

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ, ТРАНСПОРТУ ТА АРХІТЕКТУРИ
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти Магістра
Бакалавра (Магістра)

Підвищення зносостійкості деталей ступиці залізничного візка за рахунок використання цинкового покриття

Назва теми

Галузь знань 13 Механічна інженерія
Шифр і назва галузі знань

Спеціальність 132 Матеріалознавство
Шифр і назва спеціальності

Освітня програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів
Назва

Шифр КРМ МТВА 25 24350. 000 ПЗ

Виконав студент(ка) 2-го курсу
група МТВАм 24-1
Шифр


Підпис

Андрій ОНІШКОВ
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник к.т.н, доцент
Науковий ступінь, вчене звання


Підпис

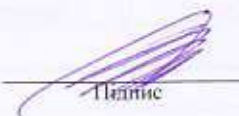
Олег БАБАК
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Нормоконтролер доцент кафедри ТАМ
Посада


Підпис

Олег МАКОВКІН
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

До захисту допускаю:
Завідувач кафедри ТАМ
Назва


Підпис

Олександр ДИХА
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Дата 5.12 2025

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Напрямок підготовки (спеціальність) 132 «Матеріалознавство»

Освітньо-професійна програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТАМ

проф., д.т.н. Духа О.В.

13 жовтня 2025 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Онішкову Андрію Сергійовичу

Прізвище, ім'я, по батькові

1. Тема роботи «Підвищення зносостійкості деталей ступиці залізничного візка за рахунок використання цинкового покриття».

керівник роботи Бабак Олег Петрович, к.т.н., доцент

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом університету від 25 серпня 2025 р. № 65 (Д28)

2. Строк подання студентом роботи на кафедру 1 грудня 2025 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Матеріали практики; робочі креслення досліджуваних деталей; нормативно – технологічна документація по розбиранню, дефектації, складанню і регулюванню вузла тертя; вимоги з охорони праці і безпеки роботи при виконанні ремонтних робіт; техніко – економічні показники роботи підприємства.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Огляд стану проблеми і постановка задач; 2. Теоретичні основи методів форсування випробувань на зносостійкість; 3. Установки для випробувань на зносостійкість та фреттинг-корозію; 4. Методика випробувань, модельні випробування; 5. Економічна оцінка ефективності методу відновлення та підвищення зносостійкості

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

Графічна частина роботи представлена у вигляді презентації на слайдах

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _----

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	<i>Літературний огляд</i>	<i>30.09.2025</i>	
2	<i>Технологічний розділ</i>	<i>25.10.2025</i>	
3	<i>Дослідницький розділ</i>	<i>15.11.2025</i>	
4	<i>Оформлення розрахунково-пояснювальної записки</i>	<i>22.11.2025</i>	
5	<i>Оформлення презентації кваліфікаційної роботи</i>	<i>1.12.2025</i>	
6	<i>Нормоконтроль кваліфікаційної роботи</i>	<i>5.12.2025</i>	
7	<i>Підписання розділів. Затвердження дати захисту</i>	<i>5.12.2025</i>	

Студент


Підпис

Керівник роботи

Андрій ОНІШКОВ
ІМ'Я, ПРІЗВИЩЕ

Олег БАБАК
ІМ'Я, ПРІЗВИЩЕ

Ква
«Підвищен
використ
Ква
тексту, і
бібліограф
У
змінним
використо
роликотід
поширени
Рол
тепловозі
працюють
В п
види відм
теоретичн
розглядає
установк
розділі пр
Ме
вагону та
Ме
Об
Excel, Pa
Кл
ЗНОШУ
ВАГОНУ

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра робота Онішкова Андрія Сергійовича на тему: «Підвищення зносостійкості деталей ступиці залізничного візка за рахунок використання цинкового покриття».

Кваліфікаційна робота магістра викладена на 79 сторінках машинописного тексту, і включає вступ, п'ять розділів основного матеріалу та висновок - бібліографічний список з 12 найменувань та додатку.

У цій роботі розглядаються підшипники, які піддаються високим і різко змінним навантаженням. Циліндричні, конічні та сферичні роликопідшипники використовуються для сприйняття високих динамічних навантажень. Циліндричні роликопідшипники букс вагонів і локомотивів (тепловозів і електровозів) є найбільш поширеними такими підшипниками і дуже важливими для безпеки руху.

Роликопідшипники використовуються в буксах колісних пар вагонів, тепловозів і електровозів українського залізничного транспорту, де підшипники працюють у особливо важких умовах

В першому розділі аналізуються виробники, можливості виготовлення, основні види відмов і сучасні стандарти якості підшипників. У другому розділі розглядаються теоретичні проблеми роликів підшипників кочення. У третьому розділі розглядається ремонт вібраційного стенду ВУ-15, а також проектування нової установки для вібраційних випробувань ШЧВС-500 та її застосування. У четвертому розділі представлено модельні випробування на знос підшипника 204.

Мета роботи: провести модельні випробування підшипника букси залізничного вагону та розрахувати знос підшипника.

Методи дослідження: моделювання.

Обробка результатів і додатки: AutoCad; Microsoft Office: Word, Publisher, Excel, Paint.

Ключові слова: ЗНОС, МОДЕЛЬНІ ВИПРОБУВАННЯ, ПАРАМЕТРИ МОДЕЛІ ЗНОШУВАННЯ, ПІДШИПНИК БУКСИ ПАРИ КОЛІС ЗАЛІЗНИЧНОГО ВАГОНУ, ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. ОГЛЯД СТАНУ ПРОБЛЕМИ І ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ.....	10
1.1 Мета, актуальність і задачі.....	10
1.2 Опис досліджуваної букси і вузлів тертя	11
1.3 Проблеми підшипників кочення.....	19
1.4 Методи технологічного підвищення зносостійкості покриттів.....	24
1.5 Світові виробники підшипників.....	27
1.6 Вітчизняні виробники підшипників.....	33
1.7 Гаряче цинкування.....	33
1.8. Проблеми зносу осі.....	35
2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ МЕТОДІВ ФОРСУВАННЯ ВИПРОБУВАНЬ НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ.....	38
2.1. Концепція методів форсування випробувань на зносостійкість роликотидшипників та їх деталей.....	38
2.2. Моделі підшипникового вузла, роликотидшипника, трибо спряжень деталей як основа натурального моделювання	39
2.3. Задачі моделювання тертя і зношування деталей.....	41
3. УСТАНОВКИ ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ТА ФРЕТТИНГ-КОРОЗІЮ.....	45
3.1 Розробка установка широко частотний вібраційний стенд – 500 (ШЧВС-500)	45

КРМ МТВА 25.24350.000 ПЗ									
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	Підвищення зносостійкості деталей ступиці залізничного візка за рахунок використання цинкового покриття	Лім.	Арк.	Акрушіє	
								4	94
						ХНУ група МТВАм 24-1			

3.2	Схема підсилювача мікросхеми TDA 7293.....	48
3.3	Блок живлення, електрична схема.....	51
3.4	Пристрій керування вентилятором для охолодження УМЗЧ	52
3.5	Стіл вібраційний ВУ-15.....	58
4	МЕТОДИКА ВИПРОБУВАНЬ, МОДЕЛЬНІ ВИПРОБУВАННЯ.....	61
4.1	Постановка завдання і загальний підхід.....	61
4.2	Кінематика РПК, зв'язок руху сепаратора і кілець.....	62
4.3	Метод визначення величини зносу в РПК.....	64
4.4	Проведення, результати і аналіз випробувань.....	66
4.5	Розрахунок на знос роликів підшипника кочення 2726.....	68
4.6	Вимірювальний пристрій ИЗА-2.....	69
5	ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ МЕТОДУ ВІДНОВЛЕННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ.....	74
5.1	Економічна оцінка.....	74
5.2	Розрахунок витрат на заробітню плату.....	76
5.3	Визначення непрямих витрат.....	77
5.4	Цехові витрати.....	80
5.5	Собівартість продукції.....	85
5.6	Розрахунок річного економічного ефекту.....	86
5.7	Обґрунтування експлуатаційних і виробничо-технологічних параметрів.....	86
	ВИСНОВКИ.....	88
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	90
	ДОДАТКИ.....	94

ВСТУП

Сучасне машинобудування характеризується підвищеними навантаженнями, швидкостями обертання та іншими несприятливими експлуатаційними факторами підшипників опор машин і механізмів, пов'язаних із важкими режимами роботи. Експлуатаційні режими, які характеризуються наявністю хоча б одного з таких факторів: високі або різко змінні навантаження; високі або різко змінні частоти обертання; висока температура навколишнього середовища; наявність опори в середовищі підвищеного тиску; велика запиленість навколишнього середовища; або зверхповільність або гойдальне обертання, відносяться до важких.

