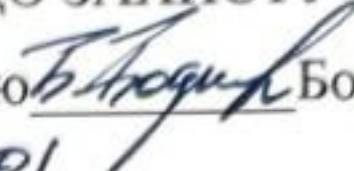


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет "Транспортна інженерія"

Кафедра "Управління та експлуатація рухомого складу"

"ДО ЗАХИСТУ"

Зав. кафедрою  Борис БОДНАР

"12" 01 \_\_\_\_\_ 2026 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
до кваліфікаційної роботи *магістра*


на тему: "Модернізація гальмівної важільної передачі електровоза"

за освітньою програмою: "Локомотиви та локомотивне господарство"  
зі спеціальності 273 "Залізничний транспорт"  
галузі знань 27 "Транспорт та послуги"

Виконав: студент групи ЛГ2421

 Богдан САЄНКО

Керівник  Дмитро БОБИРЬ

Нормоконтролер  Людмила КОЛОДІЙ

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

Студент 

Дніпро, 2026

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

Faculty “*Transport engineering*”

Department “*Management and operation of rolling stock*”

Explanatory Note  
to Master’s Thesis

*master*

on the topic: “**Modernization of the brake lever transmission of an electric locomotive**”

according to educational curriculum: “*Locomotives and Locomotive Economy*”  
in the Speciality *J7 “Railway transport”*

Branch of knowledge *27 “Transport and services”*

Done by the student of the group *LG2421*:

Bogdan SAENKO

Scientific Supervisor: Dmytro BOBYR

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2026

# Український державний університет науки і технологій

Факультет «*Транспортна інженерія*»,

кафедра «*Управління та експлуатація рухомого складу*»

Спеціальність *J7 «Залізничний транспорт»*

за ОП «*Локомотиви та локомотивне господарство*»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри «Локомотиви»

\_\_\_\_\_ Борис БОДНАР

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2025 р.

## ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу на здобуття ОС «*магістр*»

студенту групи *ЛГ2421*

**Саєнку Богдану Олеговичу**

1. Тема кваліфікаційної роботи: «**Модернізація гальмівної важільної передачі електровоза**»

затверджена наказом від «**02**» жовтня 2025 р № 1401ст

2. Термін подання студентом закінченої роботи «**13**» січня 2026 р

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: проектно-конструкторська документація гальмівної важільної передачі; статистична інформація з надійності гальмівної системи; нормативно-технічна документація з експлуатації та ремонту електровозів.

4. Перелік креслень (демонстративного матеріалу)

1) Ескізи деталей гальмівної важільної системи.

2) Аналіз надійності гальмівної системи.

3) Діаграми Парето.

4) Розрахунок сил, що діють на деталі гальмівної важільної системи.

- 5) Результати статичного розрахунку деталей гальмівної важільної системи.
- 6) Результати динамічного розрахунку деталей гальмівної важільної системи.
- 7) Запропоновані заходи з модернізації гальмівної важільної системи.

5. Перелік питань до розробки та термін виконання

Назва розділу кваліфікаційної роботи	Термін виконання	Обсяг розділу,%
Конструктивно-експлуатаційний аналіз гальмівної важільної передачі електровоза	12.11.2025	30
Розрахунок гальмівної важільної передачі	12.12.2025	30
Удосконалення конструкції ГВП	14.01.2026	40

Студент \_\_\_\_\_ Богдан САЄНКО

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Дмитро БОБИРЬ

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра:

70 с., 72 рис., 5 табл., 10 джерел.

Об'єктом дослідження у кваліфікаційній роботі є гальмівна система електровоза як складова забезпечення безпеки руху залізничного транспорту. Предметом дослідження є гальмівна важільна передача електровоза, її конструктивні елементи, силове навантаження та напружено-деформований стан в умовах експлуатації.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення надійності та експлуатаційної ефективності гальмівної системи електровоза шляхом обґрунтування напрямів модернізації гальмівної важільної передачі.

Для досягнення поставленої мети в роботі застосовано комплекс теоретичних і прикладних методів дослідження. Використано статистичні методи оцінювання, зокрема аналіз Парето за характером і причинами несправностей та аналіз сумарного простою локомотивів. Силовий аналіз елементів гальмівної важільної передачі виконано з використанням положень теоретичної механіки та опору матеріалів. Міцнісний аналіз проведено із застосуванням тривимірного комп'ютерного моделювання та методу кінцевих елементів у програмному середовищі SolidWorks.

У результаті виконання кваліфікаційної роботи проведено конструктивно-експлуатаційний аналіз гальмівної важільної передачі електровоза та встановлено, що значна частка експлуатаційних відмов гальмівної системи пов'язана з елементами даного вузла, а також з порушеннями технології технічного обслуговування і ремонту. За результатами статистичного аналізу визначено найбільш критичні види несправностей, які формують основну частку втрат експлуатаційного часу. Визначено силові навантаження, що діють на елементи гальмівної важільної передачі під час гальмування, та виконано статичний і міцнісний розрахунок основних груп важелів і вузлів. Установлено, що максимальні напруження в елементах не перевищують межу плинності матеріалу, а наявні запаси міцності є достатніми для безпечної експлуатації. Разом із тим виявлено наявність надлишкових запасів міцності окремих елементів, що створює передумови для конструктивної оптимізації та зменшення маси. Отримані результати обґрунтовують доцільність модернізації гальмівної важільної передачі електровоза з метою підвищення експлуатаційної ефективності та зниження простоїв рухомого складу.

**Ключові слова:** ЕЛЕКТРОВАЗ, ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА, ГАЛЬМІВНА ВАЖІЛЬНА ПЕРЕДАЧА, МОДЕРНІЗАЦІЯ, МІЦНІСТЬ, МЕТОД КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ, SOLIDWORKS, ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ НЕСПРАВНОСТІ.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИЙ АНАЛІЗ ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЕЛЕКТРОВОЗА.....	8
1.1 Загальна характеристика ГВП.....	8
1.2 Конструкція гальмівної важільної передачі .....	11
1.3 Гальмівний циліндр.....	12
1.4 Вихідні дані для розрахунку гальмівної важільної передачі .....	15
3 РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ .....	34
3.1 Розрахунок сил, що діють на гальмову важільну передачу .....	34
3.2 Розрахунок гальмівної важільної передачі на міцність.....	39
4 УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГВП.....	60
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ .....	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	71

					<i>0032.24.0130.000.04 КР.ПЗ</i>		
<i>змін.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроблено.</i>	<i>Саєнко</i>				<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	<i>Бодирь</i>				5	70	
<i>Рецензування</i>					<i>УДУНТ, зр. ЛГ 2421</i>		
<i>Н. Кантр.</i>	<i>Колодій</i>						
<i>Затверд.</i>							
<i>Модернізація гальмівної важільної передачі електровоза</i>							

## ВСТУП

Безпека руху поїздів є одним із ключових пріоритетів функціонування залізничного транспорту. У системі забезпечення безпеки вирішальну роль відіграють гальмівні пристрої локомотивів, від технічного стану, надійності та ефективності яких безпосередньо залежать довжина гальмівного шляху, стабільність гальмування та експлуатаційна готовність рухомого складу. В умовах інтенсивної експлуатації електровозів, зміни маси поїздів і підвищених вимог до пропускної спроможності залізниць питання надійності гальмівних систем набуває особливої актуальності.

Гальмівна важільна передача електровоза є відповідальним елементом механічної частини гальмівної системи, призначеним для передавання зусилля від гальмівного циліндра до гальмівних колодок із необхідним передаточним відношенням. Саме цей вузол забезпечує реалізацію гальмівного зусилля на обід колеса та визначає ефективність роботи гальм у цілому. Разом із тим, гальмівна важільна передача працює в умовах значних статичних і динамічних навантажень, впливу зносу, корозії, температурних коливань і похибок регулювання, що зумовлює підвищену ймовірність виникнення відмов [1].

Аналіз експлуатаційних даних локомотивів показує, що значна частка несправностей гальмівної системи пов'язана саме з елементами гальмівної важільної передачі та суміжними вузлами. Побудовані в роботі діаграми Парето за характером і причинами несправностей, а також аналіз сумарного простою локомотивів свідчать, що порушення роботи гальмівної важільної передачі не лише мають значну частоту, але й призводять до суттєвих втрат експлуатаційного часу. Це негативно впливає на показники надійності та готовності локомотивного парку.

Сучасні конструкції гальмівних важільних передач електровозів у більшості випадків сформувалися на основі технічних рішень попередніх поколінь рухомого складу. Незважаючи на їхню працездатність, такі конструкції часто характеризуються надлишковою масою, підвищеною чутливістю до похибок технічного обслуговування та ремонту, а також наявністю локальних зон концентрації напружень. В умовах переходу до концепції життєвого циклу рухомого складу та ресурсозберігаючих технологій виникає технічне протиріччя між вимогами до підвищення надійності й довговічності гальмівної системи та необхідністю зменшення маси, спрощення конструкції та зниження витрат на експлуатацію [2].

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

Незважаючи на наявність окремих наукових і практичних досліджень у галузі гальмівних систем залізничного рухомого складу, питання комплексної модернізації гальмівної важільної передачі з урахуванням реальних експлуатаційних навантажень, результатів статистичного аналізу відмов і сучасних можливостей комп'ютерного моделювання залишаються недостатньо висвітленими. Це зумовлює актуальність виконання даної кваліфікаційної роботи.

Об'єктом дослідження у кваліфікаційній роботі є гальмівна система електровоза.

Предметом дослідження є гальмівна важільна передача електровоза, її конструктивні елементи, напружено-деформований стан та експлуатаційна надійність.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення надійності та ефективності гальмівної системи електровоза шляхом модернізації гальмівної важільної передачі на основі аналізу експлуатаційних даних, розрахунків міцності та комп'ютерного моделювання.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі основні завдання:

- проаналізувати сучасний стан і конструктивні особливості гальмівної важільної передачі електровоза;
- виконати аналіз експлуатаційних відмов гальмівної системи з використанням статистичних методів;
- визначити силові навантаження, що діють на елементи гальмівної важільної передачі;
- виконати статичний і динамічний розрахунок елементів передачі з використанням програмних засобів комп'ютерного моделювання;
- оцінити запаси міцності та виявити найбільш навантажені й вразливі елементи;
- обґрунтувати напрями модернізації гальмівної важільної передачі з метою зменшення маси та підвищення надійності.

Методи дослідження, використані в роботі, включають аналіз і узагальнення експлуатаційних даних, методи теоретичної механіки та опору матеріалів, статистичний аналіз відмов, комп'ютерне тривимірне моделювання та метод кінцевих елементів, реалізований у програмному середовищі SolidWorks.

Результати кваліфікаційної роботи можуть бути використані при проектуванні та модернізації гальмівних систем електровозів, а також у практиці технічного обслуговування і ремонту рухомого складу з метою підвищення його експлуатаційної надійності та безпеки руху.

									0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						7

# 1 КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИЙ АНАЛІЗ ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЕЛЕКТРОВОЗА

Гальмівна система електровоза є одним із ключових елементів, що визначає рівень безпеки руху та надійність експлуатації рухомого складу в цілому. Важливою складовою механічної частини гальмівної системи є гальмівна важільна передача, призначена для передавання та перетворення зусилля, створюваного гальмівним циліндром або приводом ручного гальма, у зусилля натискання гальмівних колодок на поверхню кочення колісних пар [3].

Конструктивні особливості гальмівної важільної передачі, умови її роботи та характер навантажень безпосередньо впливають на ефективність гальмування, рівномірність розподілу гальмівних сил між колісними парами, а також на інтенсивність зносу елементів гальмівного обладнання. В процесі експлуатації передача зазнає дії значних статичних і динамічних навантажень, що в поєднанні з умовами зовнішнього середовища та похибками регулювання може призводити до виникнення відмов і непланових ремонтів.

У цьому розділі виконується конструктивно-експлуатаційний аналіз гальмівної важільної передачі (ГВП) електровоза, розглядається її будову, принцип роботи та основні технічні характеристики. Особливу увагу приділено аналізу елементів, які працюють у найбільш навантажених режимах, а також умовам їх регулювання і взаємодії в складі гальмівної системи.

## 1.1 Загальна характеристика ГВП

Гальмівна важільна передача є ключовим елементом механічної частини гальмівної системи електровоза та відіграє визначальну роль у формуванні гальмівних зусиль, необхідних для безпечного сповільнення та повної зупинки рухомого складу. Аналіз конструкції та принципу роботи ГВП є необхідною передумовою для подальшого виконання міцнісних розрахунків і обґрунтування доцільності її модернізації.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Функціональне призначення гальмівної важільної передачі полягає в передаванні та перетворенні зусилля, створюваного гальмівним циліндром або приводом ручного гальма, у зусилля натискання гальмівних колодок на поверхню кочення колісних пар. Реалізація цього процесу здійснюється за допомогою системи важелів, тяг і шарнірних з'єднань, технічний стан яких безпосередньо впливає на ефективність гальмування, рівномірність розподілу гальмівних сил і надійність роботи гальмівного обладнання в цілому.

Гальмівна важільна передача електровоза виконана з можливістю роботи з двома передавальними відношеннями, що забезпечує її адаптацію до застосування чавунних або композиційних гальмівних колодок. Передавання зусиль від гальмівних циліндрів або від приводу ручного гальма до гальмівних колодок здійснюється за схемою з двостороннім натисканням колодок на кожне колесо, що сприяє підвищенню стабільності гальмівного впливу та зменшенню нерівномірності зносу фрикційних елементів.

Привід ручного гальма включає колонку, розміщену в машинному відділенні локомотива, ланцюгову передачу, напрямні ролики, балансир і систему тяг, закріплених під рамою кузова та з'єднаних із важелями гальмівної передачі. Така конструктивна схема забезпечує можливість реалізації гальмівного впливу за відсутності тиску стисненого повітря в пневматичній системі.

Механічна частина гальма об'єднує гальмівну важільну передачу, автоматичний регулятор зазорів гальмівної важільної передачі, а також фрикційні елементи гальма – гальмівні колодки та накладки. Гальмівна важільна передача являє собою систему важелів, тяг, тріангелів або траверс і їхніх шарнірних з'єднань, призначених для передавання зусилля від поршня гальмівного циліндра або приводу ручного гальма до фрикційних елементів із заданим передавальним відношенням. При цьому частина зусилля втрачається внаслідок тертя в шарнірах, що необхідно враховувати під час оцінювання ефективності роботи та вибору напрямків конструктивного удосконалення ГВП.

Основні технічні характеристики гальмівної важільної передачі наведено в табл. 1.1 [1].

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики гальмівної важільної передачі

Параметр	Значення параметру при колодках	
	чавунних	композиційних
Робочий тиск у гальмівних циліндрах, кг/см <sup>2</sup>	3,8	3,8
Натискання гальмівних колодок на одну колісну пару, Н	267032	59736
Гальмівний коефіцієнт	0,726	0,26
Дійсне питоме натискання гальмівних колодок на бандаж, кг/см <sup>2</sup>	9,84	4,2
Передавальне число	2,88	2,03
Діаметр гальмівного циліндра, мм	225,4	225,4
Установчий вихід штока, мм	200–220	60–80
Найбільший вихід штока в експлуатації, мм	280	220
Найменша товщина колодок в експлуатації, мм	25	25
Зазор між валиками і втулками не більше, мм	2,5	3,0

До механічної частини гальмівної системи електровоза в процесі експлуатації висувається комплекс вимог, спрямованих на забезпечення стабільної та ефективної роботи гальмівного обладнання. Зокрема, гальмівна важільна передача повинна:

- забезпечувати рівномірний розподіл гальмівних зусиль між усіма гальмівними колодками або накладками;
- зберігати практично сталу величину передаваного зусилля незалежно від просторового положення вертикальних і горизонтальних важелів, величини виходу штока гальмівного циліндра, а також ступеня зносу гальмівних колодок або накладок у межах установлених експлуатаційних нормативів;
- гарантувати рівномірне відведення гальмівних колодок від поверхні кочення колісних пар у відпущеному стані гальма;
- бути оснащеною автоматичним регулятором, який забезпечує підтримання

										Арк.
										10
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.240130.000.04КР.ПЗ					

зазору між гальмівними колодками та поверхнею кочення коліс у заданих межах незалежно від інтенсивності їх зносу.

## 2.2 Конструкція гальмівної важільної передачі

Гальмівна важільна передача електровоза розміщується на візку та реалізується за допомогою двох гальмівних циліндрів діаметром 350 мм (24"), кожний з яких забезпечує натискання чотирьох гребньових гальмівних колодок, що показано на рис. 2.2. Гальмівні циліндри з вільним штоком закріплені чотирма болтами М26 на спеціальних кронштейнах, приварених до шкворневого бруса рами візка, що забезпечує передавання гальмівного зусилля безпосередньо на елементи важільної передачі [2, 3].

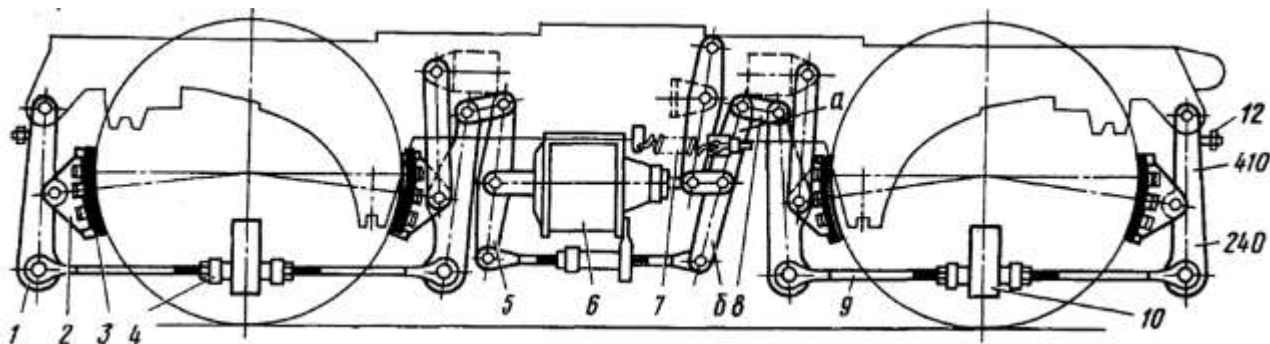


Рисунок 2.2 – Гальмівна важільна передача електровоза

Гальмівні колодки за допомогою чек закріплені на башмаках, які через підвіски шарнірно з'єднані з кронштейнами рами візка. Підвіски встановлюються на кінцевих брусах або боковинах рами та забезпечують необхідну рухомість гальмівних елементів у процесі гальмування. Через фігурні вирізи в нижній частині підвісок проходять поперечини, які попарно з'єднані тягами з правого і лівого зовнішніх боків кожної колісної пари, формуючи симетричну схему прикладання гальмівних зусиль.

Балансирами гальмівної важільної передачі здійснюється перерозподіл і передавання зусиль між елементами системи. У нижній частині балансири з'єднані тягами постійної довжини, а наявність декількох отворів у їхній конструкції дає змогу

										Арк.
										11
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.240130.000.04КР.ПЗ

виконувати перестановку тяг у разі оснащення гальмівної системи регуляторами виходу штока гальмівного циліндра [4].

Для запобігання падінню елементів гальмівної важільної передачі на колію в разі обриву тяг або поперечин передбачено страхувальні троси, закріплені у верхній частині на кронштейнах рами візка та на корпусі гальмівного циліндра. Троси встановлюються з прогином, при якому їхня довжина перевищує відстань між точками кріплення на 25–20 мм, що виключає їх участь у сприйнятті робочих навантажень.

Регулювання виходу штока гальмівного циліндра та зазорів між гальмівними колодками і бандажами колісних пар здійснюється зміною довжини тяг шляхом обертання регульовального гвинта. У процесі експлуатації, у міру зносу бандажів, валик переставляють у наступні отвори тяги. Рівномірність зазорів між колодками з обох боків колеса забезпечується регулюванням за допомогою регульовальних болтів, а коригування зазорів по кінцях колодок досягається їх розворотом на валиках із використанням пружин і упорних болтів.

В остаточно відрегульованій гальмівній системі всі регульовальні гвинти тяг повинні бути застопорені контргайками, а балансир верхнім кінцем має спиратися на головку упорного болта. При цьому слід урахувувати, що упорний болт застосовується виключно під час заміни чавунних гальмівних колодок на композиційні.

Надійна та безпечна робота гальмівної важільної передачі забезпечується правильним і своєчасним регулюванням її елементів, постійним контролем технічного стану перед виходом електровоза з депо, а також регулярною заміною зношених або пошкоджених деталей. Кінематичну схему гальмівної важільної передачі електровоза наведено на рис. 2.2.

### 2.3 Гальмівний циліндр

Гальмівний циліндр призначений для перетворення енергії стисненого повітря в механічне зусилля, яке через шток і гальмівну важільну передачу передається на гальмівні колодки. Таким чином, гальмівний циліндр є початковою ланкою механічного ланцюга формування гальмівного зусилля та істотно впливає на ефективність роботи всієї гальмівної системи електровоза.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

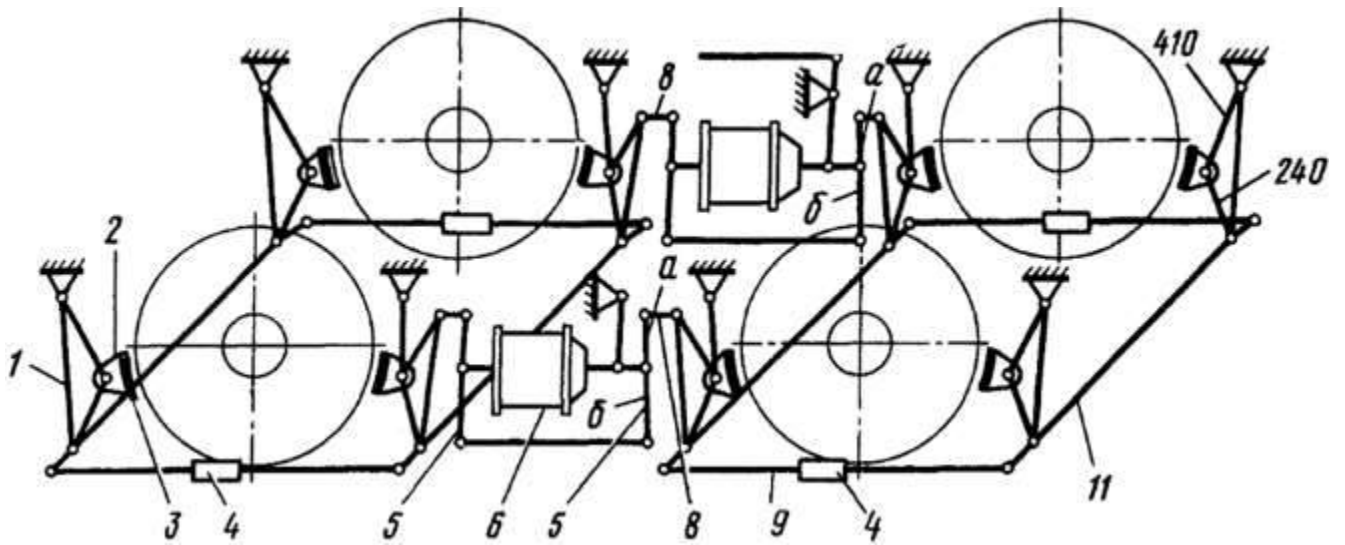


Рисунок 2.2 – Схема гальмівної важільної передачі електровоза:

2 – підвіска; 2 – башмак; 3 – гальмівна колодка; 4 – регулювальна муфта;  
 5 – головні балансири; 6 – гальмівний циліндр; 7 – відпускна пружина;  
 8 – з'єднувальна серезжка; 9 – тяга; 20 – запобіжна скоба; 22 – гальмівна  
 балка; 22 – болт для регулювання зазору між колодкою та колесом

Конструктивно гальмівний циліндр складається з корпусу (рис. 2.3), який закритий двома кришками: передньою напрямною та задньою робочою, закріпленими болтами. Усередині корпусу розміщений поршень, що під дією відпускної пружини займає крайнє положення у відпущеному стані гальма. Шток вільно встановлений у напрямній трубці, яка проходить через отвір у передній кришці та забезпечує осьове переміщення поршня без перекосів [5].

