

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Дніпровський національний університет залізничного транспорту  
імені академіка В. Лазаряна

*Кафедра «Локомотиви»*

«ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри

М. І. Капіца

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 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 ВАНТАЖНОГО ТЕПЛОВОЗА З ОСЬОВОЮ  
ФОРМУЛОЮ  $3_0 - 3_0$**

Theme **CONCEPTUAL DESIGN FREIGHT LOCOMOTIVE WITH AXIAL  
FORMULA  $3_0 - 3_0$**

Керівник дипломної  
роботи

Д. В. Бобирь

Нормоконтролер

Л. В. Колодій

Студент групи ЛГ1921

Д. І. Колісник

Student

Daria Kolisnyk

Дніпро, 2020

## Зміст

ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ ЛОКОМОТИВНОГО ПАРКУ УКРАЇНИ, ЙОГО СТРУКТУРНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТА ТЕХНІЧНИЙ СТАН.....	9
1.1 Організація експлуатації вантажних магістральних тепловозів на залізницях України.....	9
1.2 Технічний стан тепловозного парку залізниць України.....	12
2 ПРОЕКТУВАННЯ ТЯГОВОЇ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАНТАЖНОГО ТЕПЛОВОЗА.....	19
2.1 Розрахунок параметрів тягового редуктора.....	23
2.2 Розрахунок електромеханічних характеристик тягового електродвигуна ТЕД і електротягових характеристик колісно-моторного блоку.....	26
2.3 Розрахунок та побудова тягової характеристики проектного тепловоза.....	38
2.4 Розрахунок і побудова економічних характеристик.....	42
3 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА ТА ПАРАМЕТРІВ ЙОГО ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ.....	45
3.1 Загальні відомості про екіпажну частинку проектного тепловоза.....	46
3.2 Визначення розмірів та габаритний баланс проектного тепловоза.....	51
3.3 Загальна характеристика системи пружного підвішування та визначення параметрів.....	55
3.4 Визначення частоти коливань підресореною маси тепловоза.....	67
3.5 Визначення критичної швидкості руху тепловоза.....	68
3.6 Розрахунок демпфірування коливань.....	69
4 РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА.....	72
4.1 Будова та робота системи охолодження.....	72
4.2 Розрахунок водяного контуру дизеля.....	76

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроб.	Колісник				<i>Ескізний проект вантажного тепловоза з осьовою формулою <math>3_0 - 3_0</math></i>		Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.	Бобирь							5	112	
Реценз.							<i>ДНУЗТ, зр. ЛГ1921</i>			
Н. Контр.	Колодій									
Затверд.										

4.3 Розрахунок водяного контуру, що охолоджує масло теплообмінника та повітря наддування .....	80
4.4 Розрахунок теплообмінника.....	81
4.5 Розрахунок вентилятора холодильної камери .....	84
5 ПОЗДОВЖНЄ РОЗВАЖУВАННЯ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА.....	88
6 ДИНАМІЧНЕ ВПИСУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА.....	99
ВИСНОВКИ.....	105
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	111

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		6

## ВСТУП

Протягом останніх десятиліть стан локомотивного парку ПАТ «Укрзалізниці» катастрофічно погіршується, особливо це стосується тепловозів. Середній знос парку локомотивів «Укрзалізниці» становить майже 97%. В тому числі, електровозів – 93,7%, тепловозів магістральних – 99,2%, тепловозів маневрових – 99,9%. Середній вік електровозів складає 40,8 років при нормі 30 років, магістральних тепловозів – 36,5 років при нормативному 20 років, маневрових тепловозів – 36,1 років при нормі 25 років [1]. При цьому, з огляду на зношеність локомотивів в наступні п'ять років вони будуть вибувати з ладу прискореними темпами.

На теперішній час навіть з урахуванням експлуатації локомотивів General Electric, сумарна кількість робочих локомотивів «Укрзалізниці», призначених для вантажних перевезень становить сьогодні всього 579 одиниць і щорічно скорочується в середньому на 4,4% або 25 локомотивів. Так, якщо припустити, що в наступні п'ять років темпи вибуття локомотивів зберігатимуться на рівні 2012–2018 років, то при збереженні поточних показників їх продуктивності та вибування – до 2022-го року у «УЗ» залишиться всього 504 локомотива, здатних перевозити по 0,58 млн тонн на рік. Тобто, загальний обсяг річних потужностей «Укрзалізниці» по вантажообігу складе всього 291 млн тонн на рік [2].

Відповідно до «Комплексної програми оновлення залізничного рухомого складу України», затвердженої наказом Міністерства транспорту та зв'язку України від 14 жовтня 2008 року №1259, передбачено оновлення парку тягового рухомого складу за рахунок створення та впровадження локомотивів нового покоління та модернізації сучасним силовим обладнанням наявних локомотивів для доведення їх показників до сучасних вимог [1].

На даний час головною задачею при проектуванні, створенні нових локомотивів та модернізації існуючих є пошук способів зменшення споживання дизельного пального та скорочення обсягів шкідливих викидів до мінімуму. Перехід на більш чисті види пального вже почався. Надалі основною тенденцією

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

стане перехід до використання транспортних засобів з повністю електричними двигунами. У той же час великі корпорації вкладають все більше і більше коштів у гібридні системи для підвищення гнучкості в проектуванні і монтажі, оптимізації експлуатаційних характеристик і зменшення негативного впливу на навколишнє середовище.

В умовах необхідності оновлення тягового рухомого складу залізниць України постає проблема наукового обґрунтування вибору його характеристик та сертифікації. У зв'язку з цим впливає ряд наукових задач, від вирішення яких залежить ефективне функціонування залізничного транспорту і, як наслідок, економіки в цілому. Одним із напрямків вирішення цього завдання є проектування та будівництво нового тепловоза за сучасними параметрами та стандартами які підходять до експлуатації в умовах Українських залізниць.

*Мета роботи* полягає у проектуванні вантажного тепловоза з осьовою формулою  $3_0-3_0$ , його систем та елементів.

Для досягнення поставленої мети необхідно розглянути та визначити особливості роботи тепловозів, проаналізувати напрямки поліпшення експлуатаційних показників локомотивів, 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.

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1 АНАЛІЗ ЛОКОМОТИВНОГО ПАРКУ УКРАЇНИ, ЙОГО СТРУКТУРНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТА ТЕХНІЧНИЙ СТАН

Аналіз наявного парку тепловозів Укрзалізниці показав, що його фізичний знос складає понад 96 %, а його оновлення в необхідних обсягах за останні десятиліття не було виконано [1]. Це призводить до перевитрат пального локомотивами в експлуатації. Лише в 2018 році закуповується партія з 30 сучасних магістральних локомотивів ТЕ33А, які теж в повному обсязі не вирішут цю проблему. По маневровому парку тепловозів ситуація ще гірша. Аналогічна ситуація по тяговому рухомому складі і в промисловому транспорті, де в переважній кількості використовуються тепловози. Аналіз надійності конструкції тепловозів та їх стану показав, що при проведенні відповідних заходів по продовженню строку служби головних рам локомотивів та рам візків, можлива їх подальша експлуатація до 25 років понад нормативний термін [2].

## 1.1 Організація експлуатації вантажних магістральних тепловозів на залізницях України

Експлуатація локомотивного парку України організована на шести магістральних залізницях (Донецькій, Придніпровській, Південній, Південно-Західній і Львівській).

Парк локомотивів магістральних залізниць знаходиться у підпорядкуванні Державної адміністрації залізничного транспорту України – Укрзалізниці (УЗ) та складається з вантажних, пасажирських і маневрових тепловозів, а також вантажних і пасажирських електровозів.

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

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Експлуатацію, поточне технічне утримання локомотивів і 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 .

Режими роботи тепловозів різних родів служби в експлуатації відрізняються великою різноманітністю та залежать від безлічі чинників. Найбільш значимими чинниками є: профіль колії, графік руху поїздів, рід вантажу та об'єм виконуваної роботи, вантажонапруженість залізничної ділянки, станції або промислового підприємства, кліматичні умови, тип передачі потужності (електрична, гідравлічна), а також параметрів енергетичної установки тепловоза. Широка номенклатура, встановлених дизелів в якості силових установок додатково збільшує число факторів, які впливають на режими роботи тепловозів.

Для оцінки специфіки роботи хронометраж та аналіз діаграм розподілу часу по позиціях контролера машиніста та розраховуються коефіцієнти використання потужності дизеля локомотива. В якості показників, що оцінюють режими роботи тепловозів в експлуатації ці дані є найбільш інформативними. Коефіцієнт використання потужності дизеля локомотива визначається як відношення значення середньоексплуатаційної потужності дизеля до номінальної паспортної потужності [3].

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

Якщо враховується час роботи дизеля під навантаженням і на холостому ході, то коефіцієнт використання потужності носить назву коефіцієнта використання потужності бруто, а якщо враховується тільки час роботи дизеля під навантаженням, то цей коефіцієнт називається коефіцієнтом використання потужності нетто.

Як основну особливість організації ремонтного виробництва слід

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відзначити високий рівень невизначеності виробничої програми та значний рівень коливань у структурі ресурсів, необхідних для ремонту.

Характерні особливості ремонтного виробництва викликані конструктивною різноманітністю ремонтованих технічних засобів, різною зносостійкістю деталей. Це зумовлює нестійкість обсягів ремонту, потреб у матеріалах і трудових витратах, зокрема в організації виробничого процесу.

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

В основу системи технічного обслуговування та ремонту на підприємстві до останнього часу покладено планово попереджувальний принцип, який полегшує планування для ремонтного підприємства, сприяє організації рівномірного завантаження ремонтного процесу, дозволяє оптимально використовувати технологічні лінії та робочу силу.

Тривалість простою в обслуговуванні або ремонті залежить від обсягу та організації робіт, від надійності і ремонтпридатності об'єкта ремонту.

Основні методологічні принципи розрахунку оптимальної структури ремонтного циклу зводяться до встановлення розміру питомих витрат на технічне обслуговування та ремонт рухомого складу при різних значеннях параметрів циклу.

При малій величині міжремонтного пробігу збільшується кількість і частота ремонтів. При цьому більшість деталей та вузлів замінюється при планових ремонтах, повніше використовуються їх технічні ресурси, збільшується експлуатаційна надійність локомотива, але при цьому погіршується його використання та збільшуються витрати на ремонт.

При збільшенні міжремонтних пробігів знижуються витрати на планові види ремонтів і питомі простої на цих ремонтах. Однак ряд деталей і вузлів можуть вичерпати свій технічний ресурс (вийти з ладу) до настання планового ремонту, викликаючи позаплановий ремонт. У цьому випадку знизиться експлуатаційна

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

надійність і збільшаться додаткові витрати, пов'язані з проведенням позапланових ремонтів і відмовами в транспортному обслуговуванні. Тому зростання міжремонтних пробігів обов'язково пов'язане з проведенням заходів щодо збільшення технічних ресурсів деталей і вузлів рухомого складу.

## 1.2 Технічний стан тепловозного парку залізниць України

У локомотивному господарстві – одним з основних складових виробничої інфраструктури залізничного транспорту України – на початку 90-х років минулого століття створився глибокий кризовий стан, зумовлений загальною кризою перехідної економіки країни, різким складом виробництва, життєвого рівня. З 1992 по 2010 рік обсяги вантажних перевезень, що, як відомо, приносять основні доходи залізничному транспорту, зменшилися в 2,5 рази, пасажирських – на третину; майже в 10 разів скоротилися темпи оновлення основних виробничих фондів, що різко призупинило розвиток технічного прогресу галузі.

Також дуже знизилися обсяги вантажних перевезень залізної дороги через політичну ситуацію яка склалася на сході України.

Все це призвело до значного погіршення стану не тільки локомотивного парку залізниць, але й усієї виробничо-технічної бази залізничного транспорту, згорання програм його економічного та соціального розвитку, створило суттєву загрозу надійному та безпечному функціонуванню залізниць.

Для забезпечення життєдіяльності залізничного транспорту зараз вживається система інтенсивних заходів з підвищення ефективності роботи на основі впровадження ресурсозберігаючих та інформаційних технологій організації та забезпечення перевезень, удосконалення системи технічного утримання рухомого складу, колії, засобів енергозабезпечення, зв'язку тощо. Однак це в повній мірі не вирішує проблеми виходу з кризового стану. Необхідні радикальні заходи щодо структурної перебудови залізничного транспорту. Особливе місце в системі відповідних заходів повинне зайняти стратегічне питання подальшого

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розвитку локомотивного парку залізниць.

За останні десять років значно прискорився процес фізичного (технічного) старіння локомотивів. Фізичне зношення електровозів постійного струму становить понад 80%. Відпрацювали нормативний строк служби і підлягають списанню понад 60% інвентарного парку пасажирських електровозів, понад 80% вантажних електровозів постійного струму, 50% вагонів електропоїздів і 35% дизель-поїздів. Прогнозні дані свідчать, якщо не вжити термінових заходів і темпи оновлення та поповнення локомотивного парку залишаться на теперішньому рівні, то в найближчі роки незадоволення попиту на пасажирські перевезення в далекому та місцевому сполученнях може досягти 25%, а в приміському – 50%. Єдиним виходом поки залишається застосування для тяги пасажирських поїздів вантажних локомотивів. Стосовно вантажного тягового рухомого складу це може призвести до суттєвого погіршення в задоволенні попиту на перевезення масових вантажів, серйозних розладів процесу перевезень на окремих електрифікованих лініях. Для того, щоб краще усвідомити перспективні напрями подальшого розвитку локомотивного парку й локомотивного господарства, необхідно перш за все розглянути концептуальні засоби щодо визначення сфер розповсюдження електричної та тепловозної тяги.

Локомотивний парк Укрзалізниці налічує приблизно 2400 тепловозів. У 2013 році спостерігалась фаза системної кризи залізниць України. Головними особливостями були [3]:

– висока зношуваність тягового рухомого складу – 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;

– невеликі обсяги закупівлі нового рухомого складу, з котрим мається ряд серйозних проблем. Ярким прикладом являється експлуатація швидкісних поїздів «Hyundai Rotem», які були закуплені дочірньою структурою УЗ «Українська залізнична швидкісна компанія» перед проведенням чемпіонату з футболу у 2012

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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;

– висока зношеність залізничної інфраструктури;

– внаслідок зависокого ступеня зношеності набуває значний зріст випадків відмови техніки, аварій, збільшення тривалості простою в ремонті, відповідно, собівартість експлуатації.

Для забезпечення перевізного процесу справним тяговим рухомим складом в Укрзалізниці втілюються програми відновлення експлуатаційного парку локомотивів, якими починаючи з 2018 року було передбачено введення в експлуатацію 384 локомотивів. Станом на 1 червня відновлено працездатність 216,5 од локомотивів.

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

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

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 [2].

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

В цілому, по досвіду роботи з іноземними виробниками, ще з часів 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 [4]. Всього випущені понад 3000 машин. З них – більше 300 на спільному підприємстві в Казахстані. Воно робить модифікацію тепловоза під назвою ТЭЗЗА (Тепловоз з Електропередачою, 33 модель, з Асинхронними тяговими двигунами).

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

Тепловоз непогано себе зарекомендувала при експлуатації в країнах Азії (Казахстан, Туркменістан, Киргизстан), а також успішно здійснил ряд демонстраційних рейсів в 2016 році в Україні – на Одеській залізниці.

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 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, пропоновані 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

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

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 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, ТЭ33А 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

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						18
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

## 2 ПРОЕКТУВАННЯ ТЯГОВОЇ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАНТАЖНОГО ТЕПЛОВОЗА

Стадії розробки проектів локомотивів установлені Державним стандартом (ГОСТ 2103-83). Згідно з цим стандартом розробка конструкторської документації та етапи виконання робіт визначаються таким чином: технічне завдання, технічна пропозиція, ескізний проект, технічний проект, робоча документація дослідного зразка (дослідної партії, установчої серії, серійного або масового виробництва) [5].

Технічне завдання (ГОСТ 15.001-83) розробляється замовником або розробником. Воно є вихідним документом для проектування локомотива. Технічне завдання встановлює його найменування, галузь застосування та складові частини, показники призначення (технічні характеристики), техніко-економічні вимоги, що пред'являються до конструкції локомотива, не-обхідні стадії розробки конструкторської документації та її склад, а також спеціальні вимоги до локомотива.

До показників призначення включаються: рід служби, потужність, осьова характеристика (формула), тривала сила тяги (сила тяги тривалого режиму) на ободах коліс, навантаження від колісної пари на рейку, конструкційна швидкість та ін.

Технічні вимоги обумовлюють:

– розміри конструктивного устрою (локомотив повинен вписуватися в габарит рухомого складу, забезпечувати рух по залізничній колії заданої ширини та проходження кривої заданого мінімального радіуса; довжина локомотива повинна бути не більше встановленої норми);

– надійність (строк служби та середній параметр потоку відмов повинні відповідати встановленим Замовником величинам);

– технологічність (відносна трудомісткість не повинна бути більшою, ніж встановлена величина, конструкція складальних одиниць і деталей повинна мати мінімальну трудомісткість при обслуговуванні та ремонті);

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– рівень уніфікації і стандартизації (локомотива у цілому не менший ніж 50 %, екіпірувальні вузли повинні бути повністю уніфіковані та ін.);

– безпеку (аварійно-попереджувальна сигналізація повинна виконуватися згідно зі стандартними вимогами; на локомотиві повинні бути пристрої, які забезпечують рух при тиску в магістральному повітропроводі не нижчому ніж 490 кПа та безпеку локомотивної бригади при ударі в автозчеп при швидкості співударяння 20 км/год та ін.);

– естетичні та ергономічні показники (зручність обслуговування, безпека управління; гігієнічні умови та кольорове оформлення повинні відповідати типовим умовам; рівень звуку не повинен перевищувати стандартні норми; повинні бути забезпечені також санітарно-гігієнічні умови роботи);

– патентну чистоту конструкції локомотива та його окремих вузлів.

У технічному завданні також указується орієнтовна техніко-економічна ефективність локомотива, його лімітна ціна, а також запропонована річна потреба в кількості одиниць (секцій) даного локомотива.