Часто традиційні загальномашинобудівні методи використовують для створення опор кочення для важких режимів експлуатації, не враховуючи особливостей експлуатації. Наразі необхідно вдосконалити як розрахунково-проектувальні, так і експериментальні методи дослідження та випробувань підшипників кочення, щоб вони могли протистояти важким режимам експлуатації.

У цій роботі розглядаються підшипники, які піддаються високим і різко змінним навантаженням. Циліндричні, конічні та сферичні роликопідшипники використовуються для сприйняття високих динамічних навантажень. Циліндричні роликопідшипники букс вагонів і локомотивів (тепловозів і електровозів) є найбільш поширеними такими підшипниками і дуже важливими для безпеки руху.

Роликопідшипники використовуються в буксах колісних пар вагонів, тепловозів і електровозів українського залізничного транспорту, де підшипники працюють у особливо важких умовах.

					<i>КРММТВА 2524350. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

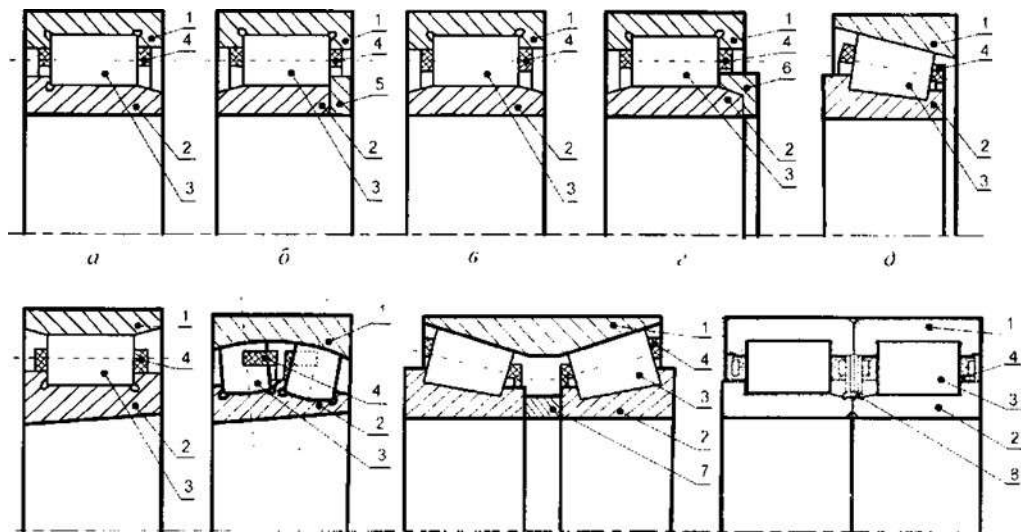


Рисунок 1.1. Типи буксових роликопідшипників для вагонів і локомотивів:
 а, б - однорядні з циліндричними роликами і циліндричним отвором для вагонів; в,
 г - однорядні з циліндричними роликами і циліндричним отвором для локомотивів;
 д - однорядні з конічними роликами і циліндричним отвором для вагонів; е -
 однорядні з циліндричними роликами і конічним отвором Зовнішнє кільце,
 внутрішнє кільце, ролик, сепаратор, завзяте плоске кільце, завзяте фасонне кільце,
 дистанційне кільце, монтажне кільце.

Циліндричні роликопідшипники з базуванням сепараторів по зовнішніх кільцях представляють собою роз'ємну конструкцію: підшипники відкритого виду (рис. 1.1, в; рис. 1.1, е) не сприймають осьові навантаження, оскільки відсутнє обмеження взаємного осьового переміщення кільць, а підшипники напівзакритого виду (рис. 1.1, а; рис. 1.1, б; рис. 1.1, г) сприймають осьові навантаження, які діють лише в одному напрямку.

Циліндричні ролики підшипників на гарячій посадці виготовляються з раціональним контактом, відомим як «Бомбіна», щоб запобігти перекосу букси та прогину шийки осі. Поверхня кочення повністю сприймає радіальне навантаження, що припадає на ролик по всій довжині, тоді як торці роликів сприймають осьове навантаження під час експлуатації. Для зменшення зносу в сполученні «торець ролика - борт кільця» робочі поверхні бортів кільць розвалюються, а торці роликів

зроблені плоскими і сферичними з радіусом переходу до циліндричної поверхні.
зображення 1.1

Циліндричні боксові роликотидшипники прості у виготовленні та доріжці, ніж інші види, але вони більш точні, ніж сферичні, і їх потрібно ретельно підбирати радіальні зазори. Якщо немає суворої співвідносності, крайковий тиск роликів збільшується на доріжки кочення кілець, що значно зменшує ресурс підшипника. Завдяки таким факторам, як величина і тривалість осьової сили, частота обертання та умови мастила торцевого контакту, ці підшипники мають обмежену працездатність при осьовому навантаженні.

Кожен ряд роликів є сепаратором у дворядних сферичних роликотидшипниках. Ролики можуть мати симетричні або несиметричні бочки відповідно до форми тіл кочення. Останній тип ролика зменшує прослизання, але його ресурс по контактному напруженню зменшується в два-три рази. На внутрішній стороні кільця є одна сферична доріжка кочення, а на зовнішній стороні дві сферичні доріжки, розділені середнім напрямним бортом. Такі підшипники мають значні радіальні та осьові навантаження, високу чутливість до деформації шийки осі та можливість працювати в умовах значних (до 2 °) перекосів. Недолік дворядних сферичних підшипників пов'язаний з їх посадками. Коли сферичні та циліндричні роликотидшипники встановлюються втулково, вони мають більшу ймовірність розриву внутрішніх кілець і тріщин у шийці осі, ніж коли вони встановлюються на гарячій посадці. Крім того, процес монтажу та демонтажу двох сферичних роликотидшипників у буксу викликає значні технологічні проблеми. Однорядні конічні підшипники можна встановлювати окремо внутрішні та зовнішні кільця, як у циліндричних роликотидшипників, завдяки тому, що вони роз'ємні. Ролики мають «Бомбіну» на поверхнях кочення, а торець роликів сферичний, щоб зменшити тертя по бортах внутрішніх кілець. Металевий сепаратор базується на тілах кочення. Однорядні конічні роликотидшипники потребують ретельного регулювання осьових зазорів як під час

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

монтажу, так і під час експлуатації. Наявність зазорів, що не відповідають стандартам, може призвести до надмірного нагрівання підшипника та руйнування компонентів.

Двосторонні конічні роликopідшипники касетного типу (ТЕШ) використовуються для осьового переміщення в обох напрямках. Такі підшипники не потребують регулювання під час монтажу, оскільки вони виготовляються з внутрішнім попереднім натягом шляхом під шліфування (наприклад, торці внутрішніх кілець). Якщо під час роботи утворюються надмірні зазори, їх також можна зменшити шляхом під шліфовки торців дистанційних кілець. Загальний недолік конічних роликopідшипників полягає в тому, що зазори потрібно регулювати, щоб запобігти неминучому зносу деталей.

Для досвідчених буксових вузлів колісних пар пасажирських і вантажних вагонів здвоєний підшипник з циліндричними роликами (дуплекс-СРУ) є альтернативою дворядним конічним роликopідшипникам касетного типу. Крім того, цей підшипник дозволяє фіксувати переміщення осі вузла в обох напрямках. Цей підшипник має конструкцію, повністю подібну до звичайних серійно випускаються однорядних циліндричних роликopідшипників. СРУ-дуплекс надсилається клієнту в зібраному вигляді, заповнений мастилом і згрупований відповідно до зазорів і розмірів отвору внутрішніх кілець. Крім того, споживачі хочуть нового підшипника, оскільки він може бути відремонтований підприємством-виробником.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОГЛЯД СТАНУ ПРОБЛЕМИ І ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ

1.1 Мета, актуальність і задачі

Підшипник букси залізничного вагону є найбільш навантаженим підшипником і в той же час дуже важливим компонентом. Вага вагону, корисне навантаження та періодичні ударні навантаження впливають на нього. Підшипники можуть працювати протягом від 1500 до 1800 тисяч кілометрів. Вагон має підшипники.

При виборі підшипників багато людей стикаються з питанням, яке виробництво краще, ніж якість. Каталог підшипників для пасажирських і грузових поїздів допоможе вам вибрати підшипник і зорієнтуватися за ціною.