З'єднання поршня зі штоком виконане за допомогою сферичної головки, що забезпечує компенсацію невеликих перекосів і рівномірний розподіл навантажень у процесі роботи. Іншим кінцем шток з'єднується з елементами гальмівної важільної передачі. Герметичність робочої порожнини циліндра забезпечується гумовим комірцем, відворот якого спрямований у бік задньої кришки та притискається до внутрішньої поверхні корпусу пружним розрізним кільцем. Комір закріплюється на диску поршня за допомогою шайби та шпильок. У задній робочій кришці передбачені різьбові отвори для приєднання підвідного трубопроводу та встановлення манометра під час випробувань, які в експлуатації зазвичай закриті гвинтовими пробками.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

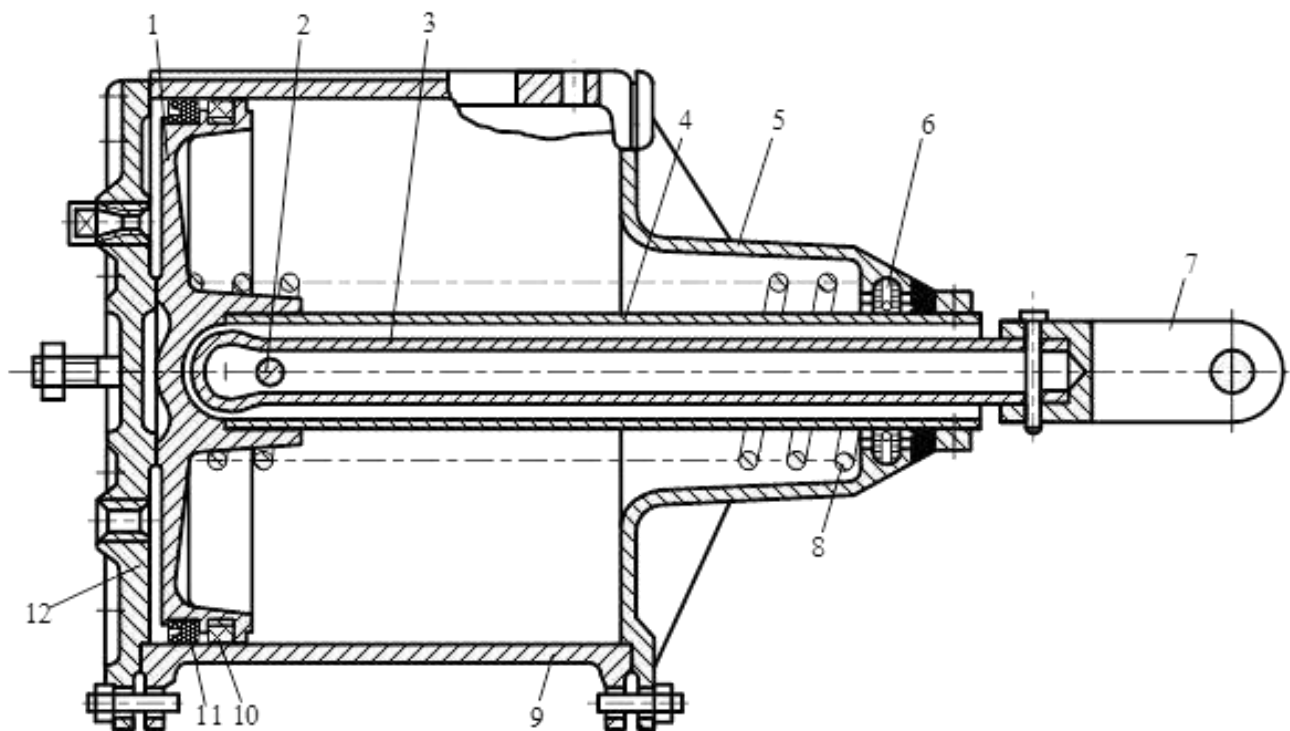


Рисунок 2.3 – Гальмівний циліндр:

2 – поршень; 2 – палець; 3 – шток; 4 – напрямна труба; 5 – передня кришка;  
 6 – сітчастий фільтр; 7 – голівка поршня; 8 – відпускна пружина; 9 – корпус;  
 20 – розрізне кільце; 22 – гумовий комір; 22 – задня робоча кришка

Під час гальмування простір між задньою робочою кришкою та поршнем заповнюється стисненим повітрям, унаслідок чого поршень переміщується в бік передньої кришки та через шток і систему важелів створює натискання гальмівних колодок на колеса. Порожнина з протилежного боку поршня постійно сполучена з атмосферою.

У відпущеному стані гальма робочі порожнини по обидва боки поршня сполучені між собою через поздовжню канавку, виконану на внутрішній поверхні корпусу біля задньої кришки. Наявність цієї канавки запобігає мимовільному гальмуванню у разі незначного пропуску повітря розподільником. За подальшого підвищення тиску в процесі гальмування поршень переміщується за межі канавки, внаслідок чого сполучення порожнин припиняється, і створюється необхідний тиск у робочій камері [6].

										0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							14

Переміщення поршня гальмівного циліндра на початковій стадії гальмування відбувається за тиску 0,02–0,03 МПа, а наприкінці гальмування, перед упором у передню кришку, – за тиску 0,03–0,06 МПа. Зворотний рух поршня в процесі відпуску починається за тиску 0,02–0,04 МПа і завершується за 0,02–0,025 МПа [7]. Для відведення вологи з неробочої порожнини між передньою кришкою та корпусом у конструкції гальмівного циліндра передбачена спеціальна дренажна канавка.

Одним із основних експлуатаційних показників стану гальмівної системи та якості регулювання гальмівної важільної передачі є вихід штока гальмівного циліндра. Перевищення встановлених нормативних значень виходу штока призводить до збільшення робочого об'єму циліндра, зменшення тиску стисненого повітря та збільшення часу наповнення, що, у свою чергу, викликає подовження гальмівного шляху та зниження ефективності гальмування. Як правило, надмірний вихід штока зумовлений неправильним положенням важелів гальмівної важільної передачі або порушенням її регулювання.

Вихід штока гальмівного циліндра є нормованим параметром, для якого встановлюються нижня та верхня допустимі межі залежно від типу рухомого складу. Ці значення, а також максимально допустимий вихід штока в експлуатації регламентуються відповідними інструкціями АТ «Укрзалізниця». За надмірно малого виходу штока можливе заклинювання колісних пар унаслідок підвищеного тиску в гальмівному циліндрі, а в зимовий період – примерзання гальмівних колодок до коліс після стоянки через зменшення зазору між колодкою та колесом.

## 2.4 Вихідні дані для розрахунку гальмівної важільної передачі

Для виконання розрахунку на міцність гальмівної важільної передачі необхідно задати сукупність вихідних даних, що визначають геометричні, кінематичні та силові параметри елементів механічної частини гальмівної системи. Основу вихідних даних становлять геометричні розміри складових елементів гальмівної важільної передачі, які безпосередньо впливають на розподіл зусиль, величину напружень та деформацій у процесі гальмування.

Як вихідні дані для розрахунків прийнято геометричні параметри елементів

									Арк.
									15
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.240130.000.04КР.ПЗ

гальмівної важільної передачі, наведені на рисунках 2.4–2.26. Зазначені рисунки відображають основні конструктивні елементи передачі, а саме гвинт, регулювальний болт, гальмівний башмак, втулки, подвійні та одинарні тяги, балансири, планки, підвіски, поперечини та допоміжні елементи, що беруть участь у передаванні гальмівного зусилля [8].

