корисної дії, величина якого становить 0,33, а також передачі потужності, що склало 0,91.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

3 ВИЗНАЧЕННЯ ГАБАРИТУ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА ТА ХАРАКТЕРИСТИК ЙОГО ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ

3.1 Загальна будова екіпажної частини проектного тепловоза

Висока інтенсивність використання локомотивів, значні ваги поїздів та швидкість руху поїздів вимагають підвищення тягових та швидкісних якостей тепловозів, надійності всіх вузлів та особливо вузлів та деталей екіпажної частини локомотивів, що працюють в умовах великих динамічних навантажень. Для забезпечення повної безпеки руху поїздів екіпажна частина локомотива повинна мати високу надійність.

Екіпажна частина повинна забезпечувати високі тягові та динамічні якості локомотива, тобто мінімальний вплив на колію при заданому навантаженні від осі колісної пари на рейки, низький рівень динамічних сил у конструкції, щоб підвищити надійність її роботи та безпеку руху. Відомо, що на динамічні якості локомотива впливають: силові характеристики зв'язків візків з кузовом і рам візків з колісними парами; довжина локомотива між шворнями та колісна база візків та кузова; маса та момент інерції кузова та візків; становище центру тяжкості підресорених частин; застосування бігункових візків або підтримуючих осей.

Найбільш раціональний спосіб отримання хороших та стабільних динамічних якостей локомотива – вибір оптимальних силових характеристик зв'язків у конструкції екіпажної частини. Цей спосіб забезпечує економію металу, широку уніфікацію типових вузлів та деталей на локомотивах різного призначення, зниження витрат на виготовлення, експлуатацію та ремонт.

Рама та кузов тепловоза призначені для розміщення в них силового та допоміжного обладнання, вузлів з'єднання з візками та складом поїзда.

При проектуванні рами та кузова необхідно забезпечити:

- нормальні умови роботи локомотивної бригади;
- розміщення силового та допоміжного обладнання, встановлення візків та ударно-тягових приладів;

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк. 50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- міцність, жорсткість та довговічність конструкції при її мінімальній вазі;
- дотримання сучасних вимог виробничої естетики та аеродинаміки.

Візки призначені для передачі вертикальних та горизонтальних навантажень, що виникають під час руху локомотива. До вертикальних навантажень відносяться: статичне – від рами локомотива на раму візка, динамічне – при русі колісної пари по нерівностях колії від рами візка на раму локомотива. Горизонтальне навантаження (сила тяги) від букси колісної пари до рами візка і далі – до рами локомотива, гальмівна сила – від рами локомотива до рами візка.

При проектуванні візків необхідно враховувати вимоги, які мають забезпечувати:

- безпечну експлуатацію локомотива з максимальними швидкостями руху як на прямих, так і на кривих ділянках колії, при найменших динамічних впливах на колію у вертикальній та горизонтальній площинах;

- мінімальні динамічні зусилля та ударні навантаження, що передаються від колії пристроям тягової передачі та кузову;

- максимальне використання зчипної ваги при необхідній експлуатаційній надійності конструкції, її мінімальній вазі, хорошій ремонтпридатності та мінімальних витратах на її ремонт. Коефіцієнт використання зчипної ваги повинен бути не менше 0,92 при розрахунковому коефіцієнті зчеплення 0,33;

- мінімальний вертикальний динамічний вплив на колію і з колії на екіпажну частину. Вони залежать від конструкції пружного підвішування, колісних пар і букс, а також – від величини невіднесеної ваги;

- конструкція екіпажу магістральних тепловозів має забезпечувати геометричне вписування в криву радіусом 125 м;

- зносостійкість деталей візків має забезпечувати роботу без ремонту чи заміни протягом пробігу понад 1 млн км (крім бандажів та гальмівних колодок).

Для проектного тепловоза приймаємо наступну конструкцію екіпажної

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

частини: кузов вагонного типу спирається через комбіновані опори (опорно-повертаючи пристрої) на два уніфікованих безщелепних візка.

Конструкція візків значною мірою визначає якість передачі та реалізацію сили тяги, плавність ходу та взаємодію екіпажної частини та колії, безпеку руху та динамічні характеристики тепловоза. Уніфікований безщелепний візок розроблено та виготовляється серійно ПО «Ворошиловградтепловоз» для магістральних вантажних тепловозів ТЭ10М, 2ТЭ116, 2ТЭ10В, 2М62, маневрових ТЭМЗ [10, 11].

Для задоволення вимог тепловозів всіх модифікацій конструкція уніфікованого безщелепного візка передбачає: можливість зміни передавального числа тягового редуктора з 4,41 (75/17) до 3,04 (70/23) при тому самому тяговому електродвигуні, тобто забезпечується сталість міжцентрової відстані тягового редуктора; зміна ширини колії з 1520 до 1435 мм із вписуванням у габарит 0-2Т за ГОСТ 9238-83 за рахунок зміни дисків колісних центрів або їх зміщення на колісній парі; установку гальмівного обладнання системи гальма типу Матросова для вантажних тепловозів, а для тепловозів з конструкційною швидкістю 120 км/год і вище - зі ступінчастим натисканням типу Кнорр та ін.

Візок (рис. 3.1) тривісний з індивідуальним приводом кожної колісної пари через однобічний та одноступінчастий тяговий редуктор від тягового електродвигуна постійного струму ЭД-118А з польстерною системою змащування або електродвигуна ЭД-118Б з циркуляційною примусовою системою змащування моторно-осьових підшипників. Установка тягового електродвигуна на візку виконана опорно-осьовою з рядним розташуванням. Таке розташування тягових електродвигунів дозволяє поліпшити використання зчіпної маси (на 10–12%) за рахунок однозначного розподілу навантажень по осях від тяги під час руху тепловоза [10].

Для зменшення імовірності виникнення коливань галопування візка гасники коливань розташовуємо тільки на першій та третій колісних парах візка.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

Рисунок 3.1 – Візок проектного

тепловоза:

- 1 – рама візка; 2 – трубопровід пісочний; 3 – пружина пружного підвищення; 4 – важільна передача гальма; 5 – колісно-моторний блок; 6 – опорно-повертаючий пристрій; 7 – повітропровід гальмівний; 8 – вузол шворневий; 9 – демпфер фрикційний; 10 – буксовий вузол; 11 – гальмівний циліндр; 12 – моторно-осьовий редуктор

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.206309.000.04MP.ПЗ

Арк.

53

Рама візка пов'язана з колісними парами через повідкові безщелепні букси з жорсткими осьовими упорами кочення односторонньої дії. Такий зв'язок дозволяє передавати від колісних пар на раму візки пружно без тертя ковзання і зазорів сили тяги і гальмування, поперечні сили при набіганні на рейку, а також забезпечувати симетричність і паралельність осей колісних пар в рамі візка та відносні вертикальні її коливання. Жорсткість повідків букси у поперечному напрямку становить $35 \cdot 10^5$ Н/м, у поздовжньому – $240 \cdot 10^5$ – $280 \cdot 10^5$ Н/м. Крім того, для зменшення впливу тепловоза на колії збільшена поперечна рухливість середньої колісної пари за рахунок установки її в буксах з вільним осьовим розбігом ± 14 мм.

Пружне підвішування візка індивідуальне із пружинними комплектами на кожен буксовий вузол. Воно без урахування повідків забезпечує статичний прогин 126 мм і під статичним навантаженням зазор 40–50 мм між корпусом букси і боковиною рами візка, необхідний щоб уникнути ударів при коливаннях надресорної будови, що виникають при русі тепловоза і залежать від колії. Кожен пружинний комплект встановлений з прокладками, які служать для регулювання розподілу навантажень по осях тепловоза.

Паралельно індивідуального буксового пружного підвішування включені фрикційні гасники коливань сухого тертя, які здатні одночасно гасити всі три види коливань: підстрибування, галопування та поперечну хитавицю. Демпфування коливань регулюється зміною сили тертя і на підставі випробувань тепловоза забезпечується в діапазоні 5–6 % до підресореної маси, що відповідає коефіцієнту демпфування 4–5, що представляє собою відношення роботи сил тертя фрикційних гасників до роботи пружних сил системи пружного підвішування при зміні прогину від нуля до статичного.

У конструкції візка застосовано пневматичне індивідуальне (для кожного колеса) колодкове гальмо з двостороннім натисканням чавунних гребневих гальмівних колодок на колеса тепловоза. Кожне колесо обслуговується одним гальмівним циліндром через важільну передачу із загальним передатним числом, рівним 7,8. Важільна передача має між гальмівними колодками поперечні триангелі,

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

що забезпечує більш надійне утримання колодок від сповзання з бандажів і можливість застосування секційних безгребневих гальмівних колодок. Вихід для встановлення штока гальмівного циліндра 55 мм при зазорі 7 мм між колодкою та бандажем. Експлуатаційний розмір виходу штока в межах 55–120 мм.

Навантаження від надвізкової будови тепловоза передається на чотири комбіновані з гумометалевими елементами роликові опори, що розміщені на боковинах рам візків. Кожна опора по відношенню до центру повороту візка встановлена так, що роликовою частиною забезпечується поворот візка і момент, що повертає, а поперечне переміщення кузова (віднос) досягається за рахунок поперечної вільно-пружної рухливості шворня і зсуву кожного комплекту з семи гумометалевих елементів, встановлених на верхній плиті роликової опори. Як повертаючий момент так і момент пружних сил опор забезпечують гасіння відносних коливань кузова і візків в горизонтальній площині (без установки додаткових демпферів) при русі тепловоза зі швидкістю до 120 км/год. При такому опорно-повертальному пристрої можливий максимальний стійкий поворот візка (з урахуванням відносу) навколо кузова до 5°, а пружне спирання кузова дозволяє отримати додатковий прогин до 20 мм в пружному підвішуванні тепловоза.

Сила тяги від рами візка на кузов передається шкворневим вузлом, що забезпечує поперечну, вільно-пружну рухливість шкворня кузова ± 40 мм. Шкворень також є віссю повороту візка у горизонтальній площині. Внаслідок мінімального однакового значення колісної бази візка (1850x2 мм) та рядного розташування тягових електродвигунів шкворневий вузол розміщений на поздовжній балці зі зміщенням на 185 мм від осі середньої колісної пари.

Конструкція візка, тяговий привід, система зв'язку її з кузовом забезпечують максимально можливий коефіцієнт зчеплення, а також розрахунковий коефіцієнт використання зчипної маси, що дорівнює 0,90, що значно вище порівняно з тепловозами на щелепних візках.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

3.2 Визначення основних розмірів та габаритний баланс

Довжина по осях автозчепів тепловоза, що проектується, L_{δ} пропорційна ефективній потужності дизеля D_a . Її остаточне значення встановлюється в процесі компонування обладнання проектного тепловоза.

Попередньо величина L'_{δ} для тепловоза потужністю від 1000 кВт до 3000 кВт визначається за допомогою емпіричної залежності:

$$L'_{\delta} = D_a \cdot (13 - 0,0012 \cdot D_a) = 2200 \cdot (13 - 0,0012 \cdot 2200) = 22792 \text{ мм.} \quad (3.1)$$

При попередній оцінці довжини секції тепловоза необхідно виходити з того що максимальна довжина секції $L_{\delta \max}$ обмежується технічними вимогами на довжину ремонтних стійл локомотивного депо та мінімальним радіусом кривих на ділянках обертання тепловоза, а мінімальна довжина секції $L_{\delta \min}$ обмежується міцністю верхньої будови колії та штучних споруд [12].

Таким чином, при проектуванні тепловоза повинна виконуватися умова:

$$L_{\delta \min} \leq L_{\delta} \leq L_{\delta \max} \cdot \quad (3.2)$$

Мінімальну довжину секції тепловоза $L_{\delta \min}$ визначаємо за виразом:

$$L_{\delta \min} = 1000 \cdot P_{\zeta} / [q], \quad (3.3)$$

де $[q]$ – гранично допустиме навантаження на один метр колії, т/м. За рекомендаціями [12] приймаємо $[q] = 88,5 \text{ т/м}$.

$$L_{\delta \min} = 1000 \cdot 1560 / 88,5 = 17627 \text{ мм.}$$

Максимальна довжина секції локомотива $L_{\delta \max}$ по осях автозчепів згідно з ГОСТ 25463-82 та технічними вимогами на проектування локомотивів з електричною передачею нового покоління встановлюється не більше 22 800 мм

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

[12].

Приймаємо довжину тепловоза за тепловозом-зразком (ТЭ116) $L_0 = 18\,150$ мм, що відповідає вищенаведеним умовам.

База секції тепловоза l_a – це відстань між центрами повороту візків в кривих навколо осі рами тепловоза або геометричними центрами візків однієї секції локомотива, рис. 3.2. Попередньо, величину бази секції l_a визначаємо з наступного виразу:

$$l_a = a \cdot L_0, \quad (3.4)$$

де a – емпіричний коефіцієнт. Приймаємо $a=0,5$ [12].

$$l_a = 0,5 \cdot 18\,150 = 9\,075 \text{ мм.}$$

Довжина основних елементів кузова та підкузовних частин проектного локомотива пов'язані між собою рівнянням габаритного балансу тепловоза

$$n_{\hat{e}} \cdot l_{\hat{e}} + l_{\hat{i} \hat{a} \hat{o}} + l_{\hat{o} \hat{i} \hat{e}} = n_{\hat{a}^3 \hat{c}} \cdot l_{\hat{a}^3 \hat{c}} + 2 \cdot l_{\hat{c} \hat{a}} + l_{\hat{i} \hat{o}}, \quad (3.5)$$

де $n_{\hat{e}}$ – кількість кабін машиніста секції тепловоза; $n_{\hat{e}} = 2$;

$l_{\hat{e}}$ – довжина кабіни машиніста, мм;

$l_{\hat{i} \hat{a} \hat{o}}$ – довжина машинного відділення, мм;

$l_{\hat{o} \hat{i} \hat{e}}$ – довжина холодильника, мм;

$n_{\hat{a}^3 \hat{c}}$ – кількість візків в секції тепловоза; ; $n_{\hat{a}^3 \hat{c}} = 2$

$l_{\hat{a}^3 \hat{c}}$ – довжина візка, мм;

$l_{\hat{c} \hat{a}}$ – довжина звису рами локомотива відносно зовнішніх габаритів візка, мм;

$l_{\hat{i} \hat{o}}$ – довжина міжвізкового простору, мм.