Оснащення вагонів буксами з підшипниками кочення має значні переваги порівняно з буксами з підшипниками ковзання. Зокрема, спостерігається різке зниження відмов у десять разів у результаті різкого зниження випадків перегріву букс, що призводить до збільшення швидкості руху поїздів і обороту вагонів; зменшується опір руху на 20% при швидкостях 60-70 км/год, а при рушанні з місця в 7-10 разів; опір руху не залежить від часу стоянки поїзда та низьких температур навколишнього середовища; зменшується потреба в станційних мастильних і сезонних переаправках букс; зменшується штат слюсарів, оглядачів і пунктів технічного обслуговування вагонів; ліквідується буксозмазувальне господарство та обслуговуючий персонал. Важливою перевагою вагонів на роликові підшипники є покращення соціальних і екологічних умов працівників вагонного господарства. В даний час майже сто відсотків вантажних вагонів і всіх пасажирських вагонів в Україні обладнані буксами з підшипниками кочення.

Мета: Провести модельні випробування підшипника букси пари коліс вагону і провести розрахунки цього підшипника на знос.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Актуальність: На даний момент немає ефективних методів визначення зносу підшипників кочення, хоча існують методи, пов'язані з втомою. Розробляється нова техніка, яка дозволить провести недовготривалі дослідження, перш ніж прогнозувати знос підшипників кочення в будь-яких умовах і при будь-якому змащенні. Це також дозволить порівняти ефективність різних мастильних матеріалів.

Задачі

- 1) провести аналіз щодо підшипників (провідні світові, вітчизняні виробники підшипників; з'ясувати якість підшипників, особливості виготовлення);
- 2) провести дослідження величини втомних явищ в роликових підшипниках кочення;
- 3) провести дослідження зносу підшипників кочення при різних мастилах;
- 4) провести розрахунки підшипника 2726 (грузові і пасажирські вагони теперішніх часів) на знос.

1.2 Опис досліджуваної букси і вузлів тертя

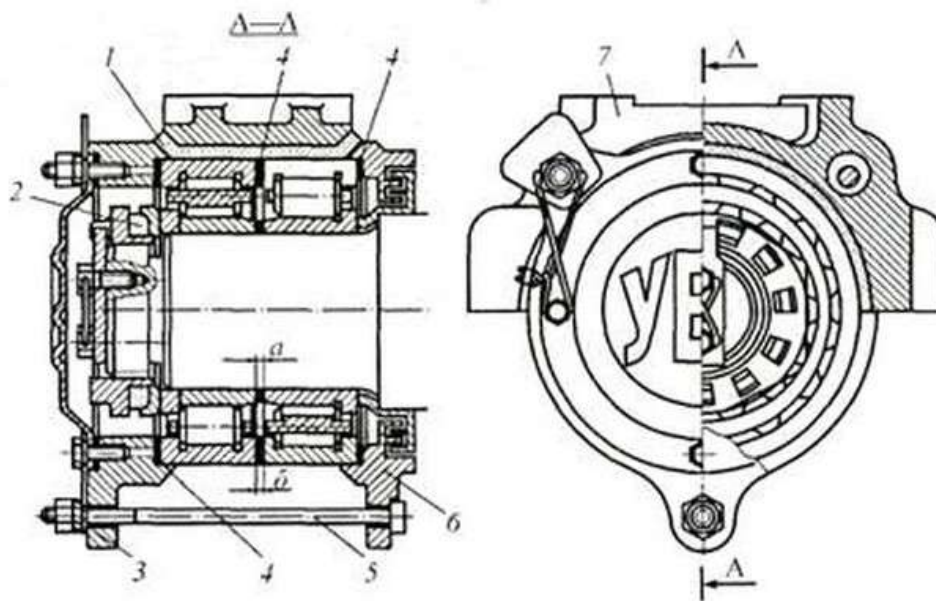


Рисунок 1.1 Букса залізничного вагону

Букси є найважливішими компонентами ходової частини вагона, надійність яких значною мірою залежить від безпеки руху поїздів. Букси на кінцях осі перетворюють обертальний рух колісних пар, що дозволяє вагону рухатися з необхідною швидкістю. Коли вагон рухається, букси сприймають і передають колісним парам сили тяжіння навантаженого кузова та динамічні навантаження, які виникають під час руху вагона. Будучи місцем розміщення підшипників і місцем змащування, букси оберігають шийки осі від забруднення та пошкодження. Крім того, букси обмежують поздовжні та поперечні переміщення колісних пар щодо рами візка.

Букси повинні забезпечувати високу надійність, безпеку руху вагона та мінімальну опір обертанню колісних пар під час роботи в таких складних умовах навантаження та змінних погодних умов. Таким чином, їх конструкція, технічне обслуговування та ремонт є надзвичайно складними, особливо через те, що швидкість руху поїздів збільшується, а навантаження від колісних пар вагонів збільшується.

У промисловості вагонобудування існує велика різноманітність типів і конструкцій букс, які можна групувати в окремі категорії. Їх поділяють на букси вантажних і пасажирських вагонів, які призначені для звичайних, швидкісних і високошвидкісних поїздів. Усі підшипники поділяються на букси з підшипниками ковзання та кочення. Для посадки внутрішнього кільця роликового підшипника на шийку осі використовують букси як на гарячій, так і на втулочно посадці. За типом торцевого кріплення внутрішнього кільця підшипника на шийці осі, деякі з них оснащуються пружними елементами, інші мають гайку або шайбу. Букси з одним або двома роликовими підшипниками застосовують залежно від кількості роликових підшипників на шийці. Для вагонів, які рухаються дуже швидко, застосовують додаткові затяті кулькові підшипники. Існують букси з пружними

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

елементами, які пом'якшують удари та поглинають шумові коливання, а також букси касетного типу з конічними підшипниками.

Букси з підшипниками ковзання поділяються на букси з двошаровими та тришаровими підшипниками. За типом змащувальних пристроїв: подбивочні, польстерні та механічні пристрої з системою подачі мастила до шийки осі. Букси можуть мати цільний, роз'ємний або безкорпусний корпус. Крім того, вони можуть мати глуху кришку, кріплену на корпусі на болтах або відкидну кришку на шарнірі.

Перехід пасажирських і вантажних вагонів на букси з підшипниками ковзання був викликаний проблемами, пов'язаними з буксами з підшипниками ковзання. Це пов'язано з великими затримками поїздів через перегрівання букс, більшими витратами на технічне обслуговування та ремонт вагонів і порушеннями безпеки руху поїздів. З 1960 року всі пасажирські та вантажні вагони випускалися лише на роликівих підшипниках.

Оснащення вагонів буксами з підшипниками кочення забезпечує важливі переваги в порівнянні з буксами, обладнаними підшипниками ковзання. Основними з них є: зниження відмов приблизно в 10 разів у зв'язку з різким зниженням випадків перегріву букс, в результаті чого збільшуються швидкості руху поїздів і прискорюється оборот вагонів; зменшується опір руху на 20% при швидкостях 60-70 км / год, а при рушанні з місця - в 7-10 разів; опір руху не залежить від часу стоянки поїзда і низької температури навколишнього середовища; скорочується витрата палива і електроенергії локомотивами до 10%, витрата мастила зменшується приблизно в 5 разів; виключається витрата підбивочний матеріалів і бабіту; відпадає необхідність в штаті станційних мастильників і в сезонних переаправки букс, скорочується штат слюсарів та оглядачів, а також кількість пунктів технічного обслуговування вагонів; ліквідується буксосмазочное господарство і обслуговуючий його персонал і ін Важливою перевагою перекладу вагонів на роликіві підшипники є поліпшення

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

екології та соціальних умов працівників вагонного господарства. В даний час в Україні майже 100% вантажного вагонного парку і всі пасажирські вагони обладнані буксами з підшипниками кочення. Основними вимогами, що пред'являються до буксами, є: забезпечення надійності, безвідмовності і довговічності роботи в екстремальних умовах експлуатації протягом встановленого терміну служби; простота виконання операцій з монтажу та демонтажу буксових вузлів при ремонті; надійна герметизація буксового вузла від попадання пилу і вологи; забезпечення взаємозаміни та уніфікації деталей і ін

Букси проектують так, щоб рівнодіюча навантаження проходила через середину шийки осі. Завдяки цьому не виникає додаткових напружень в розрахункових перерізах осі.

Сучасні вантажні та пасажирські вагони використовують типову буксу з гарячою (глухою підшипниковою) посадкою внутрішнього кільця циліндричних роликових підшипників на шийку осі. Внутрішнє кільце підшипника натягується на шийку осі під час гарячої посадки. Після охолодження кільце міцно охоплює шийку осі. Існує два види радіальних роликових підшипників з короткими циліндричними роликами, які використовуються в буксах сучасних вагонів: однобортові з внутрішнім кільцем і однорядні з циліндричними роликами.

Циліндричні підшипники прості у виготовленні та дешевші, ніж інші види, але вони більш точні, ніж сферичні, і потребують ретельної підбірки радіальних зазорів. У сферичних підшипниках радіальне навантаження, що припадає на циліндричний ролик, нерівномірно розподіляється по всій його робочій довжині. У результаті в місці зіткнення роликів і на доріжки кочення кілець виникають підвищені контактні напруги. У результаті порівняння статистичних даних експлуатації було виявлено, що довговічність циліндричних роликових підшипників в 6-8 разів вища, ніж у сферичних, при однаковій радіальній навантаженні та габаритах.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Ролики циліндричних підшипників мають на торцях сфаски. Ролики підшипників на гарячій посадці з 1973 року виготовляються з «Бомбін» — раціональним контактом з поверхнею доріжок кочення кілець.

Касетні букси використовують конічні роликові підшипники на залізницях.

Букси пасажирських і вантажних вагонів мають підшипники на глухий посадці, хоча кілька років тому в буксах вантажних вагонів були підшипники на втулочно посадці.

Типы букс, применяемых в грузовых и пассажирских вагонах

Вариант	Тип буксы	Габариты подшипника вместе с втулками, мм	Условные обозначения подшипников	Типы вагонов, в которых использованы буксы
1	С двумя цилиндрическими подшипниками на горячей посадке	130 × 250 × 80	30-42726 ЛМ (задний) 30-232726 Л1М (передний)	Все современные грузовые вагоны с нагрузкой от колесной пары на рельсы до 235 кН и пассажирские вагоны
2	С двумя цилиндрическими подшипниками на горячей посадке	140 × 260 × 80	30-42728 ЛМ (задний) 30-232728 ЛМ (передний)	Грузовые вагоны с нагрузкой от колесной пары на рельсы 245 кН
3	С передним цилиндрическими и задним сферическим подшипниками на втулочно посадке	135 × 280 × 93	73727 (задний) 72727 Л2 (передний)	Цельнометаллические пассажирские (ЦМВ) и грузовые вагоны прежних лет постройки
4	С двумя сферическими подшипниками на втулочно посадке	135 × 280 × 93	7327 (задний и передний)	ЦМВ и грузовые вагоны прежних лет постройки

Рисунок 1.2 - Типы букс

Коли використовується глухий підшипник, букси мають кілька переваг. По-перше, вони не потребують втулки, що призводить до зменшення маси букси та габаритних розмірів підшипника. По-друге, витрати на монтаж і демонтаж підшипників скорочуються майже у п'ять разів, а також на два з половиною рази нижчі експлуатаційні витрати на ремонт букс. Але для того, щоб використовувати цей метод посадки без втрати натягу, потрібно дотримуватися певних умов: розміри внутрішніх кілець повинні залишатися стабільними; підвищений натяг має

бути застосований; забезпечити, щоб букси працювали без зняття внутрішніх кілець з шийок осі; і використовувати нагрівачі, які дозволяють знімати внутрішні кільця з шийок осі без перегріву та пошкодження шийок.

Втулкові посадки не вимагають індивідуального підбору підшипників до шийки осі по натягу, оскільки вони дозволяють розширити поле допусків на розміри шийки осі та отвори внутрішнього кільця. Це спрощує процес монтажу букси. З іншого боку, втулкові посадки мають значні недоліки. Виготовити внутрішнє кільце з конусним отвором більш складно, особливо якщо враховувати необхідність строгого збігу конусності кільця та закріплення втулки. Це призводить до того, що підшипник коштуватиме дорожче, оскільки втулка є додатковим компонентом.

Внаслідок їх переваг букси на гарячій посадці підшипників стали найпоширенішими на залізницях.

Букси з роликівими підшипниками для вантажних вагонів: будь-яка сучасна букса з двома циліндричними роликівими підшипниками для будь-якого типу вантажного вагона може мати торцеву корончату гайку або тарельчасту шайбу для кріплення внутрішніх кілець від поздовжнього зсуву.

					<i>КРММТВА 2524350. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

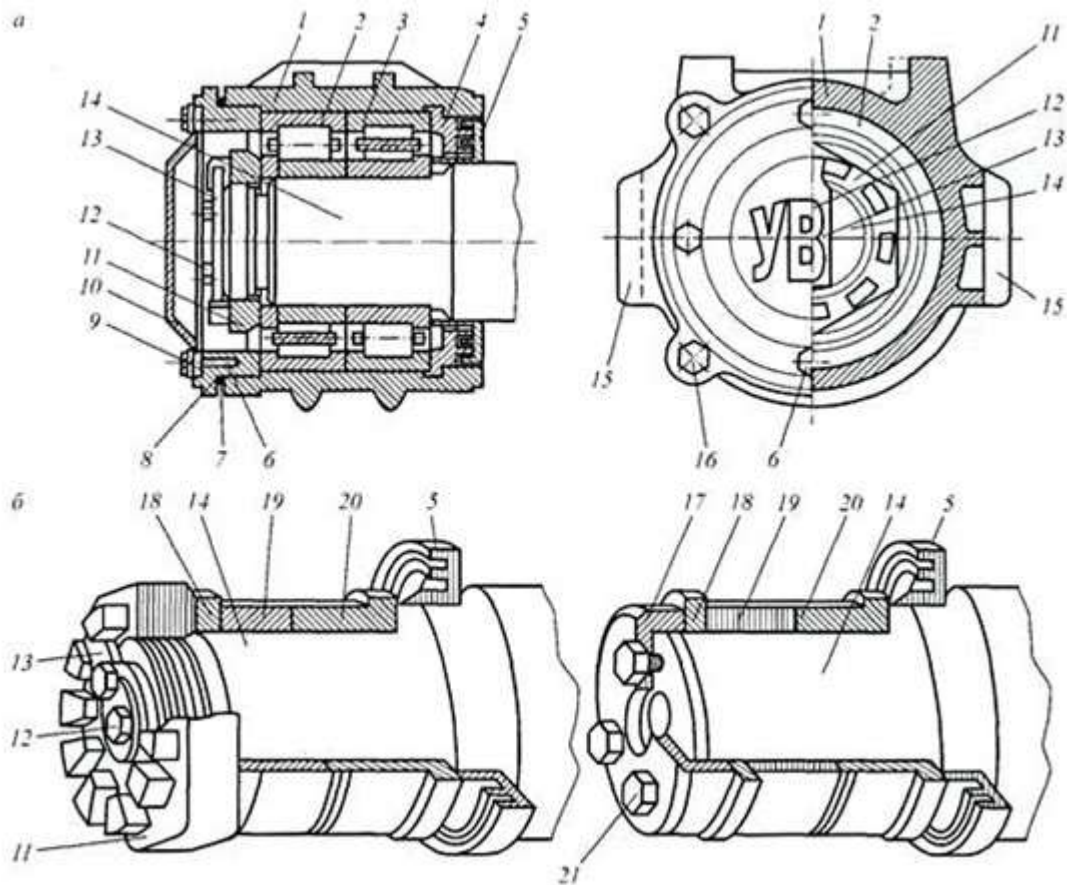


Рисунок 1.2 - Букса вантажного вагону

Букса з торцевим кріпленням гайкою (рис. 1.1, а, б) має корпус 1 з щелепами 15, в якому розміщені передній 2 і задній 3 підшипники з короткими циліндричними роликами. З боку колеса корпус закритий лабіринтовим ущільненням 4 (знімний лабіринт) і 5 (лабіринтове кільце), а попереду - кріпильних 8 і оглядового 10 кришками з болтами 6 і шайбами 9. Кріпильних кришка зі сталі або алюмінієвого сплаву міцно утримує зовнішні кільця роликових підшипників 2 і 3 в буксе, не дозволяючи їм провертатися і переміщатися уздовж осі при обертанні колісної пари.

Корончаті гайки 77, стопорні планки 13 і болти 12 кріплять внутрішні кільця підшипників до шийки осі з торця. Щоб забезпечити герметизацію буксового вузла, між корпусом букси 7 і кріпильної кришкою 8 з кріпильним болтом 16 встановлено ущільнювальне кільце 7.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРММТВА 2524350. 000 ПЗ

Арк.

17

Надійність підшипників у складних умовах навантаження гарантується консистентним мастилом, яке заповнює внутрішню порожнину букси. Наступні характеристики відрізняють інший спосіб торцевого кріплення внутрішніх кілець підшипників, як показано на рисунку 1 2 і в. До торця осі кріпиться тарілчаста шайба 17, яка своїми виступаючими краями натискає на приставне кільце 18, і внутрішні кільця підшипників 19 і 20 міцно закріплюються на шийці осі 14, що запобігає поздовжньому зсуву підшипників під час дії осьових навантажень. Таке кріплення є більш надійним в експлуатації.

Вантажні вагони можуть мати корпус букси зі сталі або алюмінієвого сплаву. Корпус букси складається з виливок із сталі марок 20ФЛ і 20ГЛ. Виливки корпусу піддаються термічній обробці, щоб отримати дрібнозернисту структуру.

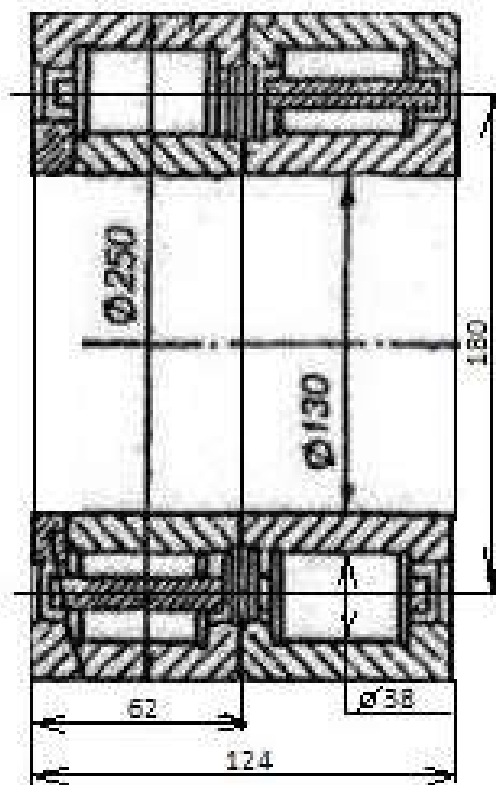


Рисунок . 1.3 - Підшипник 2726

Характеристики підшипника:

Тип: роликовий двохранний.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Найменування по ГОСТ: підшипник 2726.

Найменування по ISO: підшипник 204783 DA.

Внутрішній діаметр: $d = 130$ мм.

Діаметр: $d_2 = 142$ мм.

Діаметр: $D_2 = 218$ мм.

Ділильний діаметр: $D_3 = 180$ мм.

Зовнішній діаметр: $D = 250$ мм.

Діаметр ролика $d_k = 38$ мм.

Ширина підшипника: $b = 124$ мм.

Радіус заокруглень: $r = 3$ мм.

Фаски: $0,8 \times 45^\circ$.

Зазор між внутрішніми кільцями: $\Delta = 4$ мм.

Маса підшипника: $m = 4,58$ кг.

1.3 Проблеми підшипників кочення

Роликові підшипники кочення виготовляються за високими стандартами якості. Це одне з найбільш точних пристроїв у машинобудуванні. У найкращих умовах підшипники можуть працювати безперервно протягом багатьох років. Умови роботи рідко ідеальні, тому підшипники ніколи не досягають своїх максимальних можливостей з точки зору ресурсу.

Умови виробництва, зберігання, обслуговування, встановлення, навантаження та умови роботи впливають на термін служби підшипників кочення.

Кути «вільного», «граничного» та «експлуатаційного» перекосу кілець підшипників мають значний вплив на працездатність підшипників. «Вільний» кут перекосу кілець виникає в ненавантаженому підшипнику, коли внутрішнє кільце повертає до зовнішнього на величину радіального зазору. «Граничний» кут перекосу кілець виникає в навантаженому підшипнику, коли внутрішнє кільце

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

повертається до зовнішнього на величину, яка дозволяє радіальному зазору та контактній деформації деталей. Кут перекосу кілець, який виникає в навантаженому підшипнику, коли внутрішнє кільце повертає до зовнішнього, визначається контактною деформацією деталей і частиною радіального зазору.

Згідно з роботами, букси пасажирського вагона можуть перекоساتися щодо колісної пари як під час руху, так і під час гальмування через не центрально прикладені радіальні та осьові сили, а також через розворот колісної пари через неоднаково зношені гальмівні колодки.

Коли вертикальне прискорення букси досягає 50 г, підшипниковий вузол може мати миттєві «експлуатаційні» перекоси у вертикальній площині через динамічне ударне навантаження. Подібні вертикальні прискорення призводять до коливань маси редуктора з корпусом букси на торці шийки осі, що призводить до значних осьових сил (до 60 кН), які руйнують борти кілець. Збільшення осьової сили на буксові роликотпідшипники до 50 кН виникає в результаті ударного взаємодії колісної пари з рейкою в зоні стикового з'єднання та стрілочних переводів.

У результаті надзвичайно складних умов навантаження та відзначеної простоти експлуатації циліндричних роликотпідшипників букс колісних пар вагонів деталі зазнають різноманітних видів пошкодження. Рис. 1.5 показує діаграму розподілу видів несправностей циліндричних роликотпідшипників букс колісних пар пасажирських і вантажних вагонів за результатами досліджень, проведених співробітниками Української державної академії залізничного транспорту.

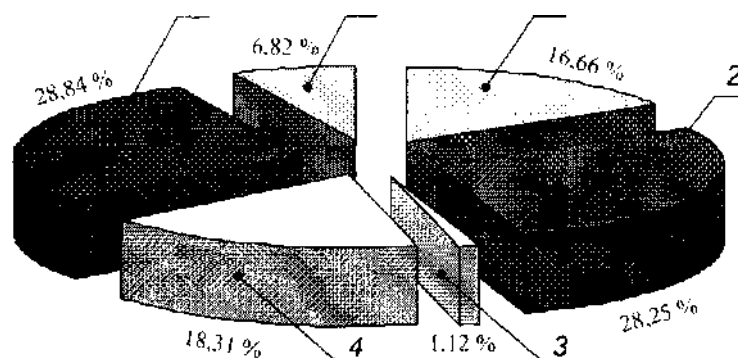


Рисунок . 1.5. Розподіл несправностей роликотпідшипників типу 2726:

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

1 - втомні пошкодження кілець і роликів; 2 - корозійні пошкодження кілець і роликів; 3 - тріщини кілець і роликів; 4 - знос і порушення розкарбування латунного сепаратора; 5 - знос торців роликів і бортів кілець; б - інші пошкодження

На рис. 1.6–1.10 показано типові види зносу та руйнування деталей циліндричних роликотідишипників, які встановлюються в буксах колісних пар вітчизняних вагонів пасажирських і вантажних.

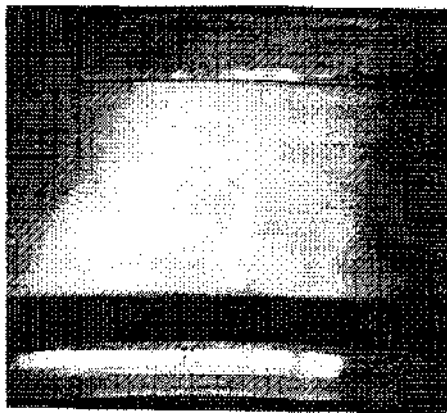


Рисунок 1.7. Намин бігової доріжки

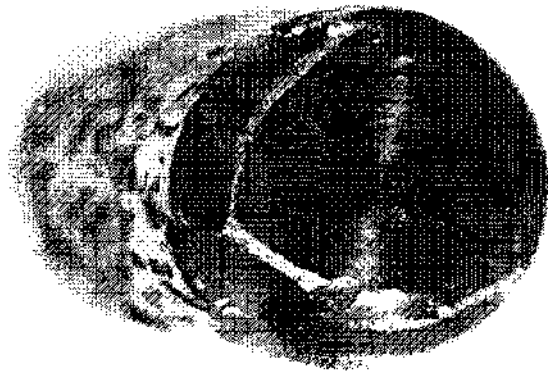


Рисунок 1.6. Зруйнований торець



Рисунок 1.8. Викришування

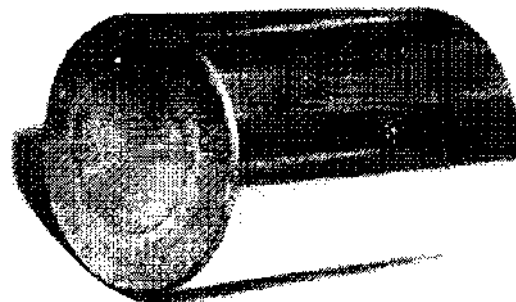


Рисунок 1.9. Задирки на торці

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРММТВА 2524350. 000 ПЗ

Арк.

21

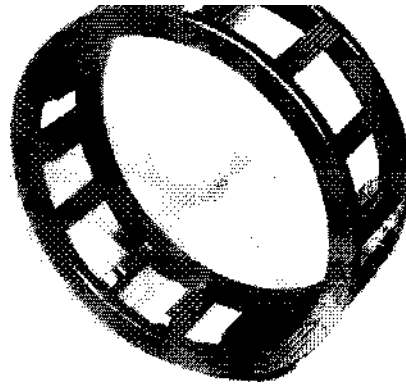


Рисунок . 1.10. Сепаратор з втомними тріщинами кілець

У важких умовах експлуатації циліндричні роликотідшипники букс колісних пар вагонів можуть руйнуватися, що може призвести до аварійних ситуацій на залізничному транспорті з найсерйознішими наслідками. Це пов'язано з низькою контактною міцністю та зносостійкістю поверхонь тертя циліндричних роликотідшипників. Таким чином, підвищення зносостійкості деталей роликотідшипників букс вагонів і локомотивів є життєво важливим кроком для забезпечення безпеки рухомого складу залізниць.

Збільшена сила тертя, викликана дефектами виготовлення або складання букси, дефектами передачі та поганим мастилом, є основною причиною підвищеного зносу підшипників. Температура підшипника підвищується через збільшену силу тертя, що часто є першим ознакою поганої роботи. Коли нова або відремонтована букса встановлюється, виявляються проблеми з виготовленням підшипника або збіркою букси. Найпоширеніші помилки виникають під час виготовлення втулки, особливо під час монтажу маслорозподільчих каналів. При нанесенні масла на втулку кільцем робиться один або рідше два поперечних паза за кількістю кілець майже до горизонтального діаметра валу. Цей паз необхідний для того, щоб кільце могло стикатися з валом. Ширина паза повинна бути достатньою, щоб кільце могло вільно обертатися, і краї паза не повинні

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

перешкоджати цьому руху. Розташування паза по довжині втулки визначається загальною конструкцією підшипника.

Особливо сильний знос підшипника відбувається через забруднення масла абразивними або металевими частинками, які можуть потрапити в олію, коли підшипник зберігається у відкритій посудині або коли кришка підшипника відкрита від навколишнього повітря, або через знос втулки та шийки валу. Якщо внутрішня поверхня резервуара підшипника не очищена належним чином, іноді масло забруднюється формувальною сумішшю. У цьому випадку засмічення масло-розподільних каналів може призвести до погіршення змащення, хоча наявність в олії волокнистих матеріалів безпосередньо не призводить до зносу робочих поверхонь підшипника.

Одним із недоліків підшипника є вихід олії. Поверхня електродвигуна забруднюється шаром масла з прилипла до нього пилу, а стікання масла на фундамент руйнує бетон. Після попадання масла всередину електродвигуна на його поверхню осідає пил з охолоджуючого повітря, що значно погіршує тепловіддачу. Деякі лаки розчиняються маслом, що погіршує ізоляцію обмотки. Витікання масла може бути результатом сильного вентиляючого дію обертових частин електродвигуна (шківа, вентилятора), зазору між кришкою підшипника та корпусом, недостатнього або зношеного ущільнення підшипника, поганого ущільнення маслопоказника або пробки для спуску масла, або високого рівня масла в підшипнику. Витікання масла також може бути результатом надмірного тиску, створеного насосом на маслопровід.

Для того, щоб запобігти витіканню масла з підшипника, олію потрібно наливати тільки при нерухомому роторі, стежачи за відміткою на маслопоказнику. Процес слід виконувати поступово, оскільки в'язкість масла перешкоджає швидкому встановленню однакового рівня масла в маслопоказнику та резервуарі підшипника.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

1.4 Методи технологічного підвищення зносостійкості покриттів

Методами підвищення зносостійкості покриттів, крім інших, займалися такі науковці, як Каплун П.В. і Паршенко К.А. Можна виділити такі методи:

1. іонне азотування;
2. азотування в середовищі аміаку;
3. лазерна обробка поверхні підшипників кочення;
4. дробоструминний наклеп;

5. нанесення на них покриттів з TiN , MoS_2 , Zn і Ag методом осадження з парової фази, а також доріжок кочення, які після шліфування одержали термічну обробку в вакуумі та інші.

Конструктивні, технологічні та експлуатаційні методи можуть підвищити довговічність підшипників кочення.

Фізико-механічні характеристики, структура, хімічний і фазовий склад поверхневих шарів підшипників кочення є важливими факторами, які визначають їх довговічність і зносостійкість. Жолоби підшипників шліфують, щоб забезпечити високий клас шорсткості в початковий період роботи підшипників. Це робиться для збільшення фактичної площі контакту та зменшення контактних напружень на доріжці кочення. Однак навіть при незначному навантаженні мікроступи (навіть на самих гладких поверхнях) деформуються при контакті з іншими поверхнями. Розрахунки, проведені для контакту циліндрів з різними шорсткостями, показали, що контактні напруження залежать від шорсткості. Значення цих величин перевищують величини, отримані відповідно до теорії Герца. Рациональне конструювання поверхні жолоба кільця підшипника, яке використовує найкращий радіус поперечного розтину канавки підшипника та створює поверхню жолоба зі спрямуванням двох криволінійних поверхонь, дозволяє зменшити контактне навантаження в зоні контакту. Це досягається шляхом оптимізації профілю робочої поверхні тіла кочення (ролика), що гарантує рівномірне розподілення

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

робочого навантаження на поверхні контакту під час певного навантаження. Створення регулярного мікрорельєфу у вигляді гвинтової канавки на поверхні доріжки кочення є одним із способів покращити експлуатаційні характеристики підшипників кочення. Шліфування і суперфінішування жолоба створюють регулярний мікрорельєф. Хмельницький національний університет розробив метод утворення регулярного мікрорельєфу. Використовуючи його, можна створити мікрорельєф з різними геометричними параметрами, що впливає на реальну площу контакту доріжок і тіл кочення.

Твердість доріжки кочення є однією з основних характеристик поверхні контакту, яка значно впливає на зносостійкість і довговічність підшипників.

Підшипники кочення, які мали змінну твердість доріжки, досліджувалися в діапазонах від 39 до 64 HRC і 180 до 1280 HV. Як показали дослідження, твердість корелює з межею контактної втоми. Збільшення твердості доріжки кочення з 39 до 64 HRC призвело до зменшення кількості мікротріщин на 1 мм² з 130 до 40. Зразки сталі S45C, які були відпалені та покращені з HV від 180 до 333, починали руйнуватися після утворення пітингів. Зразки цієї ж сталі після гартування та низького відпуску з HV 360-755 також утворювали пітинги, а зразки сталі SNC21 і азотованої сталі SAMC1 з HV 500-1280 тільки руйнувалися.

Лазерна обробка поверхні підшипників кочення підвищує їх контактну витривалість і зносостійкість матеріалу. Після опромінювання лазером з оплавленням стійкість сталі 9X зростає пропорційно потужності лазерного випромінювання. Після лазерного гартування сталь 9X має найкраще поєднання потужності та швидкості переміщення променя. Протяжність опромінювання лазером з оплавленням пропорційна потужності випромінювання. При циклічному контактному навантаженні стійкість сталі 9X корелює з параметром $z^3 \cdot H$, де z — товщина, а H — мікротвердість шару лазерного гартування. Лазерна термообробка має більший контактний-втомний ресурс при z^3H понад 20 мДж, ніж традиційна термообробка.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Дробоструминний наклеп покращує довговічність підшипників кочення.

За допомогою електронної мікроскопії морфологія, товщина, мікроструктури та хімічний склад плівок, нанесених електролітичним напиленням і металізацією іонами, були використані для оцінки контактних втомних властивостей при коченні покриттів з нітриду титану та міді на основі підшипникових сталей. Товщина покриття може коливатися від 2000 Å до 2 мкм. Дослідження проводилося на машині для випробувань на контактну втому при частоті навантаження 60 Гц в умовах мастила, а також при контактних напруженнях 5,42 і 4,04 ГПа відповідно. Сталь із покриттям чистою міддю може мати більшу або меншу контактну витривалість порівняно зі сталлю без покриття, залежно від марки сталі. Незалежно від марки сталі покриття з нітриду титану показало кращу зносостійкість при контактних напруженнях 5,42 ГПа.

М'які покриття можуть зменшити пікові показники контактних напружень і зменшити вплив зовнішніх дотичних сил на розподіл Герцівських напружень. На сталі ШХ15 з м'яким покриттям не було тріщин контактної втоми навіть після 42 106 циклів навантаження при дії нормального пульсуючого навантаження. На зразках без покриття тріщини контактної втоми виникали лише через 9 106 циклів навантаження. Фрикційно-хімічні композиційні покриття на основі міді також змінили поверхню елементів підшипників кочення, підвищивши їх довговічність. Тонка пластична плівка на основі міді збільшує площу фактичного контакту підшипників і зменшує навантаження на найбільш навантажене тіло кочення. Це робить підшипники більш стійкими. При випробуваннях сталей на двороліковій машині на контактну витривалість при контактних напруженнях до 60 МПа використання мастил металоплакаучих присадок збільшує кількість циклів руйнування в два рази.

Методами хіміко-термічної обробки поверхня елементів підшипників кочення зміцнюється, що значно підвищує їх зносостійкість і довговічність. Дифузійне хромування підшипників кочення із сталей ШХ15 і 95Х18 підвищує їх

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

зносостійкість і стійкість до корозії за стандартними режимами (850-1100°C, 1-9 годин). Ці підшипники працюють добре в будь-якому діапазоні навантажень. Залишкові напруження, робота виходу електронів і відносна зносостійкість підшипників пов'язані.

Крім того, було досліджено вплив м'якого азотування сталі (в %) 0,42C, 0,35Cr, 0,3Ni на контактну витривалість металу при коченні циліндричних зразків по ролику зі сталі при 0,45C у середовищі мастила Теллус 15. Контактні напруження коливалися від 60 до 160 кГс/мм². Встановлено, що м'яке азотування збільшує межу витривалості в 2,7 рази. Навіть при високих контактних напруженнях втрата металу незначна. Метод мікротвердості показав, що після м'якого азотування немає деформаційного зміцнення, яке спостерігається у зразках, які не були азатовані. Поверхня зміцненого металу підвищує контактну витривалість при коченні, зберігаючи початкову пластичність.

При азотуванні сталі ШХ15 в середовищі аміаку з добавками природного газу при температурі 570–720 °C і подальшому гартуванні було досягнуто значного підвищення контактної витривалості підшипників кочення. Показано, що режими термічної обробки з циклічним контактним навантаженням значно впливають на витривалість сталі.

1.5 Світові виробники підшипників

До світових лідерів з виробництва підшипників можна віднести: SNR, SKF, FAG, INA, NSK, NTN, Timken, THK, Torrington, Koyo, MRC Bearing Services, Barden, Nadella, GMN, Rollix, ZKL, CERBEC, SNFA, Gamet, Nachi, Rollway, NN, KBC, Kaydon Bearings Corporation, Cooper Bearings, Champoin Bearings, DODGE Manufacturing Company, IKO, ASAHI, FYH, Craft Bearing Company, A&S Fersa Bearings, Stieber Germany та інші [3].

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

SNR

Група SNR (SNR Roulements, Annecy, Франція) була заснована в 1946 році і є одним із провідних виробників підшипників для різних галузей промисловості, а також постачальником номер один для європейської автомобільної промисловості. Завоювавши довіру найбільших автовиробників, SNR є для них стратегічним партнером, який контролює більш ніж тридцять відсотків європейського ринку. Насправді SNR є основним постачальником підшипників для провідних коліс на конвеєрі Mercedes. При виготовленні своїх товарів багато виробників підшипників використовують патенти, зареєстровані групою SNR.

Компанія виробляє свою продукцію на одинадцяти заводах у Франції, Німеччині, Італії, Сполучених Штатах, Бразилії та Румунії. Компанія заробляє 643,9 млн євро. Чотири відсотки грошового обороту компанії інвестуються в науково-дослідну діяльність. Понад 4000 працівників працюють над підшипниками SNR.

Використання підшипників SNR означає отримання знака якості та гарантію відповідності вимогам якості та надійності.

SKF — це глобальна промислова група з представництвом у 130 країнах. Одним із найбільших виробників підшипникової сталі та світовим лідером у виробництві підшипників є SKF. SKF також є лідером у виробництві еластомерних ущільнень.

Після винаходу інженером Свеном Вінгквістом самоустановлювального дворядного шарикопідшипника компанія SKF була заснована в 1907 році в Швеції.

Вже понад дев'яносто років SKF є лідером у створенні конструкцій підшипників. Підшипники SKF пройшли довгий шлях технічного розвитку, починаючи з перших самоустановлювальних шарикопідшипників, переходячи до підшипникових вузлів HUB, тороїдальних підшипників CARB і, нарешті, серії роликосферичних підшипників Explorer.

					<i>КРММТВА 2524350. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Сьогодні SKF виробляє 600 мільйонів підшипників на рік, що становить 19 підшипників на секунду. Найменша вага становить один грам, а найбільша - п'ятдесят п'ять тонн. Асортимент продукції охоплює 95% типорозмірів підшипників, які існують у світі.

Підшипники SKF виробляються в таких країнах, як Аргентина, Бразилія, Франція, Китай, Німеччина, Україна, Індія, Індонезія, Італія, Японія, Корея, Малайзія, Мексика, Нідерланди, Польща, Південна Африка, Іспанія, Швеція, Великобританія та США.

Комплектація високоточних підшипників SKF включає інструменти для монтажу, демонтажу та експлуатації підшипників, а також інструменти для ущільнення, змащення та лазерної вивірки геометрії машин.

Компанія FAG Kugelfischer Georg Schafer AG була заснована Фредеріком Фішером в Німеччині в 1883 році, коли він розробив спеціальну шліфувальну машину для масового виробництва підшипникових прецизійних куль. Після смерті Фредеріка Фішера підприємство придбав Георг Шафер, інший виробник куль. Таким чином відома сьогодні назва підприємства з'явилася.

В даний час FAG є одним із світових лідерів у виробництві кулькових і роликових підшипників для різних галузей машинобудування, включаючи верстатобудування, важку промисловість, автомобілі та аерокосмічні галузі. Підприємства FAG, розташовані в 25 містах по всьому світу, наймають більше 18 000 працівників.

Наприкінці 2001 року група INA, великий німецький виробник підшипників, придбала понад 90% акцій компанії. З 1 січня 2002 року холдинг INA контролює FAG. Нова компанія стала другою за величиною в світі після того, як стала єдиною.

Група INA (INA - Schaeffler KG, Херцогенаурах, Німеччина) була заснована в 1946 році двома братами, докторами наук Вільгельмом і Георгом Шеффлером. Це одна з небагатьох приватних підшипникових компаній у світі. Компанія

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

спеціалізується на виробництві підшипників голчастого типу, лінійних направляючих і спеціальних підшипників. Група INA зайняла друге місце в світі по виробництву підшипників після придбання FAG в 2002 році.

В даний час у групі INA працює близько 28 000 працівників у всьому світі, які працюють над розробкою, виготовленням і збутом продукції. Виробнича база складається з понад сорока заводів, розташованих у розвинених країнах світу. Відповідно до вимог міжнародних стандартів QS-9000 і DIN-EN ISO 9001 всі заводи групи отримали сертифікацію.

Компанія NSK була лідером у виробництві кулькових підшипників у Японії з 1916 року. Компанія зараз виробляє різноманітні підшипники, які використовуються в автомобільній промисловості та машинобудуванні, а також частини мехатронних систем.

NSK вийшов на міжнародні ринки в 1960 році. Компанія зараз працює в 25 країнах: Південній і Північній Америці, Європі, Азії, Океанії та Африці. Виробничі потужності NSK розташовані в 36 країнах, крім 19 заводів у Японії.

Компанія NTN (Японія) виникла в 1918 році. Сьогодні він є другим за величиною виробником підшипників в Японії та пропонує найширший асортимент підшипників. Компанія відома своєю широкою лінією приладових і мініатюрних підшипників. Підшипники для електроніки виробляє NTN. Гіродинамічні підшипники, які використовуються в принтерах і сканерах, були розроблені та широко застосовуються. Компанія також виготовляє підшипники для жорстких дисків.

Сьогодні NTN працює 17 000 людей, має річний оборот 3,1 млрд євро, 44 заводи, 72 торгові представництва та 16 дослідницьких центрів.

Сертифікація продукції відповідає стандартам ISO 9001.

Компанія TIMKEN є лідером у виробництві високоякісних легованих сталей і найбільшим виробником конічних підшипників у світі. Інженер Генрі Тімкен, який винахідник конічного роликопідшипника, заснував компанію в 1899 році.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Зараз компанія контролює понад 70% світового ринку великогабаритних підшипників для металургії. Оборот становить понад 5 мільярдів доларів на рік.

Виробничий потенціал TIMKEN включає дванадцять заводів з виробництва сталі та більше 60 підшипникових заводів у більш ніж 60 країнах по всьому світу, включаючи США, Канаду, Великобританію, Нідерланди, Румунію, Польщу, ПАР та інші.

TIMKEN виробляє понад 200 різних типів конічних підшипників, що становить більше 26 тисяч типорозмірів, які можна використовувати. Компанія є єдиною в світі, яка використовує технологію цементації (зміцнення) поверхневого шару деталей підшипника при виготовленні всіх типорозмірів. Крім того, в програмі виробництва є великогабаритні роликові сферичні підшипники, кулькові та роликові циліндричні підшипники, а також прецизійні мініатюрні приладові підшипники.

TIMKEN Research, що складається з трьох дослідницьких центрів у Сполучених Штатах і Великобританії, є лідером у сучасних технологіях. Компанія щорічно витрачає понад 50 мільйонів доларів на дослідження та впровадження нових програм.

Найбільший виробник голчастих підшипників у Франції — компанія Nadella. Компанія Nadella була заснована в 1930 році в місті Ruil-Malmaison як виробник голчастих підшипників. Зараз вона продає підшипники на 130 млн. доларів на рік. Голчасті підшипники Nadella виробляються в Бельгії, Італії, Швейцарії та Іспанії. Наделла виробляла голчасті підшипники, лінійні напрямні, карданні шарніри та автомобільні компоненти.

За заявою The Timken Company основною причиною продажу підрозділу з'явилося бажання звільнитися від непрофільних активів, сконцентрувавши всі зусилля на розвитку ключового бізнесу - виробництву голчастих підшипників. Однак, з компанії були виведені тільки активи, що стосуються систем лінійного переміщення, європейські потужності з виробництва голчастих підшипників,

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

розташовані в Європі, залишилися в The Timken Company. Продукція, що випускається раніше під маркою Nadella, поповнила асортимент підшипників Timken ® і Torrington ®.

В 1921 році компанія Fichtl and Sachs в місті Perstejn nad Ohri почала виробляти перші підшипники кочення в Чеській Республіці. В 1911 році доктор Еміл Сакс з Швайнфурта придбав фабрику в місті Перстейн, яка спочатку була побудована для виробництва текстильної продукції, і переобладнав її під машинобудівне виробництво. Велосипед із заднім колесом вільного ходу був першим, випущеним на фабриці. Збільшення обсягів виробництва материнської компанії в Schweinfurt привело до переміщення виробництва кульок для підшипників в Perstejn в 1921 році, а потім і підшипників кочення через два роки. Компанія SKF купила завод у 1930 році і володів ним до 1948 року, коли Чехія придбала його.

ZKL VUVL — це Інститут дослідження підшипників кочення. Він був створений через зростання попиту на нові типи підшипників, а також через необхідність підвищення якості обладнання, дизайну та якості підшипників.

Рішення уряду спеціалізувати підшипникове виробництво в 80-х роках вплинуло на напрям розвитку підшипникового сектора. У результаті досліджень Інституту досліджень підшипників кочення почалося виробництво нових серій підшипників. Розробка спеціальних нестандартних підшипників для залізничного транспорту, машинного обладнання, металургії та гірничодобувної промисловості, а також великогабаритних підшипників була центральною темою дослідження.

Після 1990 року та подальшого розділу республіки економічні зміни в компанії ZETOR Brno призвели до відділення виробництва підшипників від тракторного заводу, а потім до створення акціонерної компанії ZKL Brno, яка виробляє сферичні роликові підшипники. Вона стала основним власником ZKL Klasterec nad Ohri у 1998 році, а з листопада того ж року також основним власником VLT Hanusovice.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

1.6 Вітчизняні виробники підшипників

Серед вітчизняних виробників підшипників можна виділити такі:

- ВАТ "Харківський підшипниковий завод" Україна, м. Харків;
- ВАТ "Гніванський підшипниковий завод" Україна, м. Гнівань;
- ВАТ "Вінницький підшипниковий завод" Україна, м. Вінниця;
- "Луцький підшипниковий завод" Україна, м. Луцьк;

ВАТ "Харківський підшипниковий завод"

Компанія-виробник підшипників марки "HARP" є однією з найбільших фірм на ринку України по виробництву кулькових і роликових підшипників.

Підшипники "HARP" знаходять широке застосування в сільгосподарській та автомобільній промисловості, гірничодобувної та електротехнічної промисловості, металургії та верстатобудуванні. Особливою гордістю компанії є виробництво роликових підшипників, що застосовуються в бусах залізничного транспорту.

ВАТ "Вінницький підшипниковий завод"

Відкрите акціонерне товариство "Вінницький підшипниковий завод" - бере свій початок у жовтні 1967 року. Підприємство стало великим підприємством машинобудівного комплексу України. Характерні темпи зростання заводу: у перший рік було випущено мільйон підшипників, за 5 років 100 млн. штук, до 1980 року було виготовлено 500 млн. штук, до 1989 року мільярд штук, а зараз їх загальна кількість наближається до 2 мільярдів. Чисельність працюючих складає 2,9 тисячі чоловік.

1.7 Гаряче цинкування

Цинк – це тридцятий елемент періодичної таблиці Менделєєва (атомне число $Z = 30$), але перший в переліку найміцніших засобів для забезпечення

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

антикорозійного захисту. Це сріблястий метал з температурою плавлення 419°C. Як мікроелемент він є життєво необхідним для живих організмів, відіграє важливу роль в обміні речовин людини та тварин, відповідає за належне функціонування багатьох органів, таких як зір та імунна система. Цинк застосовується при виробництві лікувальних засобів, автомобільних шин та пластмас, а також в якості пігменту в лакофарбовій продукції. Оцинковані листи використовуються для покриття даху, з них виготовляються водостічні труби та оздоблення фасадів будівель. Серед багатьох варіантів використання цинку перше місце займає антикорозійний захист на основі технології гарячого цинкування.

Гаряче цинкування виконується за допомогою методу занурення. Це означає, що конструкційні частини занурюються у ванни з певним хімічним складом для підготовки поверхні та нанесення цинкового покриття. Зазначена технологія дозволяє проникнути до всіх щілин і отворів елемента, очистити його та захистити його від корозії. Занурення очищеної сталеві поверхні до цинкового сплаву завершує останню стадію процесу цинкування. Приблизно 450°C є робочою температурою ванни для цинкування. У ньому відбувається швидкоплинна реакція сполучення цинку та сталі, що призводить до утворення на поверхні цинкового покриття. Структура та характеристики покриття залежать від хімічного складу сталеві основи, а також її конструкції та товщини. Коли сталь гатується відповідним чином, особливо з вмістом кремнію та фосфору, і коли конструкційні елементи оцинковані відповідним чином, утворюється антикорозійне покриття, яке є стійким до механічних пошкоджень, стирання, ерозії, ударів, не має пористої текстури та добре з'єднується з поверхнею основи.

Принцип дифузії є основою технології гарячого цинкування. Атоми цинку занурюються в розплавлений цинк на зовнішній шар сталі. Таким чином, на поверхні сталеві елемента утворюється сплав заліза та цинку. У процесі зняття оцинкованого елемента з ванни на поверхні сплаву утворюється шар чистого цинку. Цинкове покриття, виготовлене шляхом гарячого цинкування, має

					<i>КРММТВА 2524350. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

структуру шару. Він складається з чистого цинку та фракцій залізо-цинкового сплаву. Наявність шарів сплаву вказує на те, що цинкове покриття міцно зв'язане зі сталеву основою. Це дуже важливо, оскільки поверхні металоконструкцій піддаються значним навантаженням під час транспортування, монтажу та подальшої експлуатації. Покриття, утворене фізичним ефектом адгезії, не може витримати ці навантаження.

Товщина покриття після гарячого цинкування коливається від 70 до 150 мікрон. Така товщина забезпечує антикорозійний захист металоконструкцій протягом десяти років. Середня тривалість життя цинкового покриття тридцять-п'ятдесят років.

1.8. Проблеми зносу осі

Осьова гра в нерегульованих підшипниках — це повне осьове переміщення кільця підшипника при нерухомому парному кільці з одного крайнього положення в інше.

Залежