

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет “*Транспортна інженерія*”

Кафедра “*Локомотиви*”

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав.кафедрою *Б. Боднар* Борис БОДНАР

“ *11* ” *01* 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: “**Розробка заходів зі зменшення зносу колісних пар
локомотива**”

за освітньою програмою: “*Локомотиви та локомотивне господарство*”
зі спеціальності 273 “*Залізничний транспорт*”
галузі знань 27 “*Транспорт*”

Виконав: студент групи ЛГ2221

Олег Бровенко Олег БРОВЕНКО

Керівник *Дмитро Бобирь* Дмитро БОБИРЬ

Нормоконтролер *Людмила Колодій* Людмила КОЛОДІЙ

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

Студент

Олег Бровенко

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Faculty “*Transport engineering*”

Department “*Locomotives*”

Explanatory Note
to Master’s Thesis

master

on the topic: “**Development of measures to reduce the wear of locomotive wheelsets**”

according to educational curriculum: “*Locomotives and Locomotive Economy*”
in the Speciality 273 “*Railway transport*”
Branch of knowledge 27 “*Transport*”

Done by the student of the group *LG2221*:

Oleg BROVENKO

Scientific Supervisor: Dmytro BOBYR

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2024

Український державний університет науки і технологій

Факультет «*Транспортна інженерія*», кафедра «*Локомотиви*»

Спеціальність 273 «*Залізничний транспорт*»

за ОП «*Локомотиви та локомотивне господарство*»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри «Локомотиви»

_____ Борис БОДНАР

« ____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу на здобуття ОС «*магістр*»

студенту групи *ЛГ2221*

Бровенкоу Олегу Олеговичу

1. Тема кваліфікаційної роботи: «**Розробка заходів зі зменшення зносу колісних пар локомотива**»

затверджена наказом від «17» січня 2023 р № 31ст

2. Термін подання студентом закінченої роботи «12» січня 2024 р

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: статистичні данні про несправності та зношування колісних пар в експлуатації; характеристики пружного підвішування локомотивів; радіус кривої для заданої ділянки 650 м; статичний тиск від колісної пари на рейки 230 кН; підвищення зовнішньої рейки в кривій 0 мм; коефіцієнт, що враховує частину тепла, що виділяється при гальмуванні, що надходить в колесо 0,7; мінімальна товщина бандажа 0,043 м; ширина бандажа 0,143 м; коефіцієнт лінійного розширення бандажної сталі $11,6 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$; ухил 29 ‰; час руху по ухилу 300 с.

4. Перелік креслень (демонстративного матеріалу)

- 1) Аналіз динаміки зносу колісних пар.
- 2) Несправності бандажів та колісних центрів.
- 3) Системи довороту візків.
- 4) Розрахунок системи довороту.
- 5) Побудова 3D-моделі системи довороту.
- 6) Розрахунок зниження натягу з'єднання бандажа з колісним центром при гальмуванні.
- 7) Заходи щодо зниження кількості проворотів бандажів колісних пар.

5. Перелік питань до розробки та термін виконання

Назва розділу кваліфікаційної роботи	Термін виконання	Обсяг розділу, %
Аналіз несправностей колісних пар локомотивів і способів підвищення їх ресурсу	28.11.2023	30
Обґрунтування довантаження візків та застосування систем довороту	19.12.2023	30
Розрахунок системи довороту. Розробка заходів щодо зниження кількості проворотів бандажів колісних пар	09.01.2024	40

Студент _____ Олег БРОВЕНКО

Керівник роботи _____ Дмитро БОБИРЬ

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з чотирьох розділів на 90 сторінках, налічує 44 ілюстрації, 10 таблиць та 8 літературних джерел.

Об'єктом дослідження у кваліфікаційній роботі є колісні пари локомотива, а предметом – геометричні та міцнісні характеристики колісних пар.

Метою роботи є розробка та впровадження заходів зі зменшення зносу колісних пар локомотивів, а саме – прокату, підрізу гребня бандажа та провороту бандажів.

Методологічною основою кваліфікаційної роботи є сучасне уявлення про міцність і довговічність конструкційних елементів тягового рухомого складу. Загальна методика досліджень побудована на використанні чисельних методів аналізу, математичному моделюванню процесів зношування колісних пар та віртуального тривимірного моделювання.

Ключові слова: ЛОКОМОТИВ, ЕКІПАЖНА ЧАСТИНА, КОЛІСНА ПАРА, МІЦНІСТЬ, ЗНОШУВАННЯ, ПРОКАТ БАНДАЖА, ПРОВОРОТ БАНДАЖА

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 АНАЛІЗ НЕСПРАВНОСТЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ЛОКОМОТИВІВ І СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ РЕСУРСУ	8
1.1 Аналіз динаміки зносу колісних пар	8
1.2 Загальний аналіз видів несправностей.....	14
1.3 Несправності з якими колісні пари не допускаються до експлуатації	15
1.4 Способи підвищення ресурсу колісних пар	19
1.5 Ремонт без зміни елементів.....	21
1.6 Ремонт зі зміною елементів.....	21
2 ОБГРУНТУВАННЯ ДОВАНТАЖЕННЯ ВІЗКІВ ТА ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ ДОВОРОТУ	22
2.1 Розподіл навантажень	22
2.2 Функції системи довороту візків	28
2.3 Аналіз існуючих систем довороту візків та їх модифікацій.....	31
3 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ДОВОРОТУ	47
3.1 Визначення сил, що діють на систему довороту	47
3.2 Комп'ютерне моделювання довороту візків локомотива.....	56
4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ КІЛЬКОСТІ ПРОВОРОТІВ БАНДАЖІВ КОЛІСНИХ ПАР	64
4.1 Причини проворотів бандажів	64
4.2 Причинно-наслідковий зв'язок утворення провороту бандажа колісної пари електровоза	67
4.3 Розрахунок зниження натягу з'єднання бандажа з колісним центром при гальмуванні.....	68
4.4 Заходи щодо зниження кількості проворотів бандажів колісних пар	79
ВИСНОВКИ.....	88
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	90

					<i>0032.18014.2.000.04КР.ПЗ</i>			
<i>Змін.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Богьенко</i>			<i>Розробка заходів зі зменшення з'єсу колісних пар локомотива</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркциф</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Бодирь</i>				5	90	
<i>Реценз.</i>					<i>УДУНТ, зр. 2221</i>			
<i>Н. Контр.</i>		<i>Колодій</i>						
<i>Затверд.</i>								

ВСТУП

Акціонерне товариство «Укрзалізниця» є найбільшим системоутворювальним елементом української економіки, найважливішою ланкою транспортної системи України, яка здійснює понад майже половину вантажообігу та пасажирообігу транспорту загального користування у країні. Ефективність виконання основних завдань залізниць напряду залежить від технічного стану рухомого складу.

Основним напрямом підтримання локомотивів у технічно справному стані є дотримання в повному обсязі вимог планово-попереджувальної системи обслуговування та ремонту [1].

Основними заходами щодо підтримання та поліпшення технічного стану локомотивів є:

- удосконалення технології експлуатації та планово-попереджувальної системи ремонту локомотивів;
- впровадження сучасних технологій ремонту та відновлення вузлів і деталей;
- впровадження засобів і методів безрозбірної діагностики вузлів локомотивів;
- поліпшення експлуатації локомотивів (впровадження прикріпленого способу обслуговування локомотивів);
- поліпшення організації технічного обслуговування (ТО) і поточного ремонту (ПР) локомотивів;
- виключення перепробігів локомотивів між ТО та ПР;
- впровадження на робочих місцях автоматизації та механізації трудомістких процесів;
- створення системи ТО і ПР за фактичним станом локомотивів [2].

Також найважливішою проблемою на залізничному транспорті є забезпечення безпеки руху рейкових екіпажів, як на етапі проектування, так і в процесі їх експлуатації. При цьому запобігання аваріям і катастрофам на залізницях мають першорядне значення. Також цілком зрозуміло, що на безпеку руху значним чином впливає стан екіпажної частини та особливо стан колісних пар.

Колісна пара є найважливішим елементом екіпажної частини, тому що від її

					<i>0032.18014.2.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

стану насамперед залежить безпека руху. Колісна пара передає через себе всю масу локомотива на рейки, а також передає крутний момент тягового електродвигуна, а в місці контакту коліс з рейками реалізується сила тяги та гальмування. При русі локомотива кожна колісна пара сприймає удари від нерівності колії та напрямних сил, і, у свою чергу, сама жорстко впливає на верхню будову колії [3]. Через це бандаж – частина колісної пари, що найбільше зношується.

У процесі експлуатації колісні пари рухомого складу схильні до ряду видів зносу: корозія, руйнування елементів від навантажень, від високого нагріву при терті. Однією з основних причин зносу є тертя коліс об рейку.

Об'єктом дослідження у кваліфікаційній роботі є колісні пари локомотива, а предметом – заходи щодо зниження їх зносу.

Метою роботи є розробка та впровадження заходів зі зменшення зносу колісних пар локомотивів.

					<i>0032.18014.2.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1 АНАЛІЗ НЕСПРАВНОСТЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ЛОКОМОТИВІВ І СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ РЕСУРСУ

1.1 Аналіз динаміки зносу колісних пар

На рис. 1.1 представлено знос колісних пар за 2021 рік, а на рис. 1.2 – знос колісних пар локомотивів за 2022 рік на РФ «Придніпровська залізниця».

На цих графіках наведена кількість обточування колісних пар за 2020 та 2021 роки. У 2020 і 2021 році спостерігається високий відсоток обточування близько шести місяців, що призводить до зайвих витрат на ремонт, а також високих витрат коштів на виготовлення нових колісних пар і матеріалу, що витрачається на їх виготовлення. Тому впровадження пристроїв, що зменшують знос колісних пар є нагально актуальним.

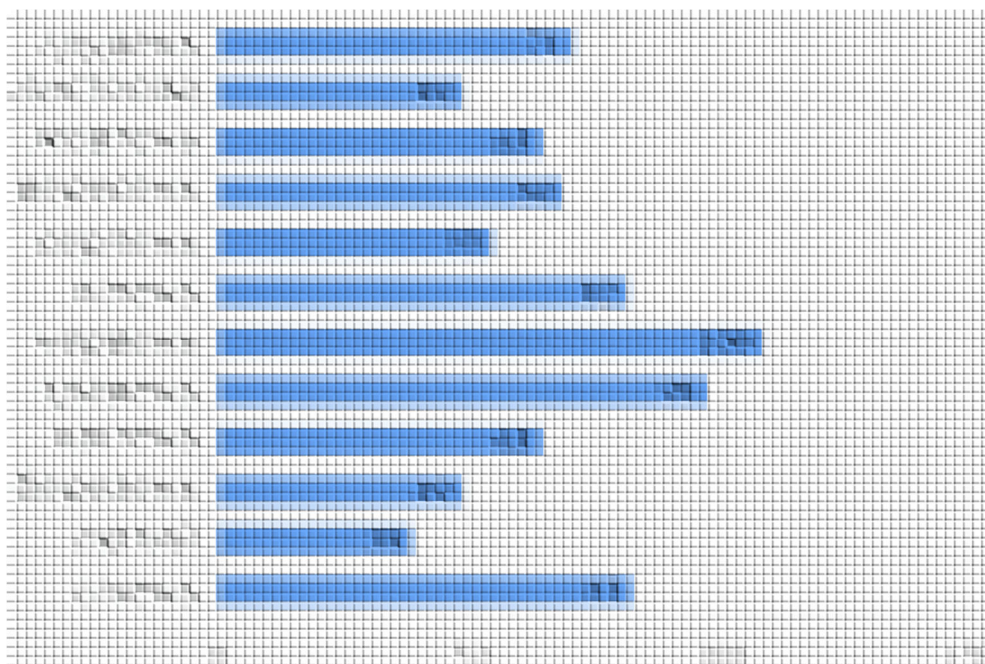


Рисунок 1.1 – Знос колісних пар за 2020 рік

Розподіл несправностей колісних пар по видах відмов тепловозів приписки РФ «Придніпровська залізниця» наведено в табл. 1.1 та на рис. 1.3.

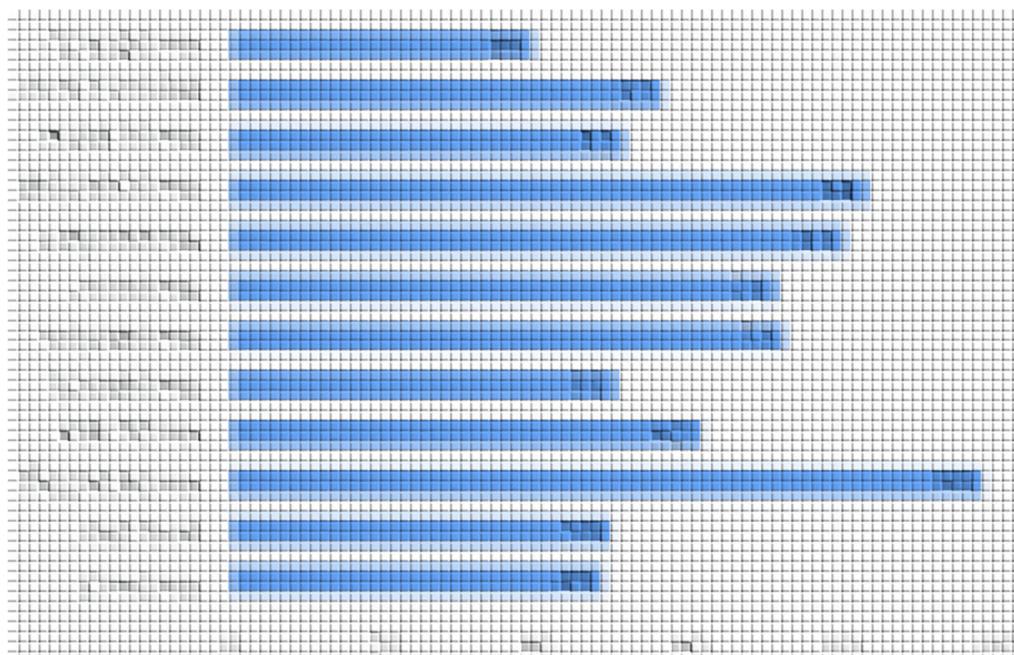


Рисунок 1.2 –Знос колісних пар за 2021 рік

Таблиця 1.1 – Відмови та несправності колісних пар тепловозів приписки РФ «Придніпровська залізниця» в кількісному та відсотковому співвідношенні

Найменування несправності	Кількість несправностей	Відсоток несправностей, %
Знос гребня	5	2%
Повзуни	3	2%
Проворот бандажа	3	1%
Прокат по колу кочення	0	0%
Різниця товщини бандажів	0	0%
Вищербина	0	0%
Задір шейки	0	0%

З таблиці 1.1 видно, що основними несправностями є знос гребня (5 випадків, 2%), повзуни (3 випадків 2%), проворот бандажа (3 випадки, 1%).

На рис. 1.4 та в табл. 1.2 наведено статистику випадків несправностей локомотивів та змінених колісних пар по місяцях.

Таблиця 1.2 – Кількість проворотів бандажів по місяцях за 2020–2022 роки

Місяць	Кількість проворотів за рік		
Січень			
Лютий			
Березень			
Квітень			
Травень			
Червень			
Липень			
Серпень			
Вересень			
Жовтень			
Листопад			
Грудень			
Усього			
Приріст в одиницях			
Відсоток у відсотках			

З графіка видно досить велику сезонність проворотів бандажів колісних пар. Зростання практично вдвічі спостерігається останні три місяці року, а потім відбувається поступове зниження. Дане явище пояснюється зледенінням колодки та наступною різкою появою зчеплення між колесом та колодкою.

При розгляді залежності випадків проворотів бандажів від порядкових

номерів колісних пар індивідуально за кожною колісною парою виявлено, що найбільша кількість несправностей припадає на серію ВЛ80 – на 3, 4 та 5-ту колісні пари через затиснене ручне гальмо.

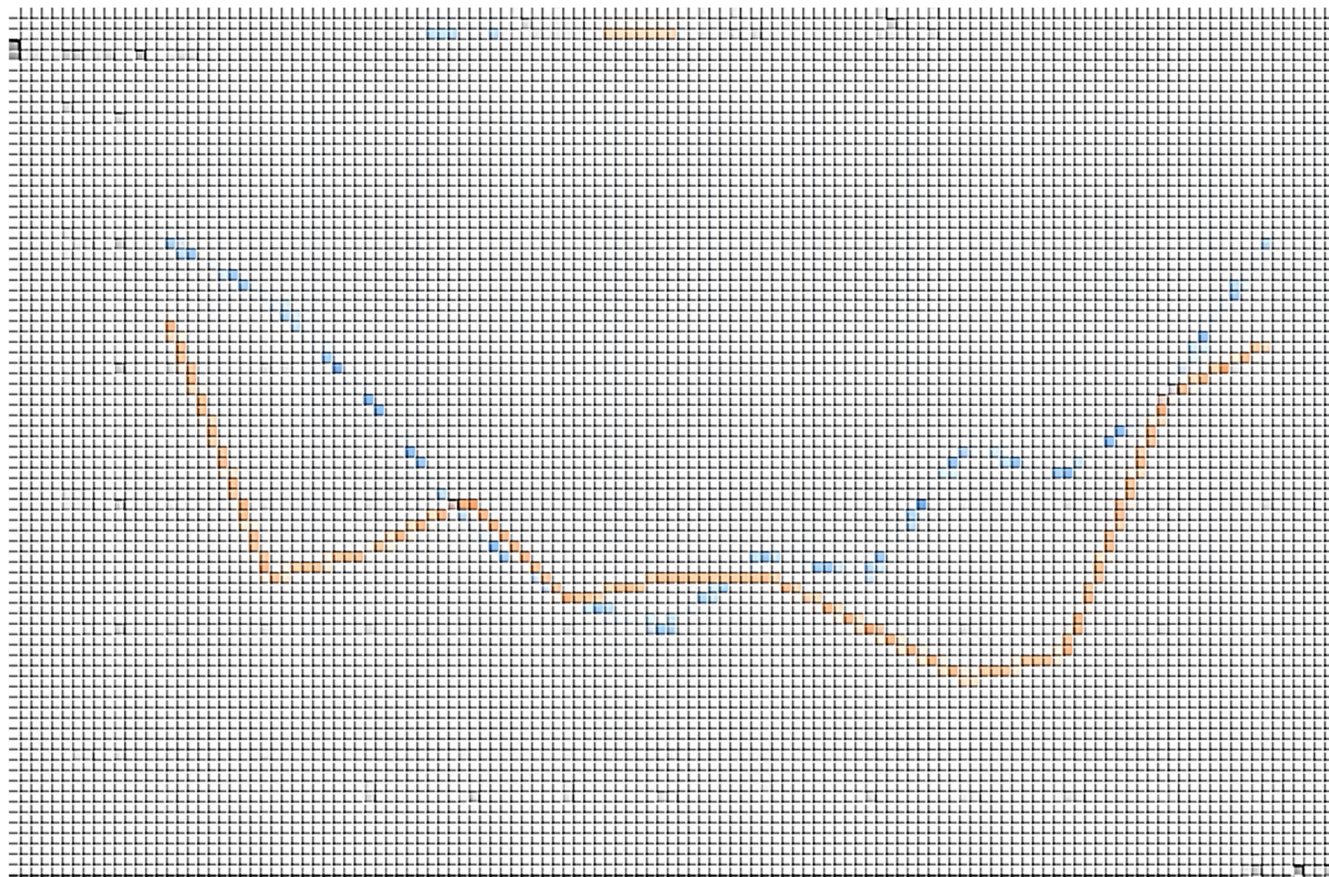


Рисунок 1.4 – Випадки проворотів бандажів 2020–2022 роки

При аналізі слід зазначити вплив товщини бандажа. Товщина бандажа колісних пар при їхній заміні варіюється від 5,5 до 9 мм. Зношування бандажа колісних пар не впливає на утворення проворотів (хоча для здійснення проворотів бандажів з найбільшим експлуатаційним зносом потрібно найменше зусилля, що надається гальмівною важільною передачею), тому що основна кількість випадків допущена при незначному його зменшенні в процесі експлуатації.

Цей висновок також підтверджується при аналізі пробігів локомотивів від початку експлуатації (рис. 1.5), при яких були допущені повторні провороти: 0–250 тис км – 7 к.п., 250–500 тис км – 2 к.п., 500 тис км та більше – 2 к.п.

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

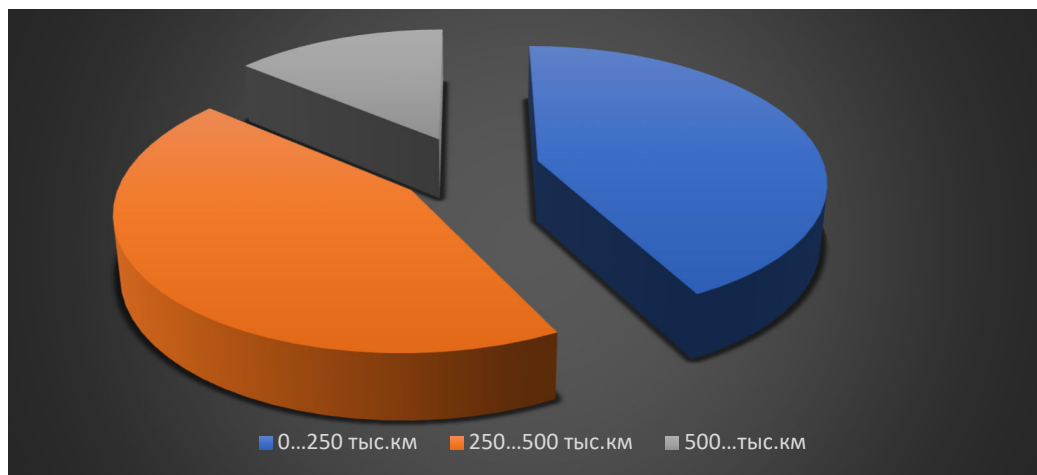


Рисунок 1.5 – Співвідношення проворотів колісних пар залежно від пробігу

Провороти бандажів виникають також через неправильну експлуатацію. Приклад провороту бандажу через неправильну експлуатацію: при розшифровці файлів МСУД встановлено, що машиніст застосовував допоміжне гальмування протягом 6,3 хв з наповненням у гальмівних циліндрах тиском до 1,16 кгс/см² протягом 2798 метрів за швидкості 39–16 км/год. Це порушення інструкції – «у разі застосування електричного гальмування на електровозах та тепловозах та контр-пара на паровозах локомотивне гальмо відпустити».

Таким чином, при аналізі наявних даних (розшифрування файлів реєстратора МСУД, акти комісійних оглядів, протоколи експертних груп) виявлено використання машиністами під час руху крана допоміжного гальма ум. № 215 для регулювання швидкості локомотива і поїзда, а також запобігання боксуванню зусилля гальмівної важільної передачі та гальмівного циліндра на 2ЕЛ5 набагато вище ніж на ВЛ80, отже відбувається перегрів банда.

На підставі проведеного аналізу з випадків проворотів бандажів колісних пар електровозів основними причинами стали:

- використання локомотивними бригадами при регулюванні швидкості (за малих швидкостях руху) та стисканні поїзда прямодіючими гальмами (відповідно до інструкції машиніст зобов'язаний виконати дані дії, але в результаті відбувається нагрівання бандажа колісної пари, що призводить в подальшому до його зсуву);
- відсутність контролю з боку локомотивних бригад над положенням ручного

гальма (експлуатація електровозів із затиснутим ручним гальмом);

- неякісне регулювання гальмівної важільної передачі;
- сезонність.

1.2 Загальний аналіз видів неспрђестей

Характерними несправностями колісних пар є: знос бандажів – прокат, вибоїни або повзуни, підріз гребня; ослаблення бандажа, колісного центру, зубчастого колеса; тріщини, вм'ятини, відколи зубів зубчастого колеса; тріщини, різки, вибоїни, вм'ятини на шийках осі та ін.

Вибоїни або повзуни на поверхні катання бандажа утворюються внаслідок заклинювання колісних пар при неправильному гальмуванні, руйнуванні роликотпідшипників, заклинюванні зубчастої передачі.

Вертикальний підріз гребня та гострокінцевий накат виникають при неправильній установці колісних пар у рамі візка або роботі локомотива на ділянках з кривими малого радіусу. При перекосі колісної пари в рамі відбувається набігання на рейку гребня бандажа колеса, що відстає, і поперечне ковзання бандажа по рейці.

При русі тепловоза відбувається зношування бандажів по колу катання, що називається прокатом. На поверхні катання бандажів можуть бути тріщини, плени, раковини та вищербліни [3].

Під раковинами розуміються дефекти металургійного походження як неметалевих включень (піску, шлаку) всередині металу і порожнин від усадки металу при нерівномірному остиганні, що виходять на поверхню катання колеса у міру його зносу.

Вищербліни – це викрашування шматочків металу на поверхні катання колеса.

Ослаблення бандажа на колісному центрі відбувається при недостатньому натягу, порушенні температурного режиму при посадці бандажу (нерівномірне нагрівання, швидке охолодження), а також при заклинюванні колісних пар при гальмуванні.

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Ослаблення посадки колісного центру або зубчастого колеса на осі виникає, як правило, у разі порушення їх напресування.

Дефекти зубів у зубчастій передачі виникають внаслідок частого боксування колісних пар, зносу в зубцях та порушеннях зачеплення, забруднення та нестачі масла у тяговому редукторі.

Тріщини та плени на поверхні осі утворюються через приховані дефекти металу (пустот, неметалевих включень, мікротріщин) і втоми металу від значного зна-козмінного навантаження, що діє на вісь.

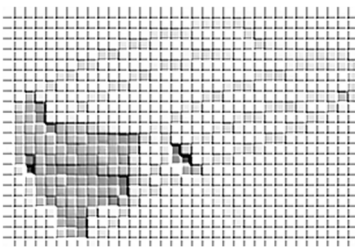
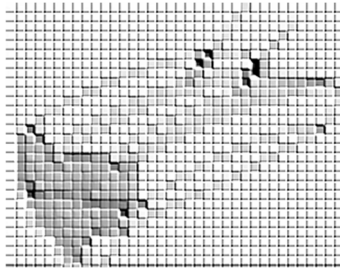
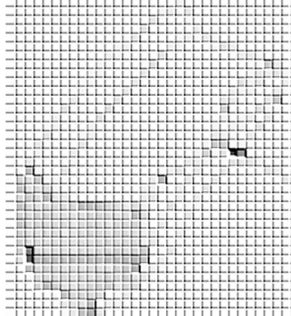
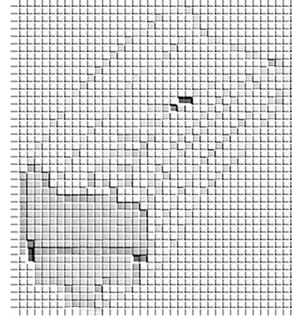
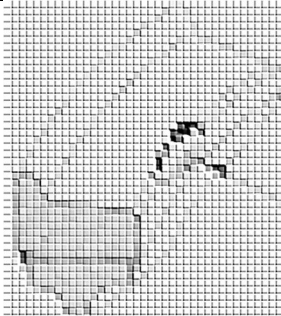

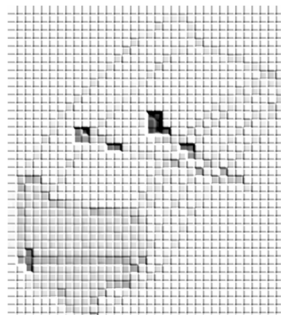

Різки, вибоїни, вм'ятини на осі – результат необережного поводження в процесі переміщення, при зберіганні колісних пар, неправильного монтажу та провертання внутрішніх кілець роликотідшипників, забруднення та недостатньої кількості масла.

1.3 Неспрґїєстї з якими колїсні пари не допускаються до експлуатацїї

Забороняється випускати в експлуатацїю та допускати до прямування в поїздах локомотиви з поперечною трїщиною в будь-якій частинї осї колїсної пари або трїщиною в ободї, диску та маточинї колеса, а також при наступних зносах і пошкодженнях колїсних пар, що порушують нормальну взаємодїю колїї та рухомого складу: прокат по колу катання – понад 7 мм за швидкостї руху до 120 км/год; те саме для локомотивів, що включаються до поїздів, що обертаються зї швидкїстю вїд 121 до 140 км/год, – понад 5 мм; вертикальний пїдрїз гребня висотою понад 18 мм, що вимїрюється спеціальним шаблоном; повзун (вибоїна) на поверхнї катання у локомотивів з роликотидшипниками катання бїльше 0,7 мм та з пїдшипниками ковзання – бїльше 1 мм; товщина гребня бїльше 33 мм або менше 28 мм при вимїрюванні на вїдстанї 20 мм вїд вершини гребня для локомотивів, що включаються до поїздів, що обертаються зї швидкїстю вїд 121 до 140 км/год; за швидкостях руху до 120 км/год товщина гребня понад 33 мм або менше 25 мм. Вїдстань мїж внутрїшнїми гранями колїс має бути в межах (1440 ± 3) мм, а для локомотивів, що обертаються в поїздах зї швидкїстю вїд 121 до 140 км/год, – в межах

					<i>0032.18014.2.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4
<p>Загальне збільшення ширини бандажу за рахунок напливу металу, що виходить за фаску</p>		<p>Кільцеві виробки від впливу гальмівних колодок більш допустимих значень</p>	
<p>Місцеве розширення бандажу</p>		<p>Навар більшого розміру</p>	
<p>Сколи, викрашування</p>		<p>Тріщини термічні</p>	
<p>Вицїрбини на поверхні катання та на бічній поверхні гребня більш допустимих розмірів</p>		<p>Тріщини та плени по-здовжні</p>	

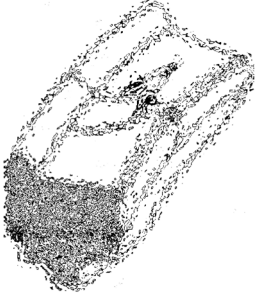



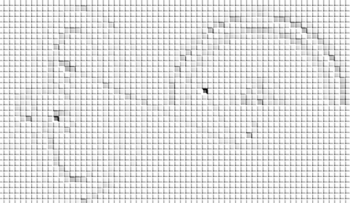
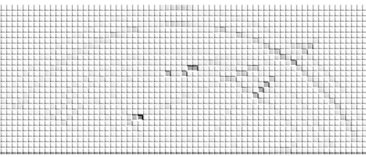
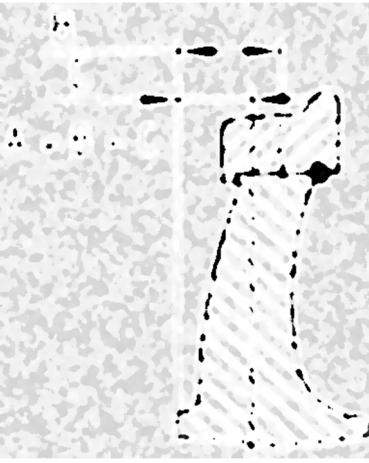
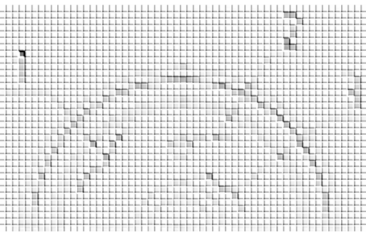
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.18014.2.000.04КР.ПЗ

Арк.

17

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4
Тріщини поперечні та коси		Раковини	
Повзун глибиною більш допустимої		Тріщини у маточині колісного центру	
Ознаки послаблення посадки 1 – маточини на осі; 2 – бандажа на колісному центрі		Тріщини в спицях колісного центру	
Вигин спиць більш допустимого значення А – вигин спиць більш допустимого значення; С – розмір від торця маточини до поверхні катання по кресленню		Тріщини в колісному центрі 1 – біля ободу, 2 – біля отвору; 3 – біля маточини	

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.18014.2.000.04КР.ПЗ

Арк.

18

1.4 Способи підвищення ресурсу колісних пар

Для зниження зносу коліс рухомого складу та рейок на залізницях застосовуються такі основні заходи:

- лубрикація коліс та рейок з використанням різних мастильних засобів;
- вибір найкращого профілю катання бандажів колісних пар локомотивів;
- застосування систем довантаження під час зрушення;
- застосування систем довороту візка або колісної пари у кривій;
- наплавлення гребнів бандажів колісних пар;
- електротермічні методи зміцнення.

За результатами досліджень було визнано, що основним засобом запобігання мікрорізанню є змащування поверхонь, що контактують. При цьому мастильний матеріал, що застосовується, повинен витримувати без руйнування гранично можливі в зоні контакту навантаження. Для отримання такого ефекту рекомендовано застосування пластичних та твердих мастильних матеріалів, що витримують до руйнування велику контактну напругу. Запропоновані два принципово відмінних способи лубрикації гребнів коліс: нанесення мастильного матеріалу на бічну поверхню головки рейки за допомогою спеціального пересувного пристрою та нанесення мастильного матеріалу на гребені коліс рухомого складу за допомогою лубрикаторів. Найбільш перспективним є перший спосіб, що дозволяє регулювати подачу мастила в залежності від експлуатаційних та кліматичних умов, гарантувати строго дозоване нанесення її в зону контакту без видавлювання на поверхню катання, забезпечувати пропуск не менше 20–25 поїздів між проходами рейкозмащувача при мінімальному витраті мастила та виключенні пробуксування локомотивів. Було розроблено кілька типів мастильних матеріалів (РП, ПГВО, ППОС та ін.), що знаходяться на рівні кращих зарубіжних аналогів і навіть перевершують їх за ефективністю. Застосування РП протягом 1,5 років на залізниці дало такі результати: знос гребнів коліс знизився в 4–6 разів, економія енергії на тягу поїздів у середньому склала 10–12% [4].

Існує кілька видів обточування бандажів колісних пар, які представлені у

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

збільшується ресурс колеса;

– локальне зміцнення поверхні диска тонкомірних коліс при ремонті дає можливість використовувати колеса з товщиною обода до 19–21 мм, підвищуючи термін їхньої служби.

1.5 Ремонт без зміни елементів

Ремонт колісних пар без зміни елементів виконується за необхідності виконання наступних робіт:

- обточування поверхні катання суцільнокатаних коліс;
- обточування, зачистки та накатки шийок осей;
- наплавлення одного або двох зношених гребнів суцільнокатаних коліс;
- наплавлення одного або двох зношених буртів шийок осей колісних пар з підшипниками ковзання.

1.6 Ремонт зі змією елементів

Ремонт зі зміною елементів виконується колісним парам за потреби:

- зміни одного або двох коліс, а також осі;
- випробування на зсув маточин одного або двох коліс;
- формування колісної пари з нових елементів із постановкою старорічних роликів підшипників та букс;

за наявності:

- зсуву коліс;
- невідповідності відстані між внутрішніми гранями ободів коліс встановленим розмірам;
- різниці відстаней між торцями осі та внутрішніми гранями ободів коліс з одного й іншого боку колісної пари більших розмірів.

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

2 ОБГРУНТУВАННЯ ДОВАНТАЖЕННЯ ВІЗКІВ ТА ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ ДОВОРОТУ

Однією з причин порушення безпеки руху є сходження локомотивів із рейок. Причин сходу локомотива з рейок кілька і серед них є такі, що обумовлені взаємодією локомотива та колії. До них можна віднести: злам рейки внаслідок надмірних вертикальних і горизонтальних динамічних навантажень і сходження з рейок через великі відтискання рейки горизонтальною силою або сповзання колеса.

Для підвищення коефіцієнта використання зчіпної маси і для часткового вирівнювання навантажень від колісних пар під час реалізації сили тяги на локомотиві встановлюються довантажувачі. Довантажувальні пристрої створюють сили між кузовом і візками і тим самим перерозподіляють навантаження між розвантаженими та перевантаженими колісними парами, тим самим знижують імовірність виникнення боксування під час зрушення з місця, що призводить до зменшення прокату бандажів перших по ходу колісних пар.

2.1 Розподіл навантажень

Вертикальне навантаження Q від колеса на рейку складається з статичного навантаження від підресорених мас, статичного навантаження від непідресорених мас, динамічного навантаження від підресорених частин, що складається з динамічного навантаження від візка та динамічного навантаження від кузова [5].

Статичне навантаження від підресорених мас

$$1_1, \quad (2.1)$$

де 1_1 – складова навантаження колісної пари на рейку від підресорених мас, т.

Статичне навантаження від непідресорених мас

$$2_2, \quad (2.2)$$

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

де 2 – вага колісної пари, букс, частини ресор, вага частини тягового двигуна при опорно-осьовому підвішуванні, т.

Динамічного навантаження 1 від підресорених частин, що складається з динамічного навантаження від візка, отримує вертикальне прискорення $В$

$$B = \left(\frac{V^2}{r_1 + r_2} \right) \quad (2.3)$$

де V – швидкість руху, км/год;

r_1 – статичний прогин пружного підвішування I-го ступеня, мм;

r_2 – статичний прогин пружного підвішування II-го ступеня, мм;

та динамічного навантаження від кузова, що отримує прискорення

$$K = \left(\frac{V^2}{r_1 + r_2} \right) \quad (2.4)$$

Як видно з формул, вертикальні прискорення $В$ і $К$ залежать від характеристик пружного підвішування I-го та II-го ступенів, причому вплив II-го ступеня значно більше впливу I-го ступеня.

Дослідним шляхом встановлено, що хороші результати виходять, якщо статичний прогин пружного підвішування в мм чисельно дорівнюватиме конструкційній швидкості локомотива або буде трохи більше. Наприклад, за $V_k=140$ км/год, $r_1 = 140$ мм, прогин же II-го ступеня повинен становити близько 60% від загального [5].

Відповідні цим прискоренням сили будуть

$$B \cdot B_i; \quad (2.5)$$

$$K \cdot K_i; \quad (2.6)$$

$$1 \cdot B \cdot K, \quad (2.7)$$

					<i>0032.18014.2.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$n = \frac{3n}{2n}, \quad (2.11)$$

де n – вага необресорених частин, що припадають на колісну пару, т.

Для зменшення n у локомотивів з електричною передачею бажано застосовувати опорно-рамне підвішування тягового двигуна.

Відповідна сила інерції від необресорених частин

$$2n\ddot{x}. \quad (2.12)$$

Величини прискорень кузова, візків та необресорених мас зазначених у таблиці 2.1 локомотивів, що замірялися при конструкційній швидкості, наведені у таблиці 2.2.

Характерно, що прискорення букс визначаються головним чином необресореною вагою, причому зі зменшенням необресореної ваги збільшуються прискорення. Так, у тепловоза ТЕ7 та ТЕП60 прискорення букс, що замірялися за швидкості 140 км/год, становили відповідно 85g та 11,1g.

Вплив величини необресорених мас колісної пари та пов'язаних з нею деталей у електровозів, а також типу підвішування тягового двигуна на вертикальні прискорення характеризуються даними, наведеними в таблиці 2.3.

Таблиця 2.1 – Характеристики пружного підвішування електровозів та тепловозів

Серія локомотива	Конструкційна швидкість V_k , км/год	Статичне навантаження від КП на рейки, т	Необресорена вага, т	Статичний прогин, мм		Повний прогин σ_t
				I-го ступеня	II-го ступеня	
ТЕМ2						
ВЛ8						
ВЛ60						

ВЛ80						
------	--	--	--	--	--	--

Таблиця 2.2 – Величини прискорень кузова

Серія локомотива	Прискорення кузова	Прискорення візка	Прискорення необресорених частин
ТЕМ2			
ВЛ8			
ВЛ60			
ВЛ80			

Таблиця 2.3 – Вертикальні прискорення підресорених та необресорених мас

Серія електровозів	Тип підвіски ТЕД	Необресорена вага, кг	Швидкість, км/год	Вертикальні прискорення	
				букс	ТЕД
ВЛ60	опорно-осьова				
ЧС1	опорно-рамна				
ЧС2	опорно-рамна				

Наведені у таблиці 2.3 дані показують, що при опорно-рамній підвісці прискорення двигунів зменшуються втричі-вчетверо:

– складової

$$3F, \quad (2.13)$$

що являє зміну навантаження при розвитку сили тяги (або гальмівної сили); при визначенні F слід враховувати дію довантажувача;

– складової Y , що характеризує перерозподіл навантажень між колесами однієї колісної пари під дією горизонтальної сили Y , прикладеної до колеса, що набігає.

Таким чином, вертикальне навантаження від колеса на рейку складе

										Арк.
										26
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.18014.2.000.04КР.ПЗ					

$$12.1.2.3.Y \quad (2.14)$$

Крім перелічених вище складових, є й інші, які мають певний вплив на величину вертикального динамічного навантаження на рейки. До них слід віднести зміну навантажень, що виникають під впливом:

- повертаючих пристроїв, що викликають перерозподіл навантажень коліс;
- відцентрової сили під час руху в кривих;
- горизонтальної поперечної складової сили тяги, що з'являється під час руху локомотива в кривій;
- тиск вітру, особливо у випадках, коли напрям вітру перпендикулярно напрямку руху та інших.

Максимальне вертикальне динамічне навантаження колеса відповідає максимуму правої частини виразу (2.14)

$$\max \left| 12.1.2.3.Y \right|_{\max} \quad (2.15)$$

При визначенні найбільшої величини правої частини виразу (2.15) слід враховувати, що

$$\left| 12.1.2.3.Y \right|_{\max}$$

не відповідає сумі найбільших величин складових динамічного навантаження. Дійсно, в залежності від конструкції та жорсткості пружного підвішування локомотивів знаходиться період коливань надресорної будови локомотива та зсув часу між найбільшим динамічним навантаженням від підресорених і непідресорених мас. Складова 3 тим більше, чим сила тяги, що розвивається. Але високі величини сил тяги реалізуються за швидкостей $\left[\right]_{\max}$ у електровозів та $\left[\right]_{\max}$ у тепловозів, тобто у тому діапазоні швидкостей, у якому динамічні складові навантажень порівняно

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

зовнішній і внутрішній рейках, різні і вісь колісної пари відхиляється від положення, що відповідає радіальній установці в рейковій колії. Прослизання, що виникає через різницю цих шляхів, частково зменшуються завдяки конусності бандажів – зовнішнє колесо котиться по великому колу катання, внутрішнє – по меншому. Однак повністю усунути прослизання не вдається, тому при русі в кривій у точках контакту виникають значні сили тертя, що викликають підвищений знос коліс та рейок. Прослизання гребня бандажа відносно внутрішньої поверхні головки рейки при дії спрямовуючої сили створює осередок поверхневого тертя, що неминуче супроводжується зносом поверхонь, що контактують. Інтенсивність зносу гребня бандажа залежить від енергії, витраченої на роботу сили тертя у контакті. Для визначення цієї енергії розглянемо явища, які виникають при набіганні гребня колеса на рейку.

Спрямовуючі сили в контакті гребня колеса та бічної робочої грані головки рейки значно впливають на їх взаємне зношування. Цей процес впливає на їх взаємне зношування. На цей процес впливають кути набігання коліс на рейку, кількість коліс, що набігають, наявність на них абразивних частини та інші фактори (рис. 2.1).

					<i>0032.18014.2.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

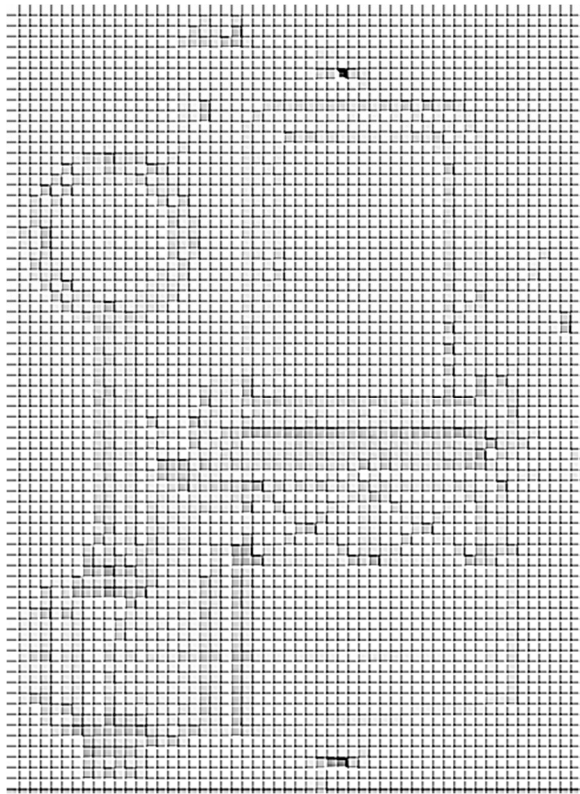


Рисунок 2.4 – Перетин А-А рис. 2.3 (перший варіант):
 1 – рама; 2 – буксу; 3 – кільце; 4 – похила опорна площина

Рама 1 візка спирається боковинами на букси 2 колісних пар. Між корпусом букси 2 і щелепою в боковині рами 1 є зазори в межах яких можливі переміщення букси в поздовжньому напрямку відносно боковини. Корпус букси 2 має зверху бочкоподібну форму. Можливе конструктивне виконання, коли серійна букс вмонтована в кільце 3, що має зверху бочкоподібну форму. Опорні поверхні 4 закріплені на рамі 1 і виконані похилими у поздовжній вертикальній площині. На опорних поверхнях 4 є бурти 5, орієнтовані вздовж поздовжньої осі візка.

При конструктивному виконанні буксового вузла (рис. 2.5, 2.8) спирання рами 1 на кожну буксу 2 здійснюється через гумо-металеві шарніри 7 і ребра 8, з'єднані між собою в нижній частині поперечною планкою 9. Гумо-металеві шарніри 7 10, паралельної осі колісної пари. Між нижньою частиною корпусу букси 2 та планкою 12 встановлені пружні елементи 11. Планка 12 закріплена на боковині рами 1.

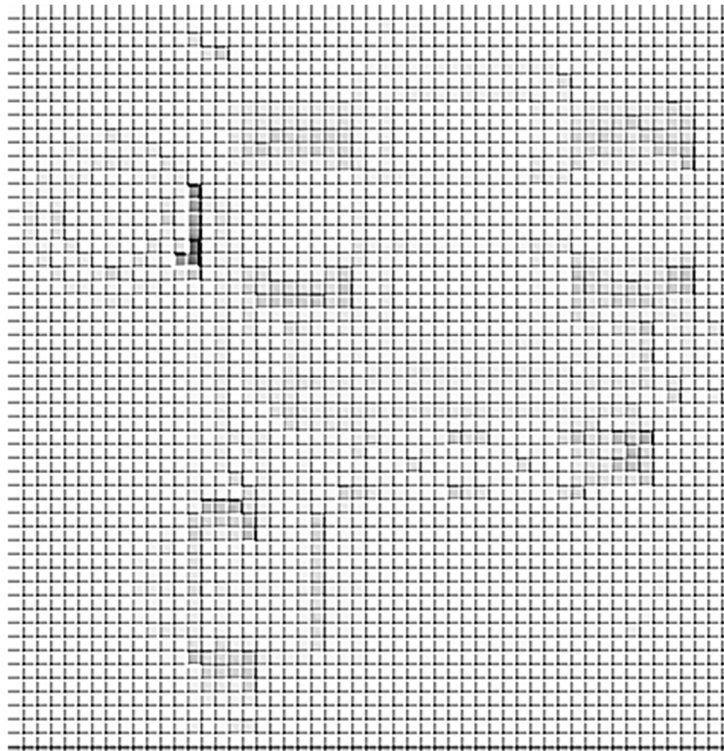


Рисунок 2.5 – Перетин А-А рис. 2.3 (другий варіант):

1 – рама; 2 – бокса; 7 – гумо-металеві шарніри; 8 – ребра; 9 – поперечна планка;
10 – вісь; 24 – поздовжні стрижні

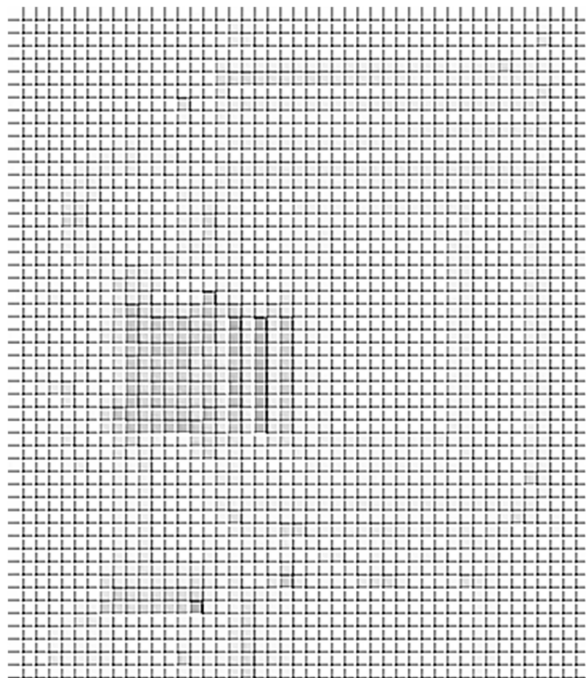


Рисунок 2.6 – Перетин А-А рис. 2.3 (третій варіант):

2 – бокса; 13 – кронштейн; 14 – планка; 15, 16 – планка; 17 – ребро стойки

					<i>0032.18014.2.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

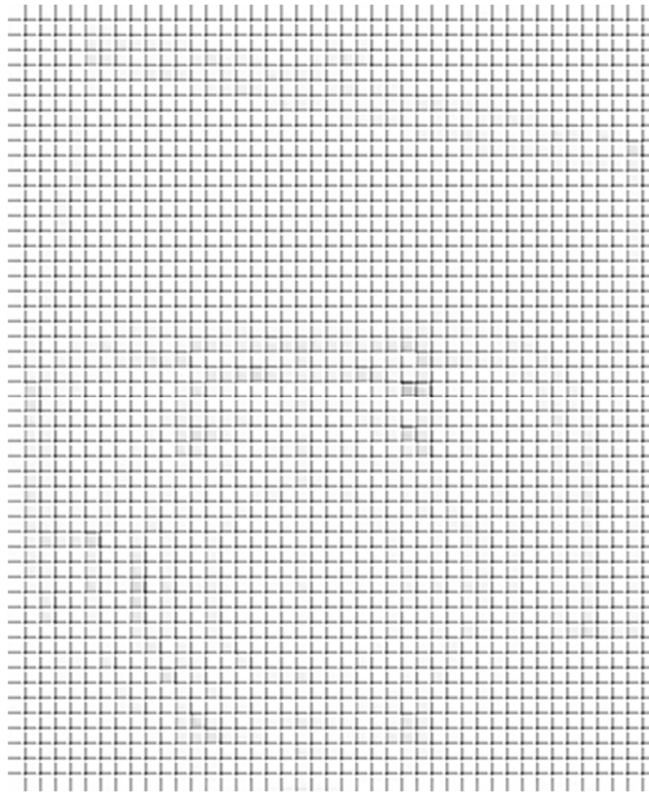


Рисунок 2.7 – Перетин Б-Б рис. 2.4:

1 – рама; 2 – букса; 3 – кільце; 4 – похила опорна площина; 5 – передні бурти

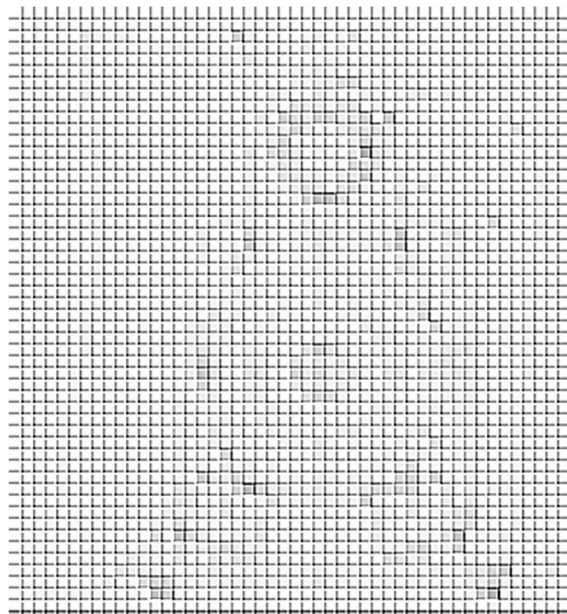


Рисунок 2.8 – Перетин В-В рис. 2.5:

1 – рама; 2 – букса; 7 – гумо-металеві шарніри; 8 – ребра; 9 – поперечна планка;
10 – вісь; 11 – пружні елементи; 12 – планка

					<i>0032.18014.2.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

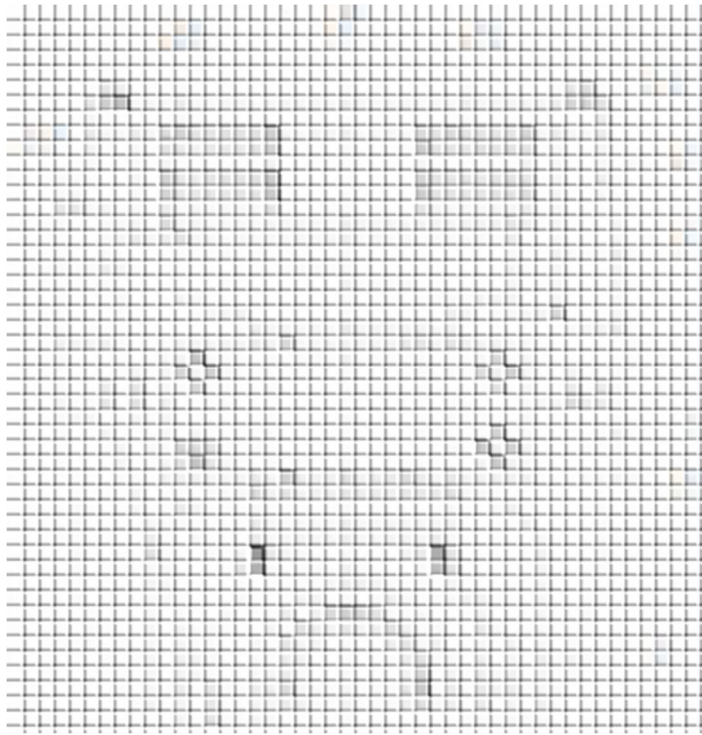


Рисунок 2.9 – Вид зі стрілки Г рис. 2.6:

1 – рама; 2 – бокса; 13 – кронштейн; 16 – планка; 17 – ребро стойки; 18 – пружні елементи; 24 – поздовжні стрижні

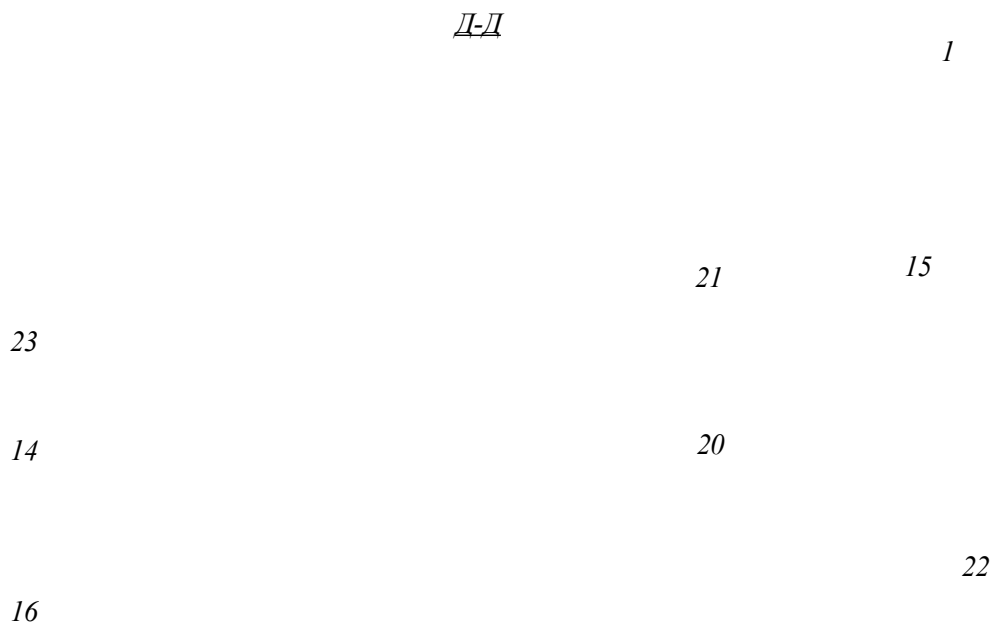


Рисунок 2.10 – Перетин Д-Д рис. 2.9:

1 – рама; 14 – ребра; 15,16 – планки; 20,21 – пружні елементи; 22, 23 – прокладки

підвіски. Конструктивна довжина маятника дорівнює відстані від точки закріплення гумо-металевих шарнірів 7 до центру букси. Сила, що повертає, створюється завдяки деформації пружних елементів 11. Поздовжнє переміщення букс у конструкції (рис. 2.6, 2.9) забезпечується за рахунок поперечної пружності елементів 18, 19, 20 і 21. Ними ж створюється і сила, що повертає. Основне навантаження від рамних сил сприймають пружні елементи 20 і 21. Амортизатор 29, пружний елемент якого встановлений з початковою силою, передає зусилля на букси через синхронізуючий механізм і оберігає механізм від надмірних зусиль у кривих малих радіусів.

2.3.2 Консольна система

Пристрій містить повідки, з'єднані з буксами колісних пар і розміщених з обох боків рами візка, що має консолі. Повідки з консолями з'єднані за допомогою важелів, які шарнірно закріплені на відповідних консолях і тягами з'єднані з кронштейнами, що закріплюються з обох боків рами локомотива.

Відомий візок залізничного рухомого складу, який містить раму зі встановленими в ній колісними парами, на осях яких змонтовані букси, пов'язані між собою пружними стрижнями в поздовжньому та діагональному напрямках, а кінці цих стрижнів з'єднані з буксами вертикальними болтами.

Недоліком цього візка є те, що застосування такої схеми можливе лише на двовісних візках малої вантажопідйомності до 10 т, оскільки застосування діагональних стрижнів неможливе на двовісних візках великої вантажопідйомності (до 30 т) і тривісних візках, а також візках локомотивів через розміри деталей самого візка (їхні габарити та складність), а також для забезпечення повороту колісних пар пружні зв'язки, які з'єднують букси колісних пар із віброгасними вставками в подовжньому напрямі, потребують додаткового доопрацювання вузлів з'єднань стрижнів із буксою та самих вібропоглиначів, бо навантаження, яке виникає на них, не є достатнім для їхньої фіксації. оскільки навантаження, що виникає на буксі,

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

досягає величини до 12 т, що змушує посилити характеристики міцності приводної системи.

Необхідно зазначити, що ця система спрацьовує від величини спрямовуючого зусилля, що виникає між рейкою і гребнем бандажа колеса, а отже, належить до пасивних систем повороту колісних пар на кривих ділянках залізничної колії. Але, як відомо, пасивна система не забезпечує пропорційного повороту колісних пар радіусу кривої і такі системи на прямих ділянках колії не фіксують колісні пари суворо паралельно до рейок, що призводить до виляння екіпажу і колісних пар окремо. Це призводить до збільшення зносу рейок і колісних пар, а також зниження безпеки руху.

Відомий пристрій для радіального встановлення колісних пар локомотива на кривих ділянках колії, що містить розміщені по обидва боки рами візка повідки, з'єднані з буксами колісних пар і консолями рами візка, розміщеними по обидва боки крайніх колісних пар візка.

Недоліком цього пристрою є те, що у візку з пасивною системою встановлення колісних пар у залізничній колії з одним із можливих варіантів екіпажу з поліпшеними динамічними якостями екіпажу робиться спроба поліпшити динамічні якості екіпажу, але це не розв'язує проблеми фіксації колісних пар у колії, яка виникає, тому що колісні пари будуть встановлюватися в перекіс, тобто не фіксуватимуться в колії.

Результатом є поліпшення вписування візка локомотива в криві, підвищення ефективності під час руху на прямих ділянках колії шляхом автоматичного встановлення колісних пар у рейковій колії.

Цей технічний результат досягається тим, що в пристрої для радіального встановлення колісних пар локомотива на кривих ділянках колії, який містить розміщені по обидва боки рами візка повідки, сполучені з буксами колісних пар та консолями рами візка, розміщеними по обидва боки крайніх пар візка, повідки з консолями рами візка сполучено за допомогою важелів, що шарнірно закріплено на

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Тяга 13 з'єднує лівий 11 і правий важіль 9 першої колісної пари за допомогою шарнірів. Тяга 14 з'єднує правий 10 і лівий 12 важелі другої колісної пари за допомогою шарнірів. У свою чергу, тяги 13 і 14 шарнірно з'єднані з кронштейном 6 кузова 4 за допомогою головних поздовжніх тяг 7 і 8. Кронштейн кузова 6 приварений до рами локомотива, має два отвори для шарнірного кріплення головних поздовжніх тяг 7 і 8.

На рисунку представлена кінематична система важелів та тяг, розташованих з одного боку візка. Така сама система встановлюється з іншого боку візка.

Поводок 19, важелі 9 12, що з'єднують повідці 19 з консолями 15 18 рами 5 візки і тяги 13 і 14 утворюють пристрій для радіальної установки колісних пар локомотива на кривих ділянках колії.

Пристрій працює наступним чином. При русі локомотива в кривій візки повертаються відносно кузова локомотива, на якому з боків навпроти центрів візків приварені кронштейни 6, до яких шарнірно за допомогою гумо-металевих втулок прикріплені головні поздовжні тяги 7 і 8, які передають 11 з урахуванням шарнірних опор 20 важелів, закріплених на консолях рам візків 15 18, передають переміщення на буксові повідці 19, кінці яких закріплені на буксах крайніх колісних пар 1 і 3 і в залежності від кривої та її радіусу встановлюють колісні пари радіально, тобто на внутрішній рейці колеса сходяться, а на зовнішньому розходяться, колісні пари набувають вигляду чистого кочення.

Пристрій може бути встановлений на будь-якому рухомому складі, що має мінімум два тривісні візки і працює в будь-якому діапазоні експлуатаційної швидкості. Пристрій уніфікований, спроектований з урахуванням тягових агрегатів, розташованих на візках локомотива без їх змін та порушення габариту рухомого складу. Пристрій забезпечує стійкий рух екіпажу в кривій та прямій ділянках залізничної колії, що забезпечує безпеку руху. Крім того, експлуатаційні показники взаємодії екіпажу та колії, до яких належать знос бандажів коліс, екіпажної частини локомотива, знос верхньої будови колії та призми баластового шару суттєво

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

знижено (не менше ніж у 12 разів), що значно покращує експлуатаційні характеристики залізничних екіпажів з механізмом. встановлення колісних пар.

2.3.3 Пристрій для синхронізації повороту візка

Пристрій, наведений на рис. 2.12, містить встановлені між візками з можливістю повороту у вертикальній та горизонтальній площинах важелі 10, кінці плечей кожного з яких з'єднані за допомогою торцевих опор балкою 8 візка і за допомогою торцевих упорів 14 з гнучкими тягами 12 синхронізуючого пристрою. Важіль 10 середньою частиною за допомогою кульової опори прикріплений шарнірно до кронштейна на рамі кульова опора включає головку, стрижень 18, що спирається через шайбу і гайку на пружний елемент 20. Торцева опора складається з шпильки з гайкою 4.

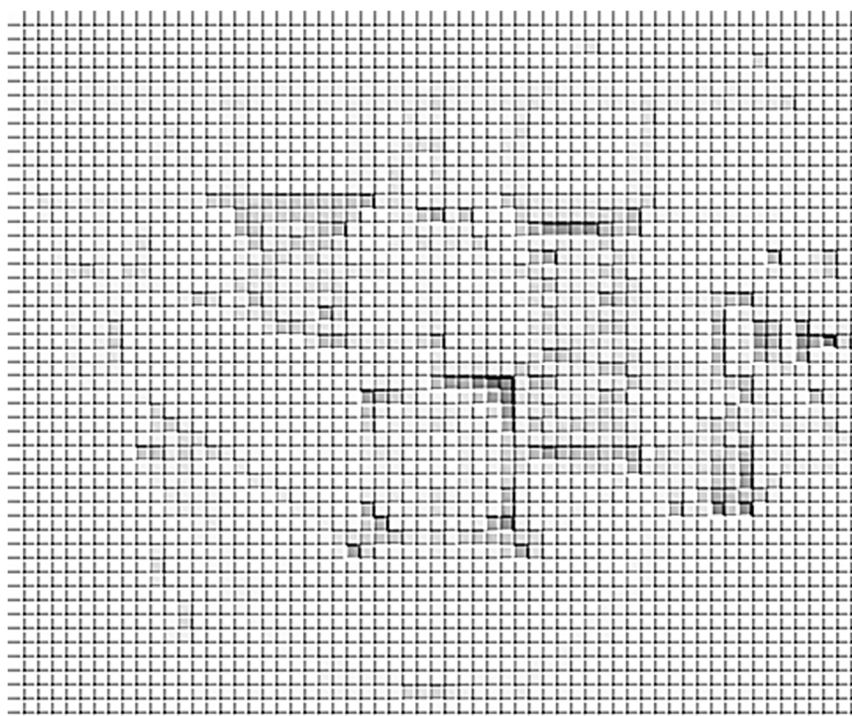


Рисунок 2.12 – Одновісний візок з пристроєм для синхронізації повороту візка:

1 – рама; 2 – пружини пружного підвішування; 3 – бічні балки; 4 – шкворень;
8 – поперечні балки; 9 – букса; 10 – двоплечий важіль; 12 – гнучкі тяги

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

8 12 10 A-A 18 25
 19 22
 23
 21 20

Рисунок 2.14 – Пристрій повороту (перетин А-А рис. 2.13):

8 – поперечні балки; 10 – двоплечний важіль; 12 – гнучкі тяги;
 18 – стрижень; 19 – кульова головка; 20 – пружний елемент; 21
 – шайба; 22 – гайка; 23 – сферичне гніздо; 25 – кронштейн

Б-Б
 8
 10
 12
 15 16

Рисунок 2.15 – Пристрій повороту (перетин Б-Б рис. 2.13):

8 – поперечні балки; 10 – двоплечний важіль; 12 – гнучкі
 тяги; 15 – шпилька; 16 – гайка

Рама 1 спирається через пружини 2 ресорного підвішування на бічні балки 3
 одновісного візка. Шкворень 4, укріплений на рамі 1, входить у шкворневе гніздо

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

5, встановлене на поздовжній балці 6, укріпленої на цапфах 7 до поперечних балок 8 рами візки з можливістю повороту навколо поздовжньої осі (по відношенню до осі шляху) рами 1. Букса 9 у отворі бічної балки 3 знизу.

Пристрій для синхронізації повороту візків містить два горизонтальних дво-плечих важеля 10, розміщених між візками вздовж поперечної балки 8 візки, кінці плечей кожного з яких за допомогою торцевих упорів 11 з'єднані з гнучкими тягами 12. На балці 8 візки симетрично щодо її поздовжньої осі встановлені торцеві опори 14 для з'єднання з кінцями плечей важеля 10.

Торцева опора 14 являє собою жорстко прикріплену до балки 8 візка шпильку 15 пропущену через отвір у важелі 10 з різьбленням і гайкою 16 на кінці, зафіксованої з можливістю взаємодії з плечами важеля 10 при горизонтальному зміщенні з вибором зазору між гайкою 16 і важелем 10. Таке виконання забезпечує поворот візка горизонтальній площині, при взаємодії з важелем.

У середній частині важеля 10 з протилежного боку встановлена рухома опора 17, що з'єднує середню частину важеля з рамою транспортного засобу з можливістю повороту в горизонтальній і вертикальній площинах. Рухлива опора являє собою стрижень 18 з кульовою головкою 19 на одному кінці і співвісно встановленим пружним елементом 20 на іншому кінці, зафіксованому в поздовжньому напрямку шайбою 21 і гайкою 22. тілі важеля 10.

Пружний елемент 20 рухомої опори шарніром 24 прикріплений до кронштейна 25, закріпленому на рамі 1.

Для повороту візків, при вході в криві ділянки колії, радіальне положення зусилля повороту через шпильки 15 торцевих опор при обраному зазорі "а" передається важелю 10 і від нього гнучкими елементами 12 іншому важелю, торцевим опорам і візку, яка також займає радіальне положення.

Для того, щоб розвантажити шкворень від зусилля натягу гнучких елементів, на сферичне гніздо 23 важеля 10 тисне через кульову головку 19 поздовжній стрижень 18 з зусиллям, рівним силі стиснення пружини 20. Ця сила повинна

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

дорівнювати зусилля натягу обох. Після встановлення необхідного зусилля муфти 26 необхідно трохи відвернути до утворення між важелем 10 і гайками 16 (або хоча б у однієї гайки) невеликого (порядку 1 мм) зазору "а", який вказує на те, що шкворень вільний від натягу гнучких елементів.

					<i>0032.18014.2.000.04КР.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змін.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		46

3 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ДОВОРОТУ

3.1 Визначення сил, що діють на систему дльооту

Для перевірки на міцність нашої системи довороту, потрібно знайти максимальну силу, що діє в кривій на неї. Для цього виконаємо розрахунок динамічного вписування. 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 [6].

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.

Під час руху в кривій повинне забезпечуватися безпека руху і комфортабельність для обслуговуючого персоналу та пасажирів. Безпека руху оцінюється критеріями безпеки, які характеризують величин бічних зусиль на рейки і пружне віджимання рейок під дією цих зусиль [6].

Критерієм комфортабельності є величина непогашеного прискорення 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 [3].

При динамічному вписуванні враховуються наступні сили:

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

- горизонтальні сили тертя бандажів, що становлять, об рейки $F_1 - F_6$;
- відцентрова сила локомотива C ;
- горизонтальна складова ваги локомотива, яка виникає від піднесення 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. 3.1.

Умови фізичної рівноваги візка, зображеного на рис. 3.1, можна описати системою двох лінійних рівнянь статички: рівнянням суми проєкцій сил на якусь вісь та рівнянням суми моментів сил відносно довільної точки системи. Практика рішення задач подібного типу показала, що в якості осі проєкції сил зручно приймати вісь, перпендикулярну до поздовжньої осі екіпажу, а в якості точки, відносно якої беруться моменти сил – точку Ω (центр повороту). Таким чином, система рівнянь рівноваги візка буде мати такий узагальнений вигляд:

$$\sum \Omega = 0 \quad (3.1)$$

Якщо розгорнути ці узагальнені рівняння стосовно до схеми рис. 3.1 і при цьому припустити, що спрямовуючі зусилля можуть діяти як з боку зовнішньої, так і з боку внутрішньої рейки, то отримаємо таку систему

$$\begin{cases} 1 \cdot 13 \cdot 11 \cdot 33 \\ 11 \cdot 212 \cdot 33 \cdot \text{В.Т} \cdot p \cdot 11 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 33 \end{cases} \quad (3.2)$$

					0032.18014.2.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

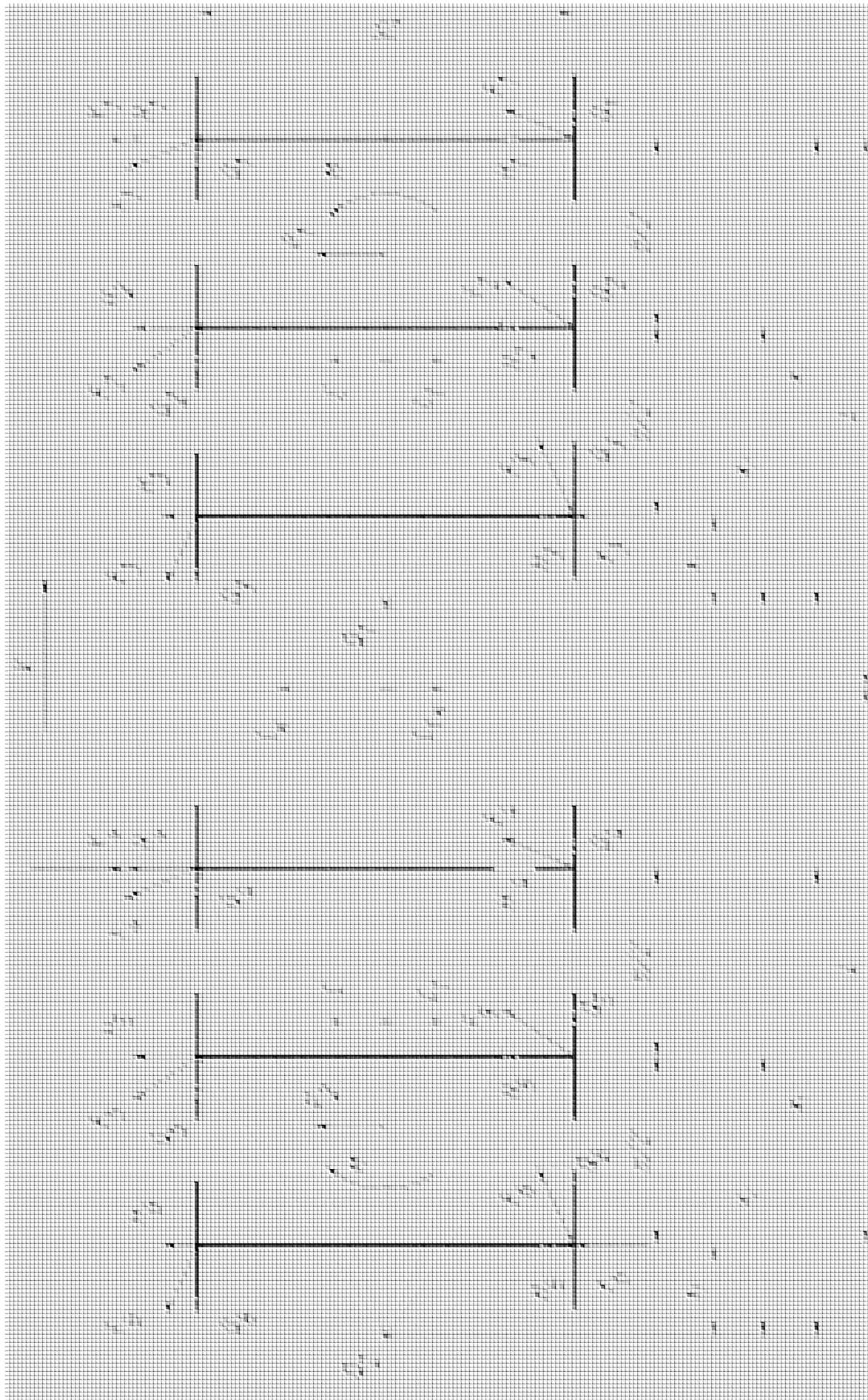


Рисунок 3.1 – Схема сил та моментів, що діє на екіпаж у кривій

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.18014.2.000.04КР.ПЗ

Арк.

49

- де 13 – направляючі зусилля від рейок, що забезпечують поворот візка в кривій, кН;
- C – відцентрова сила від маси тепловоза, що припадає на один візок, кН;
- 1 – горизонтальна сила, що виникає від підвищення зовнішньої рейки на величину h в кривій, кН;
- ΣM_p – сумарний момент від повертаючих сил і сил тертя при повороті візка навколо центрального шкворні; $\Sigma M_p = 40$ кН·м [6];
- 1 – сили тертя в опорних точках коліс, направлені перпендикулярно променям 3 , кН;
- S – половина відстані між колами кочення бандажів коліс; $S = 0,8$ м [6].

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

$$1 - \frac{b}{R} \sin \alpha, \quad (3.3)$$

- де b – база візка; $b = 4,2$ м;
- R – мінімальний радіус кривої для заданої ділянки; $R = 650$ м;
- α – ширина колії зазорів, мм.

Мінімальне значення ширини колії зазору буде $\alpha = 0,007$ м [6], тоді

$$1 - \frac{4,2}{650} \sin \alpha \text{ м.}$$

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

					<i>0032.18014.2.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

2 1,1 м, 3 1,02 м.

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

$$i_{\text{тр}} \cdot P, \quad (3.4)$$

де P – статичний тиск від колісної пари на рейки; $P = 230$ кН;

$i_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя між рейками і бандажами; $i_{\text{тр}} = 0,25$ [6];

$$1,2,3 \cdot 3 \cdot 3 \text{ Н.}$$

У тривісних візках сучасних тепловозів вільний розбіг середньої колісної пари досягає ± 14 мм, тому поперечна складова сили тертя від середньої колісної пари на раму візка не передається. При складанні рівняння рівноваги моментів враховується лише друга складова сили тертя, що діє уздовж рейок і дорівнює 2.2.

Відцентрова сила діє на візок

$$\frac{2}{2}. \quad (3.5)$$

Сила від піднесення зовнішньої рейки

$$1_{\text{в}}, \quad (3.6)$$

де $G_{\text{в}}$ – частина ваги тепловоза, що припадає на візок; $G_{\text{в}} = 850$ кН [3];

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

Значення $i_{\text{в}}$ визначаємо з тригонометричних співвідношень: 1 3,28 м, 2 1,35 м, 3 1,29 м, $i_1 = 0,97$, $i_2 = 0,594$, $i_3 = 0,786$.

Найбільша допустима швидкість руху локомотива в кривій визначиться з умови комфортабельності по найбільшій величині непогашеного прискорення n , м/с²

					0032.18014.2.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

$$D O P \cdot H, \quad (3.7)$$

$$D O P \cdot \text{км/год.}$$

Припустивши, що z і позначивши $C = C - C_1$, рівняння (3.2) напишемо у вигляді

$$\frac{1}{1 - 0,0001187 \cdot v} = \frac{1}{1 - 0,0001187 \cdot v}$$

Результат вирішення рівнянь відносно v і z .

$$v = 153,8 \text{ км/год, } z = 143,28 \text{ км.}$$

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

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

Бічний тиск визначаємо за формулою:

$$F_{\text{бічний}} = \dots \quad (3.8)$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 3.1.

За результатами розрахунків будуюмо динамічний паспорт тепловоза в горизонтальній площині (рис. 3.2).

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

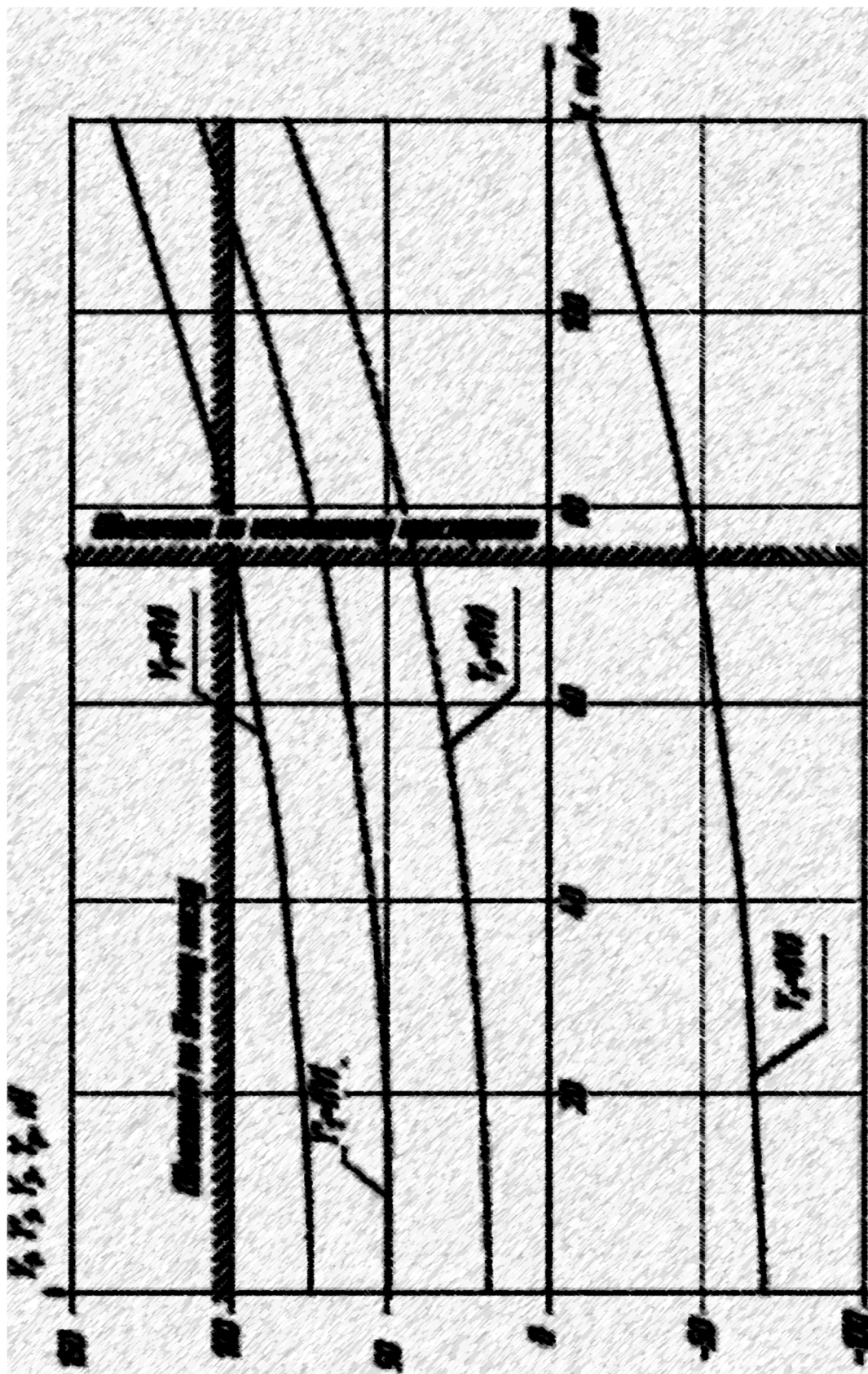


Рисунок 3.2 – Динамічний паспорт теплової в горизонтальній площині

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.18014.2.000.04КР.ПЗ

Відстань між колами катання коліс 1560 мм, прийємо максимальне підвищення однієї рейки над іншою 150 мм. На рис. 3.3 представлені поперечні сили, що діють на локомотив.

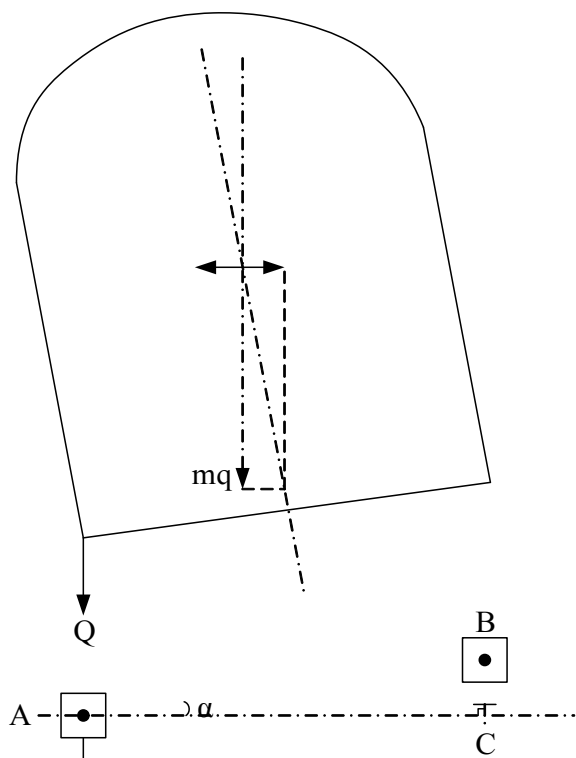


Рисунок 3.3 – Поперечні сили

Визначаємо силу, що діє на систему довороту під час руху в кривій

$$\left| \frac{2}{6} \right| \text{ Т} \tag{3.10}$$

Підставивши чисельні значення у формулу (3.10), отримаємо

$$\left| \frac{2}{6} \right| \text{ кН.}$$

У програмі SolidWorks робимо розрахунок навантажень на систему довороту.

3.2 Комп'ютерне моделювання дьооуту візків локомотива

Комп'ютерне моделювання виконувалося в програмі SolidWorks. Зроблено проектування на уніфікований безщелепний візок тепловоза 2ТЄ116 і розрахунок сил, що діють на елементи системи.

SolidWorks – це програмний комплекс систем автоматизованого проектування для автоматизації робіт промислового підприємства на етапах конструкторської та технологічної підготовки виробництва. Забезпечує розроблення виробів будь-якого ступеня складності та призначення. Працює в середовищі Microsoft Windows. Розроблено компанією SolidWorks Corporation, яка нині є незалежним підрозділом компанії Dassault Systemes [7].

Проект механічної системи довороту в програмі С являє собою збірку окремо спроектованих деталей.

Покажемо обладнання системи довороту окремими пунктами.

3.2.1 Балка

Балка, представлена на рис. 3.4, сприймає зусилля від косинця кріпильного і стійки.

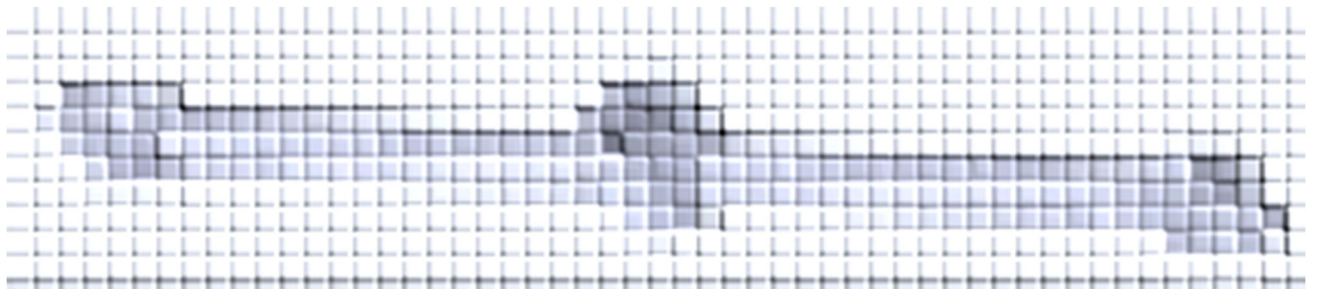


Рисунок 3.4 – Балка

Балка служить для фіксації кузова під час повороту візка.

3.2.2 Вилка

У системі застосовуються дві тягові вилки. Тягові вилки призначені для

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

розподілу динамічних навантажень від рами тепловоза до косинців кріпильних.
Тягові вилки (рис. 3.5) кріпляться між косинцем кріпильним і косинцем.

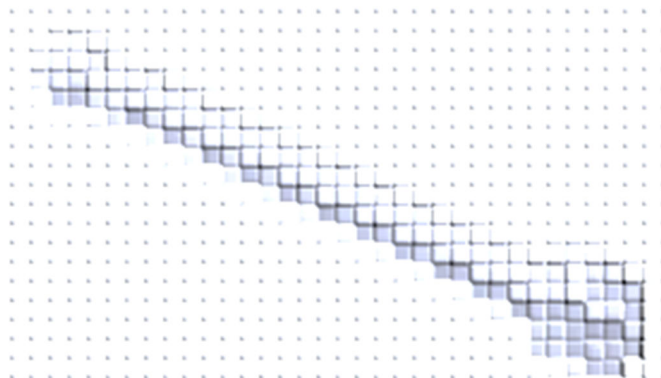


Рисунок 3.5 – Вилка

3.2.3 Косинець

Косинець (рис. 3.6) є основною несучою частиною системи, а також розподільником тягових навантажень.

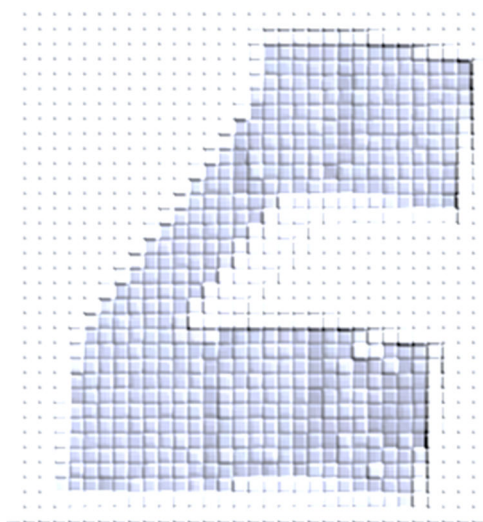


Рисунок 3.6 – Косинець

Усі динамічні та статичні сили проходять через косинець. Він кріпиться до рами візка за допомогою шарнірної опори.

3.2.4 Кутниця кріпильний

У системі застосовують два косинці кріпильних. Кутник кріпильний (рис. 3.7) призначений для розподілу динамічних навантажень від вилок до балки.

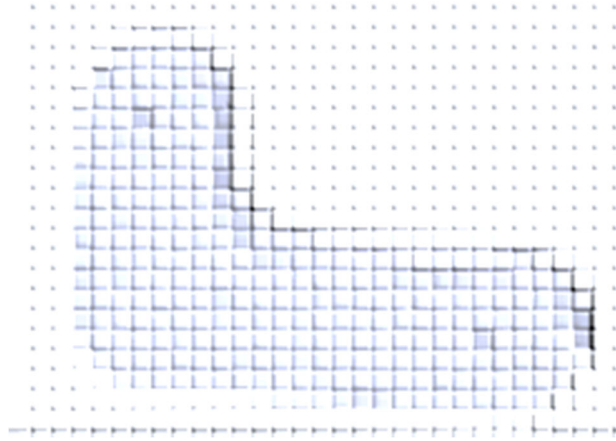


Рисунок 3.7 – Кутник кріпильний

Кутові передачі кріпляться до корпусу.

3.2.5 Стійка

Стійка (рис. 3.8) є основною несучою частиною системи, а також розподільником тягових навантажень.

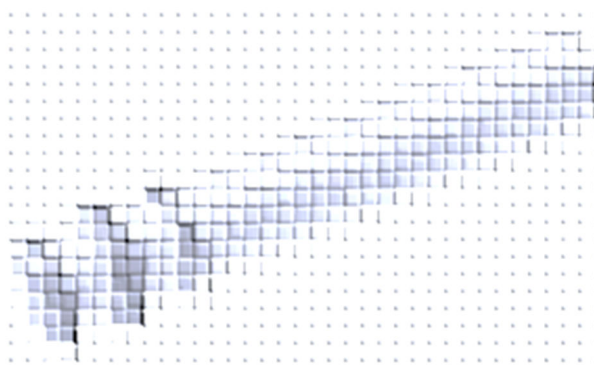


Рисунок 3.8 – Стійка

Усі динамічні та статичні сили проходять через стійку. Вона кріпиться до кузова локомотива і балки.

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Побудували модель візка та під геометричні розміри візка побудували систему довороту рис. 3.9, взявши систему довороту, відкривши її за допомогою SolidWorks Simulation рис. 3.10, вибрали матеріал і зафіксувавши її як жорстке закріплення, зазначили, в яких місцях діють сили, зазначили, з якою силою діють на саму систему, і запускали процес симуляції. Система довороту представлена на рис. 3.11.

В результаті моделювання встановлено, що діючі в деталях системи довороту напруження не перевищують допустимі значення.

На рис. 3.12 наведено встановлення систему довороту на візку.

					<i>0032.18014.2.000.04КР.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змін.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		59

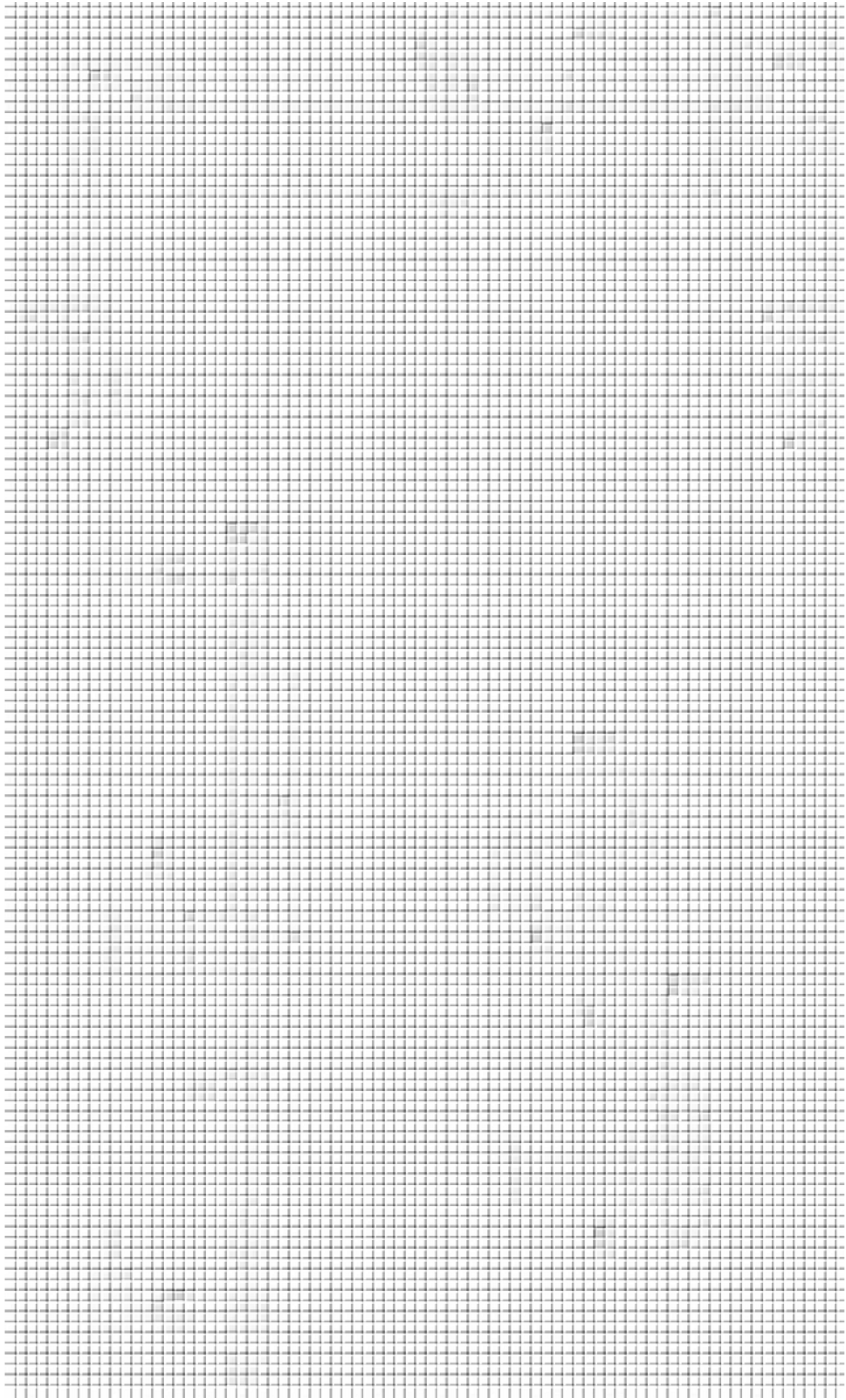


Рисунок 3.9 – Геометричні розміри системи довороту

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.18014.2.000.04КР.ПЗ

Арк.

60

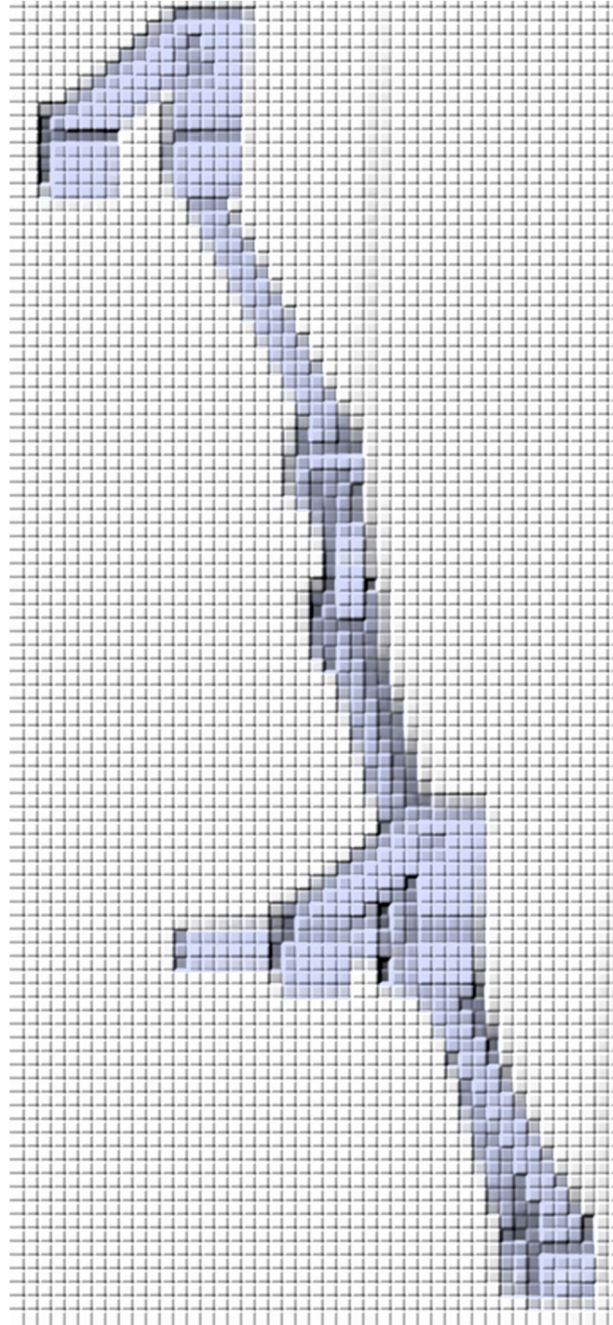


Рисунок 3.10 – Система довороту в SolidWorks Simulation

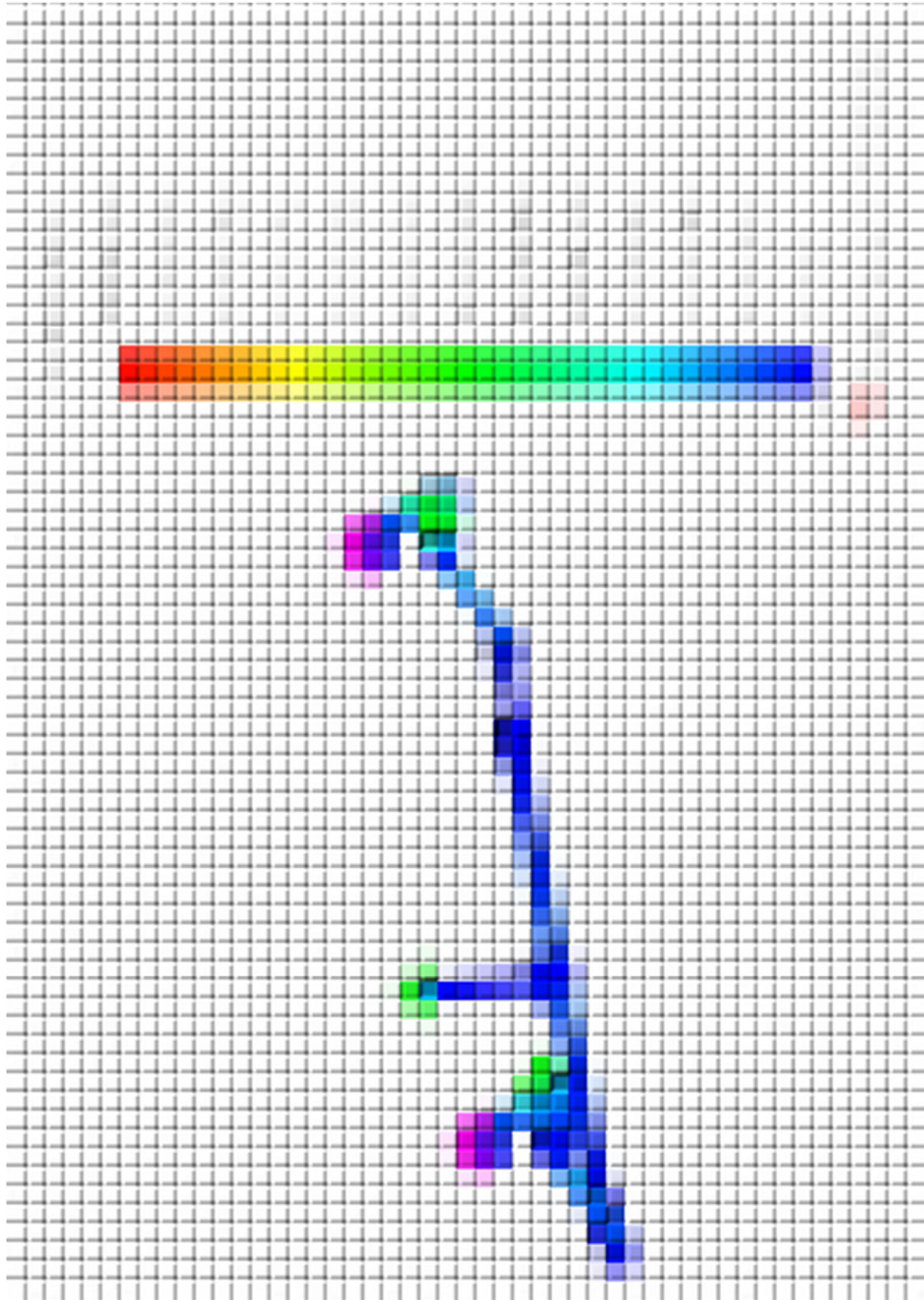


Рисунок 3.11 – Результати моделювання системи довороту в SolidWorks



Рисунок 3.12 – Система на візку

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.18014.2.000.04КР.ПЗ

Арк.

63

4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ КІЛЬКОСТІ ПРЬОУТІВ БАНДАЖІВ КОЛІСНИХ ПАР

4.1 Причини прьоутів бандажів

Однією з найбільш небезпечних несправностей локомотива є ослаблення посадки бандажа на обід колісного центру з подальшим його проворотом по поверхні обода, що викликає необхідність заміни колісної пари та призводить до тривалого простою локомотива в неплановому ремонті, знижує коефіцієнт його використання та збільшує експлуатаційні витрати (див. рисунок 4.1).

У локомотивних депо на мережі залізниць понад 6% всіх бандажів, що експлуатуються, виходить з ладу внаслідок ослаблення посадки [4]. Послаблення посадки бандажа свідчить про недостатню міцність з'єднання з колісним центром і може бути викликано такими причинами:

- неправильний вибір натягу;
- незадовільна якість металу;
- незадовільна обробка поверхонь, що сполучаються (шорсткість, овальність, конусність);
- виникнення екстремальних навантажень в експлуатації.

Багаторічний період удосконалення конструкції складових коліс характеризується зусиллями конструкторів отримати гарантії від порушення міцності посадки бандажа на центрі колеса. Болтовий, заклепувальний, зварний та інші способи кріплення бандажів виявляються неефективними.

Для забезпечення щільного прилягання бандажа до центру колеса необхідно, щоб поверхні, що сполучаються мали кругову циліндричну форму та певну чистоту посадкових поверхонь. Тому технологічний процес обробки цих деталей повинен унеможливити виникнення таких дефектів.

Насправді поверхня деталей ніколи не буває абсолютно гладкою, завжди має мікроскопічні нерівності, що утворюють шорсткість. Мірою шорсткості є клас

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

однієї секції;

- при русі в з'єднанні локомотивів з неправильно включеними не відпущеними гальмами;
- зледеніння і як наслідок заклинювання важільної передачі та гальмівного циліндра окремих візків;
- крижана пробка в повітропроводах, що ведуть до гальмівного циліндра;
- неправильне регулювання гальмівного важеля передачі локомотива по різних сторонах або візках;
- недостатній вихід штока локомотивних гальмівних циліндрів.

На підставі аналізу проведеного за даними експлуатації слід зазначити, що нагрівання бандажів відбувається в основному з вини локомотивних бригад. Нагрів починає відбуватися через невиконання "Хвилини готовності". При відправленні зі станції локомотивна бригада забуває перевірити чи відпущені ручні гальма. На електровозах 2ЕЛ5 це відбувається більш часто, тому що ручне гальмо розташоване в машинному відділенні й бригада його майже не контролює. На електровозі ВЛ80 ручне гальмо розташоване в кабіні в результаті чого його простіше перевірити і уникнути нагрівання колісних пар.

Отже, по серії 2ЕЛ5 можливою причиною допущених проворотів колісних пар є відсутність належного контролю з боку локомотивних бригад над положенням ручного гальма (дані серії обладнані повізковими ручними гальмами), при залишеному затиснутому ручному гальмі відбувається нагрівання.

Крім вищесказаного, зсув бандажів відбувається через недоліки конструкції електровоза 2ЕЛ5. Манометр встановлений в кабіні управління для контролю за тиском у гальмівному циліндрі, підключений тільки до першого візка електровоза, що не дає машиністу контролювати тиск стисненого повітря у всіх циліндрах електровоза.

При несправності пневматичного вимикача управління ПВУ5-0,5 відбувається нагрівання колісних пар і, як наслідок, може призвести до провороту бандажа колісної пари. Заводські уставки пневматичного вимикача управління налаштовані на величину спрацьовування 1,2 кгс/см² та повернення 0,3 кгс/см². За наявності

					<i>0032.18014.2.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

стисненого повітря в гальмівних циліндрах до 1,2 кгс/см² і не відпуску гальм, локомотивна бригада не виявить цієї несправності.

Однією із причин проворотів бандажів колісних пар є неуважне розслідування первинних причин їхнього утворення. Це відбувається через втрати журналів форми ТУ-152, що тягне за собою неможливість визначення початкових причин. Первинні провороти бандажів є причиною вторинних. При первинному провороті виникає нагрівання та зсув. Результатом є те, що при справному гальмівному обладнанні відбувається проворот бандажа.

Крім сказаного причиною є те, що локомотивні бригади описують проворот як старе нагрівання. Це ускладнює розслідування.

Повторні провороти бандажів відбуваються через неправильне приймання локомотивними бригадами. З первинними проворотами електровоз може експлуатуватися довгий час.

4.2 Причинно-наслідковий зв'язок утворення пр'юоуту бандажа колісїї пари електр'юза

На підставі аналізу причин проворотів бандажів колісних пар можна побудувати причинно-наслідковий зв'язок між нагріванням та проворотом бандажу. І тому проведемо класифікацію причин.

Перша причина – неправильні дії локомотивної бригади:

- не відпущене ручне гальмо під час руху;
- тривале та наднормативне наповнення гальмівних циліндрів повітрям краном додаткового гальма;
- неправильне приймання локомотивною бригадою.

Друга причина – неправильне регулювання гальмівної важільної передачі з вини ремонтного персоналу:

- включення заміщення електричного гальма (рекуперативного, реостатного) однієї секції;
- при русі в з'єднанні локомотивів з неправильно включеними не

					<i>0032.18014.2.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

відпущеними гальмами;

- зледеніння і як наслідок заклинювання важільного передачі та гальмівного циліндра окремих візків;
- крижана пробка в повітропроводах, що ведуть до гальмівного циліндра;
- неправильне регулювання гальмівної важеля передачі локомотива по різних сторонах або візках;
- недостатній вихід штока локомотивних гальмівних циліндрів.

Третя причина – недоліки конструкції електровоза:

- неспрацьовування лампи «ГЦ» через неправильну роботу ПБУ5-0,5;
- контроль гальмівного циліндра тільки першої колісної пари.

На підставі представленого причинно-наслідкового зв'язку можна запропонувати заходи, що спрямовані на зменшення нагрівів бандажів колісних пар і як наслідок їх проворотів.

4.3 Розрахунок зниження натягу з'єднання бандажа з колісним центром при гальмуванні

Міцність з'єднання бандажа з колісним центром оцінюють за значенням крутного моменту $k p$, що передається з'єднанням при розрахунковому натягу σ , встановленому в Держстандарті, за формулою:

$$k p \leq \frac{2}{3} i \sigma \max \quad (4.1)$$

де i – розрахункове значення контактної тиску при розрахунковому натягу σ на i -ї частині довжини контакту, МПа;

i – ширина i -ї частини довжини контакту, м;

$i=0,20$ – коефіцієнт тертя зсуву у з'єднанні [4];

\max – максимальний крутний момент, що діє на колесо, кН·м.

Оцінка міцності з'єднання бандажа з колісним центром може бути зроблена

									Арк.
									68
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.18014.2.000.04КР.ПЗ				

Зниження натягу l , м, внаслідок нагрівання бандажа при тривалому гальмуванні визначають за формулою:

$$l = l_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{7R \cdot n \cdot e \cdot p \cdot \sqrt{t}}{2 \cdot b}} \quad (4.4)$$

- де R – коефіцієнт, що враховує частину тепла, що виділяється при гальмуванні, що надходить в колесо, який залежить від типу і кількості колодок на колесі; $R=0,7$;
- n – коефіцієнт нагріву бандажа;
- e – коефіцієнт, що враховує нерівномірність нагрівання колеса; $e=0,5$ [3];
- p – вертикальне навантаження на колесо, Н;
- t – різниця рівнів шляху, яку поїзд проходить за час гальмування, м;
- τ – час гальмування. Приймаємо за даними експлуатації $\tau=300$ с;
- l_0 – діаметр колісного центра, м;
- $l_0 = 0,043$ м – мінімальна товщина бандажа;
- $b = 0,143$ м – ширина бандажа;
- d – діаметр колеса по колу катання. Приймаємо середньоексплуатаційне значення $d=1,141$ м.

Зниження натягу в наслідок перепаду температур у зоні контакту («термічний опір контакту»)

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot \Delta T \quad (4.5)$$

де α – коефіцієнт лінійного розширення бандажної сталі, $\alpha=11,6 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$;

									0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						70

- контактний термічний опір при тривалому гальмуванні, град/кВт;
- тепловий потік, що потрапляє у колесо, кВт.

$$\left(-2,68Y \right) \quad (4.6)$$

де γ – коефіцієнт, що враховує розподіл тепла за часом.

$$\gamma \quad (4.7)$$

$$\left(\begin{array}{ccc} 0,0 & 1,75 & 0,6 \\ & 0 & -x \end{array} \right) \quad (4.8)$$

де $\theta = 1 \text{ м}^2\text{град/кВт}$ – коефіцієнт пропорційності;

- δ , δ_0 – товщина бандажа, повна та поточна, м;
- θ_0 – критичне значення частини теплового потоку, що надходить у колесо, що генерує на одиниці площі поверхні бандажа в момент зриву посадки, кВт;
- θ – поточне значення теплового потоку, що надходить в колесо, кВт.

$$\Gamma R \quad (4.9)$$

де Γ – гальмівна потужність, що реалізується на одному колесі, кВт.

$$\Gamma K \quad (4.10)$$

де K – коефіцієнт тертя гальмівних колодок з колесом;

- сила натискання гальмівних колодок на колесо, кН.

Показник експоненти x визначають на основі експериментальних даних залежно від геометрії колеса, потужності та часу гальмування за формулами:

- діаметр колеса за колом катання $D = 1141$ мм;
- ухил $i = 29$ ‰;
- швидкість руху по ухилу $V = 51$ км/год (14,17 м/с);
- час руху по ухилу $t = 300$ с;
- ширина бандажу $H = 143$ мм;
- товщина бандажа мінімальна $B = 43$ мм;
- товщина повномірного бандажа $B_0 = 75$ мм.

Рівнодіюча сила, що діє на колесо на ухилі

$$\left\{ \begin{matrix} i \\ x \end{matrix} \right\} \quad (4.12)$$

де i – питома сила опору від ухилу, Н/кН;

x – питома сила опору холостого ходу, Н/кН.

При русі ланковою (стиковою) колією для електровозів [8]

$$x \dots 2 \quad (4.13)$$

Для електровоза ВЛ80

$$x \dots 2$$

Для електровоза 2ЕЛ5

$$x \dots 2$$

Для електровоза ВЛ80

$$\left\{ \begin{matrix} i \\ x \end{matrix} \right\}$$

Для електровозу 2ЕС5К:

$$\left\{ \begin{matrix} i \\ x \end{matrix} \right\}$$

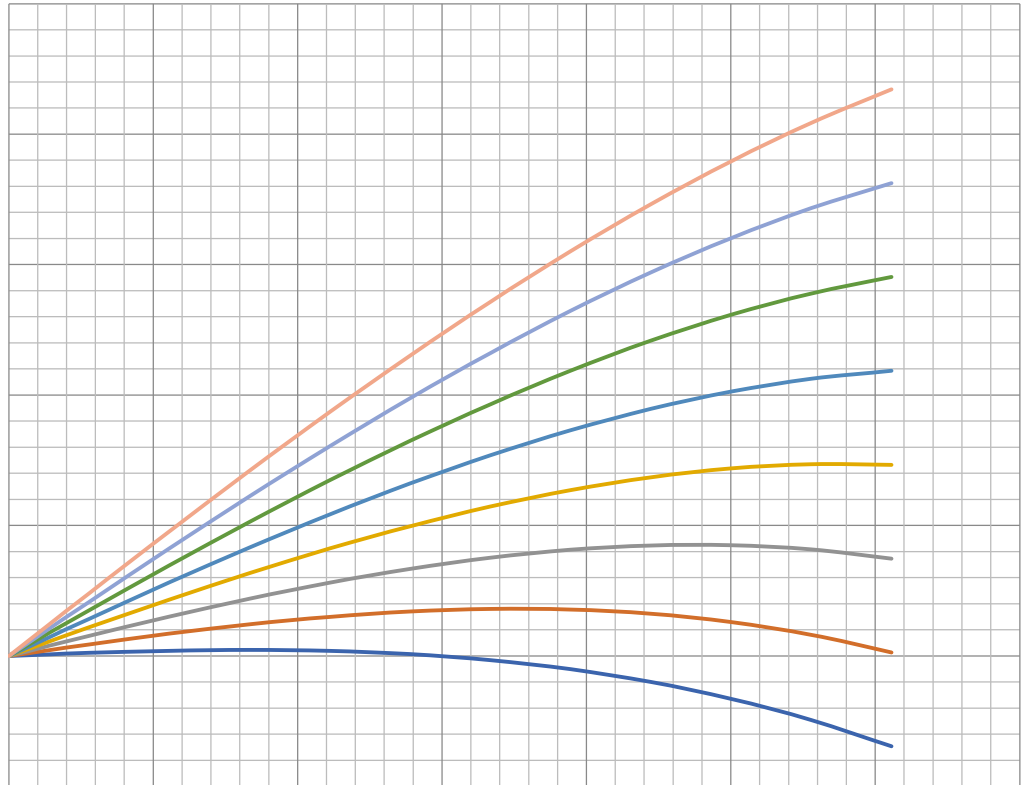


Рисунок 4.3 – Залежність гальмівної потужності від швидкості та нахилу

Для електровоза 2ЕЛ5

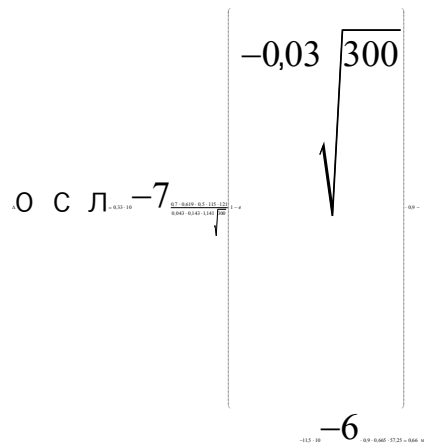
$$\Gamma_{\text{г}} = 2000 - 14,87 \cdot v - 0,006 \cdot v^2$$

Тепловий потік, що надходить у колесо

$$\Gamma_{\text{г}} \cdot R \quad (4.15)$$

Аналіз роботи бандажів колісних пар електровозів ВЛ80 та 2ЕЛ5 (див. таблицю 4.1) показує, що бандажі працюють до 47–53%. Таким чином, їх заміна в ремонті відбувається значно раніше, ніж закінчується термін їх роботи. Середня товщина бандажа при відбракуванні за різних несправностей 61,8 мм.

Таблиця 4.1 – Ресурс бандажів електровозів



Залежність ослаблення натягу від температури та швидкості представлена на рис. 4.6.

Таким чином, при гальмуванні на ухилі 29 ‰ електровозів ВЛ80 і 2ЕЛ5 призводить до суттєвої втрати натягу, а саме на

$$\frac{\sigma}{\rho}$$

Через те, що колісні пари у електровозів ВЛ80 і 2ЕЛ5 однакові, те й ослаблення бандажа за різних швидкостях і часу буде однаково.

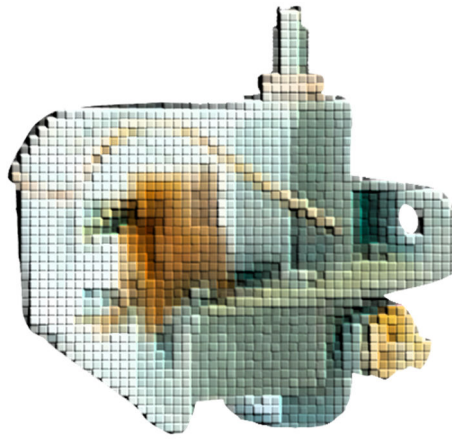


Рисунок 4.7 – Пневматичний вимикач керування ПВУ5-0,5

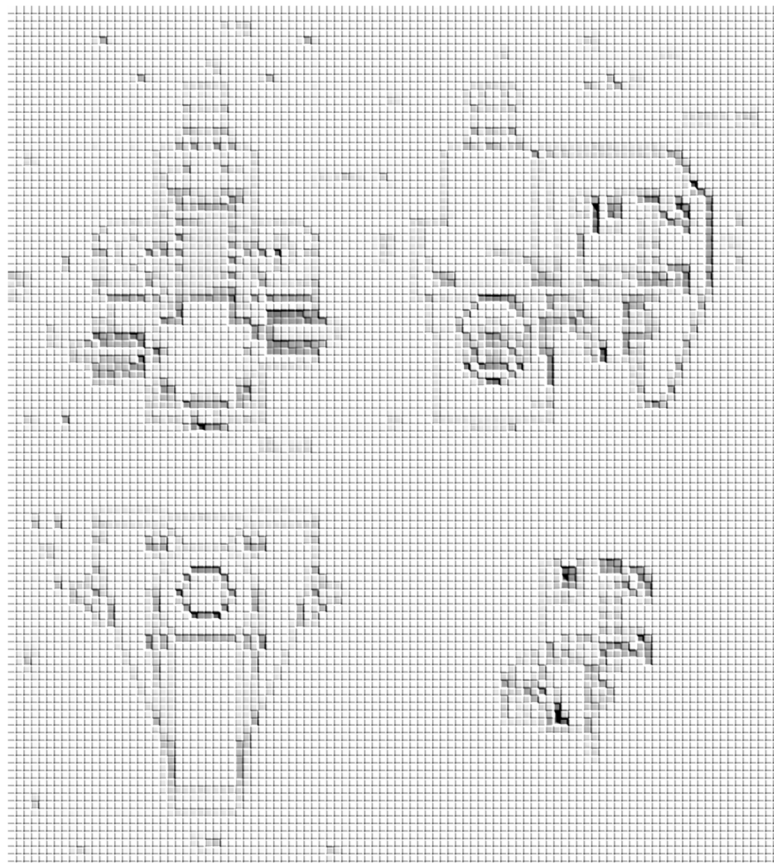


Рисунок 4.8 – Схема пневматичного вимикача керування ПВУ5-0,5

Вимикач керування пневматичний ПВУ5-0,5 призначений для автоматичного замикання та розмикання ланцюга керування залежно від тиску стисненого повітря у магістралі, на якій вони встановлені. Основні технічні дані представлені

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

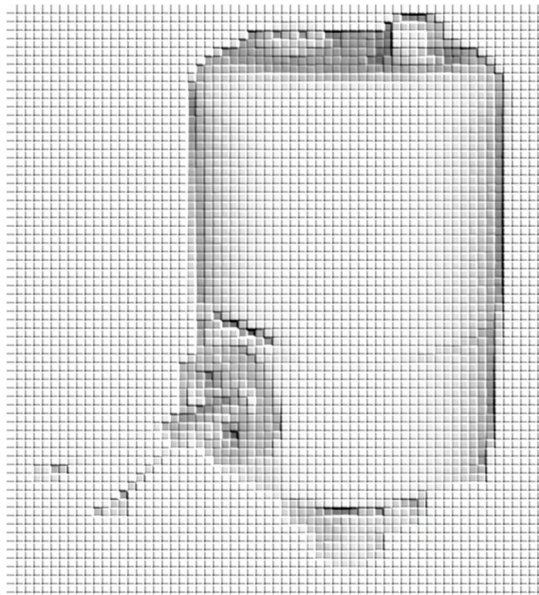


Рисунок 4.9 – Загальний вигляд сигналізатору тиску 115Б

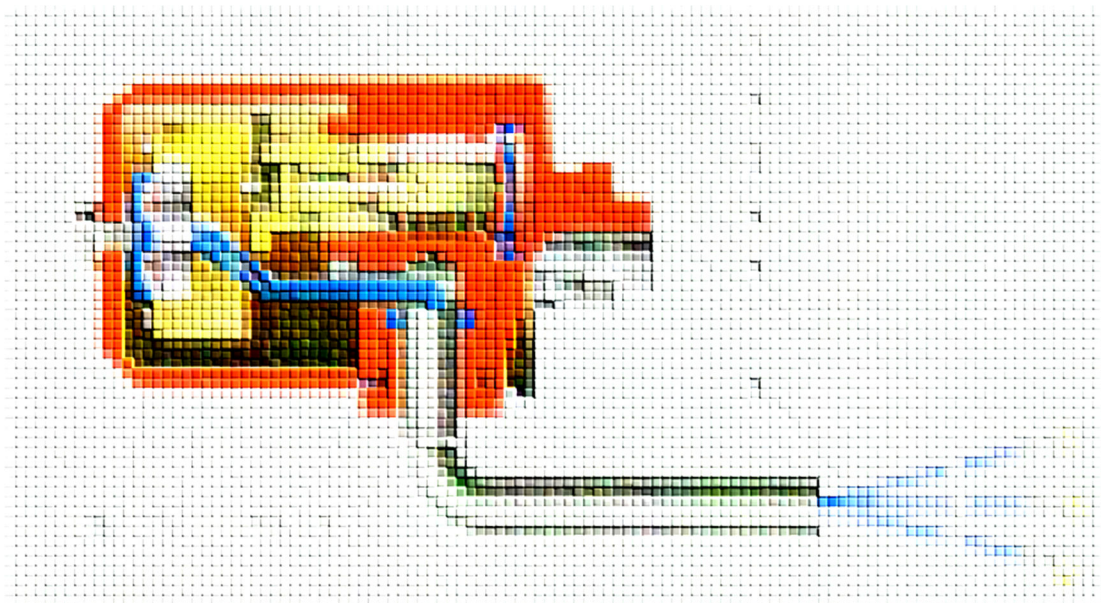


Рисунок 4.10 – Схема сигналізатора тиску 115 115Б:

1 – корпус; 2 – діафрагма; 3 – рухливі контакти; 4 – пружина; 5 – нерухомі контакти; 6 – стрижень; 7 – ізолятор; 8 – електричне проведення; 9 – штуцер; 10 – прокладання; 11 – мікроперемикач; 12 – кришка

Сигналізатори тиску 115Б призначені для сигналізації наявності певного тиску стисненого повітря у якомусь обсязі пневматичної системи рухомого складу.

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

виявлені зауваження.

Приймання локомотива.

Огляд екіпажної частини машиністом:

- перевірка щодо контрольних ризиків відсутності зсуву бандажів колісних пар (у доступних для огляду місцях);
- особливу увагу приділити колісним парам бандажів, що мають нагрівання;
- огляд гальмівної важільного передачі;
- вихід штоків гальмівних циліндрів.

Основні несправності обладнання локомотивів, що впливають на проворот бандажу:

- несправність крана машиніста, що веде до завищення тиску в гальмівній магістралі;
- несправність електропневматичного гальма;
- значні витоки в гальмівній магістралі та зрівняльному резервуарі;
- несправність системи піскоподачі;
- несправність пристроїв АЛСН та додаткових приладів безпеки.

Якщо мітки відсутні на ободу колісного центру і відсутні роз'яснювальні записи в журналі ТУ-152, то приймання локомотива заборонено.

Якщо виявлено зсув бандажа колісної пари та неможливо оцінити його посадку на колісному центрі, локомотив відчепляється від складу для проведення розслідування.

Якщо гальмівна важільна передача розрегульована, викликати ремонтний персонал, якщо це неможливо провести регулювання самотужки.

Після огляду колісних пар машиніст робить запис у журналі ТУ-152, «Колісні пари оглянуті, зсувів бандажів не виявлено» та завіряє підписом.

Після дозволу машиніста, помічник машиніста перевіряє та проводить відпустку ручних гальм усіх секцій локомотива.

Машиніст приводить у дію гальма всього поїзда та відпускає гальма локомотива.

Помічник машиніста оглядає гальмівну важільну передачу і переконується в

					<i>0032.18014.2.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

тому, що гальма локомотива відпущені після відходу гальмівних колодок від коліс та заходу штоків гальмівних циліндрів, після чого повідомляє машиністу.

Після приймання локомотивна бригада відповідає за колісні пари.

Перед початком руху виконується регламент службових переговорів «Хвилина готовності» між машиністом та помічником машиніста, при якому обов'язково інформують один одного про положення ручного гальма та тиск стисненого повітря в гальмівних циліндрах.

У дорозі машиніст і його помічник зобов'язані:

– по черзі відкривати бічні вікна та візуально та на слух контролювати стан екіпажної частини електровоза при вимкнених допоміжних машинах;

– якщо виявлено іскріння у поїзді при відпущених гальмах, але в електровозі характерний стукіт. Також при отриманні інформації від будь-якого працівника залізничного транспорту про задимлення чи іскріння у складі поїзда чи локомотиві негайно зупинити поїзд службовим гальмуванням.

Помічник машиніста:

а) оглядає машинне відділення кожні 20-30 хвилин. Під час огляду звертає увагу сторонні звуки. Контролює затягування ручного гальма. Після приходу в задню кабіну проконтролювати по манометру тиск у гальмівних циліндрах;

б) під час зупинок на перегонах оглядати ходову частину локомотива та контролювати нагрів бандажів та їх проворот;

в) доповідати машиністу про порушення.

Машиніст:

а) направляє помічника машиніста для огляду машинного відділення або ходової частини на зупинках, а також вимагає доповіді про їх стан;

б) вибирає режими ведення поїзда, щоб унеможливити нагрівання бандажів вище норми;

в) переважно користується замість допоміжного рекуперативним гальмом;

г) оглядати на стоянках особисто екіпажну частину локомотива із записом до журналу ТУ-152.

За несприятливих погодних умов та забруднення рейок:

					<i>0032.18014.2.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

зі швидкістю не перевищує 15 км/год;

– при провороті бандажа колісної пари без ознак ослаблення бандажа та стопного кільця, на несправній колісній парі відключити тяговий двигун та гальмівний циліндр, поставити нову мітку та контролюючи несправну колісну пару довести поїзд до кінцевої станції;

– при виявленні повторного провороту бандажа в дорозі, локомотив відчепляється від поїзда і слідує резервом зі швидкістю не більше 15 км/год з вимкненим тяговим двигуном і гальмівним циліндром несправної колісної пари;

– при прямуванні з пасажирським поїздом вимагати допоміжний локомотив з хвоста поїзда і після прибуття допоміжного локомотива вимкнути тяговий електродвигун і гальмівний циліндр несправної колісної пари і слідувати резервом зі швидкістю не більше 15 км/год;

– про виявлений зсув бандажа зробити запис у журналі технічного стану локомотива форми ТУ-152.

При ослабленому бандажі при обстукуванні слюсарним молотком виявляється глухий брязкітний звук. Ознакою ослаблення бандажа є виділення мастила та іржі у місці контакту бандажа та колісного центру.

Бандажне кільце може бути ослаблене не більше ніж у трьох місцях і не більше ніж на 30% і не ближче 100 мм до замку бандажного кільця.

Відключення дії гальм здійснюється перекриттям роз'єднувального крана та шляхом викручування заглушки на гальмівному циліндрі.

Огляд механічної частини та колісної пари зокрема проводиться при кожній зупинці на станції, роз'їзді, та на перегонах при зупинках біля забороняючого сигналу.

При здійсненні здавання локомотива бригада обов'язково оглядає колісні пари локомотива. Здійснює перевірку провороту бандажу, за результатами робиться запис у журналі ТУ-152.

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

ВИСНОВКИ

У першому розділі кваліфікаційної роботи проаналізована динаміка зносу колісних пар. Встановлено, що у 2020 і 2021 році у РФ «Придніпровська залізниця» спостерігається високий відсоток обточування близько шести місяців, що призводить до зайвих витрат на ремонт, а також високих витрат коштів на виготовлення нових колісних пар і матеріалу, що витрачується на їх виготовлення. Основними несправностями є знос гребня – 32%, повзуни – 21%, проворот бандажа – 19%.

Аналіз несправностей колісних пар електровозів по всієї мережі залізниць України свідчить, що проворот бандажа займає друге місце після зносу гребеня колеса. Також спостерігається досить велика сезонність проворотів бандажів колісних пар – зростання практично вдвічі останні три місяці року, а потім відбувається поступове зниження. Дане явище пояснюється зледенінням колодки та наступною різкою появою зчеплення між колесом та колодкою.

При розгляді залежності випадків проворотів бандажів від порядкових номерів колісних пар індивідуально за кожною колісною парою виявлено, що найбільша кількість несправностей припадає на 3, 4 та 5-ту колісні пари електровоза через затиснене ручне гальмо.

Зношування бандажа колісних пар не впливає на утворення проворотів (хоча для здійснення проворотів бандажів з найбільшим експлуатаційним зносом потрібно найменше зусилля, що надається гальмівною важільною передачею), тому що основна кількість випадків допущена при незначному його зменшенні в процесі експлуатації.

Виконано загальний аналіз видів несправностей колісних пар, несправностей з якими колісні пари не допускаються до експлуатації, а також заходів щодо зниження зносу коліс рухомого складу.

У наступному розділі для зменшення зносу колісних пар розглянуто застосування систем довантаження та довороту візків. Проаналізовано розподіл навантажень у разі застосування довантажувачів на різних серія локомотивів.

За результатами динамічного вписування визначено сили, що діють на

					0032.18014.2.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

систему довороту візків та виконано комп'ютерне моделювання механічної частини довороту візків локомотива за допомогою програмного комплексу SolidWorks.

У наступному розділі встановлено причинно-наслідковий зв'язок утворення провороту бандажа колісної пари електровоза. З метою встановлення величини зниження натягу посадки бандажу під час руху на ухилах при регульовальному гальмуванні допоміжним краном машиніста виконано моделювання впливу:

- швидкості руху та величини ухилу на значення: рівнодіючої сили, гальмівної потужності та теплового потоку, що надходить у колесо;
- швидкості руху та часу гальмування на величину контактного термічного опору;
- температури бандажа та швидкості руху на величину ослаблення натягу.

Для зниження кількості проворотів колісних пар електровозів запропоновано встановити у систему гальмування сигналізатор тиску 115Б, а також допрацювати систему контролю стану ручного гальма. Окрім цього систематизована інструкція локомотивної бригади щодо зниження випадків виникнення проворотів бандажів колісних пар зі складанням алгоритму дій локомотивної бригади для контролю за станом бандажа колісної пари.

					<i>0032.18014.2.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