Довжина машинного відділення $l_{\hat{i} \hat{a} \hat{o}}$ залежить від потужності дизеля, його габаритних розмірів та визначається за формулою:

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Рисунок 3.2 – Габаритний баланс проектного тепловоза

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

$$l_{i \text{ àø}} = \frac{10^{-3} \cdot D_{\hat{a}} + 8,5}{0,76 - 0,74 \cdot 10^{-5} \cdot D_{\hat{a}}} = \frac{10^{-3} \cdot 2200 + 8,5}{0,76 - 0,74 \cdot 10^{-5} \cdot 2200} = 14,387 \text{ м} . \quad (3.6)$$

З урахуванням норм техніки безпеки та виробничої санітарії **довжину кабіни машиніста** приймаємо рівною $l_{\hat{e}} = 2 \text{ м}$ [12].

Довжина візка $l_{\hat{a}^3\zeta}$ залежить в першу чергу від осьової формули, а також типу приводу колісних пар та ефективної потужності силової установки.

У першому наближенні довжину візка можна визначити з наступного виразу:

$$l_{\hat{a}^3\zeta} = (1,7 \dots 1,9) \cdot n_0, \quad (3.7)$$

де $n_0 = 3$ – кількість рушійних осей у візку.

$$l_{\hat{a}^3\zeta} = (1,7 \dots 1,9) \cdot 3 = 5,1 \dots 5,7 \text{ м} .$$

При традиційному компонованні охолоджувальних пристроїв силової установки тепловоза у вигляді шахти холодильника з вентиляторами охолодження орієнтовна **довжина холодильника** $l_{\hat{o}\hat{e}}$ визначається з наступного емпіричного виразу:

$$l_{\hat{o}\hat{e}} = 5,6 \cdot 10^{-4} \cdot D_{\hat{a}} + 1,14 = 5,6 \cdot 10^{-4} \cdot 2200 + 1,14 = 2,372 \text{ м} . \quad (3.8)$$

Довжину одного звису рами локомотива приймаємо $l_{\hat{c}\hat{a}} = 1,25 \text{ м}$ [12].

Довжина міжвізкового простору залежить від ємності паливного бака тепловоза та спочатку може бути визначена з рівняння:

$$l_{i \text{ ò}} = n_{\hat{e}} \cdot l_{\hat{e}} + l_{i \text{ àø}} + l_{\hat{o}\hat{e}} - n_{\hat{a}^3\zeta} \cdot l_{\hat{a}^3\zeta} - 2 \cdot l_{\hat{c}\hat{a}}, \quad (3.9)$$

$$l_{i \text{ ò}} = 2 \cdot 2 + 14,387 + 2,372 - 2 \cdot 5,4 - 2 \cdot 1,25 = 7,459 \text{ м} .$$

Ширина та висота проектного тепловоза. Максимальна ширина будівельного обрису локомотива $\hat{A}_{\hat{e}}$ обмежена габаритом рухомого складу. Згідно вимог стандарту ГОСТ 9238-83 для проектного тепловоза приймаємо

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

габарит 0-ВМ (01-Т), тоді $\hat{A}_{\xi} = 3,15$ м.

Висота будівельного обрису тепловоза \hat{I}_{ξ} визначається від рівня верху головки рейки. Відповідно до габаритів рухомого складу 0-ВМ (01-Т) максимальне значення величини $\hat{I}_{\xi} = 5,2$ м [12].

3.3 Розрахунок характеристик системи пружного підвішування проектного тепловоза

Пружне підвішування локомотива призначено для зменшення динамічного впливу колісних пар на рейки під час руху по нерівностях колії, забезпечення плавності руху локомотива та передачі сили ваги кузова тепловоза та сили ваги візків на рушійні колісні пари. З другого боку, ресорне підвішування полегшує розподіл навантаження від сили ваги тепловоза по колісним парам, а також часткове передає горизонтальні зусилля з боку колісних пар на раму візка.

Схема ресорного підвішування візка проектного тепловоза наведена на рис. 3.3.

Пружне підвішування візка тепловоза одноступінчасте, одинарне (тільки пружини) та індивідуальне для кожного з двох буксових вузлів однієї колісної пари. Пружне підвішування складається з дванадцяти однакових груп (по шість груп у кожному візку), що мають два однакових пружинних комплектів, що встановлено між кронштейнами корпусу букси та кронштейнами рами візка. Паралельно крайнім групам ресорного підвішування встановлений фрикційний гаситель коливань.

Пружинний комплект ресорного підвішування (рис. 3.4) складається: з трьох пружин (зовнішньої 2, середньої 4, внутрішньої 3), двох опорних плит 1 і 5 та регулювальних висоту прокладок 6. Для запобігання торканню й закусуванню витків однієї з пружин витками іншої при їх розташуванні концентрично, внутрішню пружину розташовують в зовнішній пружині із зазором не менше п'яти міліметрів на бік, причому також необхідно встановлювати пружини, навито в різні сторони.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Рисунок 3.3 – Пружне підвішування візка проектного тепловоза:

1 – боковина рами візка; 2 – буксовий повідок; 3 – гасник коливань; 5 – кронштейн верхній; 6 – вузол буксовий; 7 – кронштейн нижній

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.206309.000.04МР.ПЗ

Арк.

61

Рисунок 3.4 – Пружинний комплект ресорного підвішування:
 1, 5 – плити опорні; 2, 3, 4 – пружини ресорного комплекту; 6 – прокладки регулювальні; 7 – кронштейн, що спирається на раму візка; 8 – шайба технологічна; 9 – болт технологічний

Пружини ресорного підвішування виготовляють з каліброваного круглого прокату пружинної гарячекатаної сталі марки 60С2А з діаметрами – для зовнішніх пружин пружинного комплекту 36 мм, для середніх пружин – 23 мм, для внутрішніх пружин – 16 мм. В термообробленому стані твердість пружин повинна бути HRC 40–47. Закінчивши термообробку пружини піддають зміцненню шляхом наклепові дробом.

На зовнішню пружину пружинного комплекту приходиться 65% всього

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		62

навантаження, що припадає на пружинний комплект, на середню приходиться – 23% і, відповідно, на внутрішню – 12%. У урахуванням перевантажень і динамічного прогину припустиме навантаження для зовнішньої пружини повинне не перевищувати 40 кН, для середньої пружини не більш 15 кН і для внутрішньої пружини не більше 8 кН. При таких значеннях навантажень при повному змиканні витків пружини напруги в них не перевищують границі текучості матеріалу пружин ресорного підвішування при крученні.

Величини жорсткості й висоти пружин у вільному стані для різних комплектів при індивідуальному підвішуванні не повинні значно різнитися, тому що може виникнути нерівність значень статичних навантажень, які далі передаються колісними парами на колію.

З цією метою пружини розділяють на три групи, номер якої для всього пружинного комплекту визначається номером групи пружини, що знаходиться зовні комплекту пружин. Самі комплекти пружин формують таким чином – якщо пружина, що знаходиться зовні, першої групи, то ті пружини, що знаходяться всередині повинні бути першої або другої груп, якщо ж пружина, що знаходиться зовні, другої групи, то пружини, що знаходяться всередині можуть бути першої, другої або третьої групи, якщо пружина, що знаходиться зовні, третьої групи, то пружини, що знаходяться всередині можуть бути тільки або другої або третьої групи. На кожному з двох візків необхідно встановлювати пружинні комплекти пружного підвішування тільки по одній групі.

Під час установки пружинних комплектів на візок їх складають та стягують спеціальними болтами 9, потім після остаточного збирання візка ці технологічні болти знімають.

Кожна секція локомотива може мати візки з пружинними комплектами ресорного підвішування тільки одної групи або тільки першої та другої, або другої та третьої груп. В паспорті локомотива для кожної секції вказується група жорсткості пружинних комплектів.

При русі тепловоза виникають коливання надресорної будови, що демфуються фрикційними гасителями, які встановлюються паралельно

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

пружинним комплектам пружного підвішування.

Будова гасителя коливань наведена на рис. 3.5. Він має корпус 8, що знаходиться на рамі візка 15. Шток 4 гасителя коливань одним кінцем пружно закріплений до кронштейну кришки букси 14 за допомогою обойм 3, амортизаторів 1 та сухарів 2, а інший кінець аналогічно з'єднаний зі сталевим поршнем, що затиснений пружиною між двома вкладишами.

Рисунок 3.5 – Гаситель коливань фрикційний:

1 – амортизатор гасителя; 2 – сухар кріплення; 3 – обойма штока; 4 – шток гасителя; 5 – поршень гасителя; 6 – накладка фрикційна; 7 – вкладиш корпусу; 8 – корпус; 9 – кожух захисний; 10 – притискна пружина; 11 – кришка пружини; 12 – гайка кріплення штока; 13 – шплінт гайки; 14 – буксовий вузол

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Під час коливання надресорної будови тепловоза відбуваються переміщення рами відносно колісної пари, які викликають переміщення поршня 5 між його вкладишами 7. Одночасно з цим під впливом пружини 10, що знаходиться у кришці 11, між поверхнями поршня та накладок, що контактують, виникає сила тертя, яка і викликає демпфуючий ефект. Швидкознімний пластмасовий кожух 8 встановлюють зверху на корпус для того щоб запобігти потраплянню пилу та вологи на робочі поверхні гасителя.

Основні властивості гасителя оцінюють за значенням сили тертя, що становить у межах від 4,65 до 5,2 кН, або від 5 до 5,5% підресореної сили ваги, що приходить на один буксових вузол. Наведені значення відповідають коефіцієнту демпфування у межах 4–5, що являє собою відношення роботи сил тертя фрикційних гасителів до роботи всіх пружних сил ресорного підвішування під час зміни прогину від нуля до статичного.

Фрикційні гасителі коливань не гасять вібрації та мають симетричну характеристику гасіння. Фрикційні гасителі застосовуються на локомотивах для гасіння лише вертикальних коливань, які мають амплітуду до 30 мм та частоту до 2 Гц. Зазвичай такі гасителі встановлюють в першому ступені пружного підвішування, а саме, між рамою візка, що вважається підресореною частиною та ходовими частинами екіпажу, що непідресорені, – буксовим вузлом. Гасіння вертикальних коливань силами сухого тертя, супроводжується значним зносом поршнів гасителів та фрикційних накладок.

3.3.1 Міцнісний розрахунок пружини

При динамічному навантаженні пружини розраховують на міцність за допустимою дотичній напругою значення якої складає $[\tau]_{\max} = 650 \text{ МПа}$ [13].

Діаметр прутка пружини визначаємо за рівнянням міцності пружини

$$[\tau]_{\max} = \frac{8E D_a^3 \delta}{\pi d^3}; \quad (3.10)$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

$$d = \sqrt[3]{\frac{8\hat{E}P'_{\text{дін}} D}{\pi[\tau]_{\text{max}}}}, \quad (3.11)$$

де K – коефіцієнт, що враховує зростання дотичної напруги в перерізі внутрішньої поверхні витка за рахунок її кривизни та інших чинників. Значення коефіцієнта залежить від величини індекса пружини $c = D/d$. Приймаємо за рекомендацією [13] $K = 1,25$;

D – діаметр пружини. Згідно вихідних даних $D = 0,205$ м;

$P'_{\text{дін}}$ – величина динамічного навантаження на одну пружину, $P'_{\text{дін}} = 0,5P_{\text{дін}}$.

$$P'_{\text{дін}} = 0,5 \cdot 133250 = 66630 \text{ Н};$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,25 \cdot 66630 \cdot 0,205}{3,14 \cdot 650 \cdot 10^6}} = 0,038 \text{ м}.$$

З рівняння деформації пружини визначаємо кількість її робочих витків

$$f_{\text{пр}} = \frac{8D^3 n_{\text{р}} P'_{\text{ст}}}{d^4 G}, \quad (3.12)$$

звідки

$$n_{\text{р}} = \frac{f_{\text{пр}} d^4 G}{8D^3 P'_{\text{ст}}}, \quad (3.13)$$

де $f_{\text{пр}}$ – прогин пружини; $f_{\text{пр}} = f_{\text{ст}}$;

G – модуль зсуву для сталі пружини; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа [13];

$P'_{\text{ст}}$ – статичне навантаження на одну пружину, $P'_{\text{ст}} = 0,5P_{\text{ст}}$.

$$P'_{\text{ст}} = 0,5 \cdot 102500 = 51250 \text{ Н}.$$

$$n_{\text{р}} = \frac{0,12 \cdot 0,038^4 \cdot 8 \cdot 10^{10}}{8 \cdot 0,205^3 \cdot 51250} \approx 6 \text{ витків}.$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Приймаючи кількість опорних витків 1,5 [13], отримаємо сумарну кількість витків пружини $n = 6 + 1,5 = 7,5$.

3.3.2 Міцнісний розрахунок гумового амортизатора

У основу розрахунку гумового амортизатора покладений принцип, що абсолютна деформація гумового амортизатора під статичним навантаженням знаходиться у діапазоні $\Delta H = (0,1 - 0,15)H$, де H – висота амортизатора без його навантаження, тобто у вільному стані. Якщо ΔH перевищить зазначений діапазон, то у цьому випадку гума буде швидко руйнуватися.

В межах $\varepsilon \leq 0,2$ характеристику гумового амортизатора приймаємо лінійною і тоді вона виражається законом Гука за наступною формулою:

$$\sigma = E_p \varepsilon, \quad (3.14)$$

де σ – напруження стискання;

E_p – розрахунковий модуль пружності гуми.

Тому що $\sigma = P / F$ і $\varepsilon = \Delta H / H$, де F – площа амортизатора, то можна записати, що

$$\Delta H = f_{га} = HP / E_p F. \quad (3.15)$$

Під час сприйняття гумовим амортизатором, що виконаний у вигляді кільця, диска або прямокутника деформації стискання його жорсткість залежить від стану опорних поверхонь та площини вільної поверхні випучування гуми.

Розрахунковий модуль пружності гумового амортизатора визначається за формулою:

$$E_p = E(1 + \alpha \Phi), \quad (3.16)$$

де E – модуль пружності гуми;

α – коефіцієнт, враховуючий стан опорних поверхонь. У разі міцного

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

закріплення опорних поверхонь амортизатора $\alpha = 4,67$ [13];

Φ – коефіцієнт форми амортизатора, що являє собою відношення величини площі опорної поверхні амортизатора до значення площі його повної бічної поверхні.

За допомогою виразу $E = 3G_p$ модуль пружності E пов'язаний з модулем зсуву гуми G_p .

Основною властивістю гуми є її твердість. За наступною емпіричною формулою здійснюється перехід від числа твердості h до модуля зсуву G_p

$$G_p = \left(\frac{h}{19,5} \right)^2. \quad (3.17)$$

Величини напруження стискання $\sigma_{ст}$ та коефіцієнту форми Φ кільцевого амортизатора визначаються за формулами:

$$\sigma_{\text{нò}} = \frac{D_{\text{нò}}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}, \quad (3.18)$$

де D і d – величина зовнішнього та внутрішнього діаметрів амортизатора відповідно.

$$\Phi = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4\pi H(D - d)} = \frac{D - d}{4H}. \quad (3.19)$$

$$\sigma_{\text{нò}} = \frac{51250}{\frac{3,14}{4}(0,23^2 - 0,06^2)} = 1,32 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Значення розрахункового модуля пружності амортизатора

$$A_{\delta} = \frac{1,32 \cdot 10^6}{0,1} = 13,2 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Величина коефіцієнту форми гумового амортизатора

$$\hat{O} = \frac{0,23 - 0,06}{4 \cdot 0,03} = 1,42.$$

Значення модулю пружності гуми

$$\hat{A} = \frac{13,2 \cdot 10^6}{1 + 4,67 \cdot 1,42} = 1,73 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Величина модулю зсуву гуми амортизатора

$$G_p = \frac{1,73 \cdot 10^6}{3} = 0,577 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,77 \text{ кгс/см}^2.$$

Визначаємо твердість гуми гумового амортизатора

$$h = 19,5 \cdot \sqrt{5,77} = 47.$$

Гума з величиною твердості 47 забезпечить припустиму абсолютну деформацію гумового амортизатора проектного тепловоза.

3.3.3 Розрахунок характеристик пружного підвішування

Основною пружною характеристикою ресорного підвішування будь-якого елемента або системи елементів є жорсткість, яка показує значення навантаження, що викликає прогин елемента або системи елементів на одиницю їхньої довжини.

Вище було визначено геометричні розміри елементів системи ресорного підвішування, а саме, пружини й гумового амортизатора.

Жорсткість елементів пружного підвішування визначається за такими формулами:

– для гумового амортизатора

$$c_{\text{гума}} = \frac{\hat{A} F}{H} = \frac{E_{\delta} \pi (D^2 - d^2)}{4H}; \quad (3.20)$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$e_{\text{заг}} = \frac{13,2 \cdot 10^6 \cdot 3,14 (0,23^2 - 0,06^2)}{4 \cdot 0,03} = 17 \cdot 10^6 \text{ Н/м};$$

– для циліндричної пружини

$$e_{\text{пр}} = \frac{d^4 G}{8 n_{\delta} D^3}; \quad (3.21)$$

$$e_{\text{пр}} = \frac{0,038^4 \cdot 8 \cdot 10^{10}}{8 \cdot 6 \cdot 0,205^3} = 0,403 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Сумарну жорсткість ресорного підвішування визначаємо враховуючи спосіб навантаження елементів пружного підвішування, що буває послідовним, паралельним та змішаним.

Жорсткість системи елементів пружного підвішування у загальному випадку розраховується на основі прирівнювання роботи, необхідної для осадки всієї цієї пружної системи, до суми робіт, що витрачаються на прогин окремих елементів, що її складають.

Наприклад для навантажених одночасно пружини та ресори, робота, необхідна на стиснення цієї системи, дорівнює сумі робіт щодо стискання цих елементів

$$\frac{P_{\text{заг}} f_{\text{заг}}}{2} = \frac{P_{\text{р}} f_{\text{р}}}{2} + \frac{P_{\text{пр}} f_{\text{пр}}}{2}. \quad (3.22)$$

Після введення наступних заміन у попередній вираз

$$f_{\text{заг}} = \frac{D_{\text{заг}}}{e_{\text{заг}}}; \quad f_{\text{р}} = \frac{D_{\text{р}}}{e_{\text{р}}}; \quad f_{\text{пр}} = \frac{D_{\text{пр}}}{e_{\text{пр}}},$$

отримаємо

$$\frac{D_{\text{заг}}^2}{e_{\text{заг}}} = \frac{D_{\text{р}}^2}{e_{\text{р}}} + \frac{D_{\text{пр}}^2}{e_{\text{пр}}}. \quad (3.23)$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо елементи навантажені послідовного, як наведено на рис. 3.6
 $P_{\text{заг}} = P_p = P_{\text{пр}}$, тоді будемо мати

$$\frac{1}{\alpha_{\text{çãã}}} = \frac{1}{\alpha_{\delta}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ï}\delta}} \quad \text{або} \quad \alpha_{\text{çãã}} = \frac{\alpha_{\delta} \alpha_{\text{ï}\delta}}{\alpha_{\delta} + \alpha_{\text{ï}\delta}}$$

Рисунок 3.6 – Розрахункова схема ресорного підвішування

Якщо елементи з'єднані та навантажені паралельно

$$D_{\text{çãã}} = \alpha_{\text{çãã}} f_{\text{çãã}};$$

$$D_{\delta} = \alpha_{\delta} f_{\delta}; \quad D_{\text{ï}\delta} = \alpha_{\text{ï}\delta} f_{\text{ï}\delta}.$$

Підставляючи наведені вище співвідношення у формулу (3.23), отримаємо

$$\alpha_{\text{çãã}} f_{\text{çãã}}^2 = \alpha_{\delta} f_{\delta}^2 + \alpha_{\text{ï}\delta} f_{\text{ï}\delta}^2.$$

Тому що у разі паралельного навантаження $f_{\text{заг}} = f_p = f_{\text{пр}}$, то загальна жорсткість $\alpha_{\text{çãã}} = \alpha_{\delta} + \alpha_{\text{ï}\delta}$.

Тобто у разі паралельного з'єднання та навантаження елементів пружного підвішування їхні жорсткості складаються.

Загальна жорсткість індивідуального пружного підвішування візка з врахуванням величини жорсткостей буксових поводків визначається за формулою:

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

$$c_{\hat{a}} = 12 \frac{c_{\hat{\delta}} \cdot c_{\hat{a}\hat{a}}}{c_{\hat{\delta}} + c_{\hat{a}\hat{a}}} + \sum c_{\hat{i}\hat{a}}, \quad (3.24)$$

Де $\sum c_{\hat{i}\hat{a}}$ – сумарна жорсткість двох буксових поводків. Приймаємо $\sum c_{\hat{i}\hat{a}} = 0,3 \text{ êÍ /ì}$ [13].

$$\sum c_{\hat{i}\hat{a}} = 6 \cdot c_{\hat{i}\hat{a}}; \quad (3.25)$$

$$\sum c_{\hat{i}\hat{a}} = 6 \cdot 0,3 = 1,8 \text{ кН/м.}$$

$$c_{\hat{a}} = 12 \frac{0,403 \cdot 10^6 \cdot 17 \cdot 10^6}{0,403 \cdot 10^6 + 17 \cdot 10^6} + 1,8 \cdot 10^3 = 3,76 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

Жорсткість ресорного підвішування візка, що припадає на одне колесо

$$c_{\hat{e}} = \frac{c_{\hat{a}}}{\hat{e}}, \quad (3.26)$$

де $\hat{e} = 3$ – кількість осей у візку.

$$c_{\hat{e}} = \frac{3,76 \cdot 10^6}{3} = 1,25 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

Величину осадження пружних елементів під дією статичного навантаження називають статичним прогином ресорного підвішування та визначають за формулою:

$$f_{\hat{n}\hat{o}} = \frac{D_{\hat{n}\hat{o}}}{c_{\hat{a}}}. \quad (3.27)$$

Значення статичного навантаження на візок визначаємо виходячи з величини навантаження на вісь, що наведено у завданні

$$D_{\hat{n}\hat{o}} = 2\check{I} \hat{e} = 260 \cdot 3 = 780 \text{ кН.} \quad (3.28)$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_{\text{нò}} = \frac{780 \cdot 10^3}{3,76 \cdot 10^6} = 0,207 \text{ м.}$$

3.4 Розрахунок частоти коливань підресореної маси локомотива

Вільними (власними) коливаннями системи, залежними від жорсткості системи й величини підресореної маси, називаються коливання підресорених мас, що викликаються випадковим впливом нерівності колії. Вони визначають кількість повних періодів коливань за одиницю часу

$$\dot{I}_{\text{н}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\alpha_{\hat{a}}}{m_{\hat{a}}}}, \quad (3.29)$$

де $m_{\text{в}}$ – підресорена маса локомотива, що припадає на візок.

Приймаючи $\alpha_{\hat{a}} = \frac{D_{\text{нò}}}{f_{\text{нò}}}$ та $m_{\text{в}} = \frac{P_{\text{ст}}}{g}$, отримуємо просту формулу для розрахунку частоти власних коливань підресореної маси

$$H_{\text{с}} \approx \frac{5}{\sqrt{f_{\text{ст}}}}. \quad (3.30)$$

Величина частоти власних коливань для сучасних тепловозів обмежується значенням до 2,2 Гц [13].

Враховуючи вплив сили тертя в ресорах та вбудованого тертя попередня формула набуває вигляду

$$H_{\text{с}} = \frac{6}{\sqrt{f_{\text{ст}}}}. \quad (3.31)$$

Тоді

$$\dot{I}_{\text{н}} = \frac{6}{\sqrt{2,07}} = 1,32 \text{ Гц.}$$

Тобто частота власних коливань підресореної маси локомотивів знаходиться

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

у допустимих межах.

Величина кругової частоти коливань визначається за формулою:

$$\omega_{\text{н}} = 2\pi \dot{I}_{\text{н}}, \quad (3.32)$$

$$\omega_{\text{н}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,32 = 8,28 \text{ с}^{-1}.$$

3.5 Розрахунок значення критичної швидкості руху локомотива

Ресорне підвішування локомотива являється складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурююча сила з боку колії та яка породжує її вимушені коливання.

Частоту вимушених коливань визначають за формулою:

$$\omega_{\text{в}} = \frac{2\pi V}{L}, \quad (3.33)$$

де V – швидкість руху локомотива, м/с;

L – довжина рейкових ланок, м.

Відомо, що при рівності частот власних та вимушених коливань може настати явище резонансу. Швидкість руху локомотива, за якою відбувається це небезпечне явище, що викликає іноді сходження коліс з рейок, називається критичною $V_{\text{кр}}$. Величину цієї швидкості визначають зі співвідношень:

$$\omega_{\text{с}} = \omega_{\text{в}}, \quad \frac{2\pi V_{\text{кр}} \varepsilon \delta}{L} = \sqrt{\frac{\alpha \hat{a}}{m_{\hat{a}}}}, \quad (3.34)$$

звідки

$$V_{\text{кр}} = \frac{\omega_{\text{с}}}{2\pi} L = \frac{5L}{\sqrt{f_{\text{ст}}}}. \quad (3.35)$$

Отримане за формулою (3.35) значення критичної швидкості руху локомотива порівнюють з величиною конструкційної швидкості, що задана. З метою недопущення явища резонансу та пов'язаних з цим небажаних явищ,

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

значення критичної швидкості руху повинно бути вище заданої конструкційної.

Розрахунок величини критичної швидкості виконуємо для таких двох значень довжини рейкових ланок – $L_1 = 12,5$ м і $L_2 = 25$ м.

Для довжини рейкових ланок $L = 12,5$ м

$$V_{\text{крит}} = \frac{5 \cdot 12,5}{\sqrt{2,07}} = 14 \text{ м/с} = 50 \text{ км/год.}$$

Для довжини рейкових ланок $L = 25$ м

$$V_{\text{крит}} = \frac{5 \cdot 25}{\sqrt{2,07}} = 27 \text{ м/с} = 97 \text{ км/год.}$$

Як бачимо, явище резонансу може відбутися за швидкостями 50 та 97 км/год для рейкових ланок довжиною 12,5 м та 25 м відповідно. Тому необхідно не допускати тривалого руху при швидкості 50 км/год при рейкових ланках довжиною 12,5 м та при швидкості 97 км/год при рейкових ланках довжиною 25 м.

3.6 Визначення характеристик демпфірування коливань

У пружному підвішуванні локомотивів демпфування коливань відбувається за допомогою гасителів сухого тертя або листових ресор, а також, в окремих випадках, в основному на електровозах, застосовуються гідравлічні гасителі, які не зовсім надійно працюють у першому ступені пружного підвішування через значний вплив на них імпульсних навантажень, особливо у холодну пору року.

Величина роботи пружних зусиль ресорного підвішування візка визначається за формулою:

$$A_{\text{п}} = 4 f_{\text{ст}} \mathcal{J}_{\text{в}} z_1, \quad (3.36)$$

де $f_{\text{ст}}$ – статичний прогин пружного підвішування, мм;

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

$ж_B$ – жорсткість пружного підвішування візка, кН/мм;

z_1 – величина вертикального відхилення рами візка при її коливаннях.

Приймаємо $z_1 = 15$ мм [13].

$$A_{\Gamma} = 4 \cdot 207,3,76 \cdot 15 = 62266 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

Робота сил тертя у пружному підвішуванні візка, що створюється фрикційними гасителями коливань

$$W_{\delta} = 4 \cdot F_{\delta\delta} \cdot z_1 \cdot n, \quad (3.37)$$

де $F_{\delta\delta}$ – сила тертя одного гасителя, згідно з [13] $F_{\delta\delta} = 9$ кН;

n – кількість гасителів у візку, $n = 4$;

$$W_{\delta} = 4 \cdot 9 \cdot 15 \cdot 4 = 2160 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Величина коефіцієнту відносного тертя

$$\varphi_{\delta} = \frac{W_{\delta}}{A_{\Gamma}}, \quad (3.38)$$

$$\varphi_{\delta} = \frac{2160}{62266} = 0,035 \geq 0,03 \dots 0,06.$$

За результатами розрахунку можна стверджувати, що демпфірування у ресорному підвішуванні проектного локомотива є достатнім, тому що робота тертя пружного підвішування складає 3,5% від роботи пружних сил всього підвішування.

Висновки до розділу. Вибір та обґрунтування особливостей конструкції та характеристик елементів екіпажної частини проектного тепловоза повинен виконуватися на підставі ретельного аналізу сучасних конструкцій та досвіду їхньої експлуатації. Нові конструкційні рішення обов'язково піддаються теоретичним та експериментальним дослідженням.

Для проектного тепловоза прийнято суцільнозварний кузов вагонного

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

типу, якій спирається на кожен тривісний візок через чотири комбіновані опори.

В екіпажній частині для зниження негативних наслідків ударів та бічних сил на крайніх осях візків встановлюються пружні осьові упори з натягом. Таким чином жорсткий удар коліс об рейки надходить тільки від сили ваги колісної пари, а створена пружність осьового упору колісної пари значно подовжує шлях, на якому затухає сила, утворена набігаючою частиною екіпажа. Попередній натяг в осьовому упорі зроблений для виключення непотрібного поперечного переміщення крайніх осей відносно рами візка.

Розраховано основні габаритні розміри проектного тепловоза та виконано його габаритний баланс.

Проаналізовано особливості конструкції та характеристик екіпажних частин сучасних тепловозів, на основі цього обрано та сформовано схему ресорного підвішування проектного тепловоза.

Розраховано основні параметри системи ресорного підвішування проектного тепловоза, а саме, виконано розрахунок на міцність елементів підвішування – витої циліндричної пружини і гумового амортизатора. Визначено жорсткості циліндричної пружини і гумового амортизатора, а також жорсткість пружного вузла та візка тепловоза. На основі цього розраховано статичний прогин пружного підвішування проектного тепловоза.

У результаті розрахунків встановлено, що величина частоти власних коливань екіпажної частини проектного тепловоза, знаходиться у припустимих межах.

Пружне підвішування локомотива являється складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурююча сила з боку колії та яка породжує її вимушені коливання, що можуть викликати явище резонансу. Для виникнення цього негативного явища визначено величини критичних швидкостей руху.

При оцінці демпфуючих властивостей пружного підвішування на основі розрахованих значень коефіцієнту відносного тертя встановлено, що демпфування в ресорному підвішуванні тепловоза є задовільним, тому що робота тертя становить 3,5% від роботи пружних сил підвішування, що входить у допустимі межі.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

4 РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА

Основними вимогами до системи охолодження тепловозів є: забезпечення теплорозсіюючої здатності, при якій можлива реалізація номінальної потужності дизеля без обмежень в будь-яких експлуатаційних умовах; надійність роботи в експлуатації; мінімальна вага та габарити; мінімальна витрата дефіцитних кольорових металів; мінімальна витрата потужності на функціонування системи; невелика будівельна вартість; зручність експлуатації та ремонту; можливість повної автоматизації роботи.

Найбільш загальна вимога – мінімальність частини собівартості вимірювача перевезень, що змінюється, що залежить від системи охолодження, в середньомережевих умовах.

4.1 Розрахунок параметрів водяного контура енергетичної установки

Початкові дані для розрахунку системи охолодження приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Початкові дані для розрахунку

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

Продовження табл. 4.1

Кількість тепла, що вводиться у дизель с паливом

$$Q_{\dot{a}} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot Q_i^{\dot{o}}}{3600} = \frac{0,214 \cdot 2175 \cdot 42500}{3600} = 5494,9 \frac{\text{кВт}}{\text{г}}$$
 (4.1)

Тепловідведення у воду, що охолоджує дизель

$$Q_{\dot{a}} = \frac{q_{\dot{a}}}{100} Q_{\dot{a}} = \frac{14}{100} \cdot 5494,9 = 769,3 \frac{\text{кВт}}{\text{г}}$$
 (4.2)

З [14] вибираємо розрахункові параметри стандартних водяних секцій типу ВВ12.

Площа живого перетину для проходу повітря:

– для ВВ12 – $\omega_1^i = 0,149 \text{ м}^2$;

а для проходу:

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

– води ВВ12 – $\omega_2^{\hat{a}} = 0,00132 \text{ і } ^2$.

Поверхня теплообміну, що:

– омивається повітрям:

$$- \text{ВВ12} - F_1^{\text{і}} = 29,6 \text{ і } ^2;$$

– омивається рідиною:

$$- \text{ВВ12} - F_2^{\hat{a}} = 3,04 \text{ і } ^2.$$

Для значення $u_{\text{і}} = 8,5 \text{ м/с}$ з [14] знаходимо коефіцієнт теплопередачі для стандартних водяних секцій – $\hat{E}_{\text{і}} = 52 \text{ Вт/(і } ^2 \cdot \hat{E}) = 0,052 \text{ Вт/(і } ^2 \cdot \hat{E})$.

Витрата води через секції

$$G_{\hat{a}} = v_{\hat{a}} \cdot \omega_2^{\hat{a}} \cdot \rho_{\hat{a}} \cdot z_{\hat{a}} = 1 \cdot 0,00132 \cdot 1000 \cdot z_{\hat{a}} = 1,32 z_{\hat{a}}. \quad (4.3)$$

Витрата повітря через секції

$$G_{\hat{a}3}^{\text{і}} = u_{\text{і}} \cdot \omega_1^{\text{і}} \cdot z_{\hat{a}} = 8,5 \cdot 0,149 \cdot z_{\hat{a}} = 1,27 z_{\hat{a}}. \quad (4.4)$$

Система рівнянь теплового балансу та теплопередачі для першого контуру

$$\begin{cases} Q_{\hat{a}} = G_{\hat{a}} \cdot C_{\hat{a}} \cdot (t_1^{\hat{a}} - t_2^{\hat{a}}); \\ Q_{\hat{a}} = G_{\hat{a}3}^{\text{і}} \cdot c_{\delta} \cdot (\tau_2^{\hat{a}} - \tau_1); \\ Q_{\hat{a}} = \hat{E}_{\text{і}} \cdot F_1^{\text{і}} \cdot z_{\hat{a}} \cdot \left(\frac{t_1^{\hat{a}} + t_2^{\hat{a}}}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^{\hat{a}}}{2} \right). \end{cases}$$

$$\begin{cases} 769,3 = 1,32 z_{\hat{a}} \cdot 4,19 \cdot (90 - t_2^{\hat{a}}); \\ 769,3 = 1,27 z_{\hat{a}} \cdot 1 \cdot (\tau_2^{\hat{a}} - 40); \\ 769,3 = 0,052 \cdot 29,6 \cdot z_{\hat{a}} \cdot \left(\frac{90 + t_2^{\hat{a}}}{2} - \frac{40 + \tau_2^{\hat{a}}}{2} \right). \end{cases}$$

									Арк.
									80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.206309.000.04МР.ПЗ				

Приймаємо $y_{\hat{a}} = \frac{1}{z_{\hat{a}}}$, і після перетворення отримуємо

$$y_{\hat{a}} = 0,05556;$$

$$z_{\hat{a}} = \frac{1}{0,0721} \approx 18;$$

$$t_2^{\hat{a}} = 82,1^{\circ}\text{Ñ};$$

$$\tau_2^{\hat{a}} = 74,8^{\circ}\text{Ñ}.$$

4.2 Розрахунок контуру, що охолоджує масло теплообмінника та повітря наддування

Кількість тепла, що відводиться в навколишнє середовище

$$Q_{\hat{a}}^{\ddot{i}i} = \frac{q_i + q_{i1}}{100} Q_{\hat{a}} = \frac{7,8 + 6,3}{100} \cdot 5494,9 = 774,8 \frac{\text{êÄæ}}{\text{ñ}}. \quad (4.5)$$

На підставі даних, розрахованих у попередньому підрозділі, складаємо систему рівнянь теплового балансу та теплопередачі для другого контуру

$$\begin{cases} Q_{\hat{a}}^{\ddot{i}i} = G_{\hat{a}} \cdot \tilde{n}_{\hat{a}} (t_1^{\ddot{i}i} - t_2^{\ddot{i}i}); \\ Q_{\hat{a}}^{\ddot{i}i} = G_{\hat{a}\zeta}^{\ddot{i}i} \cdot \tilde{n}_{\delta} (\tau_2^{\ddot{i}i} - \tau_1); \\ Q_{\hat{a}}^{\ddot{i}i} = \hat{E}_i \cdot F_1^{\ddot{i}i} \cdot z_{i1}^{\ddot{i}i} \left(\frac{t_1^{\ddot{i}i} + t_2^{\ddot{i}i}}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^{\ddot{i}i}}{2} \right). \end{cases}$$

$$\begin{cases} 774,8 = 1,32 \cdot z_{i1}^{\ddot{i}i} \cdot 4,19 \cdot (76 - t_2^{\ddot{i}i}); \\ 774,8 = 1,27 \cdot z_{i1}^{\ddot{i}i} \cdot 1 \cdot (\tau_2^{\ddot{i}i} - 40); \\ 774,8 = 0,052 \cdot 29,6 \cdot z_{i1}^{\ddot{i}i} \cdot \left(\frac{76 + t_2^{\ddot{i}i}}{2} - \frac{40 + \tau_2^{\ddot{i}i}}{2} \right). \end{cases}$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

Позначивши $y_{i1} = \frac{1}{z_{i1}}$, після перетворень, отримаємо

$$y_{i1} = 0,04088;$$

$$z_{i1} = 25 \text{ ø } \text{ò};$$

$$t_2^{i1} = 70,3^\circ\text{Ñ};$$

$$\tau_2^{i1} = 65^\circ\text{Ñ}.$$

Згідно з розрахунками водяний контур охолодження води дизеля має 18 секцій, другий контур (охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника) – 25 секцій. Згідно з завданням система охолодження з однорядним розташуванням водяних секцій із застосуванням водомасляного теплообмінника.

З огляду на те, що поверхні секцій засмічуються та теплорозсіюча спроможність їх знижується, а також для більш раціонального розміщення секцій, компонуючи холодильну камеру, приймаємо загальну кількість секцій 44 шт, тобто по 22 шт на сторону, у складі – 18 секцій водяного контуру охолодження води дизеля і 26 секцій охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника.

Схема системи охолодження наведена на рис. 4.1.

4.3 Розрахунок характеристик теплообмінника

Кількість тепла, що відводиться в масло

$$Q_i = \frac{q_i}{100} Q_{\text{ä}} = \frac{7,8}{100} \cdot 5494,9 = 428,6 \frac{\text{êÄæ}}{\text{ñ}}. \quad (4.6)$$

Температура масла на виході з теплообмінника

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

Рисунок 4.1 – Схема системи охолодження проектного тепловоза:

1 – дизель; 2 – водомасляний теплообмінник; 3 – повітроохолоджувач; 4, 5 – водяні насоси першого і другого контурів; 6 – секції для охолодження води дизеля (перший контур); 7 – секції для охолодження води, що відводить тепло від масла теплообмінника та повітря наддування дизеля; 8 – вентилятор

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.206309.000.04MP.ПЗ

Арк.
83

$$t_2^i = t_1^i - \frac{Q_i}{G_i \cdot \tilde{n}_i}, \quad (4.7)$$

де G_i – витрата дизельного масла через водомасляний теплообмінник, кг/с.

$$G_i = \frac{\hat{A}_i \cdot \rho_i}{3600} = \frac{100 \cdot 900}{3600} = 25 \text{ êã/ñ}; \quad (4.8)$$

$$t_2^i = 85 - \frac{428,6}{25 \cdot 2,06} = 76,7^\circ \text{Ñ}.$$

Витрата охолоджуючої води через водомасляний теплообмінник

$$G_{\hat{a}i} = \frac{\hat{A}_{\hat{a}} \cdot \rho_{\hat{a}}}{3600}, \quad (4.9)$$

де $\hat{A}_{\hat{a}}$ – подача водяного насоса, м³/год.

$$\hat{A}_{\hat{a}} = 3600 \cdot v_{\hat{a}} \cdot \omega_2^{\hat{a}} \cdot z_{\hat{a}i} = 3600 \cdot 1 \cdot 0,00132 \cdot 26 = 124 \text{ м}^3/\text{год}. \quad (4.10)$$

$$G_{\hat{a}i} = \frac{124 \cdot 1000}{3600} = 34,4 \text{ êã/ñ}.$$

Температура води на вході в теплообмінник $t_2^{\hat{a}i} = 70,3^\circ \text{Ñ}$, а на виході

$$t_3^{\hat{a}i} = t_2^{\hat{a}i} + \frac{Q_i}{G_{\hat{a}i} \cdot \tilde{n}_{\hat{a}}} = 70,3 + \frac{428,6}{34,4 \cdot 4,19} = 73,3^\circ \text{Ñ}. \quad (4.11)$$

Середні температури води і масла в теплообміннику

$$t_{\tilde{n}\hat{o}}^{\hat{a}i} = \frac{t_3^{\hat{a}i} + t_2^{\hat{a}i}}{2} = \frac{73,3 + 70,3}{2} = 71,8^\circ \text{Ñ}; \quad (4.12)$$

$$t_{\tilde{n}\hat{o}}^i = \frac{t_1^i + t_2^i}{2} = \frac{85 + 76,7}{2} = 80,9^\circ \text{Ñ}. \quad (4.13)$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

Поверхня теплообміну теплообмінника

$$F_{\text{оі}} = \frac{Q_1}{\hat{E}_{\text{оі}} (t_{\text{нō}}^1 - t_{\text{нō}}^{\text{ââ}})}, \quad (4.14)$$

де $\hat{E}_{\text{оі}}$ – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника, за графіком [14] знаходимо

$$\text{для } \nu_{\text{іō}} = 1,4 \text{ і } \nu_{\text{âō}} = 1 \text{ і } \hat{E}_{\text{оі}} = 0,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

$$F_{\text{оі}} = \frac{428,6}{0,67(80,9 - 71,8)} = 70,3 \text{ м}^2.$$

Приймаємо діаметр трубок $d = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м}$, тоді повна довжина трубок теплообмінника

$$L = \frac{F_{\text{оі}}}{\pi \cdot d} = \frac{70,3}{3,14 \cdot 0,01} = 2239 \text{ м}. \quad (4.15)$$

При робочій довжині трубки $l = 2,0 \text{ м}$ число трубок теплообмінника

$$n_{\text{ō}} = \frac{2239}{2} \approx 1120 \text{ шт.}$$

4.4 Розрахунок параметрів вентилятора холодильника

Для подальших розрахунків виходячи з точки зору забезпечення уніфікації для проектного тепловоза обираємо вентилятор УК-2М з кутом установлення лопатей 25° [14].

Величина опору секцій холодильника

$$h_c = 4,6 \cdot u_{\text{â}}^{1,83} = 4,6 \cdot 8,5^{1,83} = 231 \text{ Па}. \quad (4.16)$$

Величина опору жалюзі

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$h_{\text{æ}} = 0,2h_{\text{ñ}} = 0,2 \cdot 231 = 46,2 \text{ Í /ì}^2. \quad (4.17)$$

Величина опору від розширень, звужень та поворотів повітряного потоку у холодильнику

$$h_{\text{õê}} = 0,8h_{\text{ñ}} = 0,8 \cdot 231 = 184,8 \text{ Í /ì}^2. \quad (4.18)$$

Величина динамічних втрат потоку повітря за вентиляторним колесом

$$h_{\text{ä}} = 0,9h_{\text{ñ}} = 0,9 \cdot 231 = 207,9 \text{ Í /ì}^2. \quad (4.19)$$

Величина потрібного напору вентиляторного колеса складатиме

$$H = h_{\text{æ}} + h_{\text{ñ}} + h_{\text{õê}} + h_{\text{ä}} = 46,2 + 231 + 184,8 + 207,9 \approx 670 \text{ Í /ì}^2. \quad (4.20)$$

Величина витрат повітря крізь секції холодильної камери:

– охолодження води дизеля

$$G_{\text{ä}}^{\text{I}} = u_{\text{ä}} \cdot \omega_{\text{I}}^{\text{ä}} \cdot z_{\text{ä}} = 8,5 \cdot 0,149 \cdot 18 = 22,8 \text{ êã/ñ}; \quad (4.21)$$

– охолодження теплообмінника та повітря наддування

$$G_{\text{ä}}^{\text{II}} = u_{\text{ä}} \cdot \omega_{\text{II}}^{\text{ä}} \cdot z_{\text{ä}} = 8,5 \cdot 0,149 \cdot 26 = 32,9 \text{ êã/ñ}; \quad (4.22)$$

– загальна

$$G = G_{\text{ä}}^{\text{I}} + G_{\text{ä}}^{\text{II}} = 22,8 + 32,9 = 55,7 \text{ êã/ñ}. \quad (4.23)$$

Значення середньої температури повітря в холодильній камері

$$\tau_{2\text{ñð}} = \frac{G_{\text{ä}}^{\text{I}} \cdot \tau_{\text{I}}^{\text{ä}} + G_{\text{ä}}^{\text{II}} \cdot \tau_{\text{II}}^{\text{ä}} + G_{\text{I}} \cdot \tau_{\text{I}}}{G} = \frac{22,8 \cdot 74,8 + 32,9 \cdot 65}{22,8 + 32,9} = 69^{\circ} \text{Ñ}. \quad (4.24)$$

Величину густини повітря перед вентиляторним колесом визначаємо за

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

формулою:

$$\rho_{\hat{a}\zeta} = \frac{100000}{R_{\hat{a}\zeta}(\tau_{2\hat{n}\delta} + 273)}, \quad (4.25)$$

де $R_{\hat{a}\zeta} = 287 \text{ \AA} / (\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E})$ – питома стала газова повітря.

$$\rho_{\hat{a}\zeta} = \frac{100000}{287(69 + 273)} = 1,019 \text{ \AA} / \text{ i}^3.$$

Загальна величина подачі вентиляторів

$$\hat{A}' = \frac{G}{\rho_{\hat{a}\zeta}} = \frac{55,7}{1,019} = 54,7 \text{ i}^3 / \text{ \AA}. \quad (4.26)$$

Величина подачі одного вентилятора

$$\hat{A} = \frac{\hat{A}'}{4} = \frac{54,7}{4} = 13,7 \text{ i}^3 / \text{ \AA}. \quad (4.27)$$

За кривої графіка, що наведено у [14] визначаємо, що максимальний коефіцієнт корисної дії ($\eta_{\max} = 0,838$) при $\alpha = 25^\circ$ досягається при $\bar{A} = 0,25$, а це відповідає $\bar{I} = 0,068$.

Значення вимірювача подачі повітря

$$\hat{E}_{\hat{a}} = \frac{\hat{A}}{\bar{A}} = \frac{13,7}{0,25} = 54,7 \text{ i}^3 / \text{ \AA}. \quad (4.28)$$

Величина вимірювача напору повітря

$$\hat{E}_i = \frac{\hat{I}}{\bar{I}} = \frac{670}{0,068} = 9853 \text{ i} / \text{ i}^2. \quad (4.29)$$

Величина діаметру вентиляторного колеса

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

$$D_{\hat{e}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot \rho_{\hat{a}\zeta} \cdot \hat{E}_{\hat{a}}^2}{\pi^2 \cdot \hat{E}_i}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot 1,019 \cdot (54,7)^2}{(3,14)^2 \cdot 9853}} = 0,84 \text{ i} . \quad (4.30)$$

Значення частоти обертання вентилятора

$$n = \sqrt[4]{\frac{1}{16\pi^2 \cdot \rho_{\hat{a}\zeta}^3} \cdot \frac{\hat{E}_i^3}{\hat{E}_{\hat{a}}^2}} = \sqrt[4]{\frac{1}{16(3,14)^2 \cdot (1,019)^3} \cdot \frac{(9853)^3}{(54,7)^2}} = 37,2 \text{ н}^{-1} . \quad (4.31)$$

Величина потужності, що споживається одним вентилятором

$$N'_{\hat{a}} = \frac{\hat{A} \cdot \hat{I}}{1000 \cdot \eta_{\hat{a}}} = \frac{13,7 \cdot 670}{1000 \cdot 0,838} = 11 \text{ êÂò} , \quad (4.32)$$

а чотирма

$$N_{\hat{a}} = 4N'_{\hat{a}} = 4 \cdot 11 = 44 \text{ êÂò} . \quad (4.33)$$

Схема системи охолодження наведена на рисунку 4.1.

Висновки до розділу. Виходячи із принципової схеми системи охолодження, заданих величин тепловідведення у масло та воду, що охолоджує дизель та воду, що охолоджує повітря наддуву, а також температур теплоносіїв на виході з енергетичної установки, а також повітря перед секціями та води на виході з повітроохолоджувача складено рівняння балансу теплопередачі та тепловідведення для обох контурів системи охолодження. Розв'язуючи складені рівняння визначено температури води та масла за водоповітряними секціями, а також температуру води перед повітроохолоджувачем.

Визначена кількість радіаторів секцій холодильника обох контурів системи охолодження та виходячи з вагових та габаритних міркувань виконано компонування холодильної камери.

Система охолодження з паралельним однорядним розташуванням водяних секцій у холодильнику та із застосуванням водомасляного теплообмінника.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

За результатами розрахунку встановлено, що «гарячий» контур має 18 секцій, а «холодний» контур – 25 секцій. Враховуючи той факт, що при експлуатації поверхні секцій часто засмічуються при цьому їх теплорозсіюча спроможність значно знижується, а також для більш оптимального розміщення секцій, виконуючи компоновання холодильної камери, приймаємо загальну кількість секцій у холодильнику 44 шт, тобто по 22 шт на бік, у складі – 18 секцій контуру охолодження води дизеля («гарячий» контур) і 26 секцій охолодження масла у теплообміннику та повітря наддування дизеля («холодний» контур).

При розрахунку повітряного тракту холодильної камери розраховано аеродинамічний опір та основні параметри вентиляторів, а саме їхні напір, подачу, потужність, що витрачається на привод вентиляторів, діаметр вентиляторного колеса, частоту його обертання при роботі у номінальному режимі.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

5 ПОЗДОВЖНЄ РОЗВАЖУВАННЯ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА

При проектуванні, будівництві та експлуатації тепловоза необхідно забезпечити рівномірне розподілення його ваги по всіх рушійних колісних парах. Для того щоб забезпечити теоретичну рівність статичних навантажень від колісних пар на рейки, необхідно: забезпечити співпадіння становища центру тяжкості всієї надвізкової будови тепловоза з геометричною серединою довжини його рами (передбачається, що в поперечній площині центр тяжіння лежить на вертикальній осі симетрії рами); розмістити опори кузова на візки на однакових відстанях від центру ваги надвізкової будови тепловоза (або від середини його довжини); забезпечити ідентичність характеристик елементів пружного підвішування.

Перші дві операції виконуються при проектуванні тепловоза при так званому його розважуванні. Третя умова забезпечується підбором пружних елементів при складанні тепловоза.

При виконанні цих умов сила ваги тепловоза, що стоїть на прямій горизонтальній колії, буде передаватися на рейки через всі його колеса рівномірно.

Однак виконати всі ці умови повністю та забезпечити абсолютну рівність цих навантажень дуже складно. Тому технічними умовами допускається можливість відхилення фактичних навантажень від колісних пар на рейки від середніх (проектних) значень на $\pm 3\%$ для тепловозів з осьовими навантаженнями до 225 кН і на $\pm 2\%$ для навантажень до 245 кН.

Розважування проектного тепловоза виконується з метою: розрахунку службової маси тепловоза та навантажень від кузова та головної рами з обладнанням на передній та задній візку; розрахунку навантажень від колісних пар на колію; урівноваження навантажень від кузова з головною рамою на візку та від рушійних колісних пар на колію у випадках, коли ця різниця перебільшує

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

± 3 %; доведення навантаження від рушійних колісних пар на колію до заданої величини, шляхом застосування баласту [15].

Для розрахунку навантажень від кузова на колію виконуємо тільки розважування надвізкових елементів проектного тепловоза. Розважування візків не робимо, вважаючи, що їхнє навантаження розподіляється по колісних парах рівномірно.

При повздовжньому розважуванні локомотив розглядається як плоска та така, що знаходиться у статичній рівновазі, система вертикальних зусиль, що виникають під дією ваги вузлів та груп деталей.

Виконуючи повздовжнє розважування враховують такі навантаження [15]:

G_i – сила ваги вузлів або груп деталей, що розташовані у кузові та на головній рамі, в тому числі сила ваги саме кузова та рами, кН;

G_K – загальна сила ваги надвізкових частин тепловоза, а саме кузова та головної рами з обладнанням, кН;

$G_{KП}$, $G_{KЗ}$ – навантаження від кузова та головної рами з обладнанням на опори переднього та заднього візків відповідно, кН. Індекс «п» та «з» позначає належність параметра до переднього та заднього візків відповідно;

G_B – вага візка, кН;

$G_{П}$ – підресорена вага секції тепловоза, кН;

G_H – непідресорена вага секції тепловоза (вага колісних пар, букс, частина ваги ТЕД при опорно-осьовому підвішуванні, частина ваги підвішування та кожухів осьових редукторів), що жорстко передається на колію, кН;

$G_{ПВ}$ – підресорена сила ваги одного візка, кН;

$G_{НВ}$ – непідресорена сила ваги, що припадає на один візок, кН;

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- $P_{зч}$ – службова маса однієї секції тепловоза, кН; у тепловозів, в яких всі колісні пари рушійні, ця вага співпадає зі зчіпною вагою;
- $P_{ср}$ – середнє навантаження від колісної пари на колію, кН;
- $P_{п}, P_{з}$ – повне навантаження на колію від колісної пари заднього та переднього візків, кН;
- $P_{пп}, P_{пз}$ – підресорене навантаження, що припадає на одну колісну пару переднього та заднього візків, кН;
- $P_{нп}, P_{нз}$ – невідресорене навантаження, що припадає на рейки від колісної пари переднього і заднього візків, кН.

Повздожнє розважування починається з аналізу розрахункової схеми екіпажної частини (рис. 5.1) та вагової відомості проектного тепловоза, що наведена у табл. 5.2.

Статичні моменти, що створюються силою ваги вузлів відносно умовної осі моментів, визначаються за формулою:

$$M_i = G_i \cdot l_i. \quad (5.1)$$

Координата центру ваги надвізкової будови тепловоза $x_{цв}$ відносно умовної осі моментів

$$x_{цв} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i}{G_k} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot l_i}{\sum_{i=1}^n G_i}. \quad (5.2)$$

Умовна вісь, до якої визначається відстань проходить через центр одного з автозчеплень. Прийmemo, що це переднє автозчеплення, тоді

$$\tilde{\sigma}_{\sigma} = \frac{7906,503}{833,848} = 8,482 \text{ м}.$$

Визначивши координату центра ваги кузова та головної рами проектного

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тепловоза з усім обладнанням, розміщуємо візки тепловоза.

Тому що використовується рама серійного тепловоза, то розміщення опор візків передбачено в конструкції поперечних кріплень рами.

Рисунок 5.1 – Схема екіпажної частини секції тепловоза

Таблиця 5.1 – Основні геометричні розміри екіпажної частини секції тепловоза, що відповідають схемі, наведеної на рис. 5.1

Розмір, мм									
<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	L_{\emptyset}	$\Delta\emptyset$	$L_{\acute{a}}$	$L_{\acute{i}}$	$\Delta\acute{I}$
18150	3700	1850	2448	1850	9630	185	10000	10250	125

Таблиця 5.2 – Вагова відомість тепловоза

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

Продовження табл. 5.2

Переміщення координати центру ваги надвізкової будови тепловоза можна домогтися незначним переміщенням окремих вузлів на головній рамі або за допомогою встановлення баласту.

Службова вага секції тепловоза знаходиться як сума ваг надвізкових елементів та двох візків

$$P_{зч} = G_{к} + 2 \cdot G_{в}; \quad (5.3)$$

$$P_{сч} = 833,848 + 2 \cdot 259,965 = 1353,778 \text{ кН.}$$

Середнє навантаження від колісної пари на рейки визначається як частка від ділення службової ваги тепловоза на кількість його колісних пар $m=6$

$$D_{н0} = \frac{D_{сч}}{m} = \frac{1353,778}{6} = 225,63 \text{ кН.} \quad (5.4)$$

Навантаження від кузова і рами з обладнанням на передній та задній візки визначаються обернено пропорційно відстаням від центру ваги надвізкової

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

будови до умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки

$$G_{\text{кп}} = G_{\text{к}} \frac{a_3}{L_{\text{н}}}; \quad (5.5)$$

$$G_{\text{кз}} = G_{\text{к}} \frac{a_{\text{п}}}{L_{\text{н}}}, \quad (5.6)$$

де $a_{\text{п}}$, a_3 – відстань від центру ваги надвізкової будови до умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки, м;
 $L_{\text{н}}$ – відстань між умовними точками передачі вертикальних навантажень на візки відповідно, м.

$$a_{\text{і}} = x_{\text{оа}} - (D + C) = 9,482 - 2,448 - 1,85 + 0,125 = 5,31 \text{ м}; \quad (5.7)$$

$$a_{\text{ç}} = L_{\text{і}} - a_{\text{і}} = 10,250 - 5,31 = 4,94 \text{ м}. \quad (5.8)$$

$$G_{\text{еі}} = 833,848 \cdot \frac{4,94}{10,25} = 404,28 \text{ кН};$$

$$G_{\text{еç}} = 833,848 \cdot \frac{5,31}{10,25} = 431,97 \text{ кН}.$$

Загальне навантаження від колісної пари на колію для переднього та заднього візків визначається як сума підресореного та непідресореного навантаження

$$P_{\text{п}} = P_{\text{пп}} + P_{\text{нп}}, \quad (5.9)$$

$$P_{\text{з}} = P_{\text{пз}} + P_{\text{нз}}. \quad (5.10)$$

Тому що розважування візків не виконувалось і було прийнято, що їх підресорена та непідресорена вага розподіляється по колісних парах однаково, то

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підресорені навантаження, що припадають на одну колісну пару, можна вважати однаковими:

– для переднього візка (при кількості колісних пар у візку $m_B=3$)

$$P_{\hat{i}\hat{i}} = \frac{G_{\hat{e}\hat{i}}}{m_{\hat{a}}} + \frac{G_{\hat{i}\hat{a}}}{m_{\hat{a}}} = \frac{404,28}{3} + \frac{117,33}{3} = 173,87 \text{ кН}; \quad (5.11)$$

– для заднього візка (при кількості колісних пар у візку $m_B=3$)

$$P_{\hat{i}\zeta} = \frac{G_{\hat{e}\zeta}}{m_{\hat{a}}} + \frac{G_{\hat{i}\hat{a}}}{m_{\hat{a}}} = \frac{431,97}{3} + \frac{117,33}{3} = 183,1 \text{ кН}. \quad (5.12)$$

Величину непідресореного навантаження від колісної пари на колію для переднього та заднього візків вважаємо розподіленої однаково та визначаємо як частку від ділення непідресореної ваги тепловоза на кількість його колісних пар

$$D_{\hat{i}} = D_{\zeta} = \frac{G_{\hat{i}}}{m} = \frac{285,275}{6} = 47,55 \text{ кН}. \quad (5.13)$$

Тоді

$$D_{\hat{i}} = 173,87 + 47,55 = 221,42 \text{ кН};$$

$$D_{\zeta} = 183,1 + 47,55 = 230,65 \text{ кН}.$$

Відносна різниця навантажень між колісними парами переднього та заднього візків

$$\Delta = \frac{|D_{\hat{i}} - D_{\zeta}|}{\min(P_{\hat{i}}(\zeta))} \cdot 100 = \frac{|221,42 - 230,65|}{230,65} \cdot 100 = 4,00\%, \quad (5.14)$$

що більше допустимого значення 3%, тому необхідно вирівняти навантаження на рейки переднього та заднього візків.

Вирівнювання навантажень можна виконати кількома методами:

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

- зміною положення вузлів (груп деталей) в кузові і на рамі тепловоза;
- зміною положення умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки без зміни відстані між ними;
- зміною положення умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки із зміною відстані між ними;
- розміщенням баласту на необхідній відстані від умовної осі моментів, де вага баласту і плече його розташування підбираються дослідним шляхом [15].

Перші три способи виконуються лише в межах конструктивних переміщень і можуть бути реалізовані зміною положення шкворневих вузлів і опор кузова, причому зміна положень вузлів або груп деталей не повинна перевищувати 300 мм. Четвертий спосіб виконується конструктивно (баласт може бути розміщений в пустотах, утворених конструкцією рами тепловоза або підвішений до неї) і дозволяє довести при необхідності службову вагу тепловоза до заданої величини [7, 15].

Для збільшення зчіпної ваги тепловоза та вирівнювання навантажень пропонується встановити баласт вагою $G'_a = 25$ кН на відстані $l'_a = 1$ м відносно умовної осі моментів.

Після перерахунку отримаємо

$$G'_e = G_e + G'_a = 858,848 + 25 = 883,848 \text{ кН}; \quad (5.15)$$

$$\sum \dot{I}'_z = \sum \dot{I}_z + G'_a \cdot l'_a = 7906,503 + 25 \cdot 1 = 7931,503 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad (5.16)$$

$$\dot{\sigma}'_{oa} = \frac{\sum \dot{I}'_z}{G'_e} = \frac{7931,503}{883,848} = 9,235 \text{ м}; \quad (5.17)$$

$$P_{\dot{\sigma}} = 858,848 + 2 \cdot 259,965 = 1378,778 \text{ кН};$$

$$D_{\dot{\sigma}} = \frac{1378,778}{6} = 229,8 \text{ кН};$$

$$\dot{a}_i = 9,235 - 2,448 - 1,85 + 0,125 = 5,062 \text{ м};$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

$$\dot{a}_{\zeta} = 10,25 - 5,062 = 5,188 \text{ м};$$

$$G_{\hat{e}i} = 858,848 \cdot \frac{5,188}{10,25} = 434,7 \text{ кН};$$

$$G_{\hat{e}\zeta} = 858,848 \cdot \frac{5,062}{10,25} = 424,15 \text{ кН};$$

$$P_{i\bar{i}} = \frac{434,7}{3} + \frac{117,33}{3} = 184,01 \text{ кН};$$

$$P_{i\zeta} = \frac{424,15}{3} + \frac{117,33}{3} = 180,49 \text{ кН};$$

$$D_i = 184,01 + 47,55 = 231,56 \text{ кН};$$

$$D_{\zeta} = 180,49 + 47,55 = 228,04 \text{ кН};$$

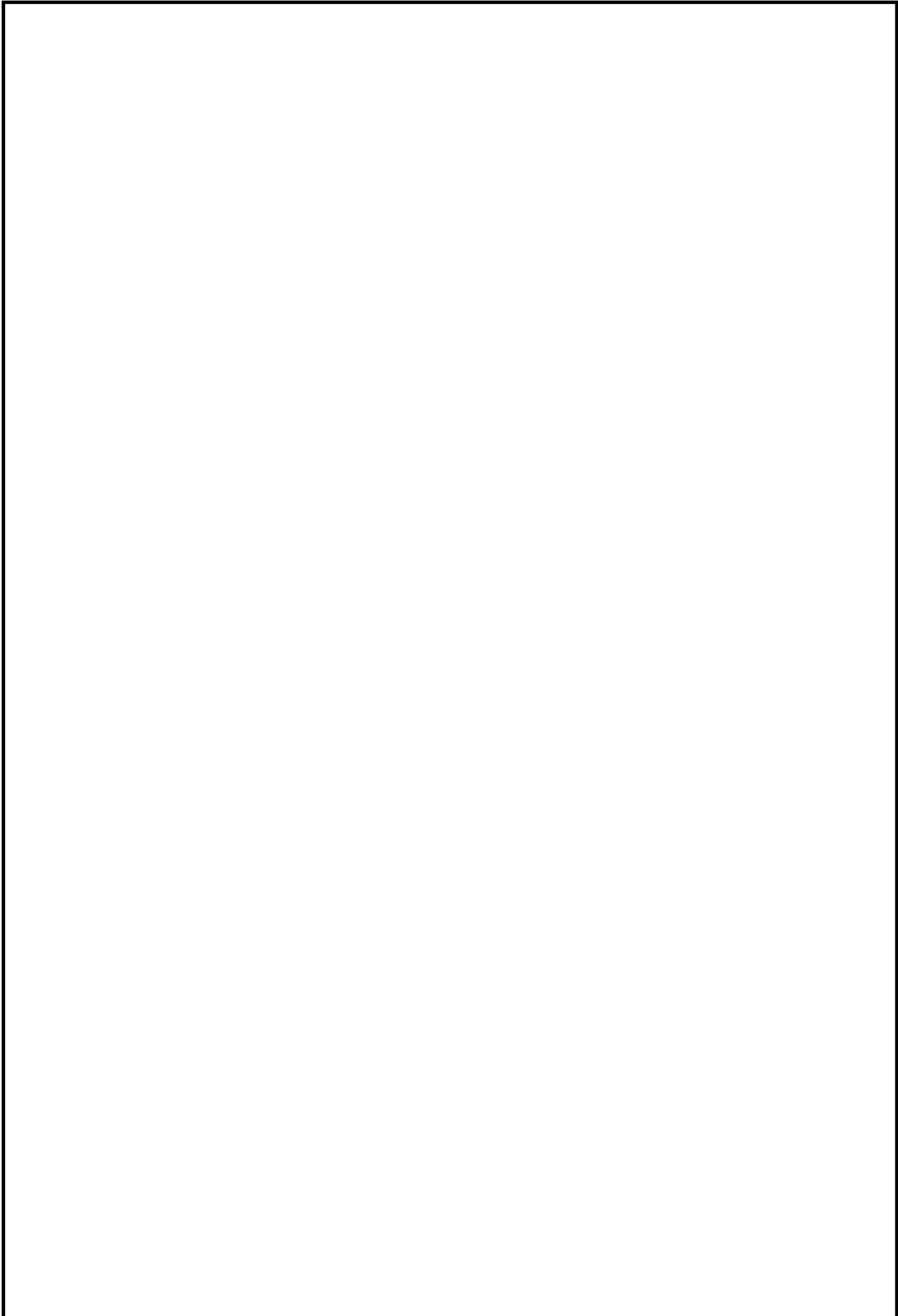
$$\Delta = \frac{|231,56 - 228,04|}{231,56} \cdot 100 = 1,52\%,$$

що менше 3%, тому результати поздовжнього розважування досягнуто – навантажень від кузова на візки та від колісних пар на колію вирівняні.

Ескіз розважування секції проектного тепловоза наведено на рис. 5.2.

Висновки до розділу. У результаті розрахунку навантажень на колію між колісними парами переднього та заднього візків їх відносна різниця склала 4%, що недопустиме за умовою створення дотичній сили тяги колісно-моторними блоками. Тому, встановлюючи баласт вагою 25 кН у пустоти головної рами на відстані 1 м відносно умовної осі моментів вказане навантаження вирівняно до значень 231,56 кН та 228,04 кН відповідно. При цьому відносна різниця між навантаженнями колісних пар на колію для переднього та заднього візків склала 1,52%, що відповідає встановлений нормі.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		99

Рисунок 5.2 – Ескіз розважування секції проектного тепловоза

6 ДИНАМІЧНЕ ВПISУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА

Найбільшу швидкість руху локомотива, що проектується, встановлюють залежно від міцності його вузлів, залізничної колії та з урахуванням забезпечення безпеки його роботи. Під час руху можуть виникати не тільки підвищені динамічні напруження в колії та деталях локомотива, але і явища, небезпечні для руху – розвантаження коліс, сповзання направляючого колеса з головки рейки з наступним сходом з рейок, розшивка колії, резонансні коливання та ін.

Робота локомотива має бути безпечною за конструкційну швидкість на прямих ділянках колії. У кривих на стрілках швидкість руху обмежується.

У процесі проектування широко застосовуються методи математичного та фізичного моделювання динаміки екіпажної частини, що дозволяють розв'язувати задачі оптимального вибору параметрів механічної частини локомотивів. Для попередньої оцінки динамічних якостей можуть бути використані наближені аналітичні та емпіричні методи. Остаточну оцінку динамічних якостей та безпеки руху локомотива може бути дано після проведення комплексних натурних випробувань [8].

Швидкість руху локомотива в кривій, на відміну від руху у прямій, обмежується через зростаючі бічні тиски від коліс на рейки та через неприємні відчуття людини (дискомфарту) при дії поперечних прискорень.

Для визначення сил, що діють на екіпаж у залежності від швидкості руху в кривій, виконують так зване динамічне вписування екіпажа в криву, що передбачає визначення положення візка в кривій і діючих на раму візка сил у залежності від швидкості руху.

Під час виконання необхідних розрахунків приймають наступні допущення. Швидкість руху у кривій вважається постійною, навантаження від коліс на рейки для всіх коліс візка вважаються однаковими, бандажі поза гребенем – циліндричними, крива – ідеальною круговою. Усі колісні пари (осі) закріплені в рамі візка жорстко, тобто не можуть переміщатися друг відносно друга ні в

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		100

повздовжньому, ні в поперечному напрямку. Сили тяги і гальмування відсутні.

При проходженні кривої зовнішня рейка завжди натискає на похилу поверхню гребеня першого по ходу колеса. Горизонтальна складова цього тиску зветься направляючим зусиллям, під дією якого візок повертається в площині кривої. Тому рух рами візка з постійною швидкістю по кривій з радіусом можна розглядати як її обертання навколо центра кривої при збереженні положення на осі рами точки перетину перпендикуляра, опущеного з центра кривої на повздовжню вісь рами. Ця точка називається полюсом обертання, або миттєвим центром обертання. Таке переміщення рами візка можна розкласти на поступальне з тією же швидкістю по напрямку подовжньої осі рами та обертальне з кутовою швидкістю навколо полюса обертання. Якщо перший вид руху відбувається при катанні колеса по рейці, що не викликає помітного опору руху, то останній вид руху відбувається при ковзанні колеса по рейці, що викликає появу сил тертя ковзання, що перешкоджають обертанню. Сили тертя в точках контакту колеса з рейкою визначаються як сили сухого тертя при постійному коефіцієнті тертя. Вони приймаються постійними при русі в кривій [8, 16].

Очевидно, що найбільший бічний тиск буде від зовнішньої рейки на перше по ходу колесо (направляюче зусилля). Надмірне збільшення бічного тиску при збільшенні швидкості може мати своїм наслідком порушення стійкості рейко-шпальної решітки колії або неприпустиме віджимання рейки, викочування гребеня колеса на рейку.

Для визначення допустимої швидкості руху в кривій необхідно розв'язати систему рівнянь рівноваги зусиль, що діють на локомотив.

Прийнято, що відцентрові сили розподілені по всій масі екіпажа, що рухається. Для розрахунку розподілені відцентрові сили приводяться до їхньої рівнодіючої, прикладеної в центрі мас тіла, що рухається. Оскільки центр маси локомотива, що приходиться на один візок, розташований симетрично щодо колісних пар, то відцентрова сила збігається з віссю ординат і має зворотний напрямок.

Під дією направляючої сили та відцентрової сили рама візка повертається навколо полюса обертання, а сили тертя між колесами і рейками перешкоджають

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		101

цьому повороту. Сили тертя завжди перпендикулярні радіусам відповідно і спрямовані убік, протилежний обертанню. Сила тертя ковзання колеса по рейці залежить від сили нормального тиску колеса на рейки і від коефіцієнта тертя. Сила нормального тиску дорівнює половині навантаження на вісь. Оскільки навантаження, на вісь і коефіцієнт тертя є постійними для всіх осей, то всі шість сил тертя рівні між собою.

Критерієм комфортабельності руху у кривій є величина незгашеного прискорення α_1 . Значення максимального прискорення, при якому людина не відчуває почуття страху при вході локомотива у криву не повинне перевищувати $0,7 \text{ м/с}^2$ [16].

Схема сил та моментів, що діють на локомотив під час руху у кривій наведено на рис. 5.1.

Умови рівноваги візка, схема якого зображена на рис. 5.1, описуються системою двох рівнянь статички – рівнянням суми проекцій сил на вісь, перпендикулярну до поздовжньої осі екіпажу, та рівнянням суми моментів сил відносно точку Ω (центр повороту візка). Таким чином, система лінійних рівнянь рівноваги візка локомотива буде мати такий вигляд:

$$\begin{cases} \sum Y = 0; \\ \sum M_{\Omega} = 0. \end{cases} \quad (6.1)$$

Якщо розгорнути ці узагальнені рівняння стосовно до схеми рис. 6.1 і припустити, що зусилля, які спрямовують, можуть діяти як з боку зовнішньої, так і з боку внутрішньої рейки, то отримаємо таку систему

$$\begin{cases} -Y_1 + C - C_1 + Y_3 + 2F_1 \cos \alpha_1 - 2F_3 \cos \alpha_3 = 0; \\ Y_1 X_1 - C X_2 + C_1 X_2 + Y_3 X_3 - (M_{\hat{a}} + \dot{I}_{\delta\delta}) - 2F_1 r_1 - 2F_2 \sin \alpha_2 S - 2F_3 r_3 = 0, \end{cases} \quad (6.2)$$

де Y_1, Y_3 – направляючі зусилля від рейок, що забезпечують поворот візка у кривій, кН;

C – відцентрова сила від маси локомотива, що припадає на один візок, кН;

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

Рисунок 6.1 – Схема зусиль та їх моментів, що діє на візок у кривій

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		103

- C_1 – горизонтальна сила, яка виникає від підвищення зовнішньої рейки на величину h в кривій, кН;
- $(M_{\hat{a}} + \dot{I}_{\delta\delta})$ – сумарний момент від повертаючих сил і сил тертя при повороті візка навколо центрального шкворні; $(M_{\hat{a}} + \dot{I}_{\delta\delta}) = 40$ кН·м [16];
- F_1 – сили тертя в опорних точках коліс, направлені перпендикулярно променям r_3 , кН;
- S – половина відстані між колами кочення бандажів коліс; $S = 0,8$ м [16].

Припускаємо, що візок знаходиться в положенні найбільшого перекосу. Для цього положення полюсна відстань першої (спрямовуючий) колісної пари визначиться за формулою:

$$\tilde{O}_1 = \frac{b}{2} + \frac{R}{b}(2\sigma + \Delta), \quad (6.3)$$

де b – база візка; $b = 4,2$ м;

R – мінімальний радіус кривої для заданої ділянки; $R = 650$ м;

$2\sigma + \Delta$ – ширина колії зазорів, мм.

Мінімальне значення ширини колії зазору буде $2\sigma + \Delta = 0,007$ м [16], тоді

$$\tilde{O}_1 = \frac{4,2}{2} + \frac{650}{4,2} \cdot 0,007 = 3,18 \text{ м.}$$

За схемою, наведеною на рис. 6.1 знайдемо полюсні відстані другій та третій колісних пар:

$$\tilde{O}_2 = 1,1 \text{ м, } \tilde{O}_3 = 1,02 \text{ м.}$$

Середні значення сил тертя в опорних точках коліс вважаються рівними для всіх колісних пар тепловоза. Приблизно вони можуть бути визначені за

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		104

формулою:

$$2F_i = 2\ddot{I} f_{\delta\delta}, \quad (6.4)$$

де $2\ddot{I}$ – статичний тиск від колісної пари на рейки; $2\ddot{I} = 230$ кН;

$f_{\delta\delta}$ – коефіцієнт тертя між рейками і бандажами; $f_{\delta\delta} = 0,25$ [16];

$$2F_1 = 2F_2 = 2F_3 = 230 \cdot 10^3 \cdot 0,25 = 57,5 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

У тривісних візках сучасних тепловозів вільний розбіг середньої колісної пари досягає ± 14 мм, тому поперечна складова сили тертя від середньої колісної пари на раму візка не передається. При складанні рівняння рівноваги моментів враховується лише друга складова сили тертя, що діє уздовж рейок і дорівнює $2F_2 \sin \alpha_2$.

Відцентрова сила діє на візок

$$\tilde{N} = \frac{GV^2}{3,6^2 gR}. \quad (6.5)$$

Сила від піднесення зовнішньої рейки

$$\tilde{N}_1 = \frac{G \cdot h}{2S}, \quad (6.6)$$

де G – частина ваги тепловоза, що припадає на візок; $G = 850$ кН;

h – підвищення зовнішньої рейки в кривій; $h = 0$ м.

Значення $\cos \alpha_i, r_i$ визначаємо з тригонометричних співвідношень: $r_1 = 3,28$ м, $r_2 = 1,35$ м, $r_3 = 1,29$ м, $\cos \alpha_1 = 0,97$, $\sin \alpha_2 = 0,594$, $\cos \alpha_3 = 0,786$.

Найбільша допустима швидкість руху локомотива в кривій визначиться з умови комфортабельності по найбільшій величині непогашеного прискорення $\alpha_i = 0,7$ м/с²

$$V_{\text{äi i}} = \sqrt{R(0,08h + 13\alpha_i)}, \quad (6.7)$$

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						105
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{\text{âîî}} = \sqrt{650(0,08 \cdot 0 + 13 \cdot 0,7)} = 76,9 \text{ км/год.}$$

Припустивши, що $Y_3 = 0$ і позначивши $Ц = C - C_1$, рівняння (6.2) напишемо у вигляді

$$\begin{cases} -Y_1 + \ddot{O} - 43,73 = 0; \\ Y_1 \cdot 3,18 - \ddot{O} \cdot 1,1 - 347,62 = 0. \end{cases}$$

Результат вирішення рівнянь відносно Y_1 і \ddot{O}

$$Y_1 = 153,8 \text{ кН, } \ddot{O} = 143,28 \text{ кН.}$$

Швидкість, відповідна силі $\ddot{O} = 143,28 \text{ кН}$, – $V = 131 \text{ км/год}$. Оскільки отримана швидкість переходу з положення найбільшого перекосу у вільну установку більше конструкційній і максимально допустимою по незгашеному прискоренню, то подальше дослідження положень візка у вільній установці та високих швидкостей не проводимо.

Для положення найбільшого перекосу, у разі, коли остання колісна пара візка притиснута до внутрішньої рейки, задаємося значеннями швидкостей і визначаємо направляючі зусилля і бічний тиск.

Бічний тиск визначаємо за формулою:

$$Y_1' = Y_1 - F_1. \quad (6.8)$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 6.1.

За результатами розрахунків будуємо динамічний паспорт проектного тепловоза в горизонтальній площині (рис. 6.2).

Таблиця 6.1 – Результати розрахунку динамічного паспорта проектного локомотива

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 6.2 – Динамічний паспорт проектного тепловоза в горизонтальній площині

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		107

Продовження табл. 6.1

Залежності, наведені на рис. 6.2 є достатньо характеристичними з точки зору оцінки як безпосередніх силових факторів у контакті колеса з рейкою так і необхідного у багатьох випадках визначення умов безпечного руху, індикаторами яких виступають так звані «критерій безпеки руху», а в нашому випадку величина максимальної швидкості обмежується величиною незгашеного прискорення. Аналізуючи результати динамічного вписування та побудови динамічного паспорту у горизонтальній площині, отримано, що максимально допустима швидкість руху локомотива у кривій з радіусом 650 м по обмеженню за найбільшою величиною незгашеного прискорення $\alpha_i = 0,7 \text{ м/с}^2$ складає 76,9 км/год.

Висновки до розділу. У результаті динамічного вписування встановлено, що максимальна швидкість руху проектного тепловоза у кривій радіусом 650 м з нульовим підвищенням зовнішньої рейки визначається величиною незгашеного прискорення та становить 76,9 км/год внаслідок того що підвищення зовнішньої рейки дорівнює нулю. Тому, для збільшення допустимої швидкості руху у заданій кривій по величині незгашеного прискорення необхідно зробити підвищення зовнішньої рейки.

Максимальна припустима швидкість за обмеженням по бічному тиску складає 106 км/год.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		108

ВИСНОВКИ

Абсолютну більшість тягового рухомого складу українських залізниць побудовано за технічними вимогами 60-х років минулого століття. Переважна кількість локомотивів за своїм технічним станом вимагають на 40–60% більше витрат на технічне обслуговування і ремонт, мають низьку економічність у порівнянні з сучасними моделями. На збільшення собівартості перевезень в значній мірі також впливає зростання цін на дизельне паливо, що спостерігається у сьогоднішніх реаліях. Технічні характеристики наявного локомотивного парку для пасажирських перевезень не в змозі реалізувати швидкості руху більше 140 км/год. Наявний парк не забезпечує пасажирські перевезення, особливо в літній період, і для виконання цієї роботи залучаються вантажні локомотиви швидкісні характеристики яких обмежені. Тягові характеристики локомотивів недостатні для впровадження великовагового руху вантажних поїздів.

В результаті аналізу наявного локомотивного парку зроблено висновок, що у найгіршому стані на даний момент часу у нас знаходяться магістральні вантажні тепловози. Виходячи з цього актуальним питанням є розробка проекту вантажного магістрального тепловоза. Ідея полягає в тому що нові локомотиви не адаптовані під українські потреби. Наприклад, ТЭЗ3А занадто потужний, а в Україні спостерігається спад обсягу вантажних перевезень зі зменшенням маси составів, тому є не доцільним розробляти локомотив над великої потужності.

Окрім цього, принциповою основою для формування комплексу технічних рішень по тяговому рухомому складу нового покоління мають стати:

- створення декількох уніфікованих базових платформ для електровозів та тепловозів;
- реалізація концепції блоково-модульної побудови на основі уніфікованих модулів, систем та їхніх компонентів;
- використання нової технології виготовлення кузовів із сучасних конструкційних матеріалів підвищеної стійкості до корозії, зниженою масою та збільшеним терміном служби;

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
						109
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– уніфіковані кабіни управління з ударно-поглинаючим пристроєм високої енергоємності в лобовій частині високоміцним лобовим і бічним склом з електрообігрівом, пристроями забезпечення необхідного мікроклімату, ергономічним пультом управління та кріслами;

– комплексні бортові автоматизовані мікропроцесорні системи управління;

– бортові діагностичні комплекси з відображенням оперативної інформації на моніторах у кабіні;

– конструкції екіпажної частини, що забезпечують пробіг бандажів колісних пар до 1 млн км;

тепловозні дизелі нового покоління, які відповідають сучасним екологічним вимогам, із мікропроцесорною системою управління та діагностики, або, в загалі, і гібридні локомотиви.

На основі заданих параметрів та характеристик спочатку у першому наближенні було визначено передаточне число тягового осьового редуктора проектного тепловоза, що забезпечує реалізацію дотичної сили тяги проектного тепловоза, крутного моменту тягового двигуна під час роботи у тривалому режимі, а також умову міцності тягового осьового редуктора під час руху тепловоза з конструкційною швидкістю.

Остаточна величина передаточного числа тягового осьового редуктора визначалася з урахуванням заданої довжини централі та становить 4,53. Розрахована величина передаточного числа тягового осьового редуктора проектного тепловоза перевірена за умови розташування у нижній частині габариту тягового рухомого складу веденої зубчастої шестерні з кожухом.

На підставі універсальної (безрозмірної) характеристики тягового генератора тепловоза розрахована та побудована дійсна зовнішня характеристика тягового генератора проектного тепловоза.

Також на основі універсальної характеристики тягового електродвигуна розраховані значення та побудовані електромеханічні характеристики тягового

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		110

електродвигуна проектного тепловоза, на основі яких розраховані та побудовані електротягові характеристики колісно-моторного блока проектного тепловоза.

Отримані електротягові характеристики було перераховано у тягову характеристику проектного тепловоза, також розраховано обмеження сили тяги по зчепленню колісних пар з рейками.

У результаті розрахунку техніко-економічних характеристик проектного тепловоза отримано максимальне значення його коефіцієнта корисної дії, величина якого становить 0,33, а також передачі потужності, що склало 0,91.

Вибір та обґрунтування особливостей конструкції та характеристик елементів екіпажної частини проектного тепловоза повинен виконуватися на підставі ретельного аналізу сучасних конструкцій та досвіду їхньої експлуатації. Нові конструкційні рішення обов'язково піддаються теоретичним та експериментальним дослідженням.

Для проектного тепловоза прийнято суцільнозварний кузов вагонного типу, якій спирається на кожен тривісний візок через чотири комбіновані опори.

В екіпажній частині для зниження негативних наслідків ударів та бічних сил на крайніх осях візків встановлюються пружні осьові упори з натягом. Таким чином жорсткий удар коліс об рейки надходить тільки від сили ваги колісної пари, а створена пружність осьового упору колісної пари значно подовжує шлях, на якому затухає сила, утворена набігаючою частиною екіпажа. Попередній натяг в осьовому упорі зроблений для виключення непотрібного поперечного переміщення крайніх осей відносно рами візка.

Розраховано основні габаритні розміри проектного тепловоза та виконано його габаритний баланс.

Проаналізовано особливості конструкції та характеристик екіпажних частин сучасних тепловозів, на основі цього обрано та сформовано схему ресорного підвішування проектного тепловоза.

Розраховано основні параметри системи ресорного підвішування проектного тепловоза, а саме, виконано розрахунок на міцність елементів

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		111

підвішування – витої циліндричної пружини і гумового амортизатора. Визначено жорсткості циліндричної пружини і гумового амортизатора, а також жорсткість пружного вузла та візка тепловоза. На основі цього розраховано статичний прогин пружного підвішування проектного тепловоза.

У результаті розрахунків встановлено, що величина частоти власних коливань екіпажної частини проектного тепловоза, знаходиться у припустимих межах.

Пружне підвішування локомотива являється складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурююча сила з боку колії та яка породжує її вимушені коливання, що можуть викликати явище резонансу. Для виникнення цього негативного явища визначено величини критичних швидкостей руху.

При оцінці демпфуючих властивостей пружного підвішування на основі розрахованих значень коефіцієнту відносного тертя встановлено, що демпфування в ресорному підвішуванні тепловоза є задовільним, тому що робота тертя становить 3,5% від роботи пружних сил підвішування, що входить у допустимі межі.

Виходячи із принципової схеми системи охолодження, заданих величин тепловідведення у масло та воду, що охолоджує дизель та воду, що охолоджує повітря наддуву, а також температур теплоносіїв на виході з енергетичної установки, а також повітря перед секціями та води на виході з повітроохолоджувача складено рівняння балансу теплопередачі та тепловідведення для обох контурів системи охолодження. Розв'язуючи складені рівняння визначено температури води та масла за водоповітряними секціями, а також температуру води перед повітроохолоджувачем.

Визначена кількість радіаторів секцій холодильника обох контурів системи охолодження та виходячи з вагових та габаритних міркувань виконано компонування холодильної камери.

Система охолодження з паралельним однорядним розташуванням водяних секцій у холодильнику та із застосуванням водомасляного теплообмінника.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		112

За результатами розрахунку встановлено, що «гарячий» контур має 18 секцій, а «холодний» контур – 25 секцій. Враховуючи той факт, що при експлуатації поверхні секцій часто засмічуються при цьому їх теплорозсіюча спроможність значно знижується, а також для більш оптимального розміщення секцій, виконуючи компоновання холодильної камери, приймаємо загальну кількість секцій у холодильнику 44 шт, тобто по 22 шт на бік, у складі – 18 секцій контуру охолодження води дизеля («гарячий» контур) і 26 секцій охолодження масла у теплообміннику та повітря наддування дизеля («холодний» контур).

При розрахунку повітряного тракту холодильної камери розраховано аеродинамічний опір та основні параметри вентиляторів, а саме їхні напір, подачу, потужність, що витрачається на привод вентиляторів, діаметр вентиляторного колеса, частоту його обертання при роботі у номінальному режимі.

У результаті розрахунку навантажень на колію між колісними парами переднього та заднього візків їх відносна різниця склала 4%, що недопустиме за умовою створення дотичній сили тяги колісно-моторними блоками. Тому, встановлюючи баласт вагою 25 кН у пустоті головної рами на відстані 1 м відносно умовної осі моментів вказане навантаження вирівняно до значень 231,56 кН та 228,04 кН відповідно. При цьому відносна різниця між навантаженнями колісних пар на колію для переднього та заднього візків склала 1,52%, що відповідає встановлений нормі.

У результаті динамічного вписування встановлено, що максимальна швидкість руху проектного тепловоза у кривій радіусом 650 м з нульовим підвищенням зовнішньої рейки визначається величиною незгашеного прискорення та становить 76,9 км/год внаслідок того що підвищення зовнішньої рейки дорівнює нулю. Тому, для збільшення допустимої швидкості руху у заданій кривій по величині незгашеного прискорення необхідно зробити підвищення зовнішньої рейки.

Максимальна припустима швидкість за обмеженням по бічному тиску складає 106 км/год.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		113

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Проект Програми Прогнозної оновлення рухомою складу ПАТ «Укрзалізниця» на період до 2021 року. – Київ: ПАТ «Укрзалізниця». 2016. – 66 с.
- 2 Спільна тридцятирічна «Одіссея» вітчизняного транспортного машинобудування і АТ «Укрзалізниця» [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.kvsz.com/index.php/ua/pres-sluzhba/item/2916-spilna-trydtsiatyrichna-odisseia-vitchyznianoho-transportnoho-mashynobuduvannia-i-at-ukrzaliznytsia>.
- 3 Модернизация vs закупка. Как эффективнее закрыть потребность в локомотивах. [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://cfts.org.ua/articles/modernizatsiya_vs_zakupka_kak_effektivnee_zakryt_potrebnost_v_lokomotivakh_1631/114024.
- 4 Єлагін, Ю. В. Стан і оновлення рухомого складу в умовах реформування Укрзалізниці / Ю. В. Єлагін, Ю. В. Глущенко, Л. В. Цапко Л. В. // Проблеми транспортного комплексу України: Вісник економіки транспорту і промисловості. – Харків, 2018. – Вип. 64. – С. 209–216.
- 5 Аналіз використання паливно-енергетичних ресурсів на залізничному транспорті України за 2018 рік [Текст]. – Київ. : ПАТ «Укрзалізниця», 2019. – 138 с.
- 6 Конарев Н.С. Железнодорожный транспорт. Энциклопедия. – М.: Большая Российская Энциклопедия, 1994. – 559 с.
- 7 Боднар, Б. Є. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2010. – 360 с.
- 8 Конструкция, расчет и проектирование локомотивов: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Локомотивостроение» / А. А. Камаев, Н. Г. Аланович, В. А. Камаев и др.; Под ред. А. А. Камаева. – М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
- 9 Бобирь, Д. В. Теорія та конструкція локомотивів: методичні вказівки до курсового та дипломного проектування: у 3 ч. – Ч. 1. – Розрахунок техніко-економічних характеристик тепловоза [Текст] / Д. В. Бобирь, Є. Б. Боднар,

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		114

- М. І. Капіца; Дніпропетр. нац. ун-т. залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2010. – 20 с.
- 10 Скалин Л. В., Кононов В. Е., Бухтеев В. Ф., Ибрагимов М. Л. Экипажная часть тепловозов. Конструкция, долговечность, ремонт. – М.: ООО «Желдориздат», 2008 – 304 с.
 - 11 Тепловоз 2ТЭ116 / С. П. Филонов, А. И. Гибалов, Е. А. Никитин и др. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1996. – 334 с.
 - 12 Руднев В.С., Маношин А.В. Выбор основных параметров экипажной части и компоновочной схемы тепловоза: Методические указания. – М: МИИТ, 2009. – 52 с.
 - 13 Бобирь, Д. В. Теорія та конструкція локомотивів: методичні вказівки до курсового проектування: у 3 ч. – Ч. 2. – Розробка екіпажної частини тепловоза та визначення її основних параметрів [Текст] / Д. В. Бобирь, М. П. Довбня, М. І. Мартишевській; Дніпропетр. націон. універ. залізнич. трансп. ім. ак. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2010. – 21 с.
 - 14 Теорія та конструкція локомотивів. Розрахунок охолоджувальних систем локомотивів [Текст] : методичні вказівки для виконання контрольної роботи, курсового та дипломного проектування / уклад.: Д. В. Бобирь, М. І. Капіца, О. Б. Очкасов, Л. В. Колодій. – Дніпро : Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. – 2018. – 40 с.
 - 15 Поздовжнє розважування тепловозів [Текст] : методичні вказівки до виконання контрольної роботи, курсового та дипломного проектування / уклад. Д. В. Бобирь, Є. Г. Нечаєв, Л. В. Колодій; Дніпропетр. націон. універ. залізнич. трансп. ім. ак. В. Лазаряна. – Д. : Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2014. – 39 с.
 - 16 Бобирь, Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Оцінка динамічних якостей локомотива при вписуванні в криві ділянки колії: методичні вказівки до курсового та дипломного проектування [Текст] / Д. В. Бобирь, В. Н. Сердюк, О. Б. Очкасов; Дніпропетр. нац. ун-т. залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2015. – 22 с.

					0032.206309.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		115