Розробленню технічного завдання передують науково-дослідні та пошукові роботи з вивчення сучасних досягнень галузевої техніки та патентної документації, що забезпечує високу якість технічного завдання, отже створення локомотива, який буде найбільш повно та ефективно задовольняти потреби в перевезеннях. Крім того, аналізується доцільність залучення іноземних партнерів – наукових установ, фірм та ін. – до створення локомотива.

Технічна пропозиція (ГОСТ 2.118-83) – це документ, що розробляється заводом-виготовлювачем з метою уточнення показників або виявлення додаткових техніко-економічних характеристик локомотива, які не були вказані в технічному завданні. Технічна пропозиція виконується на підставі аналізу технічного завдання, розробленого замовником, попередньої конструкторської проробки можливих варіантів локомотива, порівняльної оцінки рішень з урахуванням конструктивних та експлуатаційних особливостей існуючих локомотивів і патентних матеріалів.

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Після узгодження та затвердження встановленим чином технічна пропозиція стає основою для розробки ескізного та технічного проектів.

Ескізний проект розкриває принципові конструктивні рішення, які дають загальне уявлення про будову та принцип роботи локомотива, а також містить дані, що визначають його призначення, основні параметри та габаритні розміри (будівельні креслення).

При розробці ескізного проекту необхідно:

- виконати конструктивну проробку кількох варіантів локомотива в обсязі, достатньому для аналізу та зіставлення;
- виготовити та випробувати фізичні моделі та макети;
- оцінити локомотив за відповідними показниками стандартизації та уніфікації, ергономіки та технічної естетики, охорони праці, виробничої санітарії та патентної чистоти;
- проробити основні питання технології та оцінити технологічність конструкції локомотива;
- скласти технічні вимоги на комплектувальні вироби та матеріали, що розробляються та виготовляються іншими підприємствами.

Ескізний проект включає креслення загального виду локомотива та пояснювальну записку, яка виконується згідно з вимогами чинного стандарту. Після узгодження та затвердження встановленим чином ескізний проект служить основою для розробки технічного проекту та іншої робочої конструкторської документації [5].

Технічний проект (ГОСТ 2.120-83) виконується для формування певно-го уявлення про конструкцію локомотива, його складових частин та одиниць. Він може передбачати розробку варіантів окремих складових частин (вузлів) локомотива – кузова, рами, візків, тягового привода тощо – та оптимального варіанта за результатами випробувань дослідних зразків або моделей. Розробка технічного проекту супроводжується виконанням робіт, які дозволяють переконатися в забезпеченні всіх вимог, що пред'являються до локомотива

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

(технічних, технологічних, економічних, естетичних та інших, установлених технічним завданням).

Технічний проект включає креслення загального виду, складальних одиниць, окремих деталей (за необхідністю) та пояснювальну записку, виконану згідно з ГОСТ 904-78, до якої включаються також розділи, що пояснюють розробку питань, непередбачених ескізним проектом.

Робоча документація на виготовлення дослідного зразка (дослідної партії) створюється на основі затвердженого технічного проекту. На цій стадії проектування:

- розробляються робочі креслення з уточненням конструкції вузлів, деталей, з урахуванням технології механічної обробки та складання;
- завершуються розрахунки вузлів, з'єднань і деталей на міцність;
- складаються відомості уніфікованих, стандартних і нормалізованих деталей;
- формуються переліки необхідних матеріалів і комплектуючих виробів, що поставляються іншими (суміжними) підприємствами;
- оформлюється калькуляція витрат і визначається повна собівартість виготовлення локомотива;
- розраховується економічна ефективність від упровадження нового локомотива в експлуатацію.

Для відпрацювання конструкції та систем нового локомотива виготовляється його дослідний зразок, проводяться випробування (заводські та експлуатаційні). На підставі матеріалів випробувань державна (міжвідомча) комісія складає висновок щодо прийняття дослідного зразка та вносить пропозицію про побудову дослідної партії або організацію серійного виробництва нового локомотива.

Вихідні дані до проектування техніко-економічних характеристик наведені в табл. 2.1.

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Вихідні дані до проектування техніко-економічних характеристик

Параметр	Значення
Ефективна потужність дизеля $N_e$ , кВт	2200
Навантаження на одну колісну пару $2P$ , кН	260
Діаметр колеса $D_k$ , м	1,05
Конструкційна швидкість $V_k$ , км/год	115
Розрахункова швидкість $V_p$ , км/год	25

### 2.1 Розрахунок параметрів тягового редуктора

Передаточне число  $i$  являє собою відношення крутного моменту на ободі колеса до моменту на валу тягового електродвигуна (ТЕД), яке визначається при тривалому режимі роботи колісно-моторного блоку (КМБ), за формулою:

$$i = \frac{M_k}{M_{д\infty}} = \frac{F_{д\infty} D_k}{2M_{д\infty}}, \quad (2.1)$$

де  $F_{д\infty}$  – тривала сила тяги КМБ, кН;

$M_{д\infty}$  – тривалий крутний момент ТЕД, кН·м;

$D_k$  – діаметр колеса, м.

Величини  $F_{д\infty}$  і  $M_{д\infty}$  можуть бути визначені з виразів:

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

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

де  $P_{д\infty}$  – потужність одного ТЕД, кВт;

$V_p$  – розрахункова швидкість тепловоза, км/год;

$n_{д\infty}$  – тривала частота обертання якоря ТЕД, хв<sup>-1</sup>.

$$n_{д\infty} = n_{д\max} \frac{V_p}{V_{\text{кон}}}, \quad (2.4)$$

де  $n_{д\max}$  – максимально допустима частота обертання якоря ТЕД. Для подальших розрахунків прийmemo  $n_{д\max} = 2200$  хв<sup>-1</sup>, [6].

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

$$i_1 = 0,19 \frac{n_{д\max} D_k}{V_{\text{кон}}}, \quad (2.5)$$

де  $V_k$  – конструкційна швидкість тепловоза, км/год.

$$i_1 = 0,19 \frac{2200 \cdot 1,05}{115} = 3,82.$$

Передаточне число, визначене за формулою (2.5), не тільки забезпечить параметри  $F_{д\infty}$  і  $M_{д\infty}$  при тривалому режимі, відповідному тривалості швидкості руху тепловоза, а й забезпечує умову міцності ТЕД, частота обертання якоря якого при конструкційній швидкості не перевищить допустиме значення  $n_{д\max}$ .

Остаточне значення передаточного числа встановлюється з урахуванням прийнятої довжини централі  $A$ , яка показує відстань між осями якоря ТЕД і колісної пари

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

де  $A$  – довжина централі, мм;

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$m$  – модуль зубчастого обмеження;

$z_1, z_2$  – кількість зубів ведучої і веденої шестерень.

Для маневрового тепловоза приймаємо  $A = 468,8$  мм. Модуль зубчастого зачеплення для тепловозних тягових передач приймається  $m = 10$  [6].

Числа зубів ведучої шестірні  $z_1$  і веденого зубчастого колеса  $z_2$  визначається зі спільного рішення двох рівнянь:

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

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot 468,8}{10}; \\ \frac{z_2}{z_1} = 3,82. \end{cases}$$

В результаті рішення отримаємо  $z_1 = 19$  зубів,  $z_2 = 75$  зубів. Тоді передаточне відношення буде

$$i = \frac{75}{19} = 3,95.$$

З огляду на, що КМБ має габаритні обмеження, потрібно перевірити можливість розміщення в нижній частині габариту 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 [5, 6] цю відстань рекомендуються приймати з діапазону  $c = 18 \dots 25$  мм;

$d_2$  – діаметр ділильної окружності веденого колеса, мм.

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$d_2 = 10 \cdot 75 = 750 \text{ мм.}$$

$$\Delta = \frac{1050 - (750 + 2 \cdot 25)}{2} = 125 \geq 120 \dots 130 \text{ мм.}$$

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

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

Електротяговими характеристиками КМБ називають залежності дотичної сили тяги, яка розвивається на ободі колеса і швидкості руху тепловоза від величини струму навантаження:  $F_d = f(I_d)$ ,  $V_d = f(I_d)$  [5].

Вказані залежності можуть бути отримані тільки при сформованому КМБ, який являє собою вузол, що складається із ТЕД, з'єднаного з колісною парою за допомогою тягового редуктора.

Для розрахунку електротягових характеристик використовуються величина передаточного редуктора та електромеханічні характеристики ТЕД, які являють собою залежності обертового моменту та частоти обертання якоря ТЕД від струму навантаження:  $M_d = f(I_d)$ ,  $n_d = f(I_d)$ .

Електромеханічні характеристики ТЕД можуть бути отримані розрахунковим шляхом з використанням універсальних характеристик тягових машин: генератора (рис. 2.1) і тягового електродвигуна (рис. 2.2).

Універсальні (безрозмірні) характеристики тягових електричних машин показують залежності між величинами віднесеними до їх тривалих значень.

Для тягового генератора

$$\bar{U}_Г = \frac{U_Г}{U_{Г\infty}} = f\left(\frac{I_Г}{I_{Г\infty}}\right); \quad \bar{\eta}_Г = \frac{\eta_Г}{\eta_{Г\infty}} = f\left(\frac{I_Г}{I_{Г\infty}}\right). \quad (2.10)$$

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 2.1 – Універсальна характеристика генератора

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>27</i>

Рисунок 2.2 – Універсальна характеристика тягового електродвигуна

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		28

Для тягового електродвигуна

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

Потужність генератора тривалого режиму

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

де  $P_e$  – ефективна потужність дизеля, кВт;

$\eta_{г\infty}$  – ККД генератора;

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

Значення коефіцієнта корисної дії генератора в тривалому режимі можна прийняти  $\eta_{г\infty} = 0,96$  [6].

Коефіцієнт  $\beta_{доп}$  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 [5], тоді

$$\beta_{доп} = \frac{2200 - 0,1 \cdot 2200}{2200} = 0,9;$$

$$P_{г\infty} = 2200 \cdot 0,96 \cdot 0,9 = 1901 \text{ кВт.}$$

Параметри тягового генератора

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

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $U_{Г\max}$  – максимальна напруга генератора, В, приймаємо  $U_{Г\max} = 700$  В [6];

$\bar{U}_{Г\max}$  – відносне значення максимальної напруги.

Для визначення  $\bar{U}_{Г\max}$  знайдемо відносне значення максимальної швидкості руху тепловоза, при якому використовується повна потужність дизеля,

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

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

$V_{\infty}$  – тривала (розрахункова) швидкість, км/год.

$$\bar{V}_{\max} = \frac{115}{25} = 4,6.$$

Після визначення  $\bar{V}_{\max}$ , за універсальною характеристикою ТЕД для значення  $\bar{V}_{\max} = 4,6$  по кривій  $\bar{n} = \frac{n}{n_{\infty}}$ , для максимального значення ослаблення

магнітного поля  $\alpha = 0,38$  знаходимо значення  $\bar{I}_D = \frac{I}{I_{\infty}} = 0,59$ . При цьому значенні

використовується повна потужність дизеля. За цим значенням на універсальній характеристиці генератора знаходимо значення  $\bar{U}_{Г\max} = 1,21$ .

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

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

Тривалий струм генератора

$$I_{Г\infty} = \frac{P_{Г\infty} \cdot 10^3}{U_{Г\infty}} = \frac{1901 \cdot 10^3}{579} = 3283 \text{ А.} \quad (2.16)$$

Дійсну зовнішню характеристику генератора при відомих тривалих

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

значеннях  $U_{Г\infty}$  і  $I_{Г\infty}$  отримаємо шляхом перерахунку безрозмірної універсальної характеристики за формулами:

$$U_{Г} = U_{Г\infty} \cdot \bar{U}_{Г}, \quad (2.17)$$

$$I_{Г} = I_{Г\infty} \cdot \bar{I}_{Г}. \quad (2.18)$$

Розрахунки зведемо в табл. 2.2. За результатами розрахунків будемо зовнішню характеристику на рис. 2.3.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку зовнішньої характеристики генератора

$\bar{I}_{Г}$	$\bar{U}_{Г}$	$I_{Г}, A$	$U_{Г}, B$
0,4	1,21	1313	701
0,6	1,21	1970	701
0,8	1,21	2626	701
0,87	1,21	2856	701
1	1,01	3283	585
1,2	0,83	3940	481
1,4	0,7	4596	405
1,6	0,61	5253	353

Тривала потужність ГЕД

$$P_{д\infty} = \frac{P_{Г\infty}}{\kappa}, \quad (2.19)$$

де  $\kappa = 6$  – кількість тягових двигунів.

$$P_{д\infty} = \frac{1901}{6} = 317 \text{ кВт.}$$

Сила тяги одного колісно-моторного блоку у тривалому режимі, кН,

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 2.3 – Дійсна зовнішня характеристика генератора проектного тепловоза

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

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

де  $\eta_{\text{д}\infty}$  – ККД тягового електродвигуна у тривалому режимі,  $\eta_{\text{д}\infty} = 0,915$  [6].

$$F_{\text{д}\infty} = \frac{3,6 \cdot 317 \cdot 0,915}{25} = 41,8 \text{ кН.}$$

Обертальний момент тягового електродвигуна у тривалому режимі, кН·м,

$$M_{\text{д}\infty} = \frac{F_{\text{д}\infty} D_{\text{к}}}{2i_2 \eta_{\text{зп}}}, \quad (2.21)$$

де  $\eta_{\text{зп}}$  – ККД зубчастої передачі тягового редуктора;

$i_2$  – передаточне відношення тягового осевого редуктора.

$$M_{\text{д}\infty} = \frac{41,8 \cdot 1,05}{2 \cdot 3,95 \cdot 0,975} = 5,7 \text{ кН·м.}$$

Частота обертання вала тягового електродвигуна у тривалому режимі, хв<sup>-1</sup>,

$$n_{\text{д}\infty} = n_{\text{д max}} \frac{V_{\infty}}{V_{\text{кон}}}, \quad (2.22)$$

де  $n_{\text{д max}}$  – максимальна частота обертання ТЕД, хв<sup>-1</sup>.

$$n_{\text{д}\infty} = 2200 \cdot \frac{25}{115} = 478,3 \text{ хв}^{-1}.$$

Значення струму навантаження тягового електродвигуна у тривалому режимі проектного тепловоза при паралельному з'єднанні ТЕД

$$I_{\text{д}\infty} = \frac{I_{\text{Г}\infty}}{\kappa}, \quad (2.23)$$

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

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електромеханічні характеристики ТЕД проектного тепловоза визначаються з співвідношень:

$$M_{д} = M_{д\infty} \cdot \bar{M}_{д}; n_{д} = n_{д\infty} \cdot \bar{n}_{д}; I_{д} = I_{д\infty} \cdot \bar{I}_{д}. \quad (2.24)$$

Значеннями  $\bar{I}_{д}$  потрібно задаватися: 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6. Для кожного значення  $\bar{I}_{д}$  по універсальним характеристикам ТЕД, визначаємо  $\bar{M}_{д}$  і  $\bar{n}_{д}$ . Поточні значення отримаємо з співвідношень (2.24).

Розрахунок електромеханічних характеристик ТЕД здійснюємо для трьох ступенів ослаблення магнітного поля ТЕД ( $\alpha_1 = 1,0$ ,  $\alpha_2 = 0,6$ ,  $\alpha_3 = 0,38$ ). Результати розрахунків зведемо в таблицю 2.3.

За результатами розрахунків будемо електромеханічні характеристики тягового двигуна, які наведені на рис. 2.4.

Для прийнятих значень струму  $I_{д}$  по електромеханічній характеристиці ТЕД знаходимо значення  $M_{д}$  і  $n_{д}$ .

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку електромеханічних характеристик

$I_{д}, A$	Значення параметру для режиму роботи ТЕД											
	ПП ( $\alpha_1 = 100\%$ )				ОП1 ( $\alpha_2 = 60\%$ )				ОП2 ( $\alpha_3 = 0,38$ )			
	$\bar{M}_{д}$	$M_{д},$ кН·м	$\bar{n}_{д}$	$n_{д},$ хв <sup>-1</sup>	$\bar{M}_{д}$	$M_{д},$ кН·м	$\bar{n}_{д}$	$n_{д},$ хв <sup>-1</sup>	$\bar{M}_{д}$	$M_{д},$ кН·м	$\bar{n}_{д}$	$n_{д},$ хв <sup>-1</sup>
273,6	0,4	2,3	2,7	1291	0,275	1,6	3,7	1770	0,17	1	5,8	2774
328,3	0,51	2,9	2,1	1004	0,35	2	2,8	1339	0,24	1,4	4,5	2152
437,8	0,75	4,3	1,4	670	0,55	3,1	1,8	861	0,4	2,3	2,5	1196
547,2	1	5,7	1	478	0,75	4,3	1,3	622	0,57	3,2	1,7	813
656,6	1,285	7,3	0,75	359	1	5,7	1	478	0,77	4,4	1,25	598
766,1	1,593	9,1	0,63	301	1,25	7,1	0,8	383	0,99	5,6	0,99	474
875,5	1,95	11,1	0,52	249	1,55	8,8	0,65	311	1,23	7	0,8	383

Рисунок 2.4 – Електромеханічні характеристики тягового двигуна проектного

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Значення сили тяги КМБ визначається з виразу:

$$F_{\text{д}} = \frac{2 \cdot i_2 \cdot M_{\text{д}}}{D_{\text{к}}} \cdot \eta_{\text{зп}} \quad (2.25)$$

Задаємося значеннями струму ТЕД в межах побудованих залежностей  $M_{\text{д}} = f(I_{\text{д}})$ ,  $n_{\text{д}} = f(I_{\text{д}})$ .

Швидкість руху тепловоза, відповідну знайденому значенню  $n_{\text{д}}$ , знайдемо з формули:

$$V_{\text{д}} = \frac{60 \cdot \pi \cdot D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{1000 \cdot i_2} \quad (2.26)$$

Результати розрахунку електротягових характеристик КМБ тепловоза зведемо в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку електротягових характеристик

$I_{\text{д}}, \text{А}$	Значення параметру для режиму роботи ТЕД											
	ПІ ( $\alpha_1 = 100\%$ )				ОПІ ( $\alpha_2 = 60\%$ )				ОП2 ( $\alpha_3 = 0,38$ )			
	$M_{\text{д}},$ кН·м	$F_{\text{д}},$ кН	$n_{\text{д}},$ хв <sup>-1</sup>	$V,$ $\frac{\text{км}}{\text{год}}$	$M_{\text{д}},$ кН·м	$F_{\text{д}},$ кН	$n_{\text{д}},$ хв <sup>-1</sup>	$V,$ $\frac{\text{км}}{\text{год}}$	$M_{\text{д}},$ кН·м	$F_{\text{д}},$ кН	$n_{\text{д}},$ хв <sup>-1</sup>	$V,$ $\frac{\text{км}}{\text{год}}$
273,6	2,3	16,9	1291	64,7	1,6	11,7	1770	88,6	1	7,3	2774	138,9
328,3	2,9	21,3	1004	50,3	2	14,7	1339	67,1	1,4	10,3	2152	107,8
437,8	4,3	31,5	670	33,6	3,1	22,7	861	43,1	2,3	16,9	1196	59,9
547,2	5,7	41,8	478	23,9	4,3	31,5	622	31,2	3,2	23,5	813	40,7
656,6	7,3	53,6	359	18	5,7	41,8	478	23,9	4,4	32,3	598	29,9
766,1	9,1	66,8	301	15,1	7,1	52,1	383	19,2	5,6	41,1	474	23,7
875,5	11,1	81,4	249	12,5	8,8	64,6	311	15,6	7	51,4	383	19,2

За результатами розрахунків будуюмо електротягові характеристики КМБ тепловоза заданої потужності (рис. 2.5).

					0032.150184.000.04MP.ПЗ				Арк.
									36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Рисунок 2.5 – Електролягові характеристики КМБ проектного тепловоза

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

### 2.3 Розрахунок та побудова тягової характеристики проектного тепловоза

Тягової характеристикою тепловоза називають графічну залежність дотичної сили тяги від швидкості руху при заданій потужності силової установки.

Задаємося рядом значень струму навантаження і по кривих  $F_d = f(I_d)$ ,  $V_d = f(I_d)$  визначимо значення дотичній сили тяги та швидкості руху, які відповідають прийнятним значенням струму навантаження. Розрахунок проводиться для всіх трьох режимів роботи ТЕД: повного поля (ПП), ослабленого поля першого ступеня (ОП1) і ослабленого поля другого ступеня (ОП2).

Сумарне значення дотичній сили тяги тепловоза визначається з урахуванням кількості ТЕД, які створюють тягове зусилля тепловоза

$$F_{\text{дот}} = F_d \cdot k. \quad (2.28)$$

Для визначення швидкості переходу з ПП (повне поле) на ОП1 і ОП2 (ослаблення поля першого та другого ступеня) використовуємо співвідношення:

$$V_{\text{пр}}^{\text{ОП1-2}} = V_{\text{обр}}^{\text{ОП1-2}} \cdot \frac{i_{\text{обр}}}{i_2}, \quad (2.29)$$

де  $V_{\text{обр}}^{\text{ОП1-2}}$  – швидкості переходу тепловоза-зразка, км/год;

$i_{\text{обр}}$  – передаточне відношення тепловоза-зразка. В якості тепловоза-зразка прийнято тепловоз ТЭ116, тоді  $i_{\text{обр}} = 4,41$  [7].

Зворотній перехід (ОП2-ОП1-ПП) відбувається при швидкості руху на 10 км/год меншою, ніж прямий перехід.

Швидкості переходу тепловоза-зразка наступні [7]:

$$V_{\text{обр}}^{\text{ПП-ОП1}} = 38 \text{ км/год}, \quad V_{\text{обр}}^{\text{ОП1-ОП2}} = 62,5 \text{ км/год}.$$

Швидкості переходу проектного тепловоза будуть наступні:

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{\text{пр}}^{\text{ПП-ОП1}} = 38 \cdot \frac{4,41}{3,95} = 42,4 \text{ км/год};$$

$$V_{\text{пр}}^{\text{ОП1-ОП2}} = 62,5 \cdot \frac{4,41}{3,95} = 69,8 \text{ км/год};$$

$$V_{\text{пр}}^{\text{ОП1-ПП}} = 32,4 \text{ км/год};$$

$$V_{\text{пр}}^{\text{ОП2-ОП1}} = 59,8 \text{ км/год}.$$

Результати розрахунку тягової характеристики проектного тепловоза зведено в табл. 2.5.

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку тягової характеристики

$V_{\text{д}}$ , км год	Режим роботи ТЕД					
	ПП ( $\alpha_1 = 100\%$ )		ОП1 ( $\alpha_2 = 60\%$ )		ОП2 ( $\alpha_3 = 0,38$ )	
	$F_{\text{д}}$ , кН	$F_{\text{дот}}$ , кН	$F_{\text{д}}$ , кН	$F_{\text{дот}}$ , кН	$F_{\text{д}}$ , кН	$F_{\text{дот}}$ , кН
14	73,6	441,6				
20	52,5	315				
27	39,5	237	38,5	231		
30	35,8	214,8	34,6	207,6		
37	29,3	175,8	28	168		
40			25,9	155,4		
50			20,7	124,2		
50,8			20,4	122,4	20,2	121,2
60			17,2	103,2	17,2	103,2
60,8			17	102	17	102
70					14,8	88,8
80					13	78
90					11,5	69
100					10,4	62,4
110					9,5	57
120					8,7	52,2

За результатами розрахунку будемо тягову характеристику проектного локомотива  $F_{\text{дот}} = f(V)$  (рис. 2.6).

Для нанесення обмеження по тривалому току  $I_{\text{до}\infty} = 547,2$  А по електротяговим характеристиками КМБ знайдемо величину  $F_{\text{до}\infty}$  одного КМБ. Вона становитиме  $F_{\text{до}\infty} = 41,8$  кН.

Тоді тривала сила тяги тепловоза:

$$F_{\text{дот}\infty} = F_{\text{до}\infty} \cdot k = 41,8 \cdot 6 = 250,8 \text{ кН.} \quad (2.30)$$

Отримане значення відкладаємо на тяговій характеристиці (рис. 2.6).

Для накладення на тягову характеристику обмеження по зчепленню коліс з рейками використовуємо основний закон локомотивної тяги  $F_{\text{дот}} \leq F_{\text{зч}}$ , де  $F_{\text{зч}}$  – сила зчеплення коліс з рейками, кН,

$$F_{\text{зч}} = \psi_p \cdot P_{\text{зч}}, \quad (2.31)$$

де  $P_{\text{зч}}$  – зчіпна вага тепловоза, кН;

$\psi_p$  – розрахунковий коефіцієнт зчеплення.

Осьове навантаження згідно початковим даними буде

$$P_{\text{зч}} = 2\Pi \cdot k, \quad (2.32)$$

$$P_{\text{зч}} = 260 \cdot 6 = 1560 \text{ кН.}$$

Для проектного тепловоза

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

Тоді для:  $V = 0$  км/год,  $\psi_p = 0,3$ ;  $F_{\text{зч}} = 468$  кН;

$V = 5$  км/год,  $\psi_p = 0,272$ ;  $F_{\text{зч}} = 424$  кН;

$V = 10$  км/год,  $\psi_p = 0,251$ ;  $F_{\text{зч}} = 392$  кН;

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 2.6 – Тягова характеристика проектного тепловоза

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$V = 15 \text{ км/год}, \psi_p = 0,236; F_{зч} = 368 \text{ кН};$$

$$V = 20 \text{ км/год}, \psi_p = 0,223; F_{зч} = 348 \text{ кН}.$$

$$V = 25 \text{ км/год}, \psi_p = 0,213; F_{зч} = 333 \text{ кН};$$

$$V = 30 \text{ км/год}, \psi_p = 0,205; F_{зч} = 320 \text{ кН}.$$

Точка перетину кривих вказує швидкість руху, при якій здійснюється вихід на автоматичну частину тягової характеристики повного використання потужності силової установки.

## 2.4 Розрахунок і побудова економічних характеристик

Основним економічним показником тепловоза є його коефіцієнт корисної дії (ККД), що показує відношення корисної роботи, яка здійснюється тепловозом, до витраченої роботи:

$$\eta_T = \frac{3600 \cdot P_{\text{дот}}}{B_{\text{год}} \cdot Q_p^H}, \quad (2.34)$$

де  $P_K$  – дотична потужність тепловоза, кВт;

$B_{\text{год}}$  – годинна витрата палива, кг/год;

$Q_p^H$  – питома теплота згоряння палива, кДж/кг,  $Q_p^H = 42745$  кДж/кг [20].

Розрахуємо залежності  $P_{\text{дот}} = f(V)$ ,  $B_{\text{год}} = f(V)$  за формулами:

$$P_{\text{дот}} = \frac{F_{\text{дот}} \cdot V}{3,6}, \quad (2.35)$$

$$B_{\text{год}} = g_e \cdot P_e, \quad (2.36)$$

де  $g_e$  – питома витрата палива. Для проектного тепловоза  $g_e = 0,210$  кг/(кВт·год) [7];

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

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$F_{\text{дот}}$  – дотична сила тяги тепловоза, кН;

$$B_{\text{год}} = 0,210 \cdot 2200 = 462 \text{ кг/год.}$$

Значення дотичній сили тяги визначаються по тяговій характеристиці тепловоза для всіх трьох режимів роботи ТЕД.

При проектуванні тепловозів, дизель яких мають об'єднаний регулятор кількості обертів, значення ефективної потужності  $P_e$  приймається постійним.

Для економічної оцінки передачі потужності проектного тепловоза потрібно побудувати залежність ККД передачі від швидкості руху

$$\eta_{\text{пер}} = \frac{P_{\text{дот}}}{P_e - \sum P_{\text{доп}}} \quad (2.37)$$

Розрахунок економічних характеристик зведемо в табл. 2.7.

Економічні характеристики проектного тепловоза наведені на рис. 2.7.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку техніко-економічних характеристик

V, км год	Параметр для режиму роботи ТЕД											
	ПП ( $\alpha_1 = 100\%$ )				ОП1 ( $\alpha_2 = 60\%$ )				ОП2 ( $\alpha_3 = 38\%$ )			
	$F_{\text{дот}},$ кН	$P_{\text{дот}},$ кВт	$\eta_{\text{пер}}$	$\eta_{\text{T}}$	$F_{\text{дот}},$ кН	$P_{\text{дот}},$ кВт	$\eta_{\text{пер}}$	$\eta_{\text{T}}$	$F_{\text{дот}},$ кН	$P_{\text{дот}},$ кВт	$\eta_{\text{пер}}$	$\eta_{\text{T}}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	468	0	0	0								
12,5	492	1708	0,86	0,31								
20	315	1750	0,88	0,32								
25	255	1771	0,89	0,32								
32,4	199,2	1793	0,91	0,33	192	1728	0,87	0,32				
40	163,2	1813	0,92	0,33	155,4	1727	0,87	0,31				
42,4	154,8	1823	0,92	0,33	146,4	1724	0,87	0,31				
50					124,2	1725	0,87	0,31				
59,8					103,8	1724	0,87	0,31	103,2	1714	0,87	0,31

Продовження табл. 2.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
60					103,2	1720	0,87	0,31	103,2	1720	0,87	0,31
69,8					88,8	1722	0,87	0,31	88,8	1722	0,87	0,31
70									88,8	1727	0,87	0,31
80									78	1733	0,88	0,32
90									69	1725	0,87	0,31
100									62,4	1733	0,88	0,32
110									57	1742	0,88	0,32
115									54,6	1744	0,88	0,32

**Висновки до розділу.** На основі вихідних даних до роботи у першому наближенні визначено передаточне число тягового осьового редуктора, яке забезпечує реалізацію дотичної сили тяги тепловоза, крутячого моменту тягового двигуна у тривалому режимі, а також умову його міцності при конструкційній швидкості. Остаточне значення передаточного числа встановлено з урахуванням прийнятої довжини централі та склало  $i = 3,95$ . Окрім цього отримане значення передаточного числа перевірено за умовою розміщення в нижній частині габариту рухомого складу веденого зубчастого колеса з кожухом.

З використанням універсальних характеристик тягового генератора розрахована та побудована дійсна зовнішня характеристика тягового генератора, а на основі універсальної (безрозмірної) характеристики тягового електродвигуна розраховані та побудовані електромеханічні характеристики ТЕД, які потім перераховані в електротягові характеристики КМБ.

На основі отриманих електротягових характеристик КМБ розрахована тягова характеристика проектного тепловоза та побудовані обмеження по зчепленню колісних пар з рейками.

При розрахунку та побудові техніко-економічних характеристик проектного тепловоза отримано максимальне значення його ККД, яке склало 0,33, а також передачі – 0,92.

												Арк.
												44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								

0032.150184.000.04МР.ПЗ

Рисунок 2.7 – Техніко-економічні характеристики проектного тепловоза

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

### 3 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА ТА ПАРАМЕТРІВ ЙОГО ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ

#### 3.1 Загальні відомості про екіпажну частинку проектного тепловоза

Під час руху тепловоза по рейковій колії його підресорені частини роблять складні коливальні рухи. Основними причинами цього є нерівності колії через стиків між рейками, нерівномірність зносу рейок і допусків на їх укладання, можливі вибоїни, конічність бандажів і ін.

Зазначені вище коливання супроводжуються силами, які не тільки передаються від колеса на рейку, але і в такій же мірі діють на колесо, а через нього на інші частини конструкції тепловоза.

Збільшення значення цих сил може призвести до порушення плавності ходу, до неприпустимих зносів конструкції, а також розладу колії і навіть викликати сходження колісних пар з рейок. Тому динамічним якостям тепловоза і питань впливу його на колію приділяється найсерйозніша увага, а вибір конструкції та характеристик екіпажної частини проводиться на підставі всебічного аналізу існуючих конструкцій і досвіду їх експлуатації. Нові конструкції піддаються обов'язково теоретичним і експериментальним дослідженням. Кожному залізничного екіпажу властива власна частота вертикальних коливань надресорної будови, яка визначається вагою, особливостями конструкції та характеристиками пружного підвішування.

Під час руху тепловоза від поштовхів на стиках виникають коливання надресорної будови. При швидкості, коли частота наїздів на стики близька або збігається з частотою власних коливань підвішування, величина (амплітуда) коливань значно зростає. Така швидкість руху тепловоза називається критичною. Для тепловозів проектуемого тепловоза критична швидкість повинна бути вище конструкційної.

Крім стиків, на екіпаж локомотива діє безліч неперіодичних імпульсів, що

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

викликають по суті безперервне коливання надресорної будови з власною частотою. Щоб уникнути неприпустимого збільшення амплітуди коливання локомотива в системі ресорного підвішування необхідно мати демпфування. Цю роль в ресорному підвішування проектного тепловоза виконують листові ресори.

Звичайною формою руху залізничного екіпажу у прямій є звивистий рух або виляння. Причини цього – нерівності колії в плані, які надають екіпажу бічні поштовхи, наявність зазору між ребордами коліс і рейками, конічність бандажів та інш.

Виляння має свої позитивні сторони. Постійне коливання середньої лінії екіпажу біля середньої лінії колії знижує знос гребенів і зменшує прокат бандажів через відсутність постійного контакту між гребенем і рейкою і безперервного переміщення кола катання коліс. Але при певних несприятливих умовах виляння може викликати великі горизонтальні тиски на рейки та великі горизонтальні коливання надресорних будови.

На проектному тепловозі приймаємо наступну конструкцію: кузов вагонного типу спирається на два уніфікованих безщелепних візка через комбіновані опори (опорно-повертаючі пристрої). За рахунок цього створюється необхідний момент тертя, що перешкоджає повороту візків і знижує частоту виляння, що сприяє зниженню бічних сил. Повздовжні та поперечні горизонтальні сили між рамою візка та рамою локомотива передаються за допомогою шкворня.

Схема візка тепловоза наведена на рис. 3.1. Для зменшення імовірності галопування візка демпфери (гасники коливань) розташовані лише на крайніх колісних парах візка.

Уніфікований візок надає можливість роботи на колії шириною від 1520 до 1435 мм з вписуванням в габарит 02-ВМ за рахунок зміни положення дисків колісних центрів або їх зсування на колісній парі, окрім цього, надає можливість установки гальмівного обладнання двох систем гальм: типу Матросова для вантажних тепловозів і типу Кнорр зі ступінчастим натисканням для тепловозів з конструкційної швидкістю 120 км/год і вище [7].

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 3.1 – Візок проектного

тепловоза:

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.150184.000.04MP.ПЗ

Арк.

48

Візок складається з наступних основних частин: рами візка, трьох колісно-моторних блоків, пружного підвішування, опорно-повертаючих пристроїв, важеля передачі гальма, гальмівного повітропроводу, пісочного трубопроводу. Безщелепний тривісний візок з індивідуальним приводом кожної колісної пари через односторонній одноступінчастий тяговий редуктор від тягового електродвигуна постійного струму ЭД-118А або ЭД-118Б з циркуляційної примусовою системою змащення моторно-осьових підшипників. Установка двигунів на візку виконана опорно-осьовий з рядним їх розташуванням. Таке розташування двигунів є одним із засобів поліпшення використання зчіпний маси за рахунок однакового розподілу навантажень по осях від тяги при русі тепловоза. Як показали випробування, при такому розташуванні двигунів зчіпна вага тепловоза використовується на 10–12% краще в порівнянні з тепловозами зі змішаною установкою двигунів [7].

Зв'язок між рамою візка та колісними парами здійснюється через повідкові безщелепні букси з жорсткими осьовими упорами кочення односторонньої дії. Такий зв'язок дозволяє передавати від колісних пар на раму візка пружно, без наявності тертя ковзання силу тяги та гальмування, поперечні сили при набіганні на рейки, а також забезпечувати симетричність і паралельність осей колісних пар в рамі візка при коливальних її переміщеннях. Крім того, для зменшення впливу тепловоза на колію збільшена поперечна рухливість середньої колісної пари за рахунок установки се в буксах з вільним осьовим розбігом  $\pm 14$  мм.

Положення рами візка відносно колісних пар визначається пружинними комплектами індивідуального буксового пружного підвішування. Пружне підвішування забезпечує зазор 40–50 мм між корпусом букси і боковиною рами візка, необхідний для запобігання ударів при коливаннях надресорної будови, що виникають при русі тепловоза та залежних від стану колії. Кожен пружинний комплект встановлюється з прокладками, які служать для регулювання розподілу навантажень по осях тепловоза.

Паралельно індивідуальному буксовому пружному підвішуванню включені

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

фрикційні гасителі коливань сухого тертя, які здатні одночасно гасити всі три види коливань: підстрибування, галопування та поперечну качку. Демпфірування коливань регулюється зміною сили тертя. Коефіцієнт демпфування, що є відношенням роботи сил тертя фрикційних гасителів до роботи пружних сил системи пружного підвішування при зміні прогину від нуля до статичного, дорівнює 4–5.

В конструкції візка застосовано пневматичне, індивідуальне (для кожного колеса) колодкове гальма з двостороннім натисканням чавунних гребньових гальмівних колодок на колеса тепловоза. Кожне колесо має свій гальмівний циліндр. Важільна передача між циліндром і колодками володіє підвищеною жорсткістю в поперечній площині завдяки установці між гальмівними колодками поперечних тріангелей для більш надійного утримання колодок від сповзання з бандажів і можливості застосування безгребневих секційних гальмівних колодок. Установчий вихід штока гальмівного циліндра становить 55 мм при зазорі 7 мм між колодкою та бандажем. Експлуатаційний вихід штока повинен бути в межах 55–120 мм. Для його регулювання на поздовжніх тягах важеля передачі встановлені регулятори виходу штока гальмівного циліндра типу "гвинт-гайка".

Навантаження від надвізкової будови тепловоза передається на чотири комбіновані роликові опори, які розміщені на боковинах рами візка. Кожна опора по відношенню до центру повороту візка встановлена так, що її роликова частина забезпечує поворот візка та повертаючий момент, а поперечне переміщення кузова (віднос) досягається за рахунок поперечного зсуву комплекту з семи гумових елементів, встановлених на верхній плиті роликової опори. Повертаючий момент і момент пружних сил опор забезпечує без додаткових демпферів гасіння відносних коливань кузова та візків в горизонтальній площині при русі тепловоза зі швидкістю до 120 км/год. При такому опорно-повертаючому пристрої можливий стійкий максимальний поворот візка (з урахуванням відносу) відносно кузова до 5°, а пружне спірання кузова дозволяє отримати додатковий прогин до 20 мм в пружному підвішування тепловоза.

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сила тяги від рами візка на кузов передається шкворневим вузлом, що забезпечує поперечну вільнопружну рухливість шкворня кузова  $\pm 40$  мм. Шкворень також є віссю повороту візка в горизонтальній площині. Внаслідок малої відстані між колісними парами візка (1850 мм) і рядного розташування двигунів шкворневий вузол розміщений на поздовжній балці, розташованій над боковинами рами візка. Хоча таке розташування пристрою передачі сили тяги і знижує її реалізацію, але завдяки рядному розташуванню двигунів, зосередження основного прогину ресорного підвішування в першому ступені, повідкової безщелепної букси та пружного спирання кузова на раму візка теоретичний коефіцієнт використання зчіпний маси тепловоза становить 0,89, що значно вище в порівнянні з іншими серіями тепловозів.

### 3.2 Визначення розмірів та габаритний баланс проектного тепловоза

*Довжина проектного тепловоза по осях автосцепів  $L_T$*  пропорційна ефективної потужності силової установки  $P_e$ . Її остаточна величина встановлюється в процесі компонування обладнання проектного тепловоза.

Попередньо величина  $L'_T$  для тепловоза потужністю від 1000 кВт до 3000 кВт може бути визначена за допомогою наступної емпіричної залежності:

$$L'_T = P_e \cdot (13 - 0,0012 \cdot P_e) = 2200 \cdot (13 - 0,012 \cdot 2200) = 22792 \text{ мм.} \quad (3.1)$$

При попередній оцінці довжини секції тепловоза виходимо з наступних міркувань – максимальна довжина секції  $L_{T \max}$  обмежується технічними вимогами на довжину ремонтних стійл депо та мінімальним радіусом кривих на ділянках звернення локомотива, а мінімальна довжина секції  $L_{T \min}$  – міцністю верхньої будови колії та штучних споруд (наприклад, мостів) [8].

Таким чином, при проектуванні локомотива повинна бути виконана умова:

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

									Арк.
									51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04MP.ПЗ				

Мінімальна довжина секції тепловоза  $L_{T\min}$  може бути визначена з виразу:

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

де  $[q]$  – гранично припустиме навантаження на 1 метр колія, т/м. Приймаємо  $[q] = 88,5$  кН/м [8].

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

Максимальна довжина секції тепловоза  $L_{T\max}$  по осях автозчепів відповідно до ГОСТ 25463-82 і технічними вимогами на тепловози нового покоління з електричною передачею встановлюється не більше 22 800 мм [8].

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

**База секції тепловоза  $l_{\zeta}$**  – це відстань між шкворнями (центрами повороту візків в кривих навколо осі рами тепловоза) або геометричними центрами візків однієї секції локомотива, рис. 3.2. Попередньо, база секції  $l_{\zeta}$  може бути встановлена з наступного виразу:

$$l_{\zeta} = e \cdot L_T, \quad (3.4)$$

де  $e$  – емпіричний коефіцієнт. Для тепловозів з тривісними візками і довжиною до 20 м приймається із діапазону  $e = 0,5 \dots 0,52$  [8]. Приймаємо  $e = 0,5$ .

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

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

$$n_K \cdot l_K + l_{\text{маш}} + l_{\text{хол}} = n_{\text{віз}} \cdot l_{\text{віз}} + 2 \cdot l_{\text{зв}} + l_{\text{мт}}, \quad (3.5)$$

де  $n_K = 2$  – кількість кабін машиніста секції тепловоза;

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 3.2 – Габаритный баланс проектного тепловоза

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$l_K$  – довжина кабіни машиніста, мм;

$l_{\text{маш}}$  – довжина машинного відділення, мм;

$l_{\text{хол}}$  – довжина холодильника, мм;

$n_{\text{віз}} = 2$  – кількість візків в секції тепловоза;

$l_{\text{віз}}$  – довжина візка, мм;

$l_{\text{зв}}$  – довжина звису рами локомотива відносно зовнішніх габаритів візка, мм;

$l_{\text{мт}}$  – довжина міжвізкового простору, мм.

*Довжина машинного відділення  $l_{\text{маш}}$  залежить від потужності та габаритних розмірів силової установки тепловоза*

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

*Довжину кабіни машиніста з урахуванням норм техніки безпеки та виробничої санітарії приймаємо рівною  $l_K = 2$  м [8].*

*Довжина візка  $l_{\text{віз}}$  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:

$$l_{\text{віз}} = (1,7 \dots 1,9) \cdot n_0, \quad (3.7)$$

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

$$l_{\text{віз}} = (1,7 \dots 1,9) \cdot 3 = 5,1 \dots 5,7 \text{ м.}$$

При традиційному компонуванні охолоджувальних пристроїв дизеля тепловоза у вигляді шахти холодильника з вентиляторами охолодження орієнтовна *довжина холодильника  $l_{\text{хол}}$*  визначається з наступного емпіричного виразу:

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_{\text{ХОЛ}} = 5,6 \cdot 10^{-4} \cdot P_e + 1,14 = 5,6 \cdot 10^{-4} \cdot 2200 + 1,14 = 2,372 \text{ м.} \quad (3.8)$$

*Довжину одного звису рами локомотива* приймаємо  $l_{\text{ЗВ}} = 1,25 \text{ м}$  [8].

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

$$l_{\text{МТ}} = n_{\text{К}} \cdot l_{\text{К}} + l_{\text{Маш}} + l_{\text{ХОЛ}} - n_{\text{Віз}} \cdot l_{\text{Віз}} - 2 \cdot l_{\text{ЗВ}}, \quad (3.9)$$

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

**Ширина та висота проектного тепловоза.** Максимальна ширина будівельного обрису локомотива  $B_{\text{Л}}$  обмежена габаритом рухомого складу. Згідно вимог стандарту ГОСТ 9238-83 для проектного тепловоза приймаємо габарит 0-ВМ (01-Т), тоді  $B_{\text{Л}} = 3,15 \text{ м}$ .

Висота будівельного обрису тепловоза  $H_{\text{Л}}$  визначається від рівня верху головки рейки. Відповідно до габаритів рухомого складу 0-ВМ (01-Т) максимальне значення величини  $H_{\text{Л}} = 5,2 \text{ м}$  [8].

### 3.3 Загальна характеристика системи пружного підвішування та визначення параметрів

Пружне підвішування тепловоза призначене для зменшення динамічного впливу коліс на рейки при русі по нерівностях колії, забезпечення плавності ходу тепловоза та передачі ваги кузова та візків на колісні пари. З іншого боку, пружне підвішування полегшує виконання правильного розподілу навантаження від ваги тепловоза між колісними парами, а також забезпечує часткову передачу горизонтальних сил з боку коліс на раму візка.

Схема пружного підвішування візка наведена на рис. 3.3.

										Арк.
										55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04МР.ПЗ					

Рисунок 3.3 – Пружне підвішування проектного тепловоза:

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.150184.000.04МР.ПЗ

Арк.

56



Рисунок 3.4 – Пружинний комплект пружного підвішування:

- 1, 5 – опорні плити; 2, 3, 4 – пружини; 6 – регулювальні прокладки;  
7 – опорний кронштейн на рамі візка; 8 – технологічна шайба;  
9 – технологічний болт

Перед установкою на візок пружинні комплекти збирають і стягують спеціальними технологічними болтами 9, які після остаточного складання візка знімають. На одному візку встановлюють пружинні комплекти тільки однієї з груп.

Секція тепловоза може мати візки з пружинними комплектами пружного підвішування тільки однієї групи або тільки I і II, або II і III груп. Номер групи жорсткості пружинних комплектів вказується в паспорті тепловоза для кожної секції. Коливання надресорної будови, що виникають при русі тепловоза, гасяться за допомогою фрикційних гасителів, включених паралельно пружинним комплектів.

Фрикційний гаситель коливань (рис. 3.5) має корпус 8, який встановлений на рамі візка 15. Шток 4 одним кінцем пружно прикріплений за допомогою амортизаторів 1, сухарів 2 і обойм 3 до кронштейну кришки букси 14, в інший його кінець аналогічно з'єднаний зі сталевим поршнем 5, затиснутим пружиною 10 між двома вкладишами 7. Вкладиші мають накладки 6 з фрикційного матеріалу (гальмівна вальцьована стрічка товщиною 6–8 мм з коефіцієнтом тертя по сталі не менш 0,39).

Рисунок 3.5 – Фрикційний гаситель коливань:

- 1 – амортизатор; 2 – сухар; 3 – обойма; 4 – шток; 5 – поршень;  
6 – фрикційна накладка; 7 – вкладиш; 8 – корпус гасника;  
9 – захисний кожух; 10 – пружина; 11 – кришка; 12 – гайка;  
13 – шплінт; 14 – букса

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При коливаннях надресорної будови відбувається переміщення рами візка відносно колісної пари з буксою, що призводить до переміщення поршня 5 між вкладишами 7. При цьому під впливом пружини 10, встановленої в кришці 11, між контактуючими поверхнями поршня і накладок виникає сила тертя, що викликає демпфірування коливань. Для запобігання попадання пилу і вологи на робочі поверхні гасителя зверху на корпус 8 встановлюють швидкознімний пластмасовий кожух

Демпфіруючі властивості гасителя оцінюють за значенням сили тертя, яке становить 4,65–5,2 кН (0,465–0,52 тс), або 5–5,5% підресореної ваги, що припадає на буксових вузол. Це відповідає коефіцієнту демпфірування 4–5, який представляє собою відношення роботи сил тертя гасителів до роботи пружних сил системи пружного підвішування при зміні прогину від нуля до статичного.

Фрикційні гасителі мають симетричну характеристику (однакова при русі вгору і вниз), не гасять вібрації. Вони застосовуються на тепловозі для гасіння вертикальних коливань, які можуть мати амплітуду +30 мм і частоту до 2 Гц, і бічне качання підресорених мас. Гасителі встановлюють в першій ступені підвішування між підресореними (рама візка) та непідресореної (букса) елементами ходових частин екіпажа. Гасіння коливань силою сухого тертя, природно, супроводжується інтенсивним зносом (близько 0,05 мм/год) поршня гасителя і фрикційних накладок.

### 3.3.1 Розрахунок пружини на міцність

Пружини на міцність розраховують за допустимою дотичній напругою  $[\tau]_{\max} = 650$  МПа при динамічному навантаженні [9].

Діаметр прутка визначається з рівняння міцності пружини

$$[\tau]_{\max} = \frac{8KP'_{\text{дин}}D}{\pi d^3}; \quad (3.10)$$

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

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $K$  – коефіцієнт, який враховує збільшення дотичної напруги в перетині внутрішньої поверхні витка пружини за рахунок її кривизни та інших факторів. Величина коефіцієнта залежить від індексу пружини  $c = D/d$ . Можна прийняти з діапазону  $K = 1,25-1,3$  [9];

$D = 0,205$  м – діаметр пружини;

$P'_{\text{дин}}$  – динамічне навантаження на пружину,  $P'_{\text{дин}} = 0,5P_{\text{дин}}$ .

При цьому динамічне навантаження

$$P_{\text{дин}} = P_{\text{ст}}(1 + K_{\text{д}}),$$

де  $P_{\text{ст}}$  – статичне навантаження на комплект, Н. Згідно завдання  $P_{\text{ст}} = 102500$  Н;

$K_{\text{д}}$  – коефіцієнт вертикальної динаміки.

$$K_{\text{д}} = 0,1 + 0,2 \frac{V_{\text{к}}}{f_{\text{ст}}},$$

де  $f'_{\text{ст}}$  – статичний прогин пружного підвішування, мм. Згідно завдання  $f'_{\text{ст}} = 120$  мм.

$$K_{\text{д}} = 0,1 + 0,2 \cdot \frac{115}{120} = 0,29;$$

$$P_{\text{дин}} = 102500(1 + 0,29) = 132225 \text{ Н};$$

$$P'_{\text{дин}} = 0,5 \cdot 132225 = 66113 \text{ Н};$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,25 \cdot 66113 \cdot 0,205}{3,14 \cdot 650 \cdot 10^6}} = 0,038 \text{ м}.$$

Кількість робочих витків визначають з рівняння деформації пружини

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

звідки

										Арк.
										60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04МР.ПЗ					

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

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

$G$  – модуль зсуву для сталі,  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа [9];

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

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

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

Беручи кількість опорних витків 1,5, Отримаємо загальну кількість витків  $n = 7,5$ .

### 3.3.2 Розрахунок на міцність гумового амортизатора

У розрахунку гумових амортизаторів абсолютна деформація під статичним навантаженням приймається  $\Delta H = (0,1 - 0,15)H$ , де  $H$  – первинна висота амортизатора, значення якої згідно завдання  $H = 0,03$  м. При великих значеннях  $\Delta H$  гума швидко руйнується.

Характеристика гумового амортизатора в межах  $\varepsilon \leq 0,2$  приймається лінійною і виражається через закон Гука:

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

де  $\sigma$  – напруга стиснення;

$E_p$  – розрахунковий модуль пружності гуми.

Оскільки  $\sigma = P / F$  і  $\varepsilon = \Delta H / H$ , де  $F$  – площа амортизатора, то

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

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо амортизатор (у вигляді диска, кільця або прямокутника) сприймає деформацію стиснення, то його жорсткість залежатиме від вільної поверхні випучування гуми й від стану опорних поверхонь. Розрахунковий модуль пружності амортизатора визначається за формулою

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

де  $E$  – модуль пружності гуми;

$\alpha$  – коефіцієнт, що враховує стан опорних поверхонь. При міцному кріпленні опорних поверхонь гуми до металевих прокладок  $\alpha = 4,67$  [9];

$\Phi$  – коефіцієнт форми, що являє собою відношення площі опорної поверхні (одної) амортизатора до його повної бічної поверхні (поверхні випучування).

Модуль пружності  $E$  пов'язаний з модулем зсуву гуми  $G_p$  виразом  $E = 3G_p$ .

Основним показником, що оцінює властивості гуми, є її твердість. Перехід від числа твердості  $h$  до  $G_p$  здійснюється за емпіричною формулою

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

У цій формулі  $G_p$  виражається в кілограмах на квадратний сантиметр.

Напруга стиснення  $\sigma_{ст}$  і коефіцієнт форми  $\Phi$  кільцевого амортизатора визначаються за формулами:

$$\sigma_{ст} = \frac{P'_{ст}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}, \quad (3.18)$$

де  $D$  і  $d$  – зовнішній і внутрішній діаметри амортизатора відповідно. Згідно завдання  $D=0,23$  м,  $d=0,06$  м.

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Розрахунковий модуль

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

Коефіцієнт форми гумового амортизатора:

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

Модуль пружності гуми

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

Модуль зсуву гуми

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

Число твердості гуми

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

Гума такої твердості забезпечить допустиму деформацію амортизатора.

### 3.3.3 Визначення параметрів пружного підвішування

Основною пружною характеристикою пружного підвішування візка є

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

жорсткість, яка показує величину навантаження в кілоньютонах, що викликає статичний прогин в одиницю довжини.

Геометричні розміри пружних елементів, якими є пружини, листові ресори й гумові амортизатори, визначені вище.

Жорсткість пружних елементів визначається з таких формул:

– гумового амортизатора

$$j_{\text{га}} = \frac{E_p F}{H} = \frac{E_p \pi (D^2 - d^2)}{4H}; \quad (3.20)$$

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

– циліндричної пружини

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

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

Сумарна жорсткість пружного підвішування залежить від способу навантаження пружних елементів: паралельного, послідовного і змішаного.

Жорсткість групи пружних елементів у загальному випадку визначається на основі прирівнювання роботи, необхідної для осадження всієї пружної системи, до суми робіт, витрачених на прогин окремих елементів.

У разі навантаження декількох пружних елементів, наприклад пружини і ресори, робота, необхідна на стиснення системи, дорівнює сумі робіт на стиснення цих елементів

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

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Введемо заміну у вираз (3.32):

$$f_{\text{заг}} = \frac{P_{\text{заг}}}{\mathcal{J}_{\text{заг}}}; f_{\text{р}} = \frac{P_{\text{р}}}{\mathcal{J}_{\text{р}}}; f_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{\mathcal{J}_{\text{пр}}}.$$

Отримаємо

$$\frac{P_{\text{заг}}^2}{\mathcal{J}_{\text{заг}}} = \frac{P_{\text{р}}^2}{\mathcal{J}_{\text{р}}} + \frac{P_{\text{пр}}^2}{\mathcal{J}_{\text{пр}}}. \quad (3.23)$$

У разі послідовного навантаження елементів (рис. 3.6)  $P_{\text{заг}} = P_{\text{р}} = P_{\text{пр}}$ , тоді отримаємо

$$\frac{1}{\mathcal{J}_{\text{заг}}} = \frac{1}{\mathcal{J}_{\text{р}}} + \frac{1}{\mathcal{J}_{\text{пр}}} \quad \text{або} \quad \mathcal{J}_{\text{заг}} = \frac{\mathcal{J}_{\text{р}}\mathcal{J}_{\text{пр}}}{\mathcal{J}_{\text{р}} + \mathcal{J}_{\text{пр}}}.$$

Рисунок 3.6 – Розрахункова схема пружного підвішування

У разі паралельного навантаження елементів (див. рис. 3.6)

$$P_{\text{заг}} = \mathcal{J}_{\text{заг}} f_{\text{заг}};$$

$$P_{\text{р}} = \mathcal{J}_{\text{р}} f_{\text{р}}; P_{\text{пр}} = \mathcal{J}_{\text{пр}} f_{\text{пр}}.$$

Після підстановки у вираз (3.23) отримаємо

$$\mathcal{J}_{\text{заг}} f_{\text{заг}}^2 = \mathcal{J}_{\text{р}} f_{\text{р}}^2 + \mathcal{J}_{\text{пр}} f_{\text{пр}}^2.$$

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки в разі паралельного навантаження  $f_{заг} = f_p = f_{пр}$ , то маємо  $J_{C_{заг}} = J_{C_p} + J_{C_{пр}}$ .

У разі паралельного навантаження елементів їх жорсткості підсумовуються.

Загальна жорсткість індивідуального ресорного підвішування з врахуванням жорсткості буксових поводків

$$J_{C_{\theta}} = 12 \frac{J_{C_{пр}} \cdot J_{C_{Га}}}{J_{C_{пр}} + J_{C_{Га}}} + \sum J_{C_{ПВ}}, \quad (3.24)$$

де  $\sum J_{C_{ПВ}}$  – сумарна жорсткість двох буксових поводків. Згідно [9] жорсткість двох буксових поводків приймаємо 0,3 кН/м.

$$\sum J_{C_{ПВ}} = 6 \cdot J_{C_{ПВ}}; \quad (3.25)$$

$$\sum J_{C_{ПВ}} = 6 \cdot 0,3 = 1,8 \text{ кН/м.}$$

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

Жорсткість пружного підвішування візка, що віднесена до колеса визначиться як

$$J_{C_K} = \frac{J_{C_B}}{K}, \quad (3.26)$$

де  $K = 3$  – кількість осей у візку.

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

Статичний прогин пружного підвішування показує величину осадження пружних елементів під дією статичного навантаження

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{стВ}}}{\mathcal{J}_B}. \quad (3.27)$$

Статичне навантаження на візок приблизно визначиться виходячи з навантаження на вісь, яке дане в завданні

$$P_{\text{стВ}} = 2P_k = 260 \cdot 3 = 780 \text{ кН}. \quad (3.28)$$

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

### 3.4 Визначення частоти коливань підресореною маси тепловоза

Коливання підресорених мас, викликані випадковою дією нерівності колії та залежні від жорсткості системи й величини підресореної маси, називаються вільними (власними) коливаннями системи. Вони показують число повних періодів коливань в одиницю часу

$$H_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\mathcal{J}_B}{m_B}}, \quad (3.29)$$

де  $m_B$  – підресорена маса, що припадає на візок.

Якщо прийняти  $\mathcal{J}_B = \frac{P_{\text{ст}}}{f_{\text{ст}}}$ ,  $m_B = \frac{P_{\text{ст}}}{g}$ , то отримаємо простіший вираз для

визначення частоти власних коливань

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

Для сучасних локомотивів частота власних коливань перебуває до 2,2 Гц [9].

З урахуванням впливу сил тертя в листових ресорах і вбудованого тертя формула (3.30) уточнюється

										Арк.
										67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04MP.ПЗ					

$$H_c = \frac{6}{\sqrt{f_{ст}}}. \quad (3.31)$$

$$H_c = \frac{6}{\sqrt{2,07}} = 1,32 \text{ Гц.}$$

Таким чином частота власних коливань знаходиться у припустимих межах.  
Співвідношення між кругової і лінійної частотою коливань:

$$\omega_c = 2\pi H_c, \quad (3.32)$$

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

### 3.5 Визначення критичної швидкості руху тепловоза

Пружне підвішування є складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурення з боку колії, що породжує так звані вимушені коливання.

Частота вимушених коливань

$$\omega_B = \frac{2\pi V}{L}, \quad (3.33)$$

де  $V$  – швидкість руху тепловоза, м/с;

$L$  – довжина рейкових ланок, м.

Явище резонансу може настати при рівності частот власних і вимушених коливань. Швидкість руху, при якій настає це небезпечне явище, що приводить іноді до сходу коліс з рейок, називається критичною  $V_{кр}$ . Її знаходять із співвідношень

$$\omega_c = \omega_B, \quad \frac{2\pi V_{кр}}{L} = \sqrt{\frac{\mathcal{J}c_B}{m_B}}, \quad (3.34)$$

									Арк.
									68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04МР.ПЗ				

звідки

$$V_{кр} = \frac{\omega_c}{2\pi} L = \frac{5L}{\sqrt{f_{ст}}} \quad (3.35)$$

Отримане значення критичної швидкості слід порівняти із заданою конструкційною швидкістю. З метою запобігання явищу резонансу й небажаних явищ, пов'язаних з ним, критична швидкість руху повинна бути вище конструкційної.

Розрахунок критичної швидкості виконується для двох значень довжин рейкових ланок –  $L_1 = 12,5$  м і  $L_2 = 25$  м.

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

$$V_{кр} = \frac{5 \cdot 12,5}{\sqrt{2,07}} = 14 \text{ м/с} = 50,4 \text{ км/год.}$$

Для довжини рейкових ланок  $L = 25$  м

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

Таким чином, явище резонансу може наступити при швидкості 50 та 97 км/год для довжини рейкових ланок 12,5 м та 25 м відповідно. Тому слід не допускати тривалого руху на швидкості 50,4 км/год та 97,2 км/год при довжині рейкової ланки 12,5 м та 25 м відповідно.

### 3.6 Розрахунок демпфірування коливань

У ресорному підвішування тепловозів демпфування (гасіння) коливань здійснюється за допомогою гасителів сухого тертя (фрикційних) або листових ресор. В окремих випадках застосовуються гідравлічні гасителі, які ненадійно працюють в буксовій ступені через вплив на них ударних (імпульсних) навантажень.

										0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
											69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

Демпфуючий вплив на систему надають гумові амортизатори та вбудоване тертя.

Робота пружних сил підвішування візка

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

де  $z_1$  – величина відхилення рами візка при коливаннях (динамічний прогин),  $z_1 = 15\text{--}25$  мм [9]. Приймаємо  $z_1 = 15$  мм.

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

Робота сил тертя в підвішуванні візка, яка створюється фрикційними гасниками

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

де  $F_{\text{тр}}$  – сила тертя одного гасника. Згідно [9]  $F_{\text{тр}} = 9$  кН;

$n$  – кількість гасників,  $n = 4$ ;

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

Коефіцієнт відносного тертя

$$\varphi_{\text{т}} = \frac{W_{\text{ф}}}{A_{\text{п}}}, \quad (3.38)$$

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

Можна рахувати, що демпфування в пружному підвішуванні проектного тепловоза є задовільним, тому що робота тертя становить 3,5% від роботи пружних сил підвішування.

**Висновки до розділу.** Вибір конструкції та характеристик екіпажної частини проводиться на підставі всебічного аналізу існуючих конструкцій і досвіду

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

їх експлуатації. Нові конструкції піддаються обов'язково теоретичним і експериментальним дослідженням. Для проектного тепловоза прийнято кузов вагонного типу, що спирається на візки через комбіновані опори.

Для зниження впливу ударів і бічних сил на крайніх осях встановлюються пружні осьові упори з попереднім натягом. При цьому жорсткий удар об рейки виходить тільки від маси колісної пари, пружність осьового упору значно подовжує шлях, на якому поглинається сила набігаючого екіпажу. Попередній натяг необхідний для того, щоб виключити непотрібне поперечне переміщення осей відносно рами під час руху.

Визначено основні габаритні розміри та виконано габаритний баланс проектного тепловоза.

На основі аналізу характеристик обрано та сформовано схему пружного підвішування локомотива. Виконано розрахунок основних параметрів системи пружного підвішування, а саме, розрахунок на міцність – пружини та гумового амортизатора. Розраховані жорсткості вище названих елементів, а також жорсткість пружних елементів, пружного вузла та візка. Визначено статичний прогин пружного підвішування тепловоза.

В результаті розрахунку встановлено, що частота власних коливань екіпажної частини знаходиться у допустимих межах.

Пружне підвішування є складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурення з боку колії, що породжує так звані вимушені коливання. Тому визначено швидкості руху при яких може наступити явище резонансу.

На основі розрахованих значень коефіцієнту відносного тертя виконана оцінка демпфування коливань. Можна рахувати, що демпфування в пружному підвішуванні проектного тепловоза є задовільним, тому що робота тертя становить 3,5% від роботи пружних сил підвішування, що входить в нормований діапазон.

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

## 4 РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА

### 4.1 Будова та робота системи охолодження

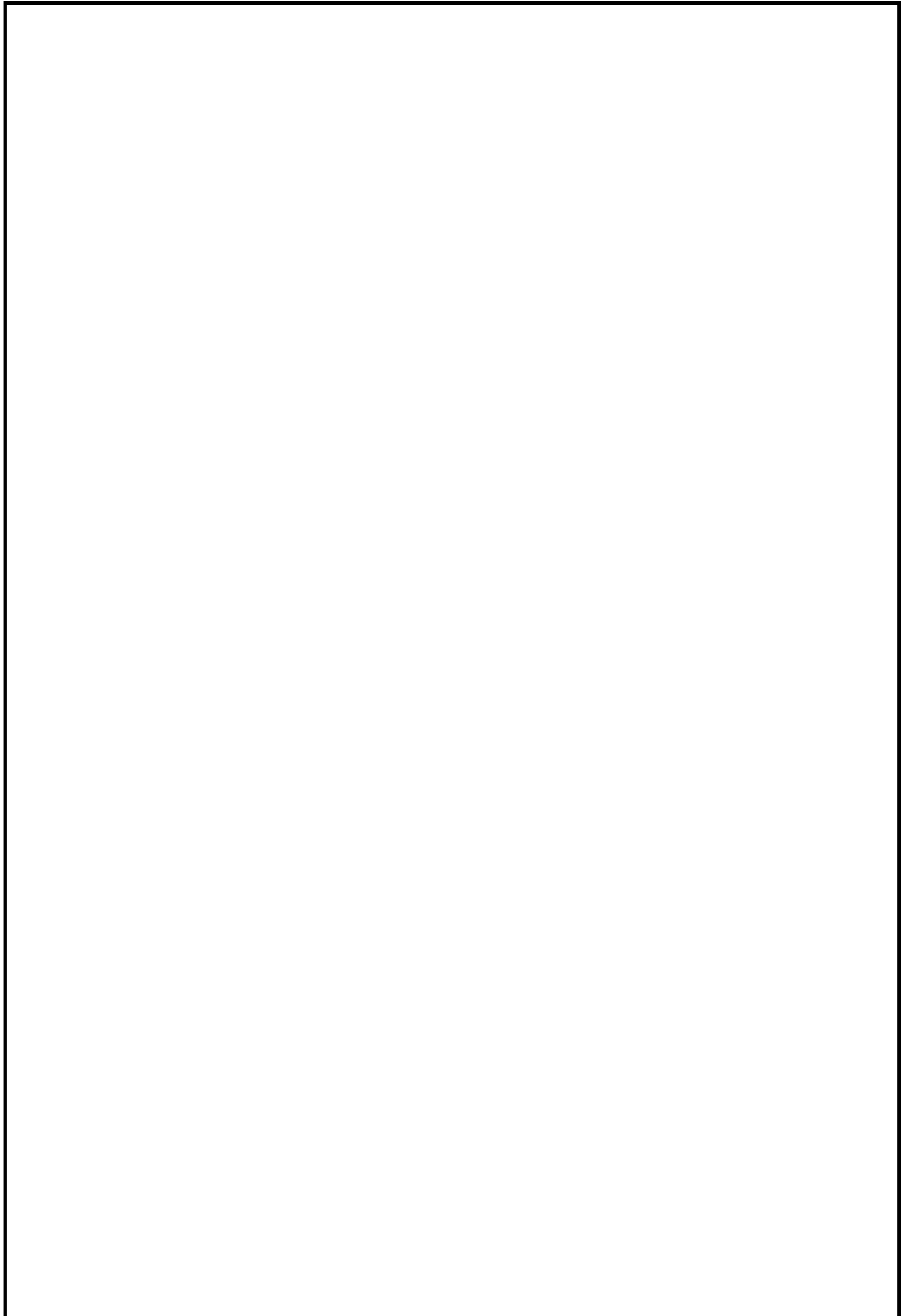
Для відводу тепла, що виділяється при роботі дизеля, служить система охолодження тепловоза закритого типу з примусовою циркуляцією. На тепловозі два самостійних контуру охолодження, кожен з яких має свій трубопровід, водяний насос, секції радіатора та мотор-вентилятори.

Контур охолодження дизеля призначений для охолодження втулок і кришок циліндрів дизеля, корпусу турбокомпресора та випускних колекторів. У холодну пору року охолоджуюча рідина використовується для підігріву пального, обігріву кабіни машиніста, підігріву води в баку санітарного пристрою. Цей контур передбачає як високотемпературне, так і низькотемпературне охолодження, причому перехід на високотемпературне охолодження допускається при тиску в розширювальному баку не менше 0,03 МПа. Перехід здійснюється вручну установкою тумблера на шафі апаратної камери в положення "104 °С"; при цьому відключається реле, що забезпечує зняття навантаження дизель-генератора при температурі охолоджуючої рідини 96°С [7].

Водяний насос дизеля (правий по ходу тепловоза) нагнітає охолоджуючу рідину в охолоджувальні порожнини дизеля. Нагріта охолоджуюча рідина відводиться від дизеля в верхній колектор холодильника тепловоза, проходить через секції радіатора 21 (рис. 4.1) і з нижнього правого колектора надходить у всмоктувальну порожнину насоса, замикаючи коло циркуляції "гарячого" контура.

На трубопроводі відведення охолоджуючої рідини з дизеля передбачені дві бонки 3 для електротермометрів, що вимірюють температуру рідини на виході з дизеля, а також п'ять бонок 20 для датчиків-реле температури, три з яких служать для управління холодильником тепловоза, а дві, що залишилися, призначені для зняття навантаження дизель-генератори при досягненні граничних температур охолоджувальної рідини при високотемпературному та низькотемпературному охолодженні.

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>73</i>

На цьому ж трубопроводі є штуцер 6 для манометра. Такий же штуцер є на трубопроводі підводу охолоджуючої рідини до всмоктуючої порожнини водяного насоса; поруч з ним встановлено патрубок 7 для ртутного термометра. На виході охолоджувальної рідини з дизеля від найвищої точки трубопроводу та від верхньої частини колекторів охолоджуючих секцій йдуть трубопроводи в розширювальний бак. Вони відводять пароповітряну суміш під час роботи дизель-генератора і повітря при заправці системи, завдяки чому виключається утворення в системі "пробки", яка може привести до порушення режиму охолодження.

Трубопровід на всмоктуванні з'єднаний через безповоротний клапан 18 з розширювальним баком, що забезпечує підживлення контуру системи охолодження. Крім того, стовп охолоджуючої рідини від розширювального бака до порожнини на всмоктуванні насоса створить підпір, що поліпшує умови роботи водяного насоса. Від контуру охолодження дизеля передбачено відбір гарячої води через вентиль 26 на підігрів пального. При відкритому вентилі 23 охолоджуюча рідина підігріває воду в баку 4 санітарного пристрою. Від задньої частини дизель-генератора охолоджуюча рідина при відкритому вентилі 33 надходить в опалювально-вентиляційний агрегат. Для випуску охолоджуючої рідини з трубопроводу

Рисунок 4.1 – Схема системи охолодження:

- 1, 21 – секції радіатора; 2 – з'єднувальна головка; 3 – бонка для електротермометрів; 4 – бак для води санвузла; 5 – підігрівач палива; 6 – штуцери для манометрів; 7 – патрубки для ртутних термометрів; 8 – реле рівня; 9 – розширювальний бак; 10 – пароповітряний клапан; 11 – водомірне пристрій; 12 – штуцер для регулятора розрідження; 13 – пробки для зливу з порожнини приводу насосів; 14 – пробки для зливу; 15 – дизель-генератор; 16 – опалювально-вентиляційний агрегат; 17 – штуцерний вентиль для випуску повітря; 18 – неповоротні клапани; 19 – ручний насос; 20 – бонка для датчиків-реле температури; 23–37, 41 – вентилі; 42, 43, 47 – крани (номера вентилів і кранів відповідають номерам на бирках, прикріплених до них)

опалювально-вентиляційного агрегату необхідно відкрити вентиль 31 і крани 41 і 42. Кран 42 служить, крім того, для випуску повітря при заправці системи. Його необхідно також відкривати перед кожним пуском дизель-генератора після тривалої стоянки тепловоза щоб уникнути утворення повітряної "пробки" та замерзання в холодну пору року води в трубопроводі, що йде до опалювально-вентиляційного агрегату. Так як трубопровід опалювально-вентиляційного агрегату в зимовий час може піддаватися переохолодження, то на ньому передбачена теплоізоляція.

Для поповнення системи охолоджувальною рідиною служить ручний водяний насос 19. Перед роботою ручним насосом потрібно з'єднати заправну головку з ємністю, заповненої приготовленої охолоджувальною рідиною, і відкрити вентилі 24 і 25. Після закінчення заправки необхідно ці вентилі перекрити та злити охолоджуючу рідину з насоса, вивернувши пробку в нижній частині його корпусу. Ручним насосом користуються в тих випадках, коли тепловоз знаходиться далеко від місць екіпіровки.

Заправляють систему охолодження через вентилі 30 і 35. При цьому відкривають вентиль 28, що з'єднує верхню порожнину розширювального бака з атмосферою. Для повного видалення охолоджуючої рідини з системи відвертають пробки зливу 13 і 14. Безповоротний клапан 18 запобігає викид охолоджуючої рідини в розширювальний бак після зупинки дизель-генератора при високій температурі охолоджуючої рідини.

Контур охолодження масла та повітря наддування має свій водяний насос (лівий по ходу тепловоза), який нагнітає охолоджуючу рідину в лівий нижній колектор холодильника тепловоза, що надходить звідти по переднім секціях радіатора в лівий верхній колектор. З лівого верхнього колектора охолоджуюча рідина відводиться в правий верхній колектор, далі по лівим і правим заднім секціях радіатора опускається вниз, охолоджується і від нижніх колекторів підводиться до охолоджувача масла. Охолодивши масло, рідина йде на охолодження повітря наддування та до всмоктуючої порожнини водяного насоса,

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

замикаючи "холодний" контур системи охолодження. Усмоктувальна порожнина водяного насоса цього контуру також з'єднується з розширювальним баком через трубу з безповоротним клапаном 18. Паралельно цьому клапану встановлений вентиль 29, який відкривають при заправці і зливі охолоджуючої рідини з системи. На трубопроводі даного контуру є штуцери 6 для манометрів і патрубки 7 для ртутних термометрів.

У холодну пору року при роботі дизель-генератора на малих позиціях контролера машиніста повітря наддування буває холодніше, ніж охолоджуюча його рідина, і спостерігається зворотний процес передачі тепла від охолоджувальної рідини до повітря наддування. В результаті цього процесу виникає небезпека переохолодження рідини "холодного" контуру. Тому в системі передбачений вентиль 27, при відкритті якого частина охолоджуючої рідини, що виходить з дизеля, потрапляє у всмоктувальну порожнину водяного насоса "холодного" контуру, а водяний насос "гарячого" контура відбирає охолоджуючу рідину з "холодного" контура після охолоджувача масла дизеля.

Температура охолоджуючої рідини регулюється відкриттям і закриттям бічних жалюзі, а також вмиканням і вимиканням вентиляторів холодильника тепловоза з одночасним відкриттям і закриттям верхніх жалюзі. Автоматичне управління правими жалюзі та вентиляторами здійснюють датчики-реле температури, встановлені на виході охолоджувальної рідини з дизеля, а автоматичне керування лівими жалюзі та вентиляторами – датчики-реле, встановлені на виході масла з дизеля.

## 4.2 Розрахунок водяного контуру дизеля

Вихідні дані для розрахунку наведено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для розрахунку системи охолодження

Параметр	Значення
----------	----------

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1	2
Ефективна потужність дизеля	$N_e = 2200$ кВт
Питома витрата пального	$g_e = 0,214$ кг/(кВт·год)
Тепловідведення: – у воду дизеля – у масло дизеля – у воду, що охолоджує повітря наддування	$q_B = 14\%$ $q_M = 7,8\%$ $q_{ПН} = 6,3 \%$
Кількість вентиляторних коліс у холодильній камері	4
Подача масляного насоса	$B_M = 100$ м <sup>3</sup> /год
Робоча довжина секцій	1206 мм

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

Продовження табл. 4.1

1	2
Питомі теплоємності: – води – повітря	$c_B = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ $c_{II} = 1 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$
Нижча теплота згоряння пального	$Q_p^H = 42500 \text{ кДж}/\text{кг}$
Температура: – води на виході з дизеля – масла на виході з дизеля – повітря перед секціями – води на виході з теплообмінника	$t_1^B = 90^\circ\text{C}$ $t_1^M = 85^\circ\text{C}$ $\tau_1 = 40^\circ\text{C}$ $t_1^{BM} = 76^\circ\text{C}$
Масова швидкість повітря у секціях	$u_{II} = 10,5 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$
Питома маса: – води – масла	$\rho_B = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ $\rho_M = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$
Лінійна швидкість води в теплообміннику	$v_B = 1 \text{ м}/\text{с}$

Кількість тепла, що вводиться у дизель с паливом

$$Q_d = \frac{g_e \cdot N_e \cdot Q_p^H}{3600} = \frac{0,214 \cdot 2200 \cdot 42500}{3600} = 5558 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}. \quad (4.1)$$

Тепловідведення у воду, що охолоджує дизель

$$Q_B = \frac{q_B}{100} Q_d = \frac{14}{100} \cdot 5558 = 778,13 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}. \quad (4.2)$$

З [10] вибираємо розрахункові параметри стандартних водяних секцій типу ВВ12.

Площа живого перетину для проходу повітря:

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

а для проходу:

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

– води ВВ12 –  $\omega_2^B = 0,00132 \text{ м}^2$ .

Поверхня теплообміну, що:

– омивається повітрям:

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

– омивається рідиною:

$$- \text{ВВ12} - F_2^B = 3,04 \text{ м}^2.$$

Для значення  $u_{\text{П}} = 10,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  з [10] знаходимо коефіцієнт теплопередачі для стандартних водяних секцій –  $K_{\text{П}} = 62,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 0,0625 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Витрата води через секції

$$G_B = v_B \cdot \omega_2^B \cdot \rho_B \cdot z_B = 1 \cdot 0,00132 \cdot 1000 \cdot z_B = 1,32 z_B. \quad (4.3)$$

Витрата повітря через секції

$$G_{\text{В3}}^{\text{П}} = u_{\text{П}} \cdot \omega_1^{\text{П}} \cdot z_B = 10,5 \cdot 0,149 \cdot z_B = 1,565 z_B. \quad (4.4)$$

Система рівнянь

$$\begin{cases} Q_B = G_B \cdot C_B \cdot (t_1^B - t_2^B); \\ Q_B = G_{\text{В3}}^{\text{П}} \cdot c_p \cdot (\tau_2^B - \tau_1); \\ Q_B = K_{\text{П}} \cdot F_1^{\text{П}} \cdot z_B \cdot \left( \frac{t_1^B + t_2^B}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^B}{2} \right). \end{cases}$$

$$\begin{cases} 778,13 = 1,32 z_B \cdot 4,19 \cdot (90 - t_2^B); \\ 778,13 = 1,565 z_B \cdot 1 \cdot (\tau_2^B - 40); \\ 778,13 = 0,0625 \cdot 29,6 \cdot z_B \cdot \left( \frac{90 + t_2^B}{2} - \frac{40 + \tau_2^B}{2} \right). \end{cases}$$

									Арк.
									79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04МР.ПЗ				

Приймаємо  $y_B = \frac{1}{z_B}$ , і після перетворення отримуємо

$$y_B = 0,0676;$$

$$z_B = \frac{1}{0,0676} \approx 15;$$

$$t_2^B = 80,5^\circ\text{C};$$

$$\tau_2^B = 73,6^\circ\text{C}.$$

#### 4.3 Розрахунок водяного контуру, що охолоджує масло теплообмінника та повітря наддування

Кількість тепла, що відводиться в навколишнє середовище

$$Q_B^{\text{ПН}} = \frac{q_M + q_{\text{ПН}}}{100} Q_D = \frac{7,8 + 6,3}{100} \cdot 5558 = \frac{\text{кДж}}{\text{с}}. \quad (4.5)$$

На підставі даних, розрахованих у попередньому розділі, складаємо систему рівнянь теплового балансу

$$\begin{cases} Q_B^{\text{ПН}} = G_B \cdot c_B (t_1^{\text{ПН}} - t_2^{\text{ПН}}); \\ Q_B^{\text{ПН}} = G_{\text{ВЗ}}^{\text{П}} \cdot c_p (\tau_2^{\text{ПН}} - \tau_1); \\ Q_B^{\text{ПН}} = K_{\text{П}} \cdot F_1^{\text{П}} \cdot z_{\text{ПН}} \left( \frac{t_1^{\text{ПН}} + t_2^{\text{ПН}}}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^{\text{ПН}}}{2} \right). \end{cases}$$

$$\begin{cases} 783,68 = 1,32 \cdot z_{\text{ПН}} \cdot 4,19 \cdot (76 - t_2^{\text{ПН}}); \\ 783,68 = 1,565 \cdot z_{\text{ПН}} \cdot 1 \cdot (\tau_2^{\text{ПН}} - 40); \\ 783,68 = 0,0625 \cdot 29,6 \cdot z_{\text{ПН}} \cdot \left( \frac{76 + t_2^{\text{ПН}}}{2} - \frac{40 + \tau_2^{\text{ПН}}}{2} \right). \end{cases}$$

									0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
										80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

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

$$y_{\text{пн}} = 0,0483;$$

$$z_{\text{пн}} = 21 \text{ шт};$$

$$t_2^{\text{пн}} = 69,2^\circ\text{C};$$

$$\tau_2^{\text{пн}} = 64,2^\circ\text{C}.$$

Згідно з розрахунками водяний контур охолодження води дизеля має 15 секцій, другий контур (охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника) – 21 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, komponуючи холодильну камеру, приймаємо загальну кількість секцій 36 шт, тобто по 18 шт на сторону, у складі – 15 секцій водяного контуру охолодження води дизеля і 21 секцій охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника.

Схема системи охолодження наведена на рис. 4.2.

#### 4.4 Розрахунок теплообмінника

Кількість тепла, що відводиться в масло

$$Q_{\text{м}} = \frac{q_{\text{м}}}{100} Q_{\text{д}} = \frac{7,8}{100} \cdot 5558 = 433,5 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}. \quad (4.6)$$

Температура масла на виході з теплообмінника

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

Рисунок 4.2 – 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

<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>

0032.150184.000.04МР.ПЗ

Арк.

82

$$t_2^M = t_1^M - \frac{Q_M}{G_M \cdot c_M}, \quad (4.7)$$

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

$$G_M = \frac{B_M \cdot \rho_M}{3600} = \frac{100 \cdot 900}{3600} = 25 \text{ кг/с}; \quad (4.8)$$

$$t_2^M = 85 - \frac{433,5}{25 \cdot 2,06} = 76,6^\circ \text{C}.$$

Витрата охолоджуючої води через водомасляний теплообмінник

$$G_{\text{ВПМ}} = \frac{B_B \cdot \rho_B}{3600}, \quad (4.9)$$

де  $B_B$  – подача водяного насоса, м<sup>3</sup>/год.

$$B_B = 3600 \cdot v_B \cdot \omega_2^B \cdot z_{\text{ВМ}} = 3600 \cdot 1 \cdot 0,00132 \cdot 21 = 99,8 \text{ м}^3/\text{год}. \quad (4.10)$$

$$G_{\text{ВПМ}} = \frac{99,8 \cdot 1000}{3600} = 27,72 \text{ кг/с}.$$

Температура води на вході в теплообмінник  $t_2^{\text{ВПМ}} = 69,2^\circ \text{C}$ , а на виході

$$t_3^{\text{ВПМ}} = t_2^{\text{ВПМ}} + \frac{Q_M}{G_{\text{ВПМ}} \cdot c_B} = 69,2 + \frac{433,5}{27,72 \cdot 4,19} = 72,9^\circ \text{C}. \quad (4.11)$$

Середні температури води і масла в теплообміннику

$$t_{\text{ср}}^{\text{ВПМ}} = \frac{t_3^{\text{ВПМ}} + t_2^{\text{ВПМ}}}{2} = \frac{69,2 + 72,9}{2} = 71,1^\circ \text{C}; \quad (4.12)$$

$$t_{\text{ср}}^M = \frac{t_1^M + t_2^M}{2} = \frac{85 + 76,6}{2} = 80,8^\circ \text{C}. \quad (4.13)$$

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поверхня теплообміну теплообмінника

$$F_{\text{ТО}} = \frac{Q_{\text{М}}}{K_{\text{ТО}}(t_{\text{ср}}^{\text{М}} - t_{\text{ср}}^{\text{ВВМ}})}, \quad (4.14)$$

де  $K_{\text{ТО}}$  – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника, за графіком [10] знаходимо для

$$v_{\text{МТ}} = 1,4 \text{ м/с і } v_{\text{ВТ}} = 1 \text{ м/с} - K_{\text{ТО}} = 0,68 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$F_{\text{ТО}} = \frac{433,5}{0,68 \cdot (80,8 - 71,1)} = 65,7 \text{ м}^2.$$

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

$$L = \frac{F_{\text{ТО}}}{\pi \cdot d} = \frac{65,7}{3,14 \cdot 0,01} = 2093 \text{ м}. \quad (4.15)$$

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

$$n_{\text{Т}} = \frac{2093}{2} \approx 1047 \text{ шт.}$$

#### 4.5 Розрахунок вентилятора холодильної камери

Вибираємо вентилятор типу УК-2М з кутом установки лопатей  $25^\circ$  [10].

Опір секцій холодильника

$$h_{\text{с}} = 4,6 \cdot u_{\text{В}}^{1,83} = 4,6 \cdot 10,5^{1,83} = 340 \text{ Н/м}^2. \quad (4.16)$$

Опір жалюзі

$$h_{\text{ж}} = 0,2h_{\text{с}} = 0,2 \cdot 340 = 68 \text{ Н/м}^2. \quad (4.17)$$

Опір від звужень, розширень і поворотів повітряного потоку в холодильній

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

камері

$$h_{\text{ХК}} = 0,8h_c = 0,8 \cdot 34 = 272 \text{ Н/м}^2. \quad (4.18)$$

Динамічні втрати потоку за вентилятором

$$h_{\text{Д}} = 0,9h_c = 0,9 \cdot 340 = 306 \text{ Н/м}^2. \quad (4.19)$$

Потрібних напір вентилятора

$$H = h_{\text{Ж}} + h_c + h_{\text{ХК}} + h_{\text{Д}} = 468 + 340 + 272 + 306 = 986 \text{ Н/м}^2. \quad (4.20)$$

Витрата повітря через секції холодильної камери:

– секції охолодження води дизеля

$$G_{\text{В}}^{\prime} = u_{\text{В}} \cdot \omega_1^{\text{В}} \cdot z_{\text{В}} = 10,5 \cdot 0,149 \cdot 15 = 23,48 \text{ кг/с}; \quad (4.21)$$

– секції охолодження теплообмінника та повітря наддування

$$G_{\text{В}}^{\prime\prime} = u_{\text{В}} \cdot \omega_1^{\text{В}} \cdot z_{\text{ВМ}} = 10,5 \cdot 0,149 \cdot 21 = 32,86 \text{ кг/с}; \quad (4.22)$$

– загальна

$$G = G_{\text{В}}^{\prime} + G_{\text{В}}^{\prime\prime} = 23,48 + 32,86 = 56,34 \text{ кг/с}. \quad (4.23)$$

Середня температура повітря в холодильній камері

$$\tau_{2\text{ср}} = \frac{G_{\text{В}}^{\prime} \cdot \tau_2^{\text{В}} + G_{\text{В}}^{\prime\prime} \cdot \tau_2^{\text{ПН}} + G_{\text{М}} \cdot \tau_2^{\text{М}}}{G} = \frac{23,48 \cdot 73,6 + 32,86 \cdot 64,2}{56,34} = 68,1^{\circ}\text{C}. \quad (4.24)$$

Щільність повітря перед вентилятором

$$\rho_{\text{ВЗ}} = \frac{100000}{R_{\text{ВЗ}}(\tau_{2\text{ср}} + 273)}, \quad (4.25)$$

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

де  $R_{ВЗ} = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – питома газова стала повітря.

$$\rho_{ВЗ} = \frac{100000}{287(68,1 + 273)} = 1,02 \text{ кг/м}^3.$$

Подача вентиляторів

$$B' = \frac{G}{\rho_{ВЗ}} = \frac{56,34}{1,029} = 55,29 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.26)$$

Одного вентилятора

$$B = \frac{B'}{4} = \frac{55,29}{4} = 13,8 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.27)$$

За графіком [10] визначаємо, що максимальний ККД ( $\eta_{\max} = 0,838$ ) при  $\alpha = 25^\circ$  досягається при  $\bar{B} = 0,25$ , це відповідає  $\bar{H} = 0,068$ .

Вимірювач подачі

$$K_B = \frac{B}{\bar{B}} = \frac{13,8}{0,25} = 55,29 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.28)$$

Вимірювач напору

$$K_H = \frac{H}{\bar{H}} = \frac{986}{0,068} = 14500 \text{ Н/м}^2. \quad (4.29)$$

Діаметр вентиляторного колеса

$$D_K = 4 \sqrt{\frac{16 \cdot \rho_{ВЗ} \cdot K_B^2}{\pi^2 \cdot K_H}} = 4 \sqrt{\frac{16 \cdot 1,02 \cdot (55,29)^2}{(3,14)^2 \cdot 14500}} \approx 0,77 \text{ м}. \quad (4.30)$$

Частота обертання вентилятора колеса

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n = 4 \sqrt[4]{\frac{1}{16\pi^2 \cdot \rho_{ВЗ}^3} \cdot \frac{K_H^3}{K_B^2}} = 4 \sqrt[4]{\frac{1}{16(3,14)^2 \cdot (1,02)^3} \cdot \frac{(14500)^3}{(55,29)^2}} = 49,4 \text{ с}^{-1}. \quad (4.31)$$

Потужність, споживана одним вентилятором холодильника

$$N'_B = \frac{B \cdot H}{1000 \cdot \eta_B} = \frac{55,29 \cdot 986}{1000 \cdot 0,838} = 65 \text{ кВт}. \quad (4.32)$$

Схема системи охолодження представлена на рис. 4.2.

**Висновки до розділу.** Виходячи із заданих величин тепловідведення у воду, масло та воду, що охолоджує повітря наддування, а також температур води та масла на виході з дизеля, повітря перед секціями та води на виході з повітроохолоджувача на основі рівнянь балансу тепловідведення визначено параметри системи охолодження, а саме, води та масла після секцій, води на вході в повітроохолоджувач та температур повітря після водоповітряних секцій радіатора. Окрім цього розрахована кількість радіаторів секцій двох контурів охолодження та виконане компонування холодильної камери. В результаті розрахунків отримано, що водяний контур охолодження води дизеля має 15 секцій, другий контур (охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника) – 21 секцію. 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 36 шт, тобто по 18 шт на сторону, у складі – 15 секцій водяного контуру охолодження води дизеля і 21 секція охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника.

Визначено аеродинамічний опір повітряного тракту холодильної камери та основні параметри вентиляторів, а саме подачу, напір, діаметр вентиляторного колеса, частоту його обертання та потужність, що споживається на привод вентиляторів.

										Арк.
										87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04MP.ПЗ					

## 5 ПОЗДОВЖНЄ РОЗВАЖУВАННЯ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА

Розважування тепловоза виконується з метою визначення службової ваги та розміщення обладнання на тепловозі, які повинні забезпечити задане навантаження від колісних пар на рейки.

Службова вага тепловоза та навантаження, що передається від колісних пар на рейки, є одним з основних параметрів тепловоза при визначенні максимальної сили тяги по зчепленню та допустимих швидкостей руху. Вагу тепловоза поділяють на конструкційну, будівельну та службову.

Конструкційна вага – сума ваг вузлів і деталей в незношеному стані з урахуванням ваги масла в редукторах і дизелі, води в системі охолодження дизеля, масла в опорах, картерах зубчастих передач і ваги фарби.

Будівельна вага – сума конструкційної ваги та ваги баласту, що встановлюється в тих випадках, коли конструкційна вага недостатня для отримання необхідної службової (зчіпної) ваги. Баласт також використовується для поліпшення розважування тепловоза та розміщується таким чином, щоб забезпечити однакові навантаження від колісних пар на рейки. На тепловозах баласт є виливками з чавуну, що укріплені в рамі тепловоза.

Службова вага – сума будівельної ваги, ваги запасних частин, інструменту та приладдя, що знаходяться на тепловозі під час його експлуатації, і ваги частини екіпіровки, що включає в себе 2/3 запасу піску, пального та вага бригади.

Непідресорена вага тепловоза складається з непідресореної ваги візків, тобто колісних пар в зборі з буксами, ряду деталей ресорного підвішування, встановлених між буксами і пружинами, ваги тягових електродвигунів, кожухів зубчастих передач, підвісок тягових електродвигунів і 2/3 ваги ресор і деталей, встановлених між ресорою і буксою.

Слід враховувати, що через наявність допусків на виготовлення рами візка та деталей ресорного підвішування можуть бути отримані навантаження від колісних пар на рейки, що значно відрізняються від номінальних. Такий стан негативно позначається на силі тяги тепловоза. Зменшення навантаження від будь-

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

якої колісної пари на рейки в порівнянні з іншими колісними парами призводить до зниження сили тяги тепловоза з індивідуальним приводом колісних пар, властивим більшості тепловозів з електропередачею, і недовикористання його зчіпного ваги через схильність до боксування найменш навантаженої колісної пари.

Для зменшення різниці по навантаженнях колісних пар при складанні візків пружне підвішування візка комплектується пружинами з різницею прогинів під робочим навантаженням не більше 2 мм. Результати розвішування перевіряють шляхом зважування тепловоза на локомотивних вагах, що дозволяє визначити вагу тепловоза по колесах, колісних пар та візків.

Розважування локомотива визначає в процесі компоновки таке взаємне розміщення вузлів локомотива, при якому зберігаються функціональні зв'язки та реалізується найвигідніший розподіл навантажень від колісних пар на рейки. Зокрема, якщо всі колісні пари є рушійними, то це навантаження повинно бути розподілене між ними рівномірно. У практиці локомотивобудування нерівномірність розподілу навантаження по рушійних осях не повинно перевищувати 3% [11].

Розважування – задача статична, площинна. Навантаження від усіх елементів локомотивів представляють як систему сил, діючих в поздовжній вертикальній площині (в окремих випадках в поперечній площині) симетрії, що проходить крізь центр ваги локомотива. При вирішенні використовують два рівняння статички: суми сил та суми моментів цих сил відносно довільно обраної осі.

Таким чином, розважування тепловоза ставить на меті:

- визначення службової ваги тепловоза та навантажень від кузова і рами з обладнанням на передній і задній візок;
- визначення навантажень від колісних пар на рейки;
- вирівнювання навантажень від кузова на візки та від колісних пар на рейки у випадку, коли різниця в навантаженні перевищує  $\pm 3\%$ ;

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– доведення (шляхом застосування баласту) навантаження від колісних пар на рейки до заданої величини.

Окрім цього, розважування може бути поздовжнім (в поздовжній вертикальній площині) і поперечним (в поперечній вертикальній площині), з розважуванням візків і без нього.

Для визначення навантажень від кузова на рейки виконуємо тільки розважування надвізкових елементів тепловоза. Розважування візків не виконуємо, вважаючи, що навантаження від їх частин розподіляється по колісних парах рівномірно.

При поздовжньому розважуванні надвізкових елементів тепловоз розглядається як плоска, в статичній рівновазі система вертикальних сил, що виникають під дією ваги вузлів та груп деталей [11]. При цьому розглядаються наступні категорії навантажень:

$G_i$  – вага вузлів (груп деталей), розташованих в кузові та на рамі, в тому числі ваги власне кузова та рами, кН;

$G_k$  – сумарна вага надвізкових елементів тепловоза, тобто кузова та рами з обладнанням, кН;

$G_{кп}$ ,  $G_{кз}$  – навантаження від кузова та рами з обладнанням на опори відповідно переднього та заднього візків, кН. Індексами «п» та «з» позначаємо належність параметра відповідно до переднього та заднього візків;

$G_v$  – вага візка, кН;

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

$G_{н}$  – 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 вага одного візка, кН;

$G_{нв}$  – непідресорена вага, що припадає на один візок, кН;

									Арк.
									90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04MP.ПЗ				

- $P_{зч}$  – службова вага секції тепловоза, кН; у тепловозів, в яких всі колісні пари рушійні, ця вага співпадає із зчіпною вагою;
- $P_{ср}$  – середнє навантаження від колісної пари на рейки, кН;
- $P_{п}, P_{з}$  – повне навантаження на рейки від колісної пари заднього та переднього візків, кН;
- $P_{пш}, P_{пз}$  – 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.

Основою для розрахунку повздовжнього розважування є схема екіпажної частини з необхідними розмірами (рис. 5.1 та таблиця 5.1), а також вагова відомість тепловоза, що наведена у таблиці 5.2.

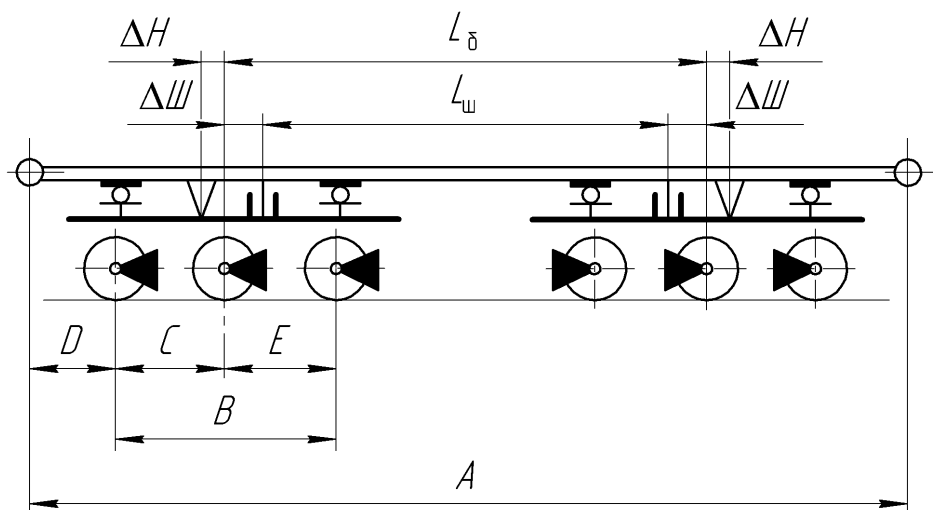


Рисунок 5.1 – Схема екіпажної частини тепловоза

Таблиця 5.1 – Основні геометричні параметри екіпажної частини тепловоза згідно схеми, наведеної на рис. 5.1

Розмір, мм									
$A$	$B$	$C$	$D$	$E$	$L_{ш}$	$\Delta Ш$	$L_{б}$	$L_{п}$	$\Delta H$
18150	3700	1850	2448	1850	9630	185	10000	10250	125

Таблиця 5.2 – Вагова відомість проектного тепловоза

Найменування вузла (групи деталей)	Вага $G_i$ , кН	Плече $l_i$ , м	Момент $M_i$ , кН·м
1 Дизель-генераторна група	268,823	9,266	2490,914
2 Охолоджувальне пристрій	47,019	15,707	738,527
3 Системи охолодження і мастила (трубопроводи, установки цих систем)	31,941	11,100	354,545
4 Установка силових механізмів	41,202	13,800	568,588
5 Рама тепловоза з паливним баком	111,667	9,423	1052,238
6 Кузов з приладдям	93,195	9,410	876,965
7 Внутрішнє обладнання та обшивка кабіни машиніста	14,813	1,356	20,086
8 Електрообладнання	119,917	6,700	803,444
9 Допоміжне обладнання	13,155	8,850	116,422
10 Обслуговуючий вага (бригада, паливо, масло, вода, пісок)	92,116	9,605	884,774
Всього	$\sum G_i$ =833,85	$x_{\text{ЦВ}} =$ 9,482	$\sum G_i \cdot l_i =$ =7906,503
Візки (два)	231,64×2		
Непідресорена вага тепловоза	251,30		

Для виконання розрахунків та розважування відповідно до ескізу розважування та вагової відомості складаємо відомість розважування (таблиця 5.2), визначаємо в ній статичні моменти, які створюються вагою вузлів (груп деталей) відносно умовної осі моментів

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

та визначаємо координату центру ваги надвізкової будови тепловоза  $x_{\text{ЦВ}}$  відносно умовної осі моментів

$$x_{\text{ЦВ}} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i}{G_{\text{К}}} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot l_i}{\sum_{i=1}^n G_i}. \quad (5.2)$$

						Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04MP.ПЗ	

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

$$x_{\text{ЦВ}} = \frac{7906,5}{833,85} = 9,482 \text{ м.}$$

Встановивши координату центру ваги кузова та рами тепловоза з усім обладнанням, розміщуємо візки тепловоза.

Так як використовується рама серійного тепловоза, то розміщення опор візків передбачено в конструкції поперечних кріплень рами. Незначне переміщення координати центру ваги надвізкової будови тепловоза досягається незначним переміщенням окремих вузлів на рамі або за допомогою баласту.

У маневрових тепловозах баласт використовується не тільки для вирівнювання навантажень на візки, але ще і для збільшення зчіпного ваги.

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

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

$$P_{\text{зч}} = 833,84 + 2 \cdot 259,97 = 1353,7 \text{ кН.}$$

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

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{зч}}}{m} = \frac{1353,7}{6} = 225,6 \text{ кН.} \quad (5.4)$$

Навантаження від кузова і рами з обладнанням на передній та задній візки визначаються обернено пропорційно відстаням від центру ваги надвізкової будови до умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки

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

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де  $a_{п}$ ,  $a_{з}$  – відстань від центру ваги надвізкової будови до умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки, м;

$L_{н}$  – відстань між умовними точками передачі вертикальних навантажень на візки відповідно, м.

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

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

$$G_{кп} = 833,85 \cdot \frac{4,94}{10,25} = 401,88 \text{ кН};$$

$$G_{кз} = 833,85 \cdot \frac{5,31}{10,25} = 431,97 \text{ кН}.$$

Повне навантаження від колісної пари на рейки для переднього та заднього візків визначається як сума підресореного та непідресореного навантажень

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

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

Тому що розважування візків не виконувалось і було прийнято, що їх підресорена та непідресорена вага розподіляється по колісних парах однаково, то підресорені навантаження, що припадають на одну колісну пару, можна вважати однаковими:

– для переднього візка (при кількості колісних пар у візку  $m_{в}=3$ )

$$P_{пп} = \frac{G_{кп}}{m_{в}} + \frac{G_{пв}}{m_{в}} = \frac{401,88}{3} + \frac{117,33}{3} = 173,1 \text{ кН}; \quad (5.11)$$

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$P_{ПЗ} = \frac{G_{КЗ}}{m_B} + \frac{G_{ПВ}}{m_B} = \frac{431,97}{3} + \frac{117,33}{3} = 183,1 \text{ кН.} \quad (5.12)$$

Величину невіднесеного навантаження від колісної пари на рейки для переднього та заднього візків вважаємо розподіленою однаково і визначаємо як частка від ділення невіднесеної ваги тепловоза на кількість його колісних пар

$$P_{НП} = P_{НЗ} = \frac{G_H}{m} = \frac{285,275}{6} = 47,55 \text{ кН.} \quad (5.13)$$

Тоді

$$P_{П} = 173,1 + 47,55 = 220,65 \text{ кН;}$$

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

Відносна різниця навантажень між колісними парами переднього та заднього візків

$$\Delta = \frac{|P_{П} - P_{З}|}{\min(P_{П(З)})} \cdot 100 = \frac{|220,65 - 230,65|}{230,65} \cdot 100 = 4,34\%, \quad (5.14)$$

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

Вирівнювання навантажень можна виконати кількома методами:

- 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.

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Таким чином, для збільшення зчіпної ваги тепловоза і, відповідно, тягових властивостей, пропонується встановити баласт вагою  $G_{\bar{6}} = 25$  кН на відстані  $l_{\bar{6}} = 1$  м відносно умовної осі моментів.

Після перерахунку отримаємо

$$G'_{\text{к}} = G_{\text{к}} + G_{\bar{6}} = 833,84 + 25 = 858,84 \text{ кН}; \quad (5.15)$$

$$\sum M'_i = \sum M_i + G_{\bar{6}} \cdot l_{\bar{6}} = 7906,503 + 25 \cdot 1 = 7931,503 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad (5.16)$$

$$x'_{\text{ЦВ}} = \frac{\sum M'_i}{G'_{\text{к}}} = \frac{7931,503}{858,84} = 9,235 \text{ м}; \quad (5.17)$$

$$P_{\text{зч}} = 858,84 + 2 \cdot 259,965 = 1378,77 \text{ кН};$$

$$P_{\text{ср}} = \frac{1378,77}{6} = 229,8 \text{ кН};$$

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

$$a_3 = 10,25 - 5,062 = 5,188 \text{ м};$$

$$G_{\text{кII}} = 858,84 \cdot \frac{5,188}{10,25} = 434,7 \text{ кН};$$

$$G_{\text{кЗ}} = 858,84 \cdot \frac{5,062}{10,25} = 424,15 \text{ кН};$$

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

$$\Delta = \frac{|231,56 - 228,04|}{231,56} \cdot 100 = 1,5\%,$$

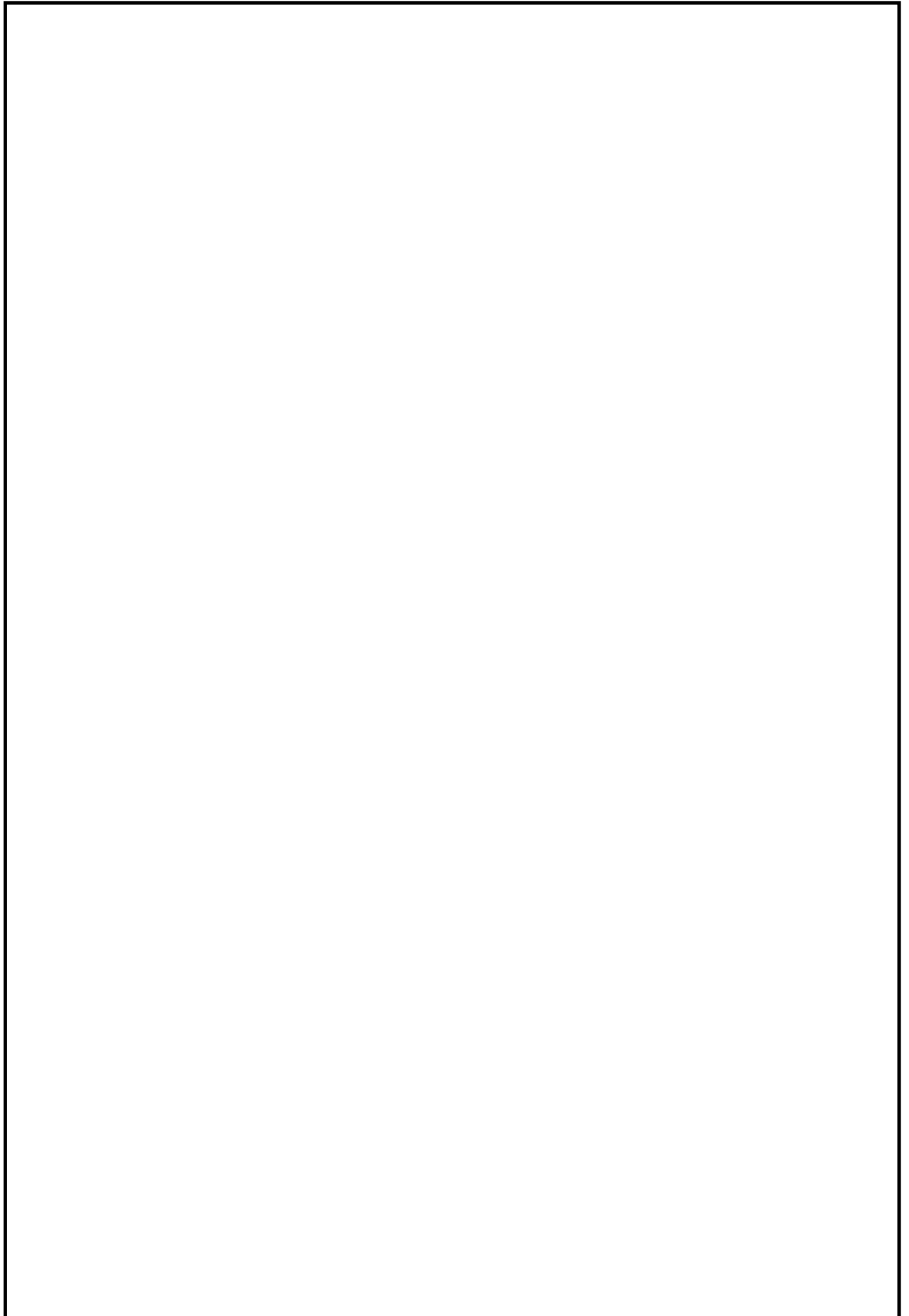
що менше 3%, тому результати поздовжнього розважування досягнуто – навантажень від кузова на візки та від колісних пар на рейки вирівняні.

Ескіз розважування проектного тепловоза наведено на рис. 5.2.

**Висновки до розділу.** При визначенні навантажень між колісними парами їх відносна різниця для переднього та заднього візків склала 4,34%, що неприпустиме за умови реалізації дотичної сили тяги колісними парами по візках. Тому, шляхом встановлення баласту вагою 25 кН на відстані 1 м відносно умовної осі моментів, навантаження від колісних пар переднього та заднього візків було вирівняно до величини 231,56 кН та 228,04 кН відповідно. При цьому відносна різниця між навантаженнями колісних пар на рейки переднього та заднього візків склала 1,5%, що відповідає встановлений нормі.

Рисунок 5.2 – Ескіз розважування проектного тепловоза

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97



					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		98

## 6 ДИНАМІЧНЕ ВПISУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА

Призначення динамічного вписування – аналіз горизонтальних поперечних сил і відповідних ним допустимих швидкостей руху локомотива, а також визначення критеріїв безпеки руху.

Основна задача динамічного вписування звичайно розглядається в двох постановках:

– пряма: локомотив певної серії рухається в кривій заданого радіуса з заданою швидкістю при заданій величині підвищення зовнішньої рейки. Визначити горизонтальні поперечні сили в контакті коліс з рейками;

– зворотна: локомотив певної серії рухається в кривій заданого радіуса з заданим підвищенням зовнішньої рейки при заданій величині горизонтальної поперечної сили в контакті набігаючого колеса з зовнішньою рейкою. Визначити допустиму швидкість руху [12].

Додатковими, але вирішальними, завданнями при цьому можуть бути: визначення критеріїв безпеки руху в кривій, або допустимої швидкості руху по якомусь критерію безпеки руху, або розв'язання інших питань взаємодії екіпажу та колії.

В роботі вирішення задачі динамічного вписування передбачає визначення максимальної швидкості руху локомотива в кривій, при якій забезпечуються безпека руху і комфортабельність для обслуговуючого персоналу і пасажирів. Безпека руху оцінюється критеріями безпеки, які характеризують величин бічних зусиль на рейки і пружне віджимання рейок під дією цих зусиль [12].

Критерієм комфортабельності є величина непогашеного прискорення  $\alpha_n$ . Його величина не повинна перевищувати  $0,7 \text{ м/с}^2$ . Це – максимальне прискорення, при якому людина не відчуває страху при вході екіпажу в криву [12].

При динамічному вписуванні враховуються наступні сили:

- горизонтальні сили тертя бандажів, що становлять, об рейки  $F_1 - F_6$ ;
- відцентрова сила локомотива  $C$ ;
- горизонтальна складова ваги локомотива, яка виникає від піднесення

									Арк.
									99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04MP.ПЗ				

зовнішньої рейки в кривій  $C_1$ ;

– бічні реакції з боку рейок від дії коліс, що упирають в них коліс (направляючі зусилля)  $Y_1 - Y_6$ ;

– бічний тиск коліс на головки рейок  $Y'_1 - Y'_6$ , що є різницею між направляючими зусиллями і силами тертя бандажів об рейки;

– повертаючі сили і моменти за наявності в екіпажі повертаючих сил, а також моменти тертя в опорах.

Схема сил та моментів, що діють на тепловоз приведена на рис. 5.1.

Умови фізичної рівноваги візка, зображеного на рис. 5.1, можна описати системою двох лінійних рівнянь статички: рівнянням суми проекцій сил на якусь вісь та рівнянням суми моментів сил відносно довільної точки системи. Практика рішення задач подібного типу показала, що в якості осі проекції сил зручно приймати вісь, перпендикулярну до поздовжньої осі екіпажу, а в якості точки, відносно якої беруться моменти сил – точку  $\Omega$  (центр повороту). Таким чином, система рівнянь рівноваги візка буде мати такий узагальнений вигляд:

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

Якщо розгорнути ці узагальнені рівняння стосовно до схеми рис. 4.1 і при цьому припустити, що спрямовуючі зусилля можуть діяти як з боку зовнішньої, так і з боку внутрішньої рейки, то отримаємо таку систему

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

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

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

									Арк.
									100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04MP.ПЗ				

Рисунок 6.1 – Схема сил та моментів, що діє на екіпаж у кривій

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		101

- $C_1$  – горизонтальна сила, що виникає від підвищення зовнішньої рейки на величину  $h$  в кривій, кН;
- $(M_B + M_{тр})$  – сумарний момент від повертаючих сил і сил тертя при повороті візка навколо центрального шкворні;  $(M_B + M_{тр}) = 40$  кН·м [12];
- $F_1$  – сили тертя в опорних точках коліс, направлені перпендикулярно променям  $r_3$ , кН;
- $S$  – половина відстані між колами кочення бандажів коліс;  $S = 0,8$  м [12].

Для нанесення на схему центру повороту  $\Omega$  припускаємо, що візок знаходиться в положенні найбільшого перекосу. Для цього положення полюсна відстань першої (що направляє) колісної пари визначиться за формулою:

$$X_1 = \frac{b}{2} + \frac{R}{b}(2\sigma + \Delta), \quad (6.3)$$

де  $b$  – база візка;  $b = 3,7$  м;

$R$  – мінімальний радіус кривої для заданої ділянки;  $R = 700$  м;

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

Мінімальне значення ширини колії зазору буде  $2\sigma + \Delta = 0,007$  м [12], тоді

$$X_1 = \frac{3,7}{2} + \frac{700}{3,7} \cdot 0,007 = 3,17 \text{ м.}$$

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

$$X_2 = 1,32 \text{ м, } X_3 = 0,53 \text{ м.}$$

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

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$2F_i = 2\Pi f_{\text{тр}}, \quad (6.4)$$

де  $2\Pi$  – статичний тиск від колісної пари на рейки;  $2\Pi = 260$  кН;

$f_{\text{тр}}$  – коефіцієнт тертя між рейками і бандажами;  $f_{\text{тр}} = 0,25$  [12];

$$2F_1 = 2F_2 = 2F_3 = 260 \cdot 10^3 \cdot 0,25 = 65 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

У тривісних візках сучасних тепловозів вільний розбіг середньої колісної пари досягає  $\pm 14$  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

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

Сила від піднесення зовнішньої рейки

$$C_1 = \frac{G \cdot h}{2S}, \quad (6.6)$$

де  $G$  – частина ваги тепловоза, що припадає на візок;  $G = 780$  кН;

$h$  – підвищення зовнішньої рейки в кривій;  $h = 0,11$  м.

Значення  $\cos \alpha_i, r_i$  визначаємо з тригонометричних співвідношень:  $r_1 = 3,27$  м,  $r_2 = 1,54$  м,  $r_3 = 0,96$  м,  $\cos \alpha_1 = 0,969$ ,  $\sin \alpha_2 = 0,519$ ,  $\cos \alpha_3 = 0,552$ .

Найбільша допустима швидкість руху локомотива в кривій визначиться з умови комфортабельності по найбільшій величині непогашеного прискорення  $\alpha_H = 0,7$  м/с<sup>2</sup>

$$V_{\text{доп}} = \sqrt{R(0,08h + 13\alpha_H)}, \quad (6.7)$$

									Арк.
									103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04МР.ПЗ				

$$V_{\text{доп}} = \sqrt{700(0,08 \cdot 0,11 + 13 \cdot 0,7)} = 111,9 \text{ км/год.}$$

Припустивши, що  $Y_3 = 0$  і позначивши  $\mathcal{C} = C - C_1$ , рівняння (6.2) напишемо у вигляді

$$\begin{cases} -Y_1 + \mathcal{C} - 26,49 = 0; \\ Y_1 \cdot 3,17 - \mathcal{C} \cdot 1,32 - 262,94 = 0. \end{cases}$$

Результат вирішення рівнянь відносно  $Y_1$  і  $\mathcal{C}$

$$Y_1 = 161 \text{ кН}, \mathcal{C} = 187,5 \text{ кН.}$$

Швидкість, відповідна силі  $\mathcal{C} = 187,5 \text{ кН}$ , –  $V = 146,3 \text{ км/год}$ . 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 будемо динамічний паспорт проектного тепловоза в горизонтальній площині (рис. 6.2).

Таблиця 6.1 – Результати розрахунку динамічного паспорта проектного тепловоза

$V$ , км/ч	$Y_1$ , кН	$Y_3$ , кН	$Y'_1$ , кН
1	2	3	4
0	67,3	93,8,2	34,8

Рисунок 6.2 – Динамічний паспорт проектного тепловоза в горизонтальній площині

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		105

Продовження табл. 6.1

1	2	3	4
20	69	92	36,5
40	74,3	86,8	41,8
60	83,1	78	50,6
80	95,3	65,7	62,8
90	102,8	58,3	70,3
100	111,1	50	78,6
115	125,2	35,8	92,7

Залежності, наведені на рис. 6.2 є достатньо характеристичними з точки зору оцінки як безпосередніх силових факторів у контакті колеса з рейкою ( $Y_1, Y_1'$ ) 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 розрахунків та побудови, необхідно відмітити, що максимально припустима швидкість руху тепловоза в кривій за обмеженням по найбільшій величині незгашеного прискорення  $\alpha_n = 0,7 \text{ м/с}^2$  складає 111,9 км/год у кривій з радіусом 700 м.

**Висновки до розділу.** Проаналізовано величини сил, що діють на екіпажну частину, а саме, на візок проектного тепловоза у кривій радіусом 700 м. Встановлено, що максимальна швидкість руху у кривій заданого радіусу, що відповідає максимально припустимій величині незгашеного прискорення становить 111,9 км/год.

Максимальна припустима швидкість за обмеженням бічного тиску складає 85 км/год.

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

Для формування комплексу технічних рішень по тяговому рухомому складу нового покоління необхідно виконати наступні вимоги:

– створити декілька уніфікованих базових платформ для електровозів та тепловозів;

– реалізувати концепцію блоково-модульної побудови на основі уніфікованих модулів, систем та їхніх компонентів;

– використовувати нові технології виготовлення кузовів із сучасних конструкційних матеріалів підвищеної стійкості до корозії, зниженою масою та збільшеним терміном служби;

– розробити та встановити 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;

– обладнати локомотиви комплексними бортовими автоматизованими мікропроцесорними системами управління;

– обладнати локомотиви бортовими діагностичними комплексами з відображенням оперативної інформації на моніторах у кабіні;

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

– впровадити тепловозні дизелі нового покоління, які відповідають сучасним екологічним вимогам, із мікропроцесорною системою управління та діагностики.

На основі вихідних даних до роботи у першому наближенні визначено передаточне число тягового осьового редуктора, яке забезпечує реалізацію дотичної сили тяги тепловоза, крутячого моменту тягового двигуна у тривалому режимі, а також умову його міцності при конструкційній швидкості. Остаточне значення передаточного числа встановлено з урахуванням прийнятої довжини централі та склало  $i = 3,95$ . Окрім цього отримане значення передаточного числа перевірено за умовою розміщення в нижній частині габариту рухомого складу

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

веденого зубчастого колеса з кожухом.

З використанням універсальних характеристик тягового генератора розрахована та побудована дійсна зовнішня характеристика тягового генератора, а на основі універсальної (безрозмірної) характеристики тягового електродвигуна розраховані та побудовані електромеханічні характеристики ТЕД, які потім перераховані в електротягові характеристики КМБ.

На основі отриманих електротягових характеристик КМБ розрахована тягова характеристика проектного тепловоза та побудовані обмеження по зчепленню колісних пар з рейками.

При розрахунку та побудові техніко-економічних характеристик проектного тепловоза отримано максимальне значення його ККД, яке склало 0,33, а також передачі – 0,92.

Вибір конструкції та характеристик екіпажної частини проводиться на підставі всебічного аналізу існуючих конструкцій і досвіду їх експлуатації. Нові конструкції піддаються обов'язково теоретичним і експериментальним дослідженням. Для проектного тепловоза прийнято кузов вагонного типу, що спирається на візки через комбіновані опори.

Для зниження впливу ударів і величини бічних сил на крайніх осях встановлюються пружні осьові упори з попереднім натягом. При цьому жорсткий удар об рейки виходить тільки від маси колісної пари, пружність осьового упору значно подовжує шлях, на якому поглинається сила набігаючого екіпажу. Попередній натяг необхідний для того, щоб виключити непотрібне поперечне переміщення осей відносно рами під час руху.

Визначено основні габаритні розміри та виконано габаритний баланс проектного тепловоза.

На основі аналізу характеристик обрано та сформовано схему пружного підвішування локомотива. Виконано розрахунок основних параметрів системи пружного підвішування, а саме, розрахунок на міцність – пружини та гумового амортизатора. Розраховані жорсткості вище названих елементів, а також жорсткість пружних елементів пружного вузла та візка. Визначено статичний

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		108

прогин пружного підвішування тепловоза.

В результаті розрахунку встановлено, що частота власних коливань екіпажної частини знаходиться у припустимих межах.

Пружне підвішування є складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурення з боку колії, що породжує так звані вимушені коливання. Тому визначено швидкості руху при яких може наступити явище резонансу.

На основі розрахованих значень коефіцієнту відносного тертя виконана оцінка демпфування коливань. Можна рахувати, що демпфування в пружному підвішуванні проектного тепловоза є задовільним, тому що робота тертя становить 3,5% від роботи пружних сил підвішування, що входить в нормований діапазон.

Виходячи із заданих величин тепловідведення у воду, масло та воду, що охолоджує повітря наддування, а також температур води та масла на виході з дизеля, повітря перед секціями та води на виході з повітроохолоджувача на основі рівнянь балансу тепловідведення визначено параметри системи охолодження, а саме, води та масла після секцій, води на вході в повітроохолоджувач та температур повітря після водоповітряних секцій радіатора. Окрім цього розрахована кількість радіаторів секцій двох контурів охолодження та виконане компоновання холодильної камери. В результаті розрахунків отримано, що водяний контур охолодження води дизеля має 15 секцій, другий контур (охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника) – 21 секцію. 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 36 шт, тобто по 18 шт на сторону, у складі – 15 секцій водяного контуру охолодження води дизеля і 21 секція охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника.

Визначено аеродинамічний опір повітряного тракту холодильної камери та

					0032.150184.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		109

основні параметри вентиляторів, а саме подачу, напір, діаметр вентиляторного колеса, частоту його обертання та потужність, що споживається на привод вентиляторів.

При компоновці обладнання та розважуванні тепловоза визначені навантаження від колісних пар візків, – їх відносна різниця для переднього та заднього візків склала 4,34%, що неприпустимо за умови реалізації дотичної сили тяги колісними парами по візках. Тому, шляхом встановлення баласту вагою 25 кН на відстані 1 м відносно умовної осі моментів, навантаження від колісних пар переднього та заднього візків було вирівняно до величини 231,56 кН та 228,04 кН відповідно.

При динамічному вписування проектного тепловоза складено схему та проаналізовано сили, що діють на екіпажну частину, а саме, на візок проектного тепловоза у кривій радіусом 700 м. Встановлено, що максимальна швидкість руху у кривій заданого радіусу, що відповідає максимально припустимій величині незгашеного прискорення становить 111,9 км/год.

Максимальна припустима швидкість за обмеженням бічного тиску складає 85 км/год.

					<i>0032.150184.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		110

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Проект Програми Прогнозної оновлення рухомою складу ПАТ «Укрзалізниця» на період до 2021 року (станом на 21.11.2016). – Київ: ПАТ «Укрзалізниця». 2016. – 66 с.
- 2 Єлагін, Ю. В. Стан і оновлення рухомого складу в умовах реформування Укрзалізниці / Ю. В. Єлагін, Ю. В. Глущенко Ю.В., Л. В. Цапко Л. В. // Проблеми транспортного комплексу України: Вісник економіки транспорту і промисловості. – Харків, 2018. – Вип. 64. – С. 209–216.
- 3 Аналіз використання паливно-енергетичних ресурсів на залізничному транспорті України за 2018 рік [Текст]. – Київ. : ПАТ «Укрзалізниця», 2019. – 138 с.
- 4 Конарев Н.С. Железнодорожный транспорт. Энциклопедия. – М.: Большая Российская Энциклопедия, 1994. – 559 с.
- 5 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.
- 6 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, М. І. Капіца; Дніпропетр. нац. ун-т. залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2010. – 20 с.
- 7 Тепловоз 2ТЭ116 / С. П. Филонов, А. И. Гибалов, Е. А. Никитин и др. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1996. – 334 с.
- 8 Руднев В.С., Маношин А.В. Выбор основных параметров экипажной части и компоновочной схемы тепловоза: Методические указания. – М: МИИТ, 2009. – 52 с.
- 9 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.

									Арк.
									111
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150184.000.04MP.ПЗ				