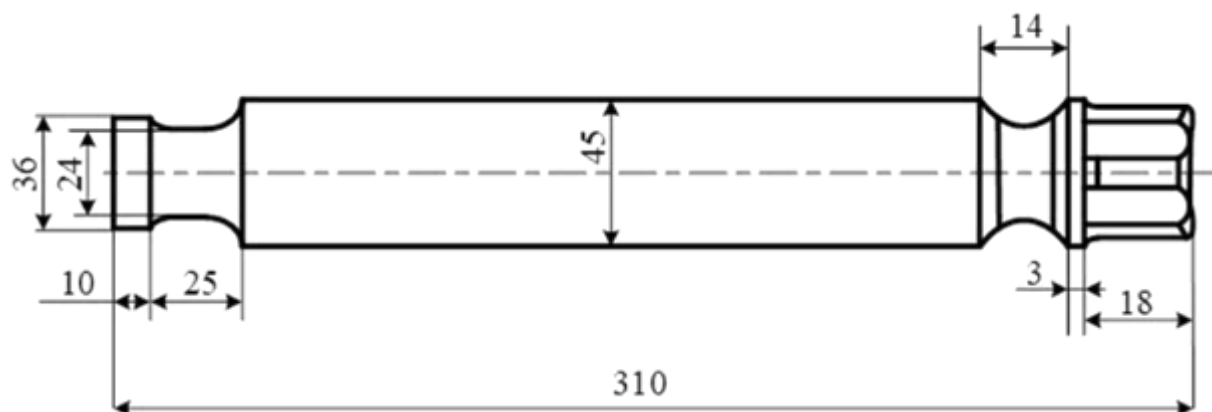


Рисунок 2.4 – Гвинт

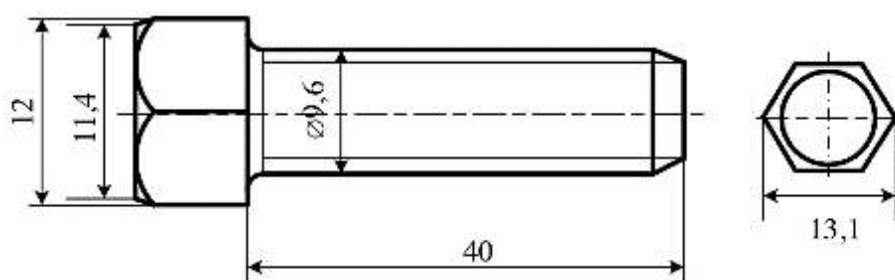


Рисунок 2.5 – Регулювальний болт М8

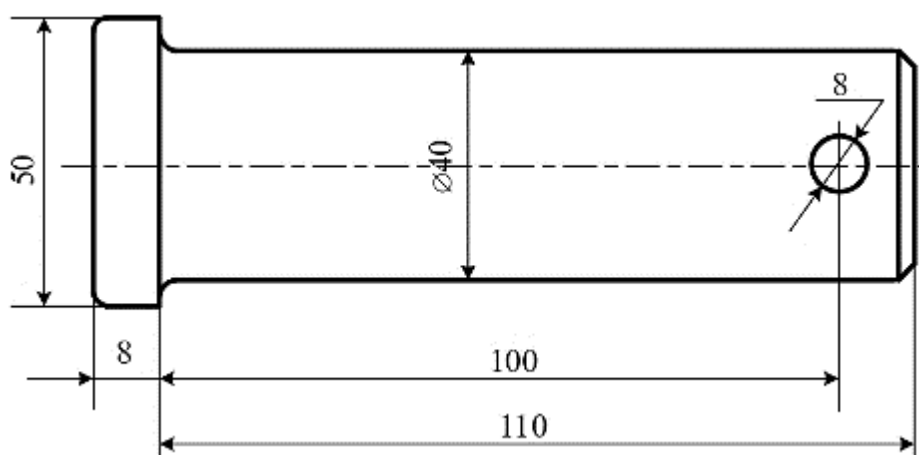


Рисунок 2.6 – Втулка

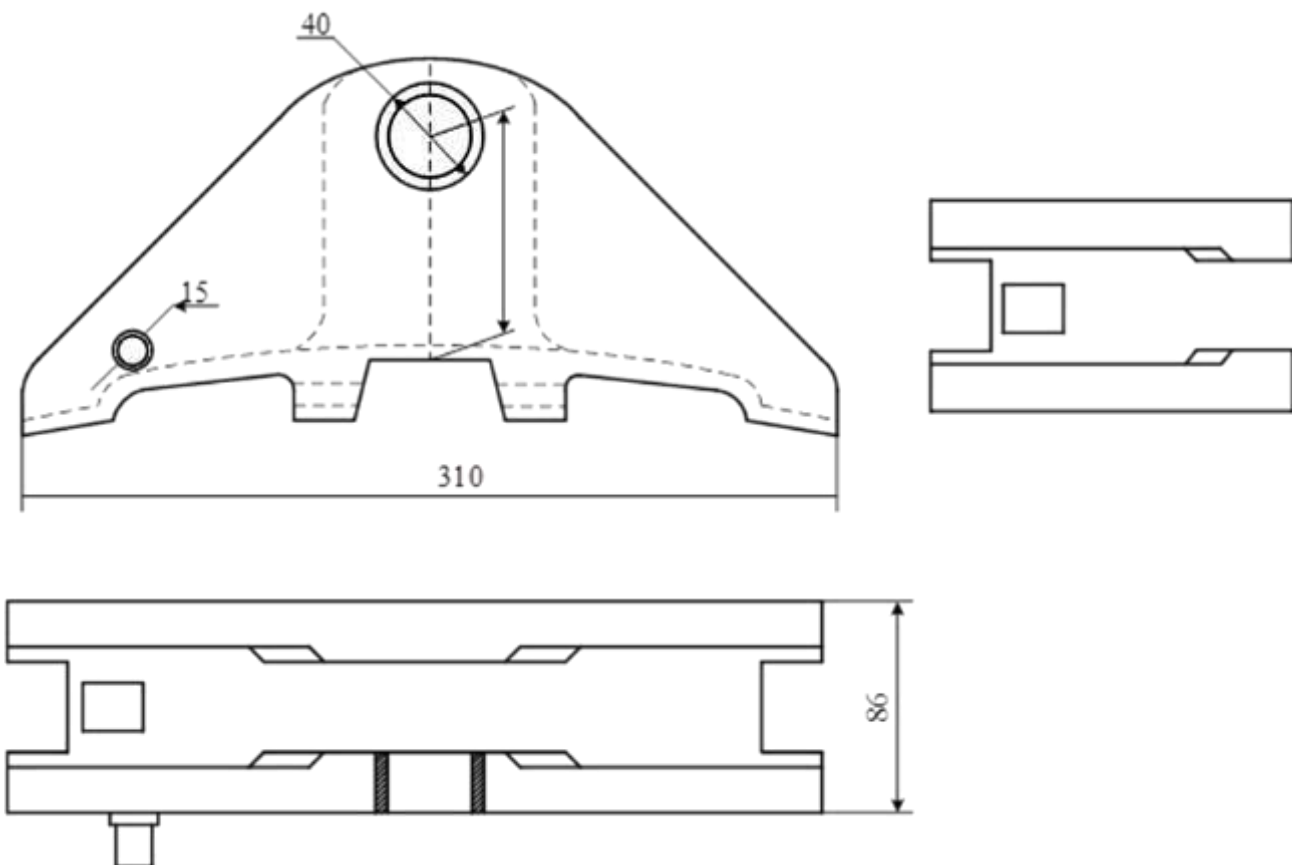


Рисунок 2.7 – Гальмівний башмак

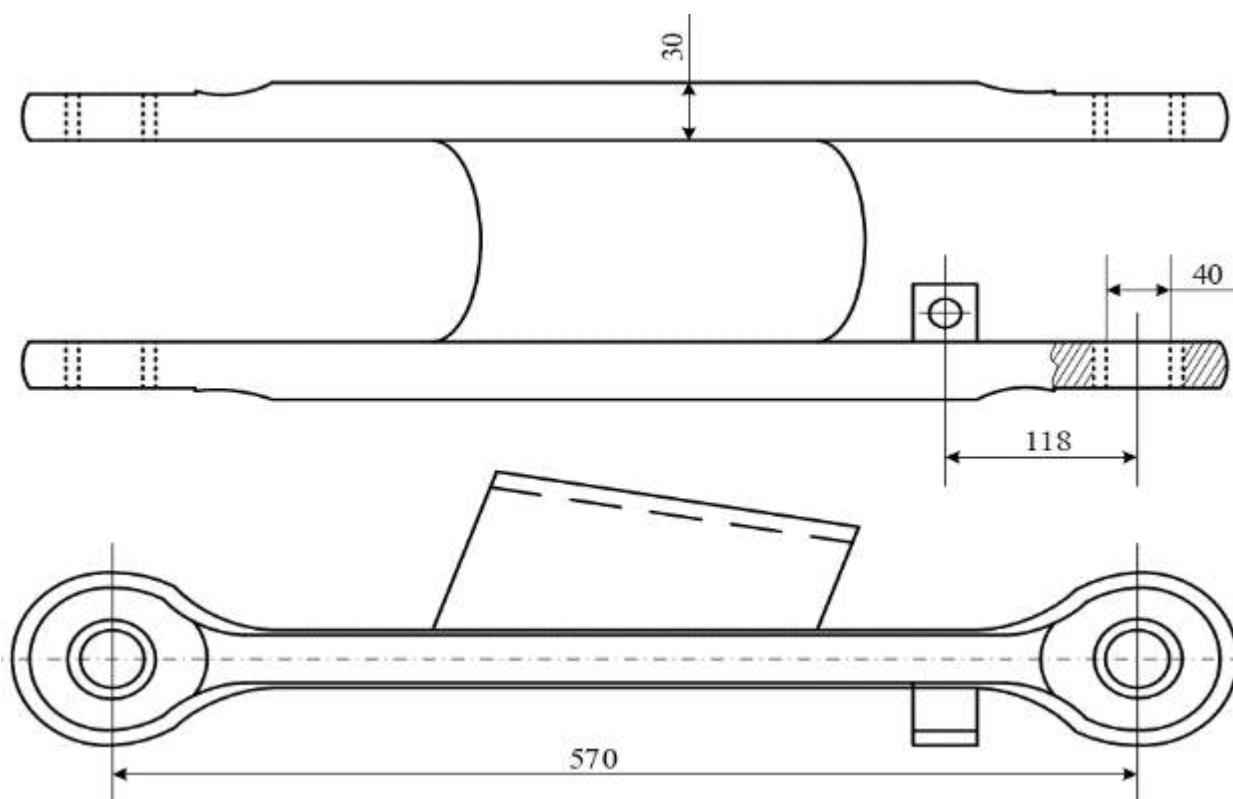


Рисунок 2.8 – Подвійна тяга

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

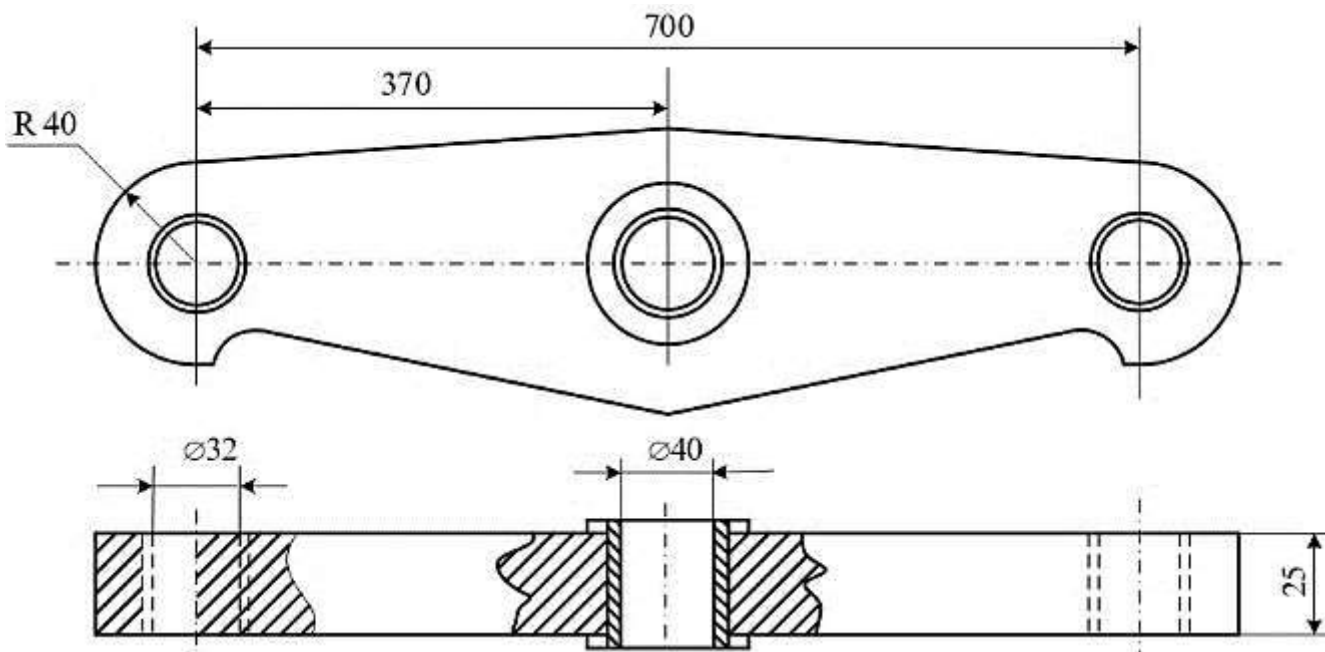


Рисунок 2.9 – Балансир

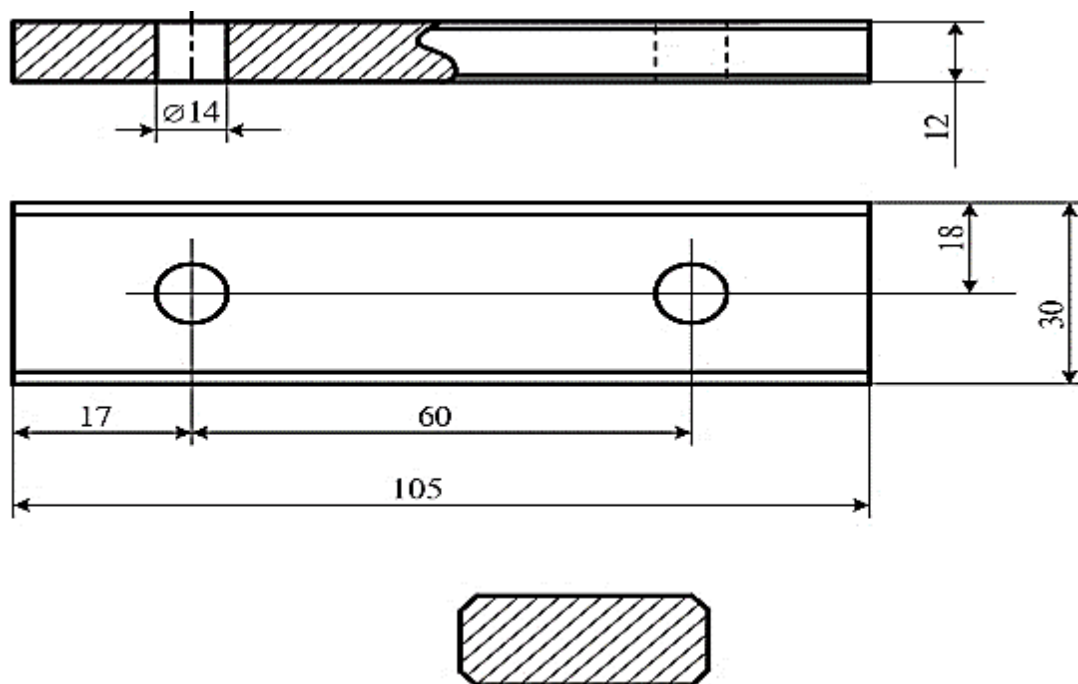


Рисунок 2.20 – Планка

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

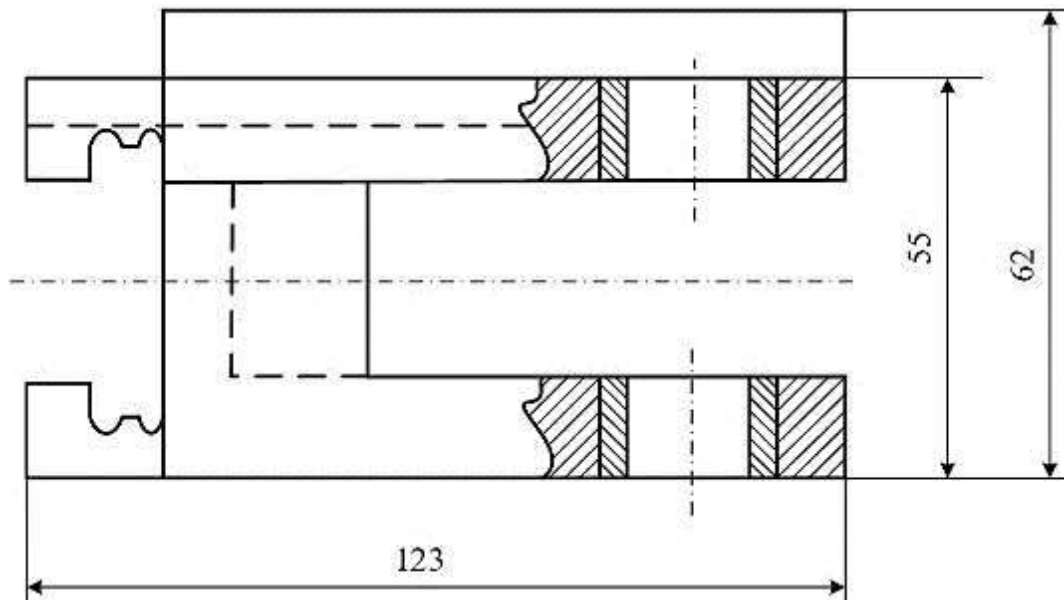


Рисунок 2.22 – Камінь

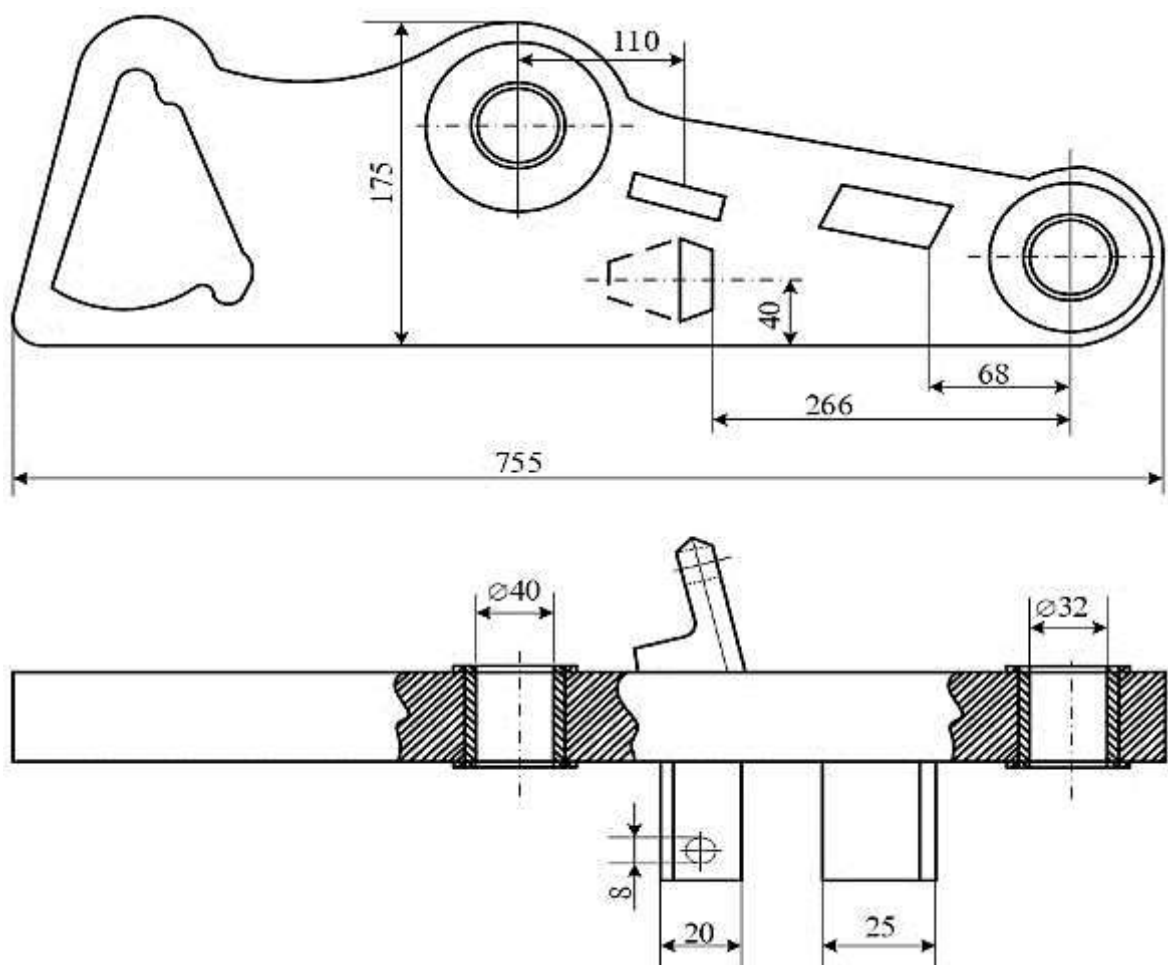


Рисунок 2.22 – Підвіска

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

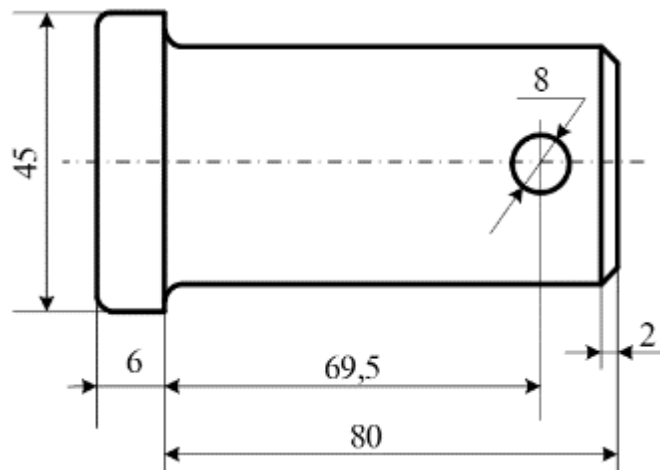


Рисунок 2.23 – Втулка

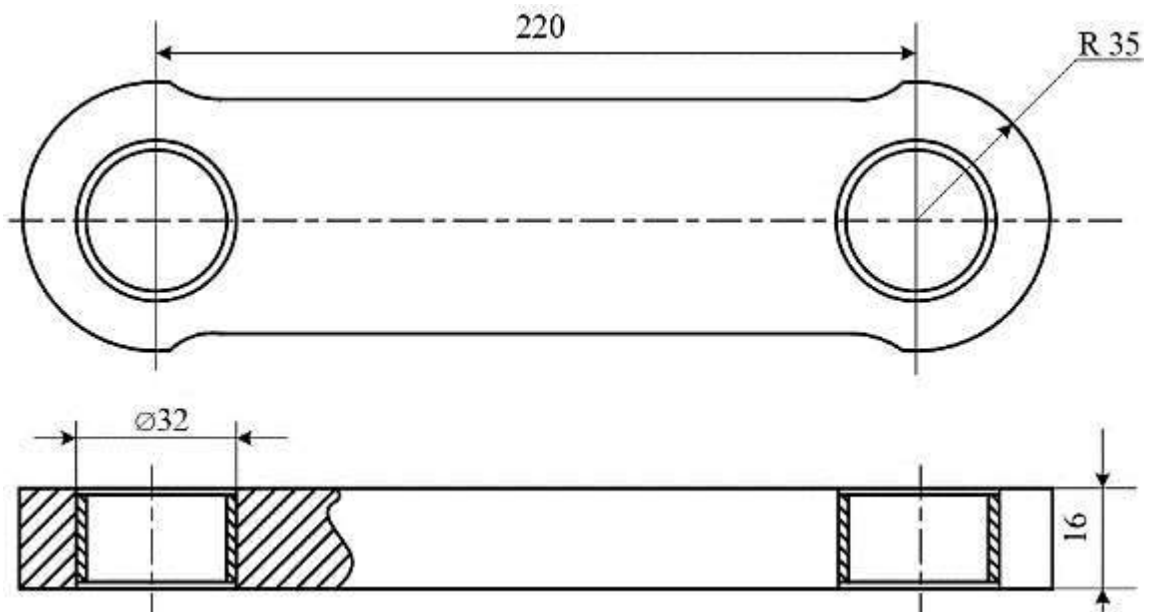


Рисунок 2.24 – Планка

Геометричні розміри зазначених елементів використовуються для побудови кінематичної схеми гальмівної важільної передачі, визначення плечей важелів, положення точок прикладання сил і напрямків дії навантажень. На основі цих даних у подальших розділах виконуються розрахунки сил, що діють на окремі елементи передачі, а також розрахунок напружено-деформованого стану деталей при гальмуванні.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

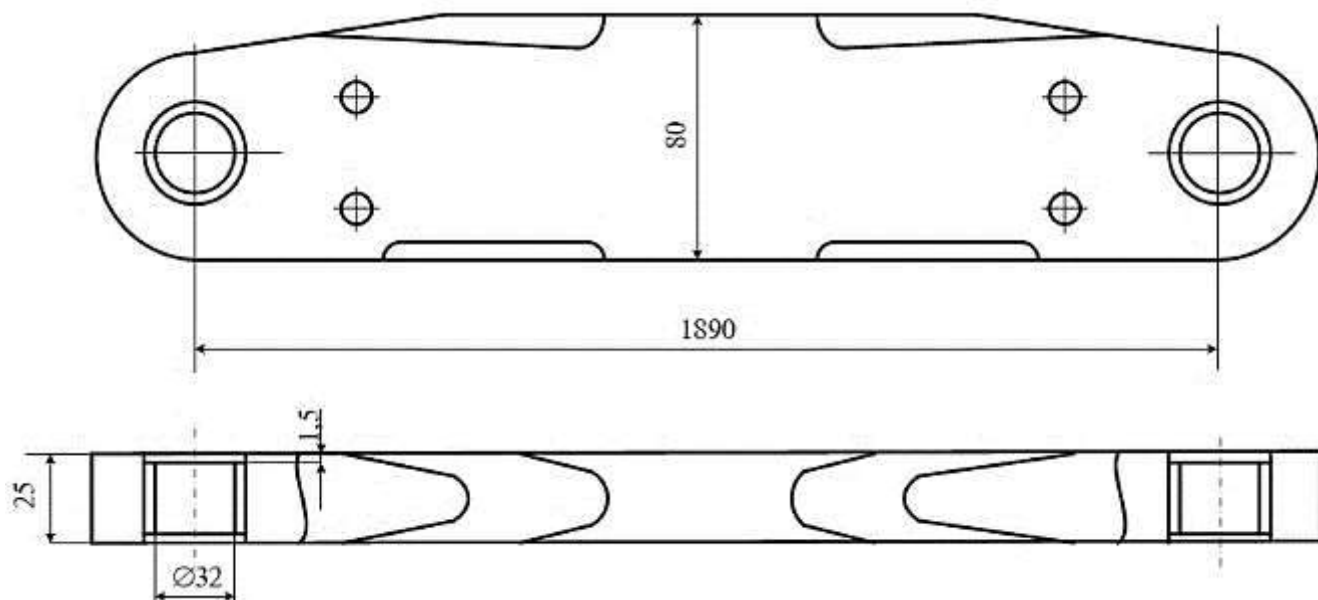


Рисунок 2.25 – Поперечина

Слід зазначити, що гальмівна важільна передача є відповідальним вузлом електровоза, призначеним для створення гальмівного впливу на обід колеса шляхом натискання гальмівних колодок. У процесі роботи в її елементах виникають значні стискуючі, розтягувальні та згинальні зусилля, величина яких визначається як параметрами гальмівного циліндра, так і конструктивними особливостями важільної системи.

Прийняті геометричні параметри елементів гальмівної важільної передачі є вихідними даними для подальшого визначення силових навантажень, виконання розрахунків на міцність та оцінювання запасів міцності окремих деталей. Отримані результати використовуються для аналізу можливості конструктивної модернізації гальмівної важільної передачі з метою зменшення маси та підвищення експлуатаційної ефективності без зниження рівня надійності й безпеки руху.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

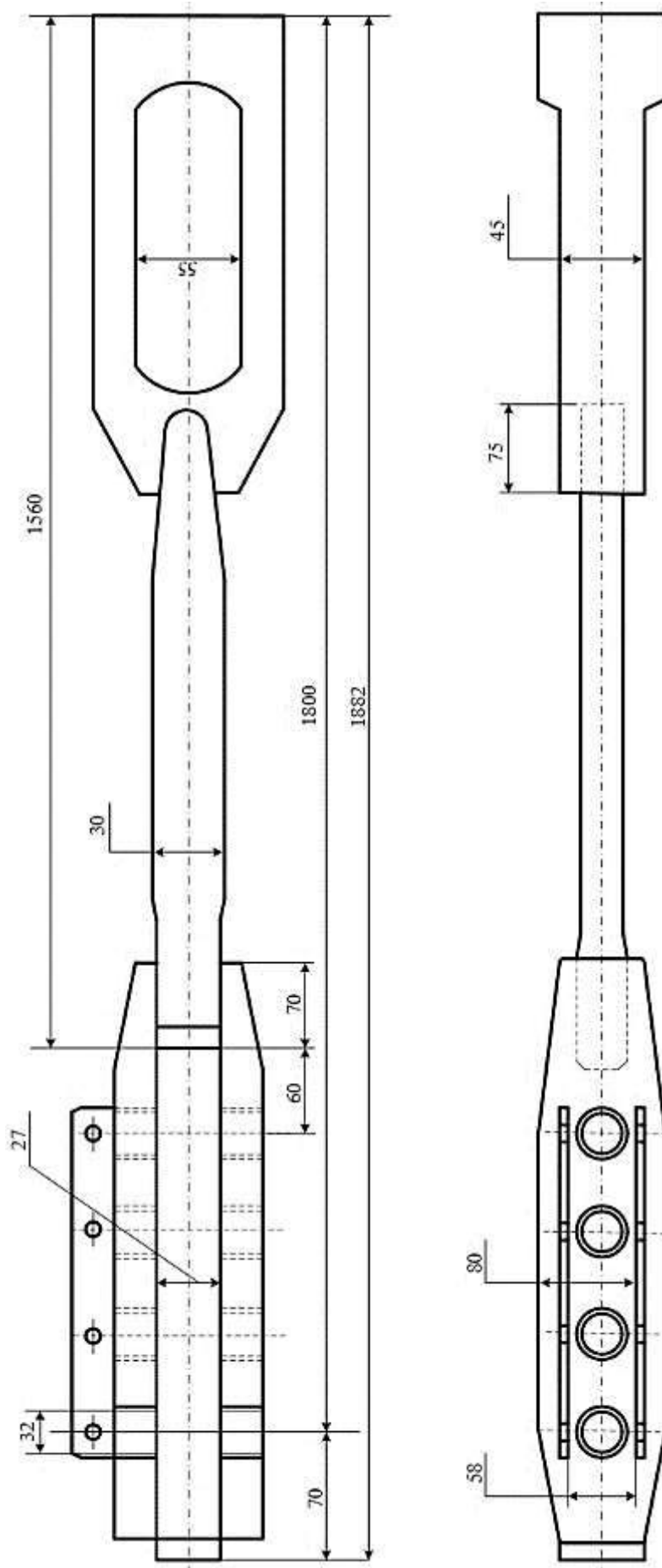


Рисунок 1.16 – Тяга

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.240130.000.04КР.ПЗ

## 2 АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Одним із важливих етапів оцінювання технічного стану гальмівної важільної передачі є аналіз експлуатаційних відмов і випадків непланового ремонту локомотивів. Статистичні дані щодо несправностей гальмівного обладнання дозволяють виявити найбільш уразливі елементи конструкції, оцінити наслідки порушень технології технічного обслуговування та ремонту, а також визначити основні напрямки підвищення надійності вузла.

У табл. 2.2 наведено інформацію про випадки непланового ремонту локомотивів депо Н за 2024 рік, пов'язані з відмовами елементів гальмівної системи, у тому числі гальмівної важільної передачі. Дані включають характер виявлених несправностей, їх імовірні причини та тривалість простою локомотива, що дозволяє оцінити вплив відмов на експлуатаційну готовність рухомого складу.

Аналіз наведених даних є підґрунтям для подальшого дослідження причин виникнення відмов, кількісної оцінки втрат часу простою та обґрунтування доцільності конструктивної модернізації гальмівної важільної передачі з метою підвищення її експлуатаційної надійності.

Таблиця 2.2 – Випадки непланового ремонту за 2024 рік

Місяць	Характер несправності	Причина несправності	Простій локомотива, год:хв
2	2	3	4
Лютий	Несправність кнопки відпуску гальм кабіни 4	Порушення технології виконання ТО-4	1:49
Лютий	Повзуни колісних пар	Порушення технології виконання ТО-3	1:59
Березень	ГВП	Порушення технології ремонту ПР-4	9:47

										Арк.
										23
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.240130.000.04КР.ПЗ					



Продовження табл. 4.4

4	4	3	4
Вересень	Несправність гальмівного циліндра	Порушення технології ремонту ПР-4	6:48
Жовтень	Тріщина в тязі ГВП	Втома металу	4:44
Жовтень	Знос манжети в гальмівному циліндрі	Знос	4:58
Жовтень	Несправність штока гальмівного циліндра	Порушення технології ремонту ПР-4	4:54
Листопад	Витік повітря трубопроводом гальмівних циліндрів	Порушення технології виконання ТО-4	4:14
Листопад	Після ступені гальмування відсутнє наповнення гальмівного циліндра	Порушення технології ремонту ПР-4	1:44
Грудень	Перемерз трубопровід гальмівних циліндрів	Порушення технології виконання ТО-4	6:34
Грудень	Самовільне спрацювання гальм	Порушення технології виконання ТО-4	41:41
Грудень	Падіння тиску в гальмівній магістралі	Порушення технології виконання ТО-4	4:36
Січень	Руйнування гальмівних башмаків	Порушення технології ремонту ПР-4	44:43

Продовження табл. 4.4

4	4	3	4
Січень	Відсутнє поповнення гальмівного циліндра	Порушення технології ремонту ПР-4	45:44
Січень	Заморожені змійовики секцій № 4	Порушення технології виконання ТО-4	6:44
Січень	Заморожені крани продування головних резервуарів	Порушення технології виконання ТО-4	44:37

Структуру та пріоритетність несправностей гальмівної системи, зафіксованих у 2024 році, наочно відображено на діаграмі Парето, наведеній на рис. 2.2.

Аналіз діаграми Парето за характером несправностей гальмівної системи (рис. 2.2) показує, що відмови розподіляються нерівномірно та мають виражений концентрований характер. Найбільшу кількість випадків становлять несправності гальмівного циліндра, а також порушення роботи гальмівної важільної передачі, зокрема обриви тяг і порушення регулювання. Це свідчить про домінування відмов механічної частини гальмівної системи в загальній структурі несправностей.

Кумулятивна крива підтверджує, що обмежена кількість типових несправностей формує основну частку всіх відмов. Перші декілька позицій діаграми забезпечують понад половину зафіксованих випадків, що відповідає принципу Парето та вказує на доцільність концентрації заходів з підвищення надійності саме на цих елементах.

Окрему групу становлять несправності, зумовлені експлуатаційними та сезонними чинниками, зокрема замерзання трубопроводів і елементів гальмівної системи, а також самовільні спрацьовування гальм. Наявність таких відмов свідчить про підвищену чутливість існуючої конструкції до умов обслуговування та кліматичних впливів.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

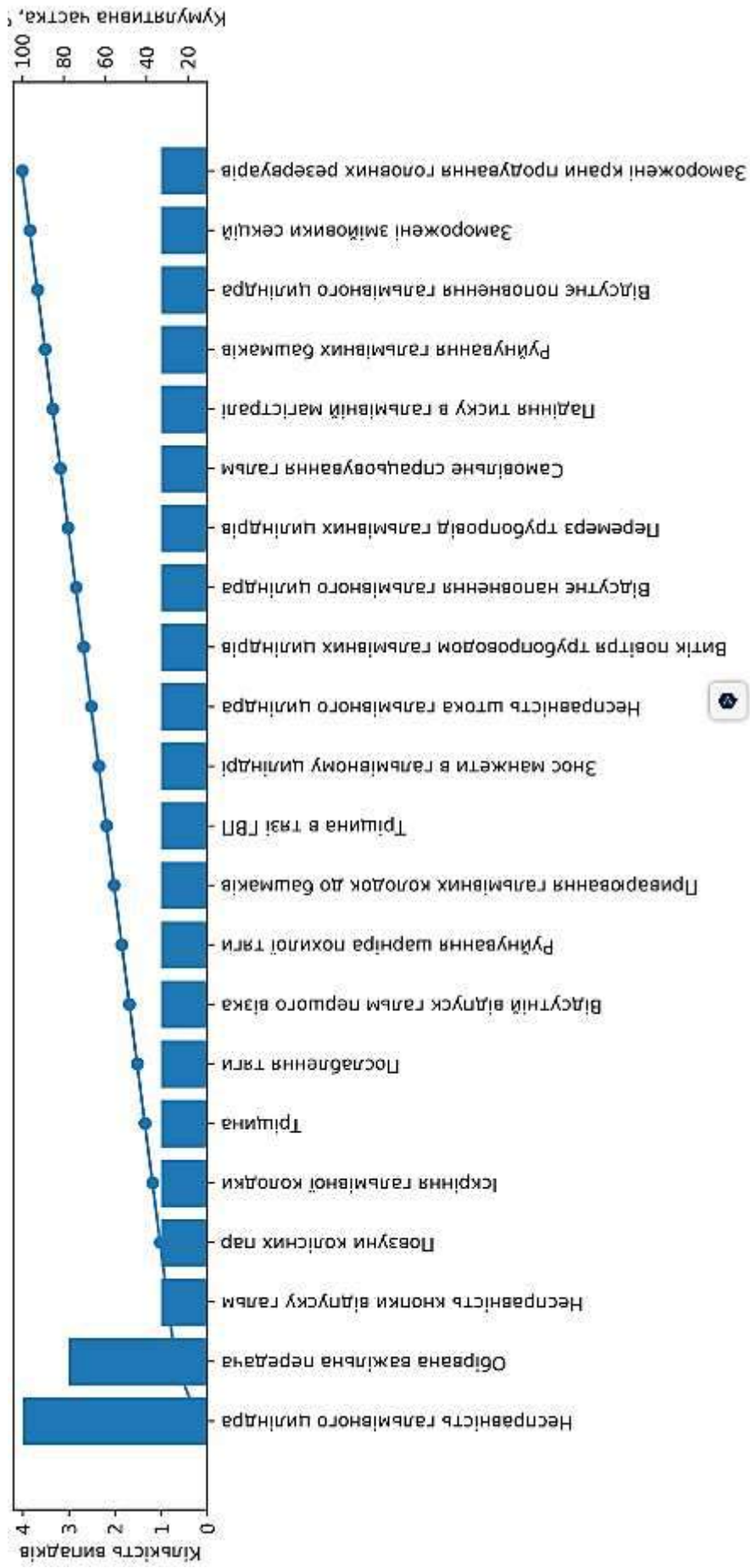


Рисунок 2.1 – Діаграма Парето за характером несправностей гальмівної системи

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що гальмівна важільна передача та суміжні з нею елементи є критичними з погляду експлуатаційної надійності гальмівної системи. Це обґрунтовує доцільність їх конструктивної модернізації, спрямованої на підвищення міцності, зниження чутливості до порушень регулювання та зменшення залежності ефективності гальмування від якості технічного обслуговування.

Аналіз причин виникнення несправностей гальмівної системи наведено на діаграмі Парето, поданій на рис. 2.2.

Аналіз діаграми Парето за причинами несправностей гальмівної системи (рис. 2.2) показує, що переважна частка відмов зумовлена організаційно-технологічними чинниками. Найбільшу кількість випадків формує неналежне виконання технічного обслуговування ТО-2, а також порушення технології ремонту та регулювання гальмівної важільної передачі.

Кумулятивна крива свідчить, що обмежене коло причин забезпечує основну частку всіх зафіксованих несправностей. Зокрема, перші позиції діаграми формують більшість випадків, що відповідає принципу Парето та вказує на визначальний вплив якості технічного обслуговування і ремонту на експлуатаційну надійність гальмівної системи.

Окрему групу становлять причини, пов'язані зі зносом та втратою матеріалу, які, хоча й мають меншу частоту, свідчать про роботу окремих елементів у режимах підвищених навантажень. Це підтверджує необхідність підвищення запасів міцності та зменшення чутливості конструкції до похибок обслуговування.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що підвищення надійності гальмівної системи не може бути досягнуте виключно за рахунок організаційних заходів. Доцільним є поєднання удосконалення системи технічного обслуговування з конструктивною модернізацією гальмівної важільної передачі, спрямованою на зниження залежності її роботи від якості регулювання та ремонту.

Аналіз діаграми Парето за причинами несправностей гальмівної системи (рис. 2.2) свідчить, що переважна частка відмов зумовлена порушенням технології технічного обслуговування та ремонту.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

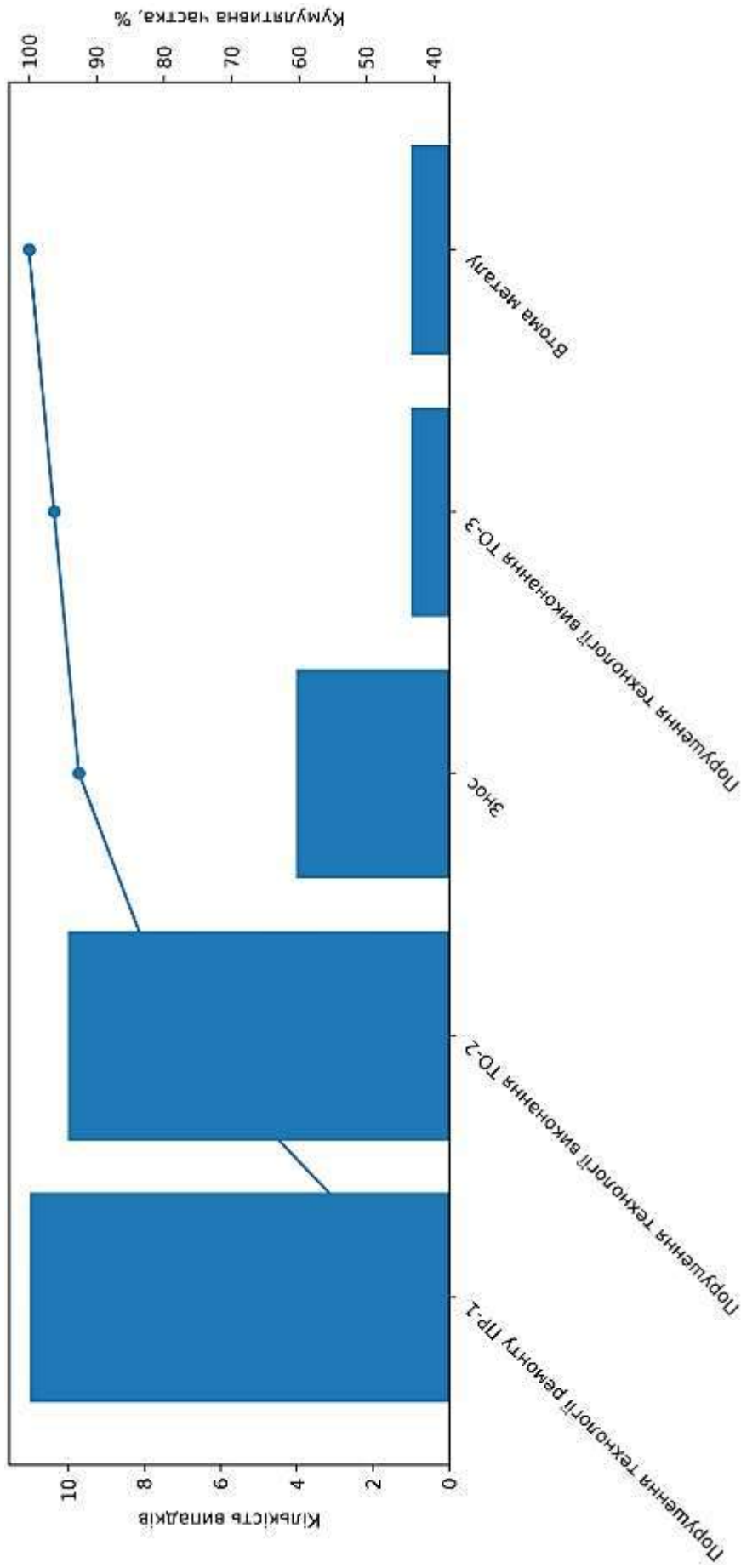


Рисунок 2.2 – Діаграма Парето за причинами несправностей гальмівної системи

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.240130.000.04КР.ПЗ

Найбільшу кількість випадків формують порушення технології ремонту на рівні ПР-2, а також порушення технології виконання технічного обслуговування ТО-2. Сукупно ці причини забезпечують основну частку всіх зафіксованих несправностей.

Кумулятивна крива показує, що обмежена кількість організаційно-технологічних причин формує більшість відмов, що відповідає принципу Парето. Це свідчить про високу залежність надійності гальмівної системи від якості виконання регламентних робіт і дотримання встановлених технологічних процесів.

Причини, пов'язані зі зносом і втомою матеріалу, мають меншу частоту, однак відображають роботу окремих елементів у режимах підвищених навантажень і можуть призводити до значних простоїв локомотивів. Це вказує на необхідність підвищення запасів міцності та довговічності елементів гальмівної важільної передачі.

Отримані результати підтверджують доцільність поєднання організаційних заходів з конструктивною модернізацією гальмівної важільної передачі, спрямованою на зниження чутливості її роботи до похибок технічного обслуговування і ремонту та підвищення загальної експлуатаційної надійності.

Сумарний простій локомотивів залежно від виду несправностей гальмівної системи наведено на рис. 2.3.

Аналіз сумарного простою локомотивів за видами несправностей гальмівної системи (рис. 2.3) показує, що найбільші втрати експлуатаційного часу пов'язані з руйнуванням гальмівних башмаків, відсутністю поповнення гальмівного циліндра, а також несправностями гальмівного циліндра. Незважаючи на відносно невелику кількість окремих із цих відмов, саме вони формують найбільшу частку загального простою локомотивів.

Суттєві втрати часу також зумовлені порушеннями в роботі гальмівної важільної передачі, зокрема обривами та тріщинами її елементів, що свідчить про підвищену відповідальність і навантаженість даного вузла в процесі експлуатації. У сукупності ці несправності мають визначальний вплив на показники експлуатаційної готовності рухомого складу.

Несправності, пов'язані з сезонними чинниками (замерзання трубопроводів, елементів гальмівної системи, самовільні спрацьовування гальм), також призводять до значних простоїв, що вказує на необхідність підвищення стійкості конструкції до кліматичних впливів.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
						30
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

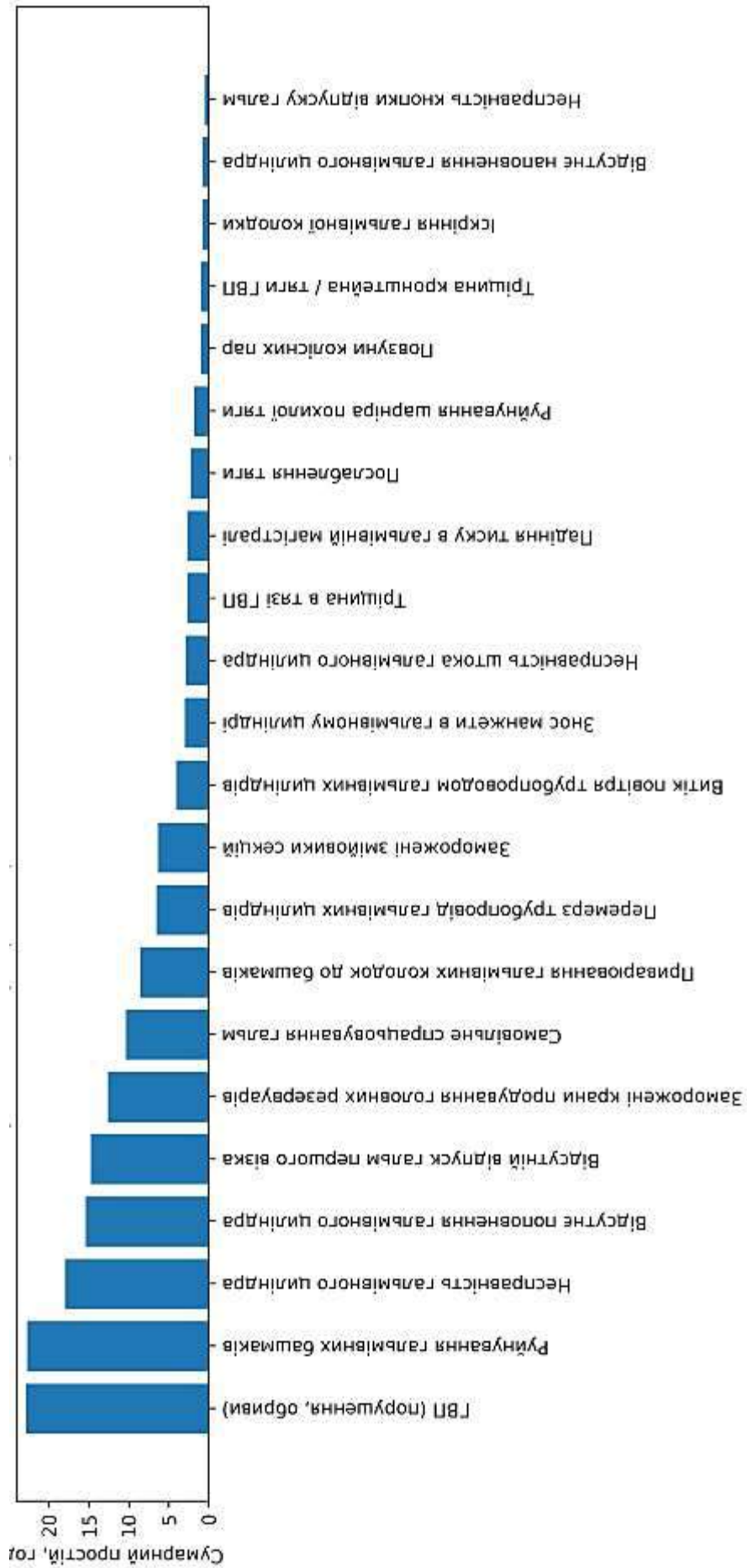


Рисунок 2.3 – Сумарний простій локомотива за видами несправностей гальмівної системи

Отримані результати свідчать, що для підвищення експлуатаційної ефективності електровозів доцільно зосередити заходи з модернізації на елементах гальмівної важільної передачі та суміжних вузлах, які забезпечують максимальне скорочення сумарного простою локомотивів при їх удосконаленні. Це створює обґрунтований перехід до розділу, присвяченого конструктивній модернізації гальмівної важільної передачі.

У розділі виконано аналіз експлуатаційної надійності гальмівної системи електровоза на підставі статистичних даних про випадки непланового ремонту локомотивів у 2024 році. Отримані результати дозволили кількісно оцінити структуру несправностей, їх причини та наслідки з погляду втрат експлуатаційного часу.

За результатами аналізу діаграми Парето за характером несправностей встановлено, що найбільшу кількість відмов формують несправності гальмівного циліндра та порушення роботи гальмівної важільної передачі, зокрема обриви тяг, тріщини та порушення регулювання. Це свідчить про високу навантаженість і відповідальність механічної частини гальмівної системи в процесі експлуатації.

Аналіз причин виникнення несправностей показав, що переважна їх частка зумовлена організаційно-технологічними чинниками, зокрема порушенням технології виконання технічного обслуговування ТО-2 та ремонту ПР-2. Разом із цим наявність відмов, пов'язаних зі зносом і втратою матеріалу, вказує на роботу окремих елементів гальмівної важільної передачі в умовах підвищених механічних навантажень.

Оцінювання сумарного простою локомотивів за видами несправностей дозволило встановити, що найбільші втрати експлуатаційного часу спричиняють руйнування гальмівних башмаків, несправності гальмівного циліндра та відсутність поповнення гальмівного циліндра. При цьому частина несправностей, маючи відносно невелику частоту, призводить до значних простоїв, що негативно впливає на показники експлуатаційної готовності рухомого складу.

Сукупність отриманих результатів свідчить, що гальмівна важільна передача є одним із ключових вузлів, які визначають надійність і ефективність гальмівної системи електровоза. Висока концентрація відмов і значні втрати часу простою

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

обґрунтовують доцільність її конструктивної модернізації з метою підвищення міцності, зменшення чутливості до похибок регулювання та зниження залежності працездатності від якості технічного обслуговування.

З метою обґрунтування конструктивних рішень щодо модернізації гальмівної важільної передачі в наступному розділі виконуються розрахунки силових навантажень та напружено-деформованого стану її елементів. Результати розрахунків дозволять визначити найбільш навантажені деталі, оцінити їхні запаси міцності та сформулювати вимоги до удосконалення конструкції гальмівної важільної передачі електровоза.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

## 3 РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ

### 3.2 Розрахунок сил, що діють на гальмову важільну передачу

Для виконання розрахунку на міцність гальмівної важільної передачі необхідно визначити силові навантаження, що діють на групи важелів у процесі гальмування електровоза. Вихідною передумовою для цього є аналіз роботи гальмівного циліндра та характеру переміщення його поршня залежно від тиску стисненого повітря. Графік залежності величини ходу поршня від тиску повітря в гальмівному циліндрі наведено на рис. 3.2 [9].

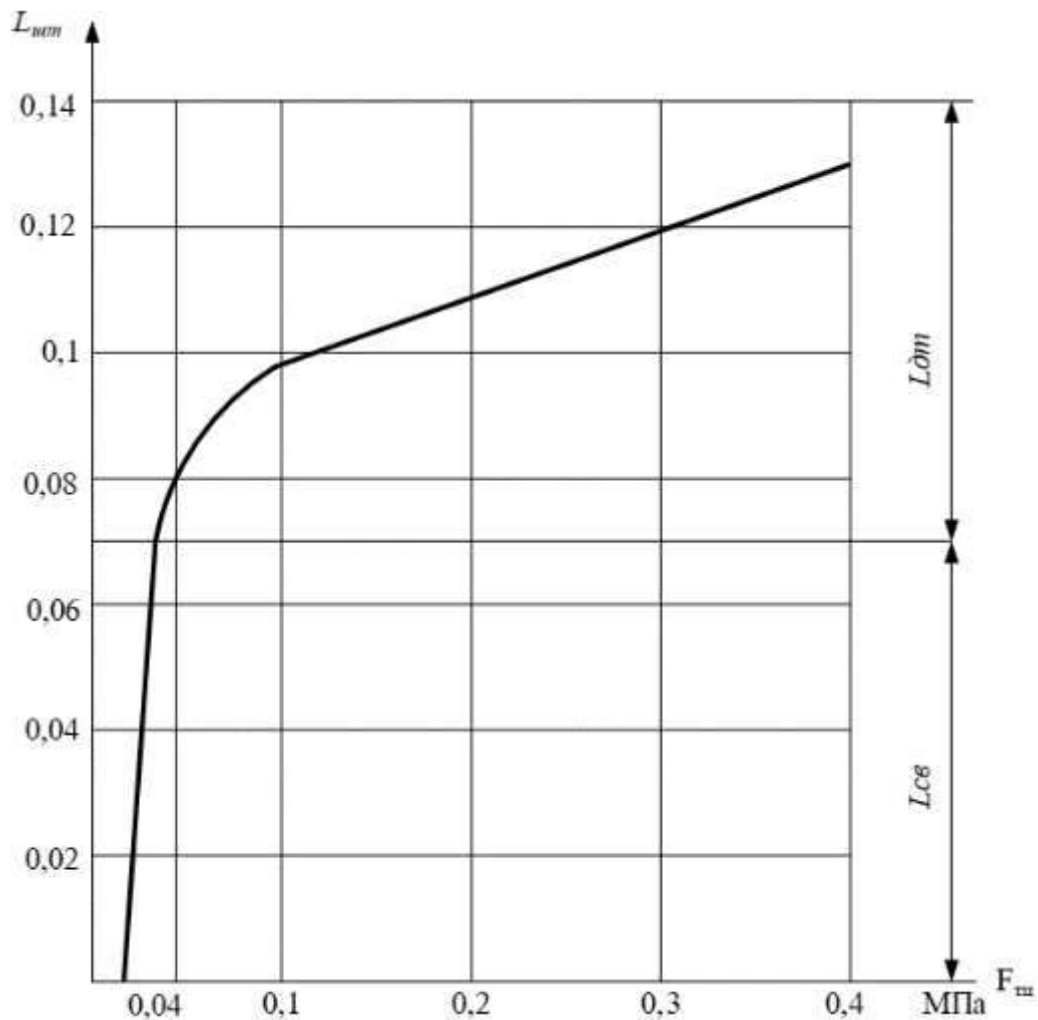


Рисунок 3.2 – Графік залежності величини ходу поршня від тиску повітря в гальмівному циліндрі

У процесі гальмування поршень гальмівного циліндра під дією стисненого повітря здійснює вільний та додатковий хід. Вільний хід поршня визначається як переміщення від початку його руху до моменту прилягання гальмівних колодок до поверхні кочення коліс. Початок руху поршня відбувається після подолання зусилля відпускної пружини гальмівного циліндра за тиску в межах 0,025–0,02 МПа. За подальшого підвищення тиску до 0,03–0,02 МПа забезпечується повне прилягання всіх гальмівних колодок до коліс.

Величина вільного ходу поршня гальмівного циліндра зумовлена необхідністю забезпечення нормативного зазору між гальмівними колодками та колесами у відпущеному стані гальма. Наявність такого зазору дозволяє усунути або мінімізувати додатковий опір руху поїзда, спричинений контактом колодок з колесами під час руху.

Після прилягання гальмівних колодок до коліс, за подальшого зростання тиску в гальмівному циліндрі, поршень продовжує переміщатися, здійснюючи додатковий хід до завершення процесу гальмування. Додатковий хід поршня зумовлений пружними деформаціями елементів гальмівної важільної передачі, а також можливим зсувом колісних пар у разі одностороннього натискання гальмівних колодок на колеса.

За наявності в механічній частині гальмівної системи автоматичного регулятора гальмівної важільної передачі (АРП) поршень гальмівного циліндра здійснює додатковий хід також унаслідок стиснення поворотної пружини регулятора в межах допустимих значень. Експериментально отриманий графік залежності величини ходу поршня від тиску повітря в гальмівному циліндрі наочно відображає дві характерні фази його руху під час повного гальмування. З аналізу графіка видно, що за тиску близько 0,2 МПа інтенсивне зростання величини ходу поршня завершується, після чого спостерігається його відносно повільне збільшення, зумовлене переважно пружними деформаціями елементів механічної частини гальма.

Таким чином, необхідний хід поршня гальмівного циліндра під час гальмування визначається як сума вільного та додаткового ходів.

Для подальшого визначення силових навантажень розглядається кінематична

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

схема гальмівної важільної передачі, подана на рис. 3.2. У схемі прийнято, що всі важелі займають перпендикулярне положення, що дозволяє визначити максимальні значення зусиль і реакцій, які виникають в елементах гальмівної важільної передачі в найбільш несприятливих умовах роботи.

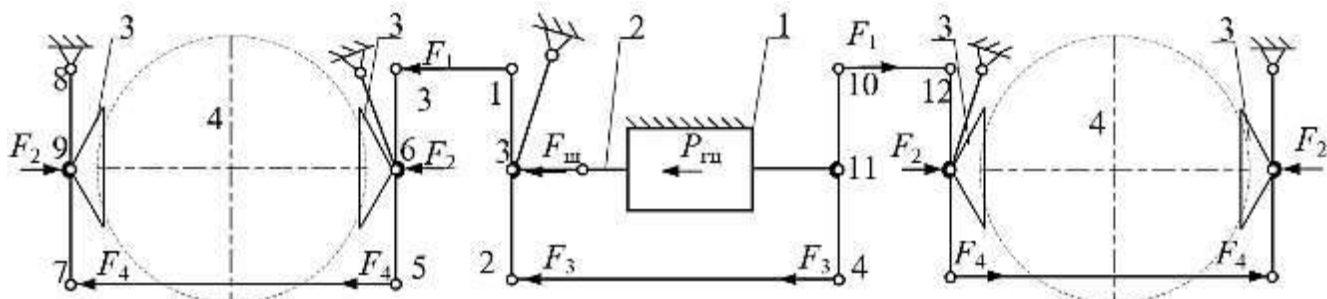


Рисунок 3.2 – Кінематична схема гальмівної важільної передачі:

2 – гальмівний циліндр; 2 – шток; 3 – гальмівна колодка; 2 – колісна пара

Потенційна енергія стисненого повітря, що надходить у гальмівний циліндр, перетворюється на механічну роботу поршня та створює на штоку механічне зусилля  $F_{ш}$ . Величина цього зусилля визначається за формулою (3.2) без урахування реакції поворотної пружини та втрат, спричинених тертям у гальмівному циліндрі

$$F_{ш} = \frac{P_{гн}}{\gamma_{ц}} \quad (3.2)$$

де  $\gamma_{ц}$  – тиск у гальмівному циліндрі;  $\gamma_{ц} = 0,2$  МПа [2];

$F_{п}$  – площа поршня,  $\text{см}^2$ .

$$F_{ш} = \frac{P_{гн}}{\gamma_{ц}} \cdot F_{п} \quad (3.2)$$

де  $d_{п}$  – діаметр поршня;  $d_{п} = 35$  см [2].

Механічне зусилля  $F_{ш}$ , створюване штоком гальмівного циліндра, передається на вертикальний важіль 2–2. Унаслідок цього вертикальний важіль навантажує тягу 2–3 стискуючим зусиллям, а також передає зусилля на горизонтальний важіль 2–3.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36



– тяга 2–2:  $F_3$  – зусилля від вертикального важеля 2–2,  $F_{3p}$  – зусилля від важеля 2–20;

– вертикальний важіль 2–20:  $F_3$  – зусилля від тяги 2–2,  $F_{5p}$  – реакція кронштейна кріплення гальмівного циліндра;

– горизонтальний важіль 2–3:  $F_2$  – зусилля від вертикального важеля 2–2;  $F_{2p}$  – зусилля від з’єднання з вертикальним важелем 3–2;

– вертикальний важіль 5–2:  $F_{3p}$  – гальмівне зусилля від гальмівної колодки 6 або 9,  $F_{2p}$  – зусилля від горизонтальної тяги 5–7;

– важіль 7–6:  $F_{6p}$  – зусилля від важеля 6–9.

Умови рівноваги важелів подано за формулами нижче:

$$1p \left( \begin{array}{|c|} \hline \text{ш} \\ \hline \end{array} \right); \quad (3.3)$$

$$1p \left( \begin{array}{|c|} \hline \text{ш} \\ \hline \end{array} \right) 2p \left( \begin{array}{|c|} \hline \text{ш} \\ \hline \end{array} \right); \quad (3.2)$$

$$3p \left( \begin{array}{|c|} \hline \text{ш} \\ \hline \end{array} \right) \text{т.}; \quad (3.5)$$

$$4p \cdot 1; \quad (3.6)$$

Тоді з умови рівноваги зусилля  $F_2$  визначається за формулою:

$$11p \text{ш} \dots \quad (3.7)$$

Зусилля визначається за формулою:

$$2 \cdot 2p \cdot 1 \dots \quad (3.6)$$

Тоді

$$3 \cdot 3p \text{ш} \dots \quad (3.9)$$

Зусилля визначається за формулою:

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

$$4.4p.1 \quad (3.20)$$

Зусилля  $5p$  і  $6p$  визначаються за рівністю:

$$\begin{aligned} 5p & \cdot \text{ш} \\ 6p & \cdot 1 \end{aligned} \quad (3.22)$$

Довжина  $a$  важеля 2–3 становить 0,367 м, те саме можна сказати і про довжину  $b$  важеля 2–3. Довжини  $v$  і  $z$  важелів 3–6 і 6–5 дорівнюють 0,329 м [7].

Тоді площа поршня

$$F = 2 \cdot 222.$$

Механічне зусилля

$$F \cdot \text{ш} \quad \text{кг},$$

Розрахунок за формулами (3.7) – (3.22):

$$1.1p \quad \text{Н};$$

$$2.2p \quad \text{Н};$$

$$3.3p \quad \text{Н};$$

$$4.4p \quad \text{Н};$$

$$5p \quad \text{Н}; \quad 6p \quad \text{Н}.$$

### 3.2 Розрахунок гальмівної важільної передачі на міцність

#### 3.2.2 Вихідні дані для побудови 3D-моделі гальмівної важільної передачі

Перед виконанням конструктивної модернізації гальмівної важільної передачі

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

необхідно здійснити її міцнісний аналіз з метою визначення напруженого стану деталей, оцінювання запасів міцності та виявлення найбільш навантажених і потенційно вразливих елементів. Для проведення розрахунку як вихідні дані використано геометричні параметри елементів передачі, механічні характеристики матеріалу, а також значення силових навантажень, визначені в підрозділі 3.2.

Гальмівна важільна передача складається з комплексу взаємопов'язаних елементів, тривимірні моделі яких побудовано у SolidWorks наведені на рис. 3.2–3.26 [20].

Тяга призначена для передавання зусиль від одного балансира до іншого. Вона розміщується під гальмівним циліндром і з'єднує кінці двох балансирів (рис. 3.2).



Рисунок 3.2 – 3D-модель тяги ГВП

Кронштейн мертвої точки гальмівного циліндра призначений для кріплення крайнього балансира та сприйняття зусиль, що передаються від штока через систему важелів і тяг (рис. 3.5).

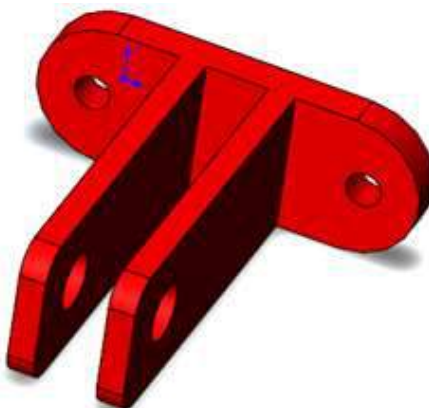


Рисунок 3.5 – 3D-модель кронштейна кріплення мертвої точки ГЦ ГВП

Гальмівний циліндр служить для перетворення потенційної енергії стисненого повітря в механічне зусилля, яке через систему важелів передається на гальмівні колодки (рис. 3.6).

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

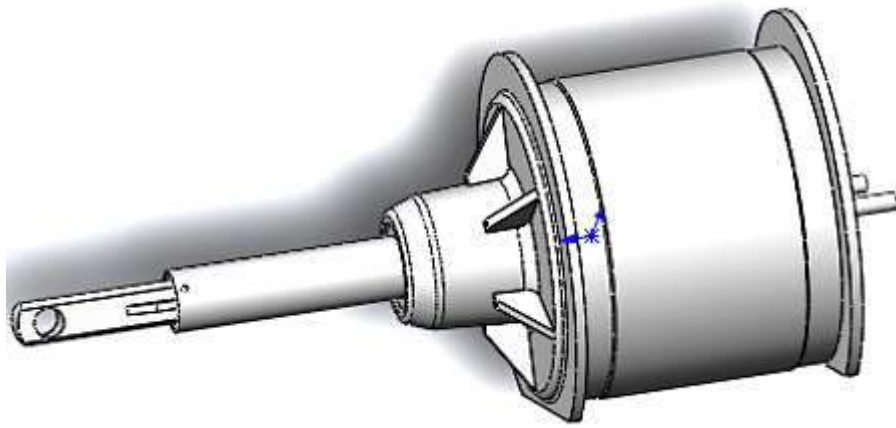


Рисунок 3.6 – 3D-модель ГЦ ГВП

Балансир призначений для передавання гальмівного зусилля від штока гальмі-  
вного циліндра до підвіски та подальшого його передавання на гальмівну колодку  
(рис. 3.7).

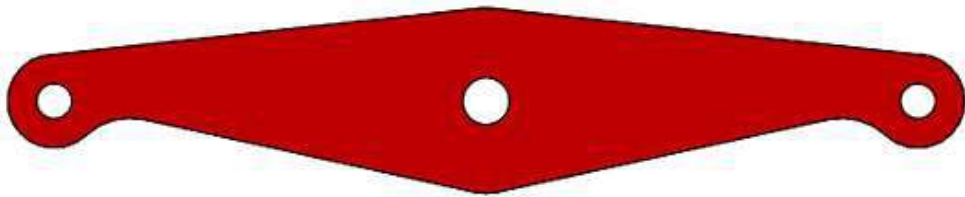


Рисунок 2.2 – 3D-модель балансира ГВП

Втулки забезпечують шарнірне з'єднання елементів гальмівної важільної пе-  
редачі та сприймають контактні навантаження в місцях обертання (рис. 3.6).



Рисунок 3.6 – 3D-модель втулки ГВП

Гальмівний башмак призначений для кріплення гальмівної колодки та сприй-  
няття гальмівних зусиль, що передаються через підвіску башмака (рис. 3.9).

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

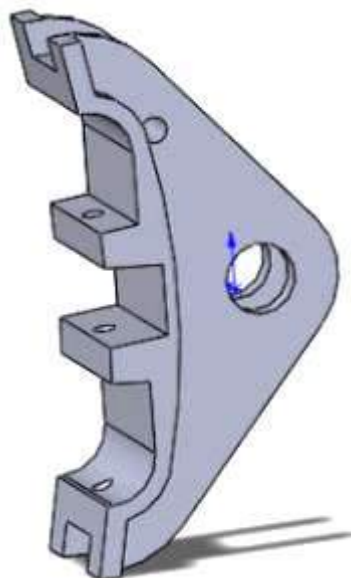


Рисунок 3.9 – 3D-модель гальмівного башмака ГВП

Балка служить для обмеження переміщення балансира та сприйняття частини зусилля, що передається від штока гальмівного циліндра (рис. 3.20).

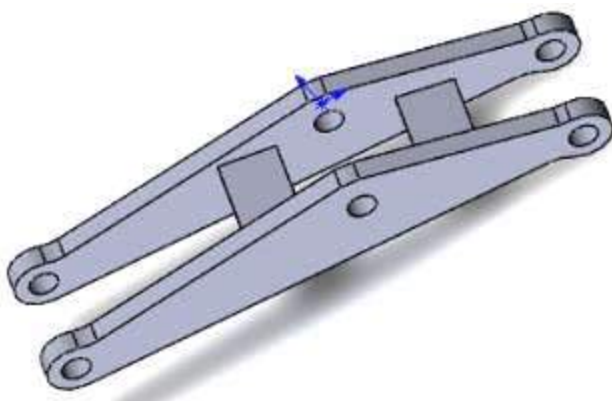


Рисунок 3.20 – 3D-модель балки ГВП

Гвинт використовується для регулювання положення поперечин у горизонтальній площині з метою забезпечення правильного положення елементів передачі (рис. 3.22).

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

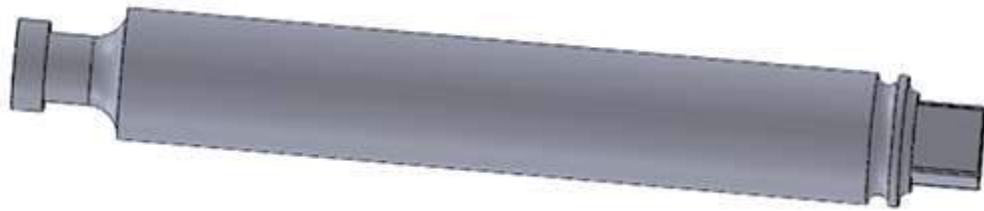


Рисунок 3.22 – 3D-модель гвинта ГВП

Гальмівна колодка призначена для безпосереднього передавання гальмівного зусилля на поверхню кочення колеса та сприйняття гальмівної сили (рис. 3.22).

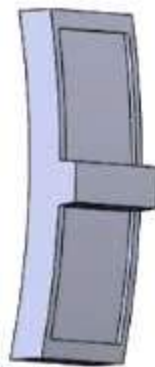


Рисунок 3.22 – 3D-модель гальмівної колодки ГВП

Підвіска служить для утримання гальмівного башмака та передавання гальмівного зусилля через планку на гальмівну колодку (рис. 3.23).



Рисунок 3.23 – 3D-модель підвіски ГВП

Поперечина (тріангель) забезпечує взаємозв'язок між двома сторонами гальмівної системи та сприймає навантаження від великої тяги (рис. 3.22).

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43



Рисунок 3.22 – 3D-модель триангеля

Велика тяга призначена для передавання гальмівного зусилля між підвісками та одночасно використовується для кріплення поперечин (рис. 3.25).



Рисунок 3.25 – 3D-модель великої тяги ГВП

Планка є сполучним елементом між балансиrom і підвіскою та сприймає зусилля, що передаються через балансиr (рис. 3.26).



Рисунок 3.26 – 3D-модель планки ГВП

Подвійна тяга використовується для фіксації підвіски разом із гальмівним башмаком та забезпечує симетричність прикладання гальмівних зусиль (рис. 3.27).

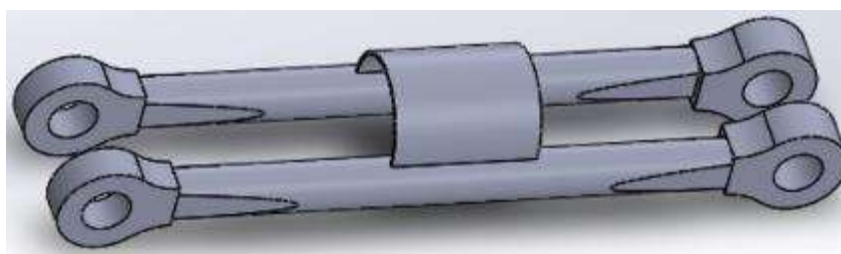


Рисунок 3.27 – 3D-модель подвійної тяги ГВП

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Камінь слугує для регулювання положення поперечини в горизонтальній площині за допомогою гвинта (рис. 3.26).

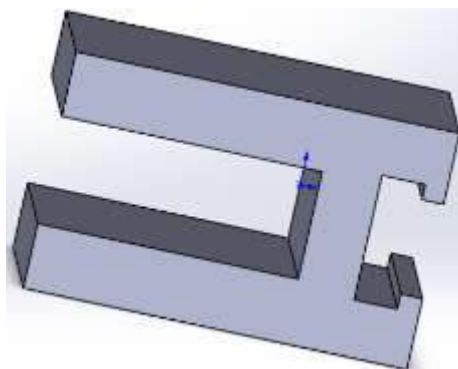


Рисунок 3.26 – 3D-модель каменя ГВП

Елементи гальмівної важільної передачі виготовлені з якісної конструкційної вуглецевої сталі 20. Механічні характеристики матеріалу попередньо уточнено з використанням програмного комплексу SolidWorks [20]. Основні параметри сталі наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Параметри сталі 20

Параметр	Значення
Масова густина, кг/м <sup>3</sup>	■
Теплопровідність, Вт/м·К	■
Модуль пружності, Н/мм <sup>2</sup>	■
Коефіцієнт Пуассона	■
Межа міцності при розтягуванні, Н/мм <sup>2</sup>	■
Питома теплоємність, Дж/кг·К	■
Межа текучості, Н/мм <sup>2</sup>	■

Метою подальшого аналізу є перевірка гальмівної важільної передачі разом із гальмівним циліндром на наявність вразливих зон та оцінювання її працездатності за умов дії експлуатаційних навантажень. У цьому розділі виконується статичний і

динамічний розрахунок для одного характерного випадку навантаження – передавання зусилля від штока гальмівного циліндра на елементи гальмівної важільної передачі. Загальний вигляд розрахункової моделі гальмівної важільної передачі з гальмівним циліндром у середовищі SolidWorks наведено на рис. 3.29.

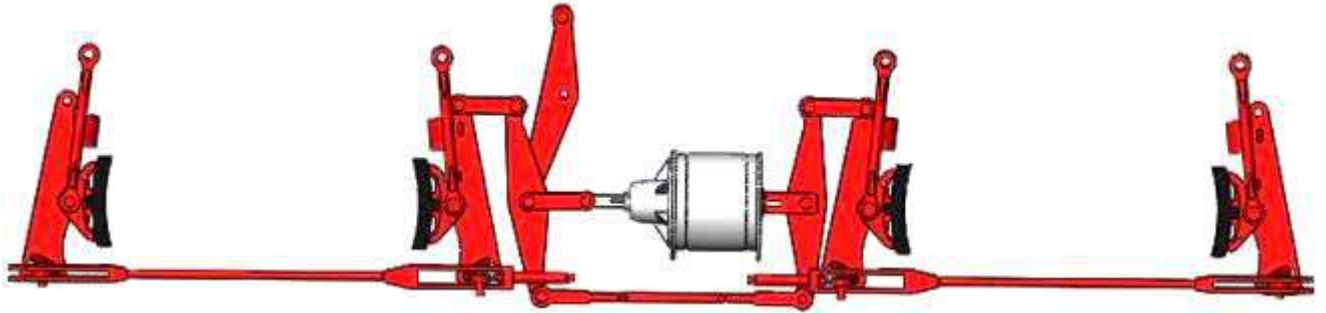


Рисунок 3.29 – Тривимірний розрахунковий збірний моделі ГВП у зборі в середовищі SolidWorks

### ***3.2.2 Статичний розрахунок гальмівної важільної передачі з гальмівним циліндром***

Статичний розрахунок гальмівної важільної передачі виконано з метою визначення напруженого стану її елементів та перевірки відповідності отриманих напружень допустимим значенням. Розрахунок проведено поетапно для окремих груп важелів з урахуванням характеру їх взаємодії та прикладених силових навантажень.

Спочатку розглянуто першу групу важелів, до складу якої входять балансир, тяга, балансир та кронштейн гальмівного циліндра, рис. 3.20.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

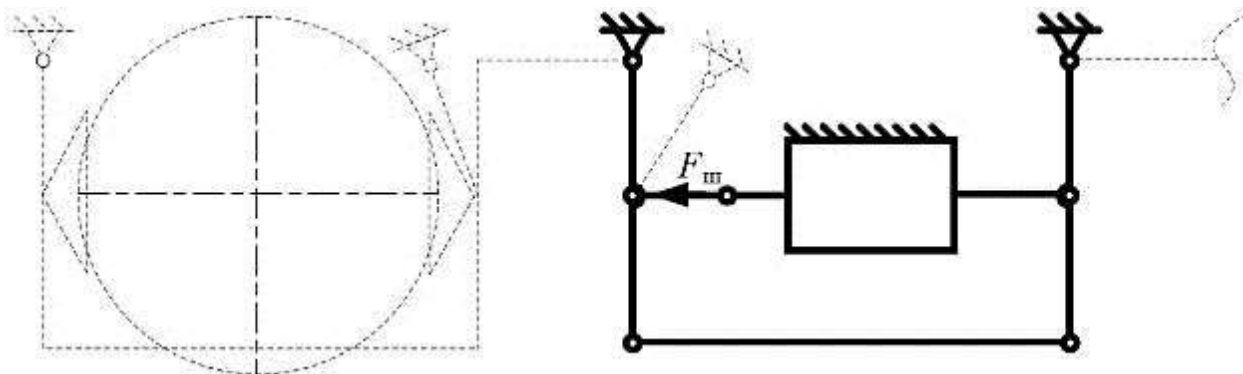


Рисунок 3.20 – Розрахункова схема для першої група важелів

На балансирах задано шарнірне закріплення, а сила  $F_{ш}$  прикладена до штока гальмівного циліндра. Результати розрахунку подано у вигляді епюр напружень, побудованих у програмному середовищі.

На рис. 3.22 наведено епюру напружень для сили  $F_{ш}=37732$  Н. Аналіз епюри показує, що максимальне еквівалентне напруження становить  $292$  Н/мм<sup>2</sup>, що не перевищує межу плинності матеріалу ( $275$  Н/мм<sup>2</sup>). Отже, навантаження, яке діє на першу групу важелів, не є небезпечним з погляду міцності.

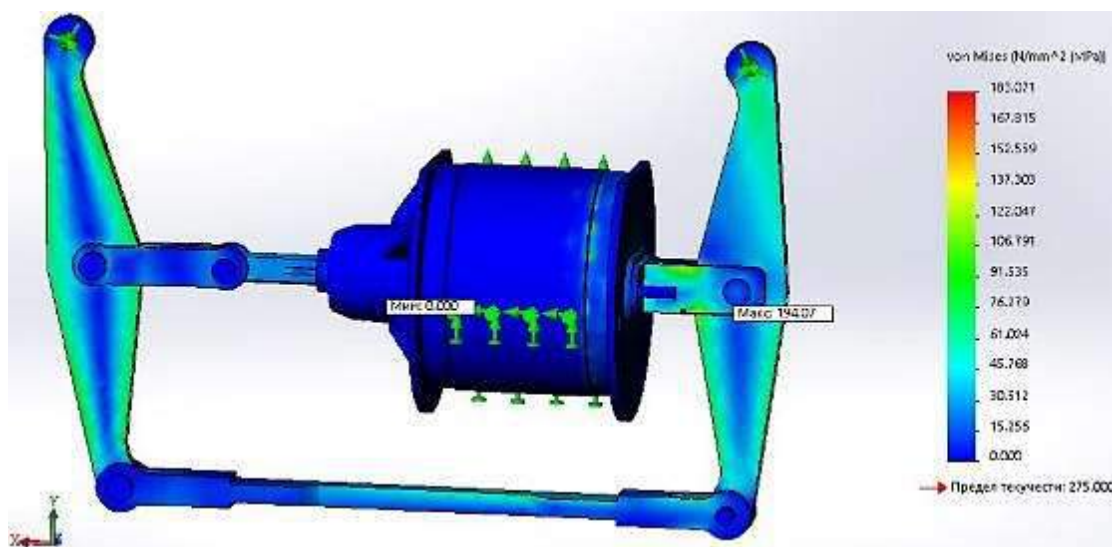


Рисунок 3.22 – Значення напружень для сили  $F_{ш}=37732$  Н

Далі розглянуто другу групу важелів, до якої входять гальмівна колодка, гальмівний башмак, підвіска та подвійна підвіска (рис. 3.22). Шарнірне закріплення задано на підвісці, а сила  $F_2$  прикладена до підвіски.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

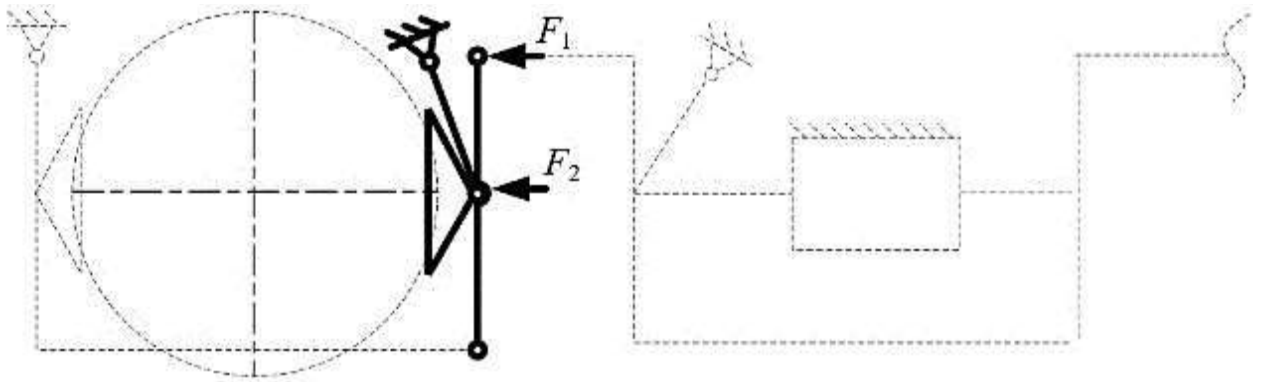


Рисунок 3.22 – Розрахункова схема для другої групи важелів

На рис. 3.23 наведено епюру напружень для сили  $F_2=37732$  Н. Максимальне напруження в елементах цієї групи становить  $252$  Н/мм<sup>2</sup>, що також не перевищує межу плинності матеріалу. Таким чином, навантаження другої групи важелів є допустимим.

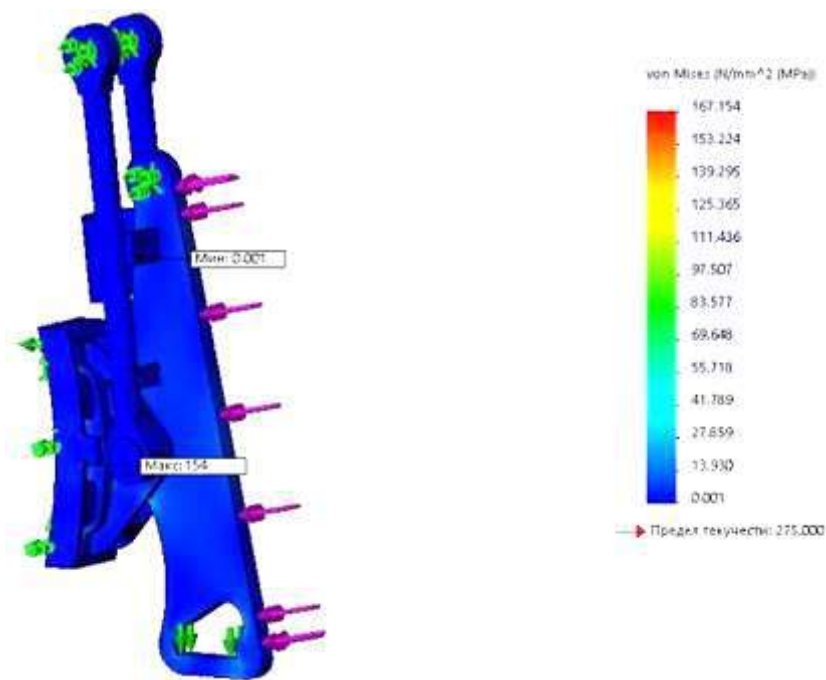


Рисунок 3.23 – Значення напружень для  $F_2=37732$  Н

Третю групу важелів утворюють гальмівна колодка, гальмівний башмак, підвіска, подвійна підвіска, поперечина та велика тяга (рис. 3.22). Шарнірне закріплення задано на підвісці та подвійній підвісці, а сила  $F_2$  прикладена до підвіски та великої тяги.

					<i>0032.240130.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

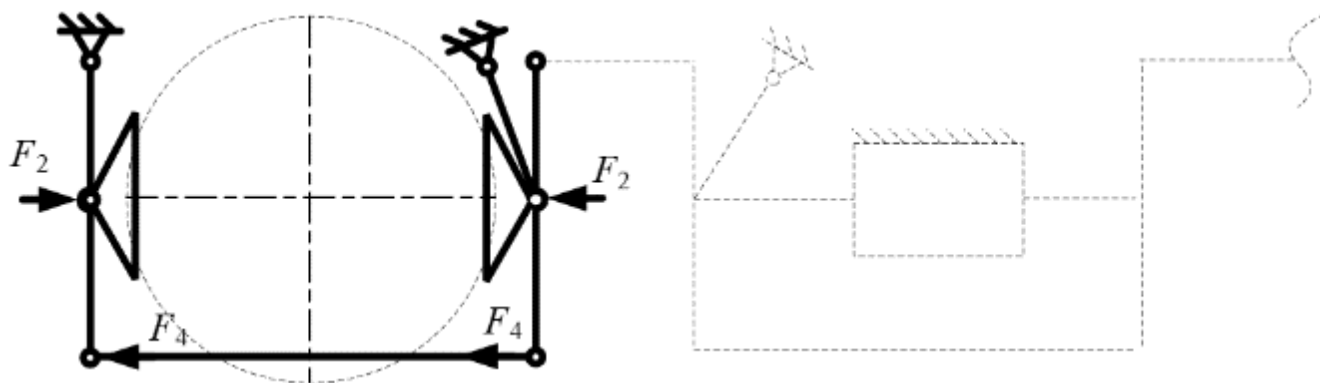


Рисунок 3.22 – Розрахункова схема для третій групи важелів

Епюра напружень для сили  $F_2=26667$  Н наведена на рис. 3.25. Максимальне напруження дорівнює  $226$  Н/мм<sup>2</sup> і не перевищує допустимого значення. Отже, третя група важелів також працює в межах допустимих напружень.

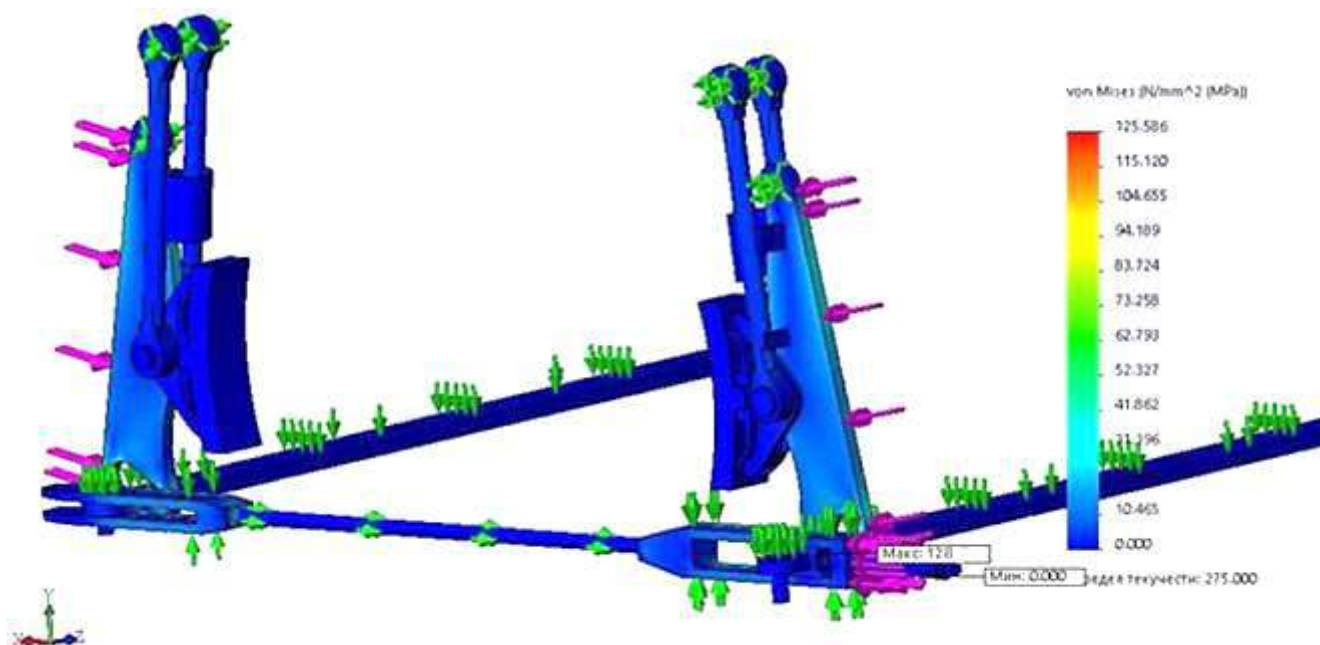


Рисунок 3.25 – Значення напружень для  $F_2=26667$  Н

Четверта група включає дві планки та втулки – рис. 3.26. Шарнірне закріплення задано по нижній поверхні планки, а сила  $F_2$  прикладена до торця планки.

					<i>0032.240130.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

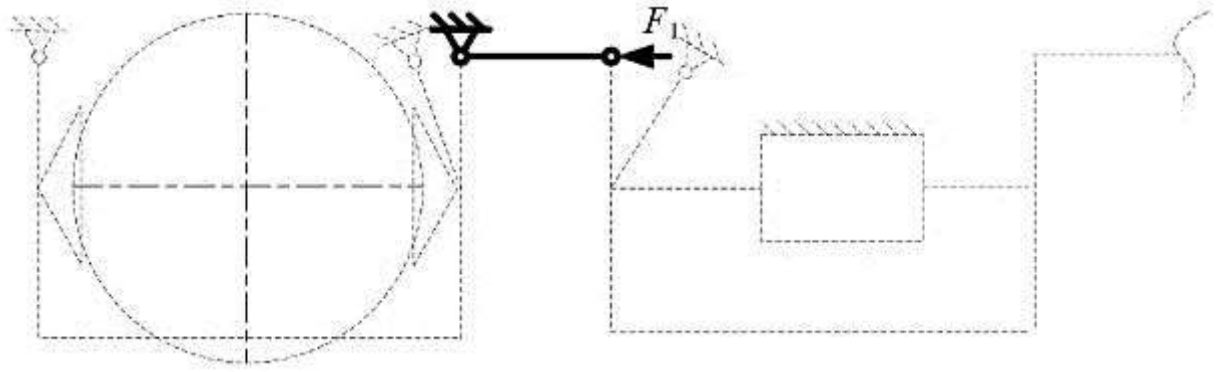


Рисунок 3.26 – Розрахункова схема для четвертої групи важелів

На рис. 3.27 наведено значення напружень для сили  $F_2=26667$  Н. Максимальне напруження становить  $295$  Н/мм<sup>2</sup>, що є меншим за межу плинності матеріалу. Таким чином, навантаження на четверту групу важелів є небезпечним.

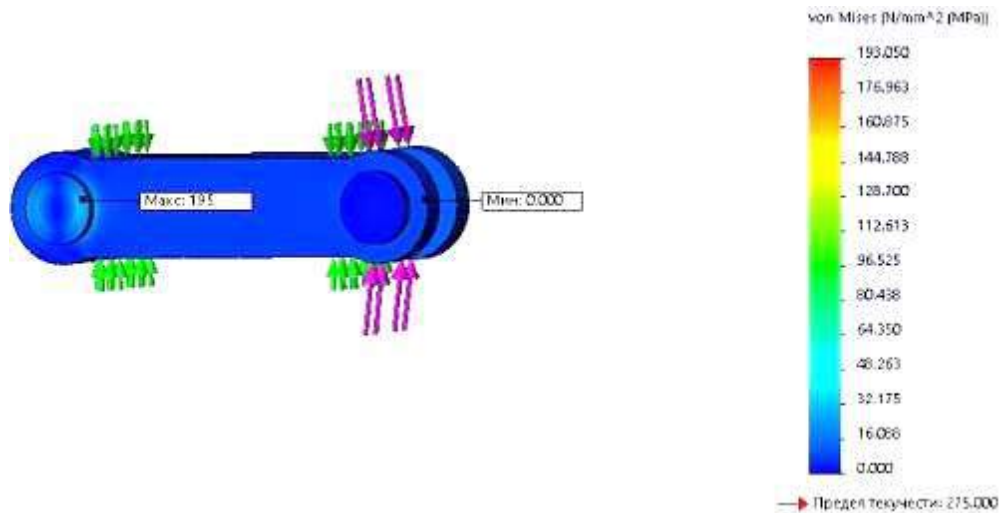


Рисунок 3.27 – Значення напружень для  $F_2=26667$  Н

П'яту групу важелів утворює балка, рис. 3.26. Шарнірне закріплення задано у верхній частині балки, а сила  $F_{ш}$  прикладена до торця планки. Оскільки балка взаємодіє лише з балансиrom, на неї діє одна силова компонента.

					<i>0032.240130.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

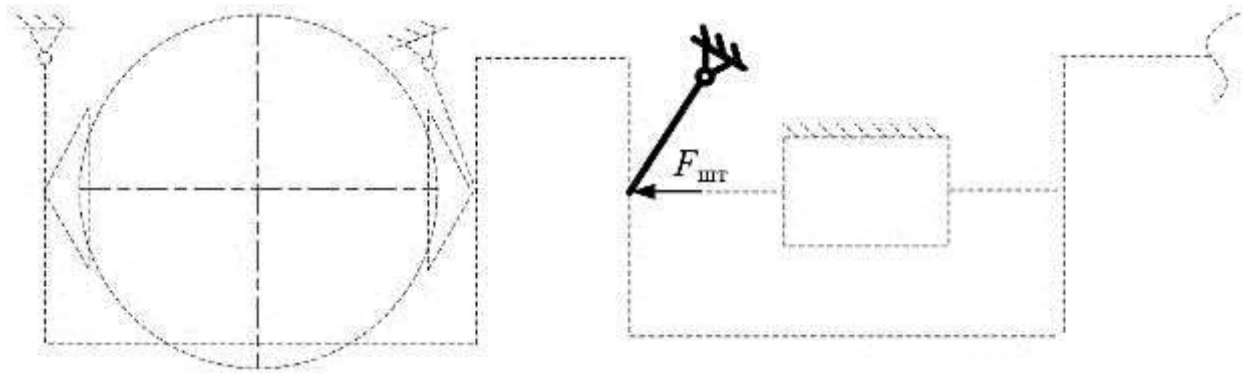


Рисунок 3.26 – Розрахункова схема для п'ятої групи важелів

Величини напружень для сили  $F_{шт}=37732$  Н наведені на рис. 3.29. Максимальне напруження становить  $207$  Н/мм<sup>2</sup>, що не перевищує межу плинності матеріалу. Отже, навантаження на п'яту групу важелів є допустимим.

Окремо виконано статичний розрахунок поперечини гальмівної важільної передачі. Оскільки поперечина з'єднана лише з подвійною тягою, на неї діє сила  $F_2$ . Поперечина закріплена в отворах підвіски, а сила прикладена до її бічної грані.

Величини напружень для сили  $F_2=26667$  Н наведені на рис. 3.30. Максимальне напруження становить  $226$  Н/мм<sup>2</sup>, що не перевищує допустимого значення. Отже, навантаження на поперечину є небезпечним.

					<i>0032.240130.000.04КР.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

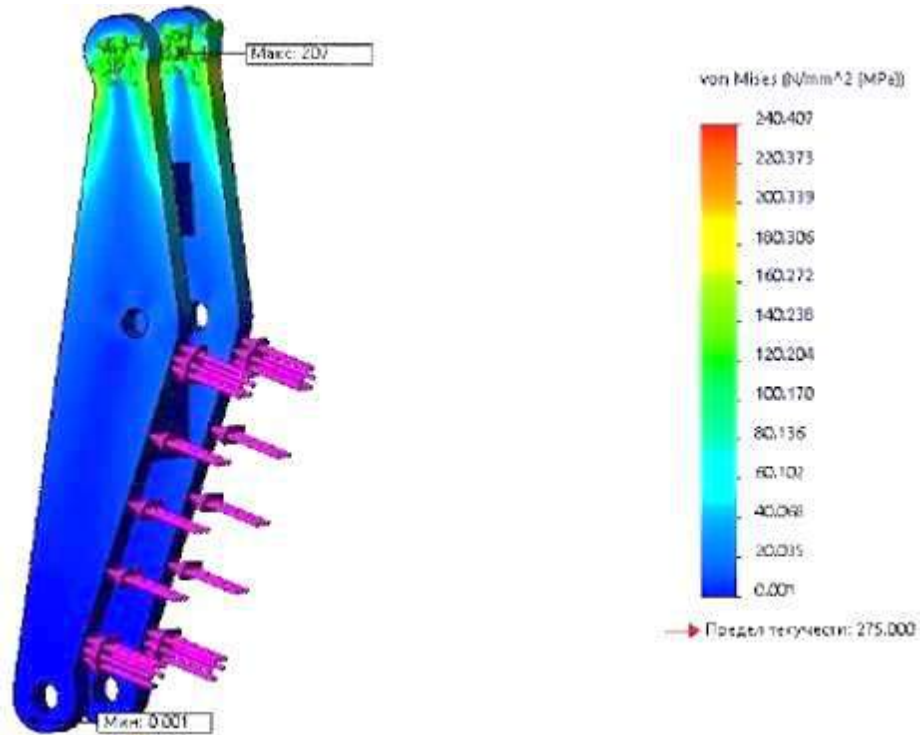


Рисунок 3.29 – Величини напружень у балці для  $F_{ш}=37732$  Н

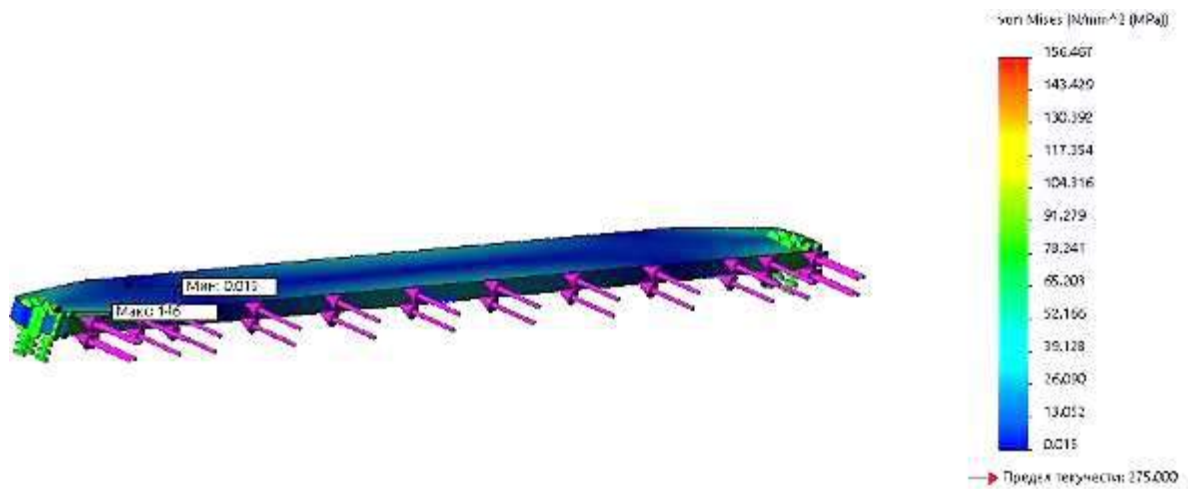


Рисунок 3.30 – Величини напружень у трианглі для  $F_2=26667$  Н

Також виконано статичний розрахунок гальмівного циліндра, рис. 3.32. За робочого тиску 0,2 МПа, прикладеного до внутрішніх стінок циліндра, максимальне напруження становить 267 Н/мм<sup>2</sup>, що не перевищує межу текучості матеріалу.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

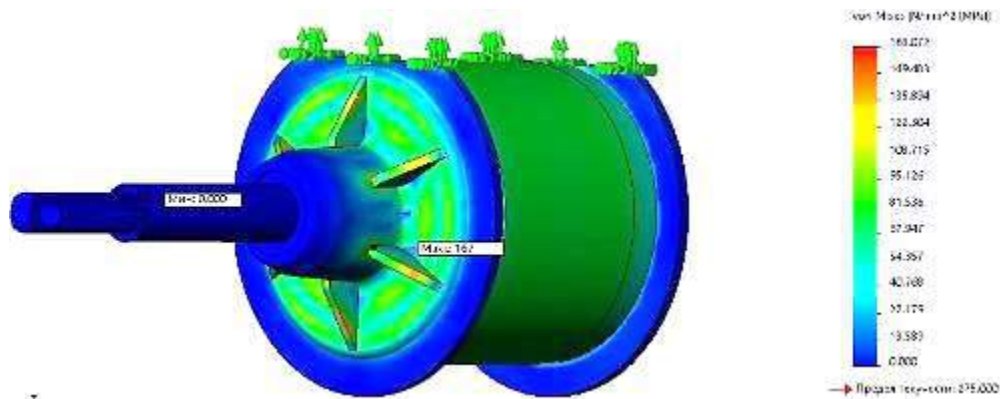


Рисунок 3.32 – Величини напружень у ГЦ за тиском 0,2 МПа

Крім того, гальмівний циліндр перевірено за критичного тиску 0,6 МПа. Відповідна епюра напружень наведена на рис. 3.32. Максимальне напруження в цьому випадку дорівнює  $223 \text{ Н/мм}^2$  і також не перевищує межу плинності матеріалу, що свідчить про відсутність необхідності модернізації стінок циліндра.

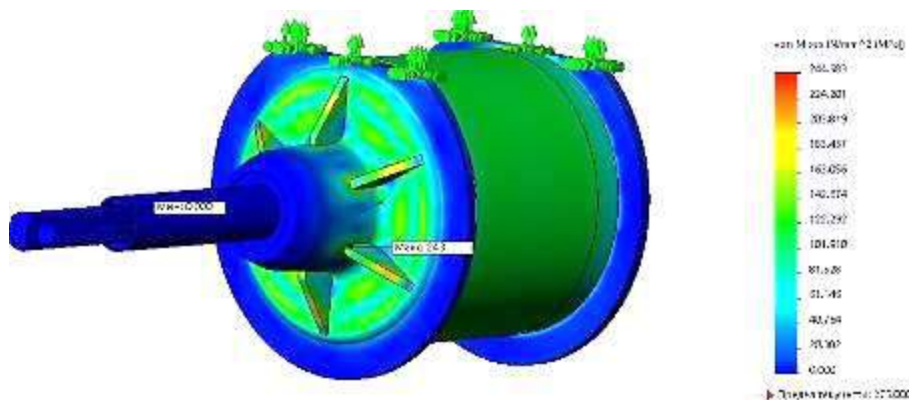


Рисунок 3.32 – Величини напружень у ГЦ за тиском 0,6 МПа

Результати статичного розрахунку зведено в табл. 3.2.

На підставі отриманих результатів можна зробити висновок, що всі групи важелів і окремі елементи гальмівної важільної передачі мають достатній запас міцності. Це створює передумови для проведення подальшої модернізації гальмівної важільної передачі з метою зменшення її маси без погіршення показників міцності та надійності.

За результатами статичного розрахунку гальмівної важільної передачі з гальмівним циліндром встановлено, що всі основні групи важелів та окремі елементи

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

механічної частини гальмівної системи працюють у межах допустимих напружень за умов дії розрахункових експлуатаційних навантажень. Максимальні еквівалентні напруження, визначені за допомогою чисельного моделювання в середовищі SolidWorks [9, 20], не перевищують межу плинності матеріалу, що свідчить про наявність необхідного запасу міцності.

Таблиця 3.2 – Результати статичного розрахунку елементів ГВП

№ розрахункової схеми	Напруження, Н/мм <sup>2</sup>	Елемент ГВП	Маса, кг	Запас міцності
2	292	балансир	2,97	2,226
		тяга	2,22	
		балансир	2,97	
		планка	0,3	
		кронштейн циліндра	5,9	
2	252	колодка	22,6	2,766
		башмак	7,5	
		підвіска	2,23	
		підвіска подвійна	2,6	
3	226	колодка	22,6	2,226
		башмак	7,27	
		підвіска	2,23	
		підвіска подвійна	2,6	
		поперечина	36,2	
		тяга велика	3,5	
2	295	планка	0,26	2,22
		планка	0,26	
5	207	балка	39,7	2,33
окремо	267	гальмівний циліндр	22,02	2,627
окремо	223	поперечина	36,2	2,32

Аналіз напружено-деформованого стану показав, що найбільш навантаженими є балансири, балки та планки гальмівної важільної передачі, однак і для цих

елементів значення напружень залишаються допустимими. Гальмівний циліндр зберігає працездатність як за робочого, так і за критичного тиску стисненого повітря, що підтверджує правильність прийнятих конструктивних рішень і відповідність міцнісних характеристик вимогам експлуатації.

Отримані результати свідчать про достатню міцність гальмівної важільної передачі в існуючому конструктивному виконанні та створюють передумови для подальшого аналізу можливостей її удосконалення. Це дозволяє у подальшому перейти до розроблення заходів з модернізації гальмівної важільної передачі, спрямованих на зменшення маси елементів, підвищення ресурсу та зниження чутливості конструкції до експлуатаційних і технологічних факторів без погіршення показників надійності та безпеки.

### 3.2.3 Динамічний розрахунок гальмівної важільної передачі

Динамічний розрахунок виконано для першої групи важелів, до складу якої входять балансир, тяга, балансир і кронштейн гальмівного циліндра. На балансирах задано шарнірне з'єднання, а сила  $F_{ш}$  прикладена до штока гальмівного циліндра. Результати розрахунку наведено у вигляді епюр напружень, побудованих із застосуванням програмного середовища.

На рис. 3.33 подано величини напружень за дії сили  $F_{ш}=37732$  Н. Аналіз епюри показує, що максимальне значення еквівалентних напружень становить  $265$  Н/мм<sup>2</sup>, що не перевищує межу плинності матеріалу, яка дорівнює  $275$  Н/мм<sup>2</sup>.

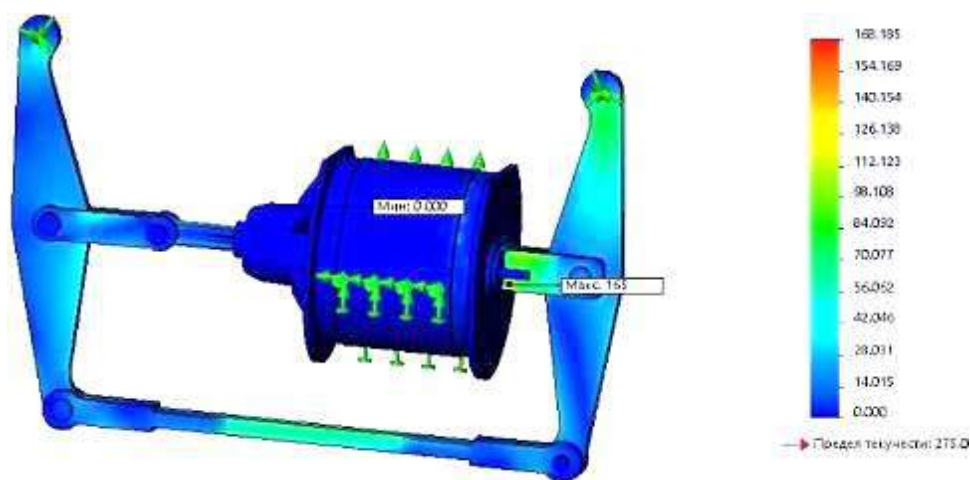


Рисунок 3.33 – Величини напружень для першої групи важелів за  $F_{ш}=37732$  Н

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Далі виконано динамічний розрахунок для другої групи важелів, до якої входять колодка, башмак, підвіска та подвійна підвіска. Шарнірне з'єднання задано на підвісці, а сила  $F$  прикладена безпосередньо до підвіски.

На рис. 3.32 наведено епюру напружень для сили  $F_{ш}=37732$  Н. Із отриманої епюри видно, що максимальні напруження дорівнюють  $25$  Н/мм<sup>2</sup> і є значно меншими за допустиме значення межі плинності  $275$  Н/мм<sup>2</sup>.

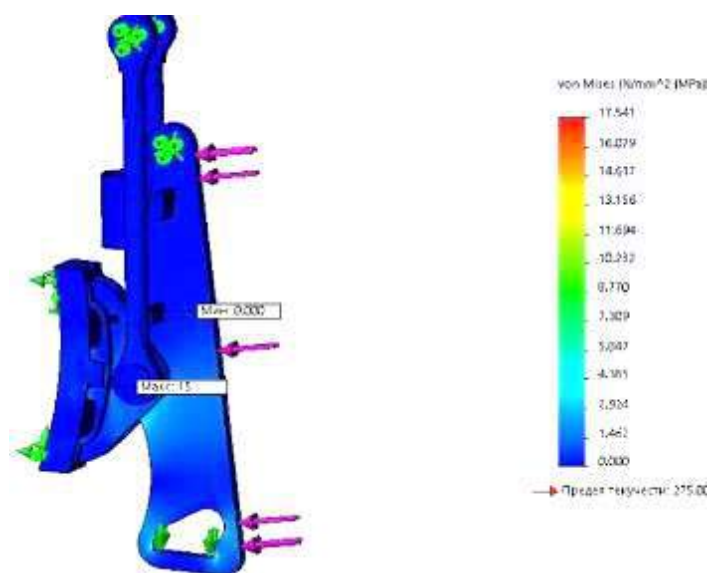


Рисунок 3.32 – Величини напружень для другої групи важелів за  $F_{ш}=37732$  Н

Наступним етапом виконано динамічний розрахунок третьої групи важелів, яка включає колодку, башмак, підвіску, подвійну підвіску, поперечину та велику тягу. Шарнірні з'єднання задано на підвісці та подвійній підвісці, при цьому сила прикладена до підвіски та великої тяги.

Величини напружень для сили  $F_2=26667$  Н представлені на рис. 3.35. Максимальне значення напружень у цьому випадку становить  $55$  Н/мм<sup>2</sup>, що також не перевищує межі плинності матеріалу.

Для четвертої групи важелів, яка складається з планок, динамічний розрахунок виконано за умови шарнірного закріплення по нижній поверхні планки. Сила  $F_2$  прикладена до торцевої поверхні планки.

На рис. 3.36 наведено напруження для сили  $F_2=26667$  Н. Аналіз результатів показує, що максимальні напруження досягають  $227$  Н/мм<sup>2</sup> і залишаються в межах допустимих значень.

					<i>0032.240130.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

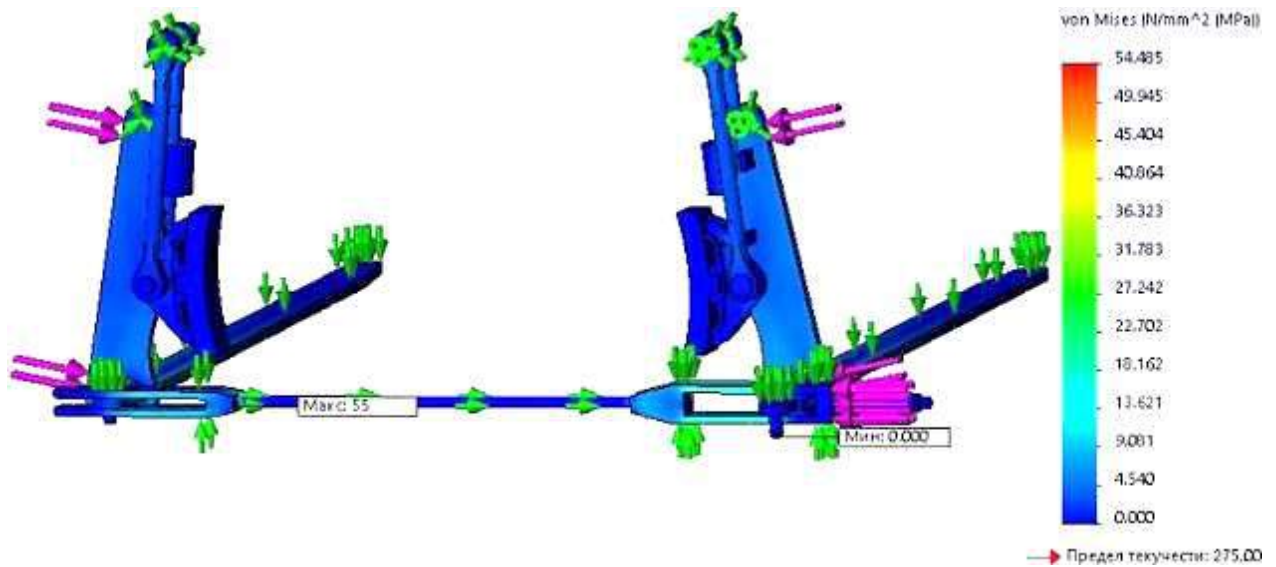


Рисунок 3.35 – Величини напружень для третьої групи важелів за  $F_2=26667$  Н

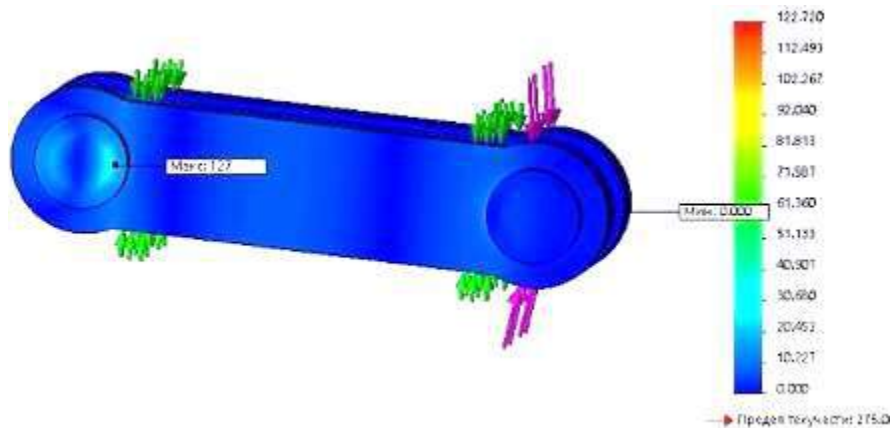


Рисунок 3.36 – Величини напружень для четвертої групи важелів за  $F_2=26667$  Н

Динамічний розрахунок п'ятої групи важелів, до якої належить балка, виконано за умови шарнірного закріплення у верхній частині балки. Сила  $F_{ш}$  прикладена до торця планки.

На рис. 3.37 подано епюру напружень для сили  $F_{ш}=37732$  Н. Максимальні напруження у цьому випадку становлять  $6,5$  Н/мм<sup>2</sup>, що є значно меншим за межу плинності матеріалу.

За результатами динамічного розрахунку гальмівної важільної передачі встановлено, що всі розглянуті групи важелів працюють у межах допустимих напружень за умов дії динамічних навантажень, характерних для процесу гальмування електровоза. Максимальні еквівалентні напруження, отримані для першої групи

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

важелів за дії сили штока гальмівного циліндра, істотно менші за межу плинності матеріалу, що свідчить про відсутність небезпечних концентрацій напружень у найбільш навантажених зоні передачі.

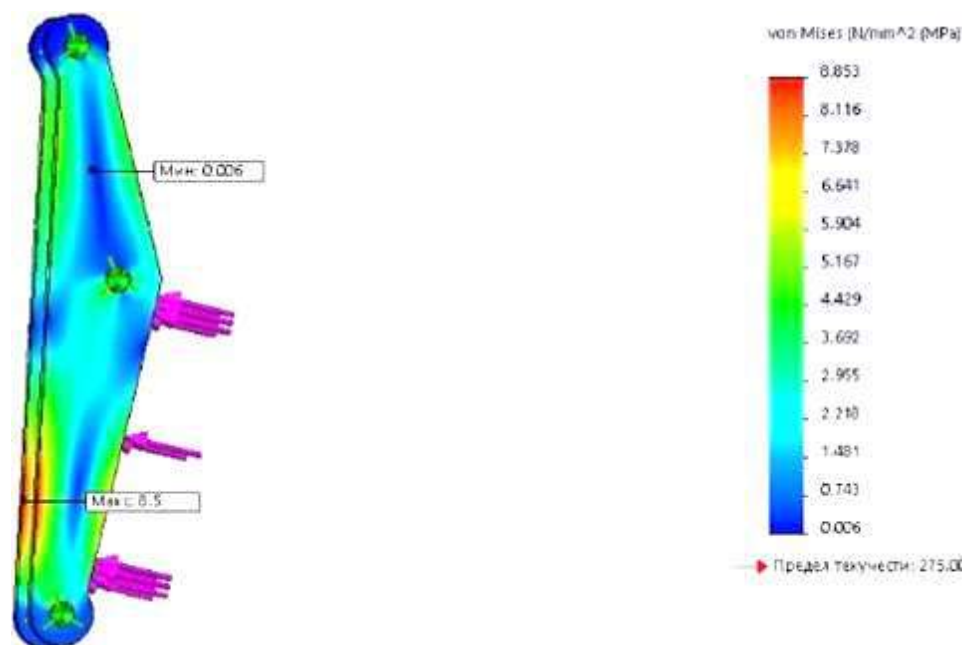


Рисунок 3.37 – Епюра напружень для п'ятої групи важелів за  $F_{ш}=37732$  Н

Аналіз результатів для другої та третьої груп важелів показав, що рівні динамічних напружень у гальмівних колодках, башмаках, підвісках, поперечинах і тязі є значно нижчими за допустимі значення. Це підтверджує достатню жорсткість і раціональність конструктивної схеми гальмівної важільної передачі з погляду сприйняття змінних навантажень.

Для четвертої та п'ятої груп важелів також встановлено, що динамічні напруження мають невеликі значення порівняно з результатами статичного розрахунку, а для балки вони є мінімальними. У цілому динамічний режим навантаження не є визначальним з погляду міцності елементів гальмівної важільної передачі.

Порівняння результатів статичного та динамічного розрахунків показує, що у всіх групах важелів максимальні напруження за динамічного навантаження менші, ніж відповідні значення, отримані під час статичного аналізу. Це дає підстави зробити висновок, що перевірка міцності та подальше обґрунтування конструктивної модернізації гальмівної важільної передачі можуть виконуватися на основі результатів статичного розрахунку як більш консервативного та визначального з

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

інженерної точки зору.

Отримані результати підтверджують працездатність гальмівної важільної передачі в умовах реальних експлуатаційних динамічних навантажень і створюють надійне підґрунтя для переходу до розділу, присвяченого конструктивній модернізації та оптимізації окремих елементів з метою зниження маси й підвищення експлуатаційної надійності без зменшення запасів міцності.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

## 2 УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГВП

Результати статичного та динамічного розрахунків гальмівної важільної передачі, отримані в попередньому розділі, показали, що основні елементи конструкції працюють із достатнім запасом міцності. Це створює передумови для оптимізації конструкції з метою зниження маси окремих елементів без погіршення їх міцнісних характеристик. Зменшення маси гальмівної важільної передачі є доцільним з точки зору поліпшення динамічних властивостей візка електровоза, зниження інерційних навантажень та підвищення загальної експлуатаційної надійності.

У даному розділі розглянуто заходи з удосконалення конструкції гальмівної важільної передачі на основі результатів статичного розрахунку, оскільки саме він визначає максимальні рівні напружень у деталях.

У процесі дослідження моделі гальмівної важільної передачі в програмному середовищі SolidWorks отримано результати, які свідчать про наявність резерву міцності в основних елементах конструкції. Це дозволило реалізувати комплекс заходів, спрямованих на зниження маси вузла при збереженні допустимого рівня напружень.

Першим напрямом модернізації стала зміна конструкції балансира, ескіз якого наведено на рис. 2.2, а тривимірну модель представлено на рис. 2.2.

На рис. 2.3 подано епюру напружень за дії сили  $F_{ш}=37732$  Н. Аналіз показує, що максимальне еквівалентне напруження становить  $239$  Н/мм<sup>2</sup> і не перевищує межу плинності матеріалу, яка дорівнює  $275$  Н/мм<sup>2</sup>.

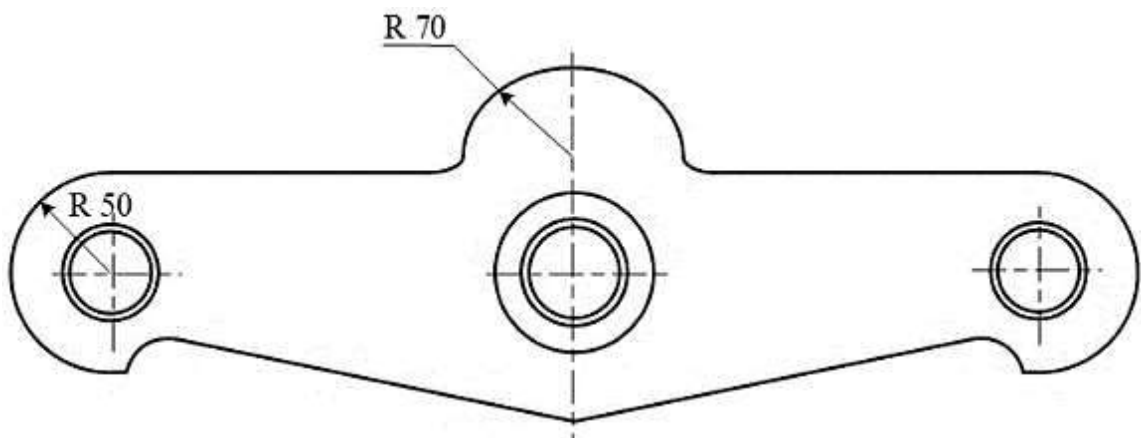


Рисунок 2.2 – Ескіз балансира ГВП

										Арк.
										60
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.240130.000.04КР.ПЗ



Рисунок 2.2 – 3D-модель балансира ГВП

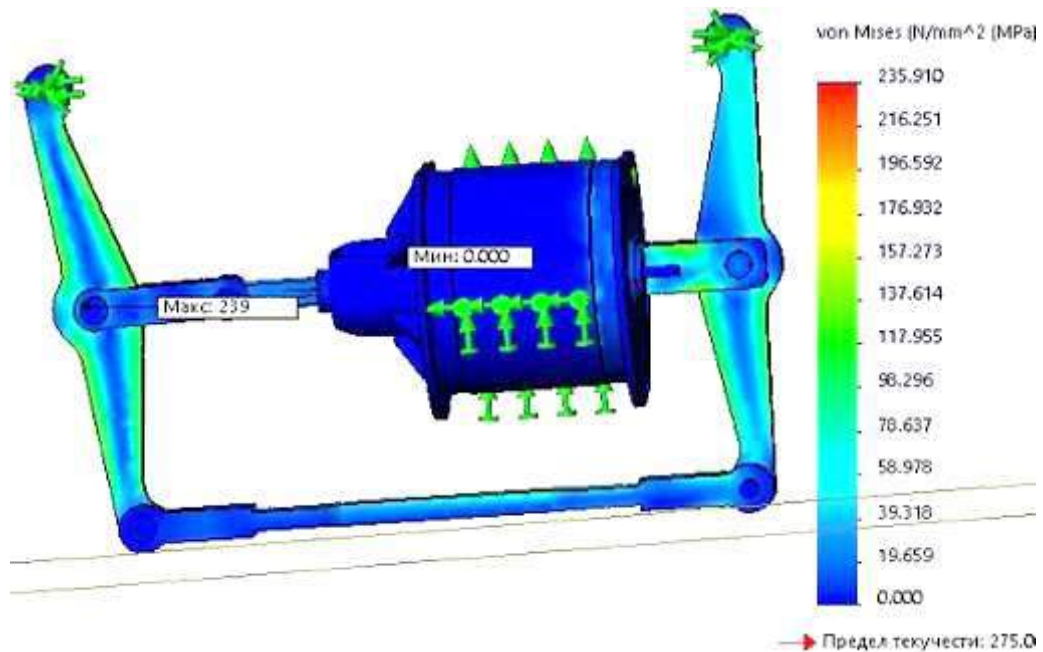


Рисунок 2.3 – Епюра напружень для балансира за  $F_{ш}=37732$  Н

Наступним етапом виконано модернізацію конструкції підвіски (рис. 2.2), для якої побудовано відповідну 3D-модель, представлену на рис. 2.5.

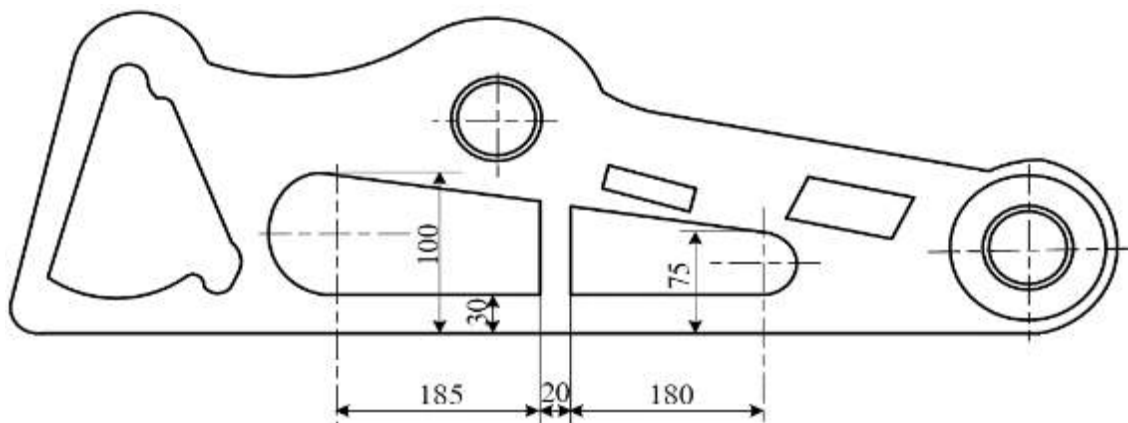


Рисунок 2.2 – Ескіз підвіски ГВП

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61



Рисунок 2.5 – 3D-модель підвіски ГВП

Епюра напружень для сили  $F_2=37732$  Н наведена на рис. 2.6. Максимальне напруження дорівнює  $292$  Н/мм<sup>2</sup>, що підтверджує збереження необхідного запасу міцності.

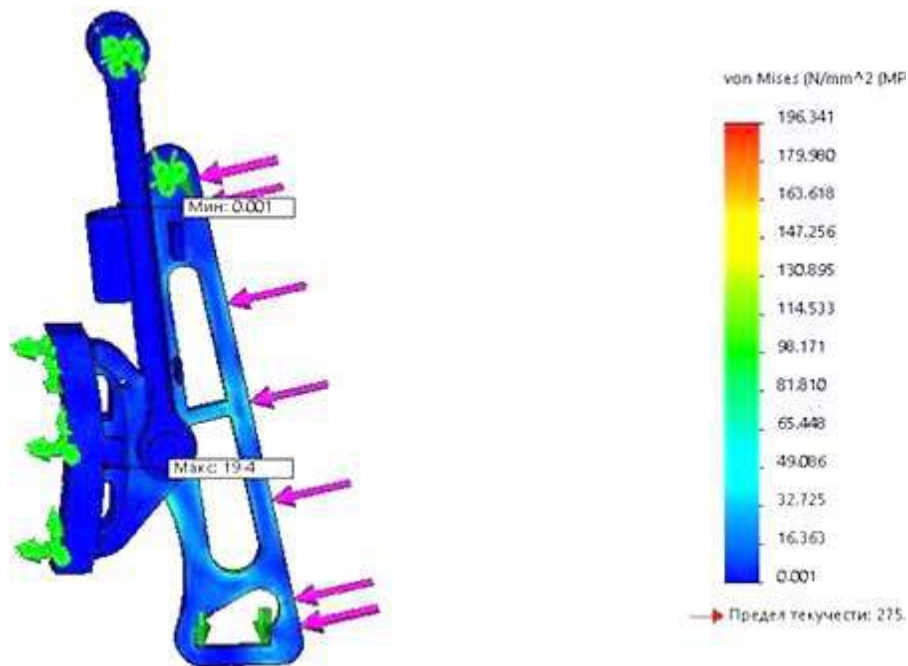


Рисунок 2.6 – Епюра напружень на підвісі за  $F_2=37732$  Н

Аналогічним чином виконано модернізацію конструкції планки (рис. 2.7), 3D-модель якої наведена на рис. 2.6.

					<i>0032.240130.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

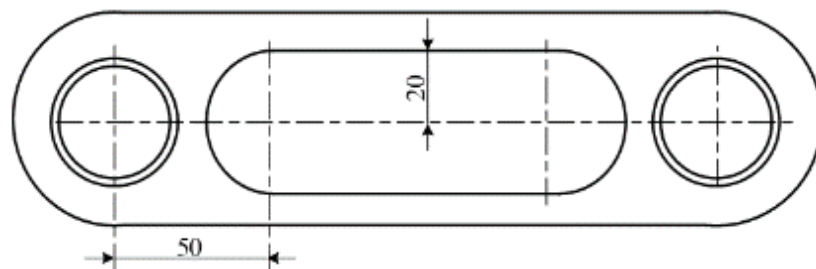


Рисунок 2.7 – Ескіз планки ГВП

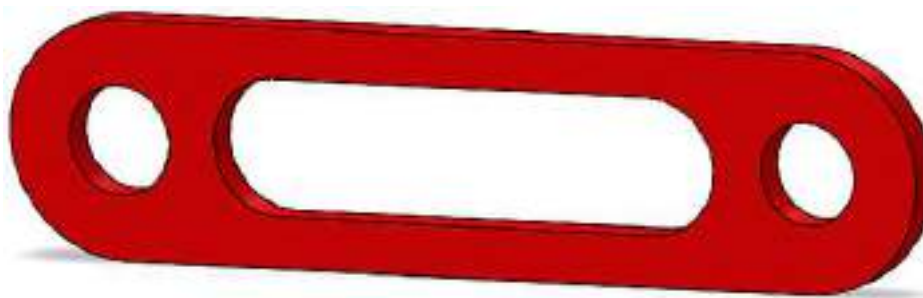


Рисунок 2.6 – 3D-модель планки ГВП

За результатами розрахунку (рис. 2.9) максимальні напруження у планці при дії сили  $F_2=26667$  Н становлять  $226 \text{ Н/мм}^2$ , що також не перевищує допустимого значення.

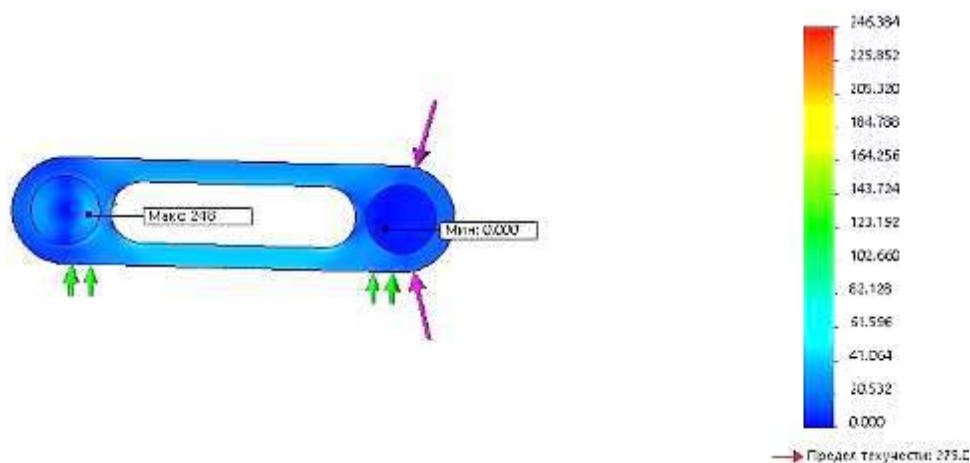


Рисунок 2.9 – Епюра напружень у планці для  $F_2=26667$  Н

Модернізація поперечини представлена на рис. 2.20, а результати розрахунку – на рис. 2.22. Максимальне напруження становить  $252 \text{ Н/мм}^2$  і залишається в межах допустимого.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

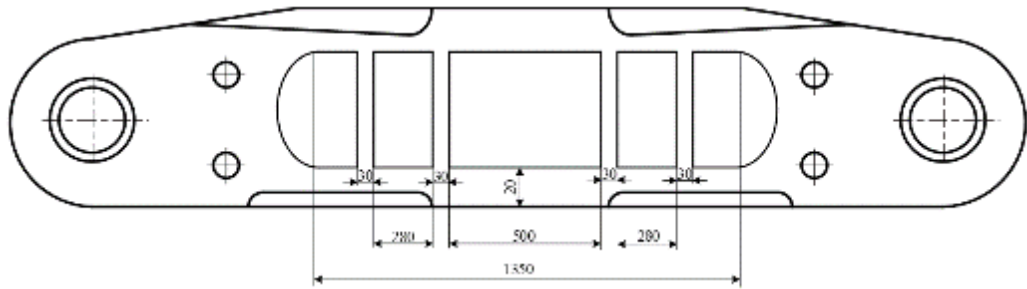


Рисунок 2.20 – Ескіз поперечини ГВП

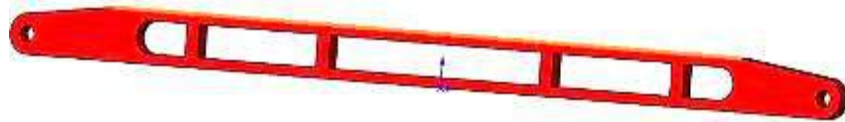


Рисунок 2.22 – 3D-модель поперечини ГВП

Після виконання модернізації загальний вигляд гальмівної важільної передачі наведено на рис. 2.22 і 2.23.

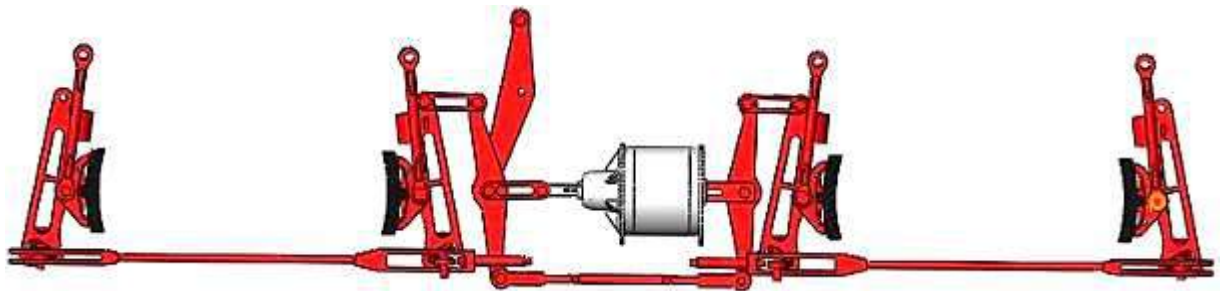


Рисунок 2.22 – 3D-модель модернізованої ГВП

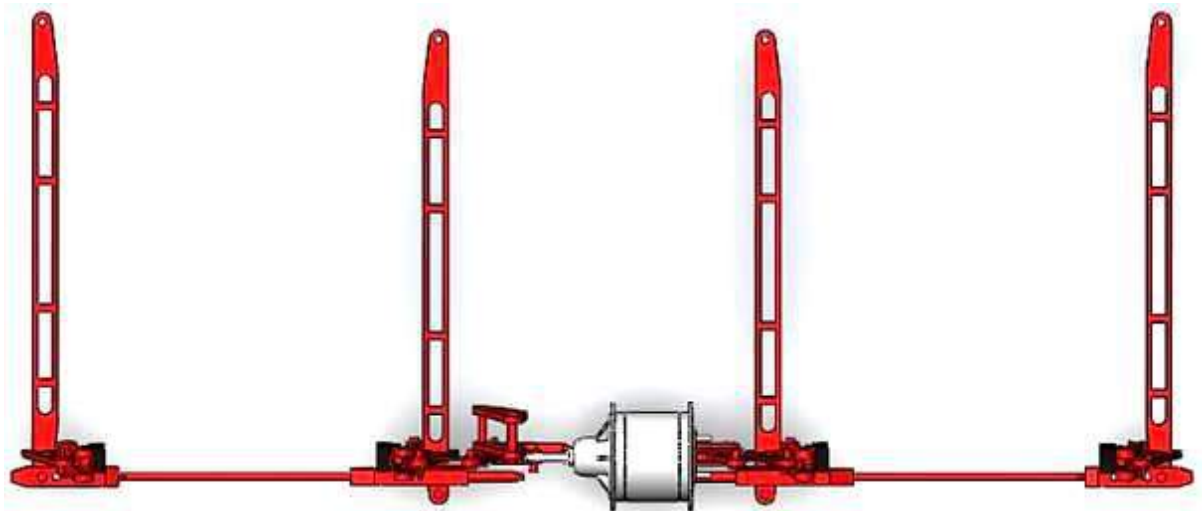


Рисунок 2.23 – 3D-модель модернізованої ГВП (вигляд зверху)

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Узагальнені результати розрахунків наведено в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків за першого варіанту модернізації ГВП

№ розрахункової схеми	Напруження, Н/мм <sup>2</sup>	Елемент ГВП	Маса, кг	Запас міцності
2	239	балансир	2,7	2,25
		тяга	2,22	
		балансир	2,7	
		планка	0,22	
		кронштейн циліндра	5,9	
2	292	колодка	22,6	2,22
		башмак	7,26	
		підвіска	2,63	
		підвіска подвійна	2,79	
3	202	колодка	22,6	2,69
		башмак	7,26	
		підвіска	2,63	
		підвіска подвійна	2,79	
		поперечина	22,2	
		тяга велика	3,22	
2	226	планка	0,22	2,22
		планка	0,22	
5	207	балка	37,66	2,33
окремо	267	гальмівний циліндр	22,02	2,65
окремо	252	поперечина	22,2	2,06

У результаті виконаної модернізації балансира, планки, підвіски та поперечини загальна маса гальмівної важільної передачі зменшилась на 66 кг. Зменшення маси позитивно впливає на динамічні властивості візка електровоза, що сприяє підвищенню його експлуатаційної надійності.

Разом із тим запропонована модернізація ускладнює геометрію деталей за рахунок появи вирізів і ребер жорсткості, що призводить до збільшення трудомісткості виготовлення.

Іншим напрямом удосконалення є зменшення товщини окремих елементів без зміни їх геометричної форми. Так, зменшення товщини балансира з 25 мм до 25 мм призвело до максимальних напружень 226 Н/мм<sup>2</sup> (рис. 2.22), що є допустимим.

										Арк.
										65
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.240130.000.04КР.ПЗ

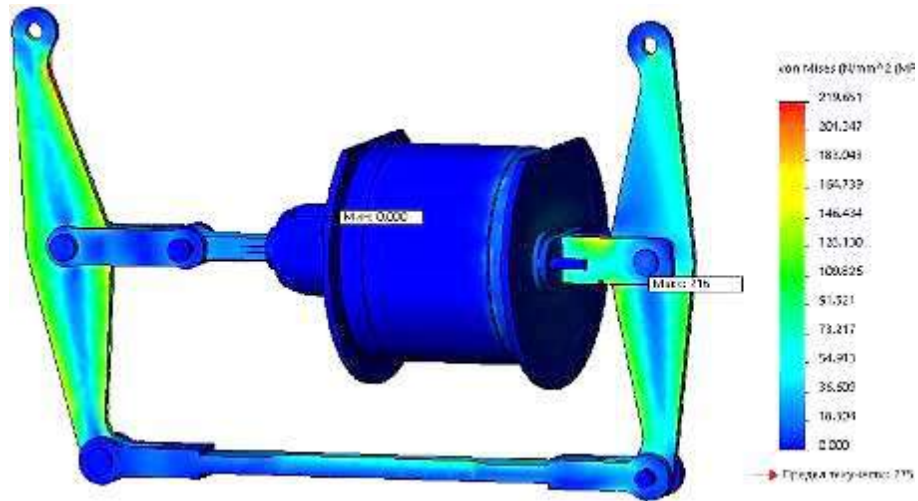


Рисунок 2.22 – Епюра напружень зі зменшеною товщиною балансира за  
 $F_{III}=37732 \text{ Н}$

Аналогічно зменшення товщини поперечини з 25 мм до 26 мм (рис. 2.25) і підвіски з 25 мм до 25 мм (рис. 2.26) не спричинило перевищення межі плинності матеріалу.

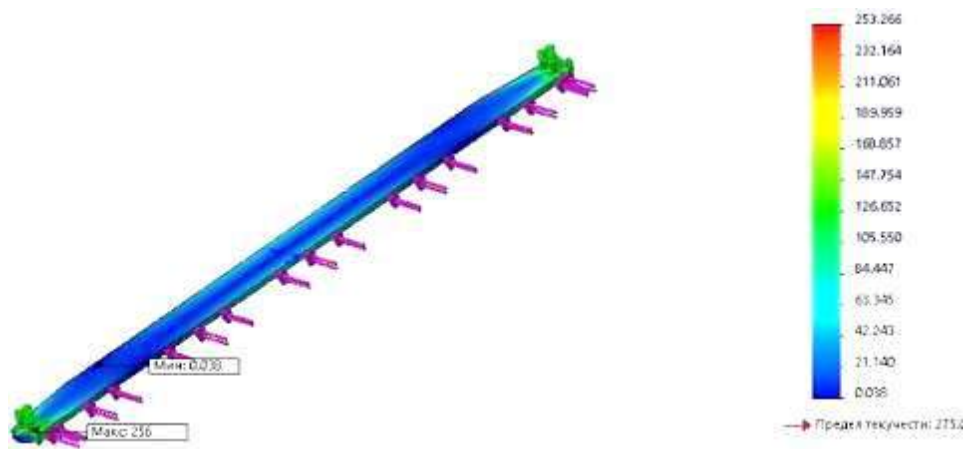


Рисунок 2.25 – Епюра напружень зі зменшеною товщиною поперечини за  
 $F_2=26667 \text{ Н}$

Результати другої модернізації наведено в табл. 2.2.

У розділі розглянуто два підходи до зниження маси гальмівної важільної передачі: конструктивну модернізацію з ускладненням геометрії деталей та альтернативний варіант зі зменшенням їх товщини. Обидва підходи забезпечують збереження допустимого рівня напружень і необхідного запасу міцності.

					<i>0032.240130.000.04KP.ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

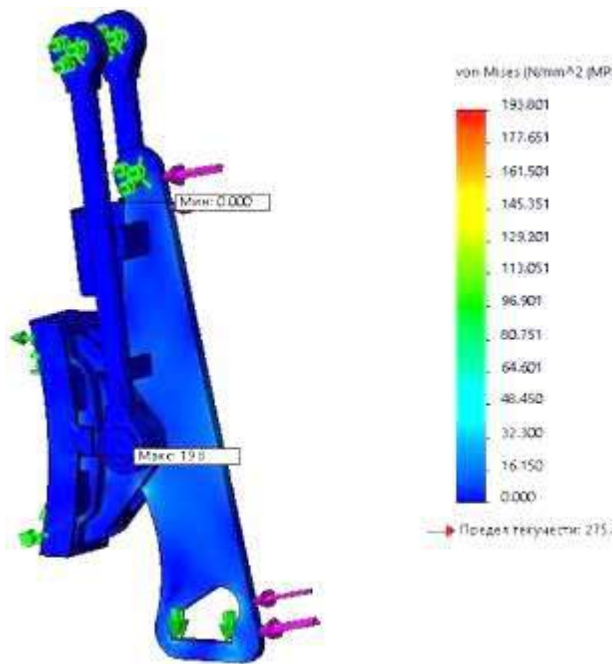


Рисунок 2.26 – Епюра напружень зі зменшеною товщиною підвіски за  $F_2=37732$  Н

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків за другого варіанту модернізації ГВП

№ розрахункової схеми	Напруження, Н/мм <sup>2</sup>	Елемент ГВП	Маса, кг	Запас міцності
2	226	балансир	2,5	2,27
		тяга	2,22	
		балансир	2,7	
		планка	0,22	
		кронштейн циліндра	5,7	
2	292	колодка	22,6	2,66
		башмак	7,26	
		підвіска	2,23	
		підвіска подвійна	2,59	
3	296	колодка	22,6	2,69
		башмак	7,26	
		підвіска	2,23	
		підвіска подвійна	2,59	
		поперечина	20,2	
		тяга велика	3,22	
2	226	планка	0,22	2,22
		планка	0,22	
5	207	балка	37,66	2,33
окремо	267	гальмівний циліндр	22,02	2,65
окремо	256	поперечина	20,2	2,06

Перша модернізація дозволила досягти найбільшого зниження маси – на 69 кг, однак потребує складнішої технології виготовлення. Друга модернізація є технологічно простішою, але забезпечує менше зниження маси – 72 кг.

Таким чином, обидва варіанти удосконалення є працездатними та можуть бути рекомендовані до впровадження залежно від пріоритетів між зниженням маси та технологічною доцільністю. Зменшення маси гальмівної важільної передачі сприяє поліпшенню динамічних властивостей візка електровоза та підвищенню його експлуатаційної надійності в цілому.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

## ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У кваліфікаційній роботі розглянуто актуальну інженерну задачу підвищення надійності та ефективності гальмівної системи електровоза шляхом модернізації гальмівної важільної передачі. Актуальність обраної теми підтверджується зростанням вимог до безпеки руху, інтенсивності експлуатації локомотивів і необхідністю скорочення втрат експлуатаційного часу, пов'язаних із несправностями гальмівного обладнання.

У процесі виконання роботи проведено конструктивно-експлуатаційний аналіз гальмівної важільної передачі електровоза, визначено її функціональне призначення, склад і особливості роботи в умовах реальної експлуатації. Показано, що гальмівна важільна передача є одним із найбільш відповідальних вузлів механічної частини гальмівної системи, оскільки саме через неї реалізується гальмівне зусилля, створюване гальмівним циліндром, та забезпечується натискання гальмівних колодок на колеса.

Важливим етапом роботи став аналіз експлуатаційних даних щодо несправностей гальмівної системи електровозів за річний період. На основі статистичної інформації побудовано діаграми Парето за характером несправностей і за причинами їх виникнення, а також виконано аналіз сумарного простою локомотивів. Отримані результати показали, що значна частка відмов і найбільші втрати експлуатаційного часу пов'язані з елементами гальмівної важільної передачі, а також з організаційно-технологічними чинниками, зокрема порушенням регламентів технічного обслуговування та ремонту. Це підтверджує доцільність зосередження заходів з підвищення надійності саме на даному вузлі.

У розділі, присвяченому силовому аналізу, визначено характер навантажень, що діють на елементи гальмівної важільної передачі під час гальмування. Побудовано кінематичні та розрахункові схеми, визначено послідовність передавання зусиль і встановлено найбільш навантажені елементи. Це дозволило сформулювати коректні вихідні дані для подальшого міцнісного аналізу.

Статичний і міцнісний розрахунок елементів гальмівної важільної передачі виконано з використанням тривимірного моделювання та методу кінцевих елементів у програмному середовищі SolidWorks. Розрахунки проведено для окремих груп

									Арк.
									69
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.240130.000.04КР.ПЗ

важелів і вузлів за умов дії експлуатаційних навантажень, а також для гальмівного циліндра за робочого та критичного тиску. За результатами аналізу встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в усіх розглянутих елементах не перевищують межу плинності матеріалу, а наявні запаси міцності є достатніми для безпечної експлуатації.

Разом із тим отримані результати показали, що окремі елементи гальмівної важільної передачі мають надлишкові запаси міцності, що свідчить про потенційну можливість оптимізації їх геометричних параметрів і зменшення маси без зниження надійності. Це створює технічні передумови для модернізації конструкції з метою підвищення експлуатаційної ефективності електровоза, зменшення інерційних навантажень і полегшення умов технічного обслуговування.

На підставі виконаних досліджень можна зробити узагальнений висновок, що гальмівна важільна передача електровоза в існуючому виконанні забезпечує необхідну міцність, однак характеризується підвищеною чутливістю до похибок регулювання, зносу та порушень технології обслуговування. Саме ці фактори значною мірою визначають частоту відмов і величину простоїв локомотивів у процесі експлуатації.

З урахуванням отриманих результатів доцільно рекомендувати проведення конструктивної модернізації гальмівної важільної передачі, спрямованої на зменшення маси окремих елементів, зниження концентрації напружень і підвищення технологічності конструкції. Окрім цього, доцільним є удосконалення схем регулювання та підвищення стійкості передачі до відхилень, що виникають у процесі технічного обслуговування.

Результати кваліфікаційної роботи можуть бути використані в практиці проектування, модернізації та ремонту гальмівних систем електровозів, а також як основа для подальших наукових досліджень, спрямованих на підвищення надійності механічних систем гальмування. Подальші дослідження доцільно спрямувати на оптимізацію конструкції гальмівної важільної передачі з урахуванням динамічних навантажень, втомної міцності та умов тривалої експлуатації, а також на розроблення рекомендацій щодо вдосконалення системи технічного обслуговування з урахуванням отриманих результатів.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 2 Бабаєв А. М., Дмитрієв Д. В. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: Навч. посіб. / Під заг. ред. Д. В. Дмитрієва. Київ: ДЕТУТ, 2007. 276 с.
- 2 Положення про планово-попереджувальну систему технічного обслуговування і ремонту тягового рухомого складу АТ «Укрзалізниця». Київ : АТ «Укрзалізниця», 2022. 54 с.
- 3 Інструкція з експлуатації та ремонту гальмівного обладнання електровозів. Київ : АТ «Укрзалізниця», 2003. 67 с.
- 4 Esveld C. Modern Railway Track. 2nd ed. Delft : MRT-Productions, 2002. 654 p.
- 5 Iwnicki S. (Ed.). Handbook of Railway Vehicle Dynamics. Boca Raton : CRC Press, 2006. 535 p.
- 6 Knothe K., Stichel S. Rail Vehicle Dynamics. Cham : Springer, 2027. 402 p.
- 7 UIC Leaflet 542-02. Brakes – Regulations Concerning the Construction of Brake Components. Paris : International Union of Railways (UIC), 2027. 358 p.
- 8 Shigley J. E., Budynas R. G., Nisbett J. K. Mechanical Engineering Design. 20th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2022. 2204 p.
- 9 Genta G., Morello L. The Automotive Chassis. Volume 2: System Design. Dordrecht : Springer, 2009. 668 p.
- 20 Cook R. D., Malkus D. S., Plesha M. E., Witt R. J. Concepts and Applications of Finite Element Analysis. 4th ed. New York : Wiley, 2022. 729 p.

					0032.240130.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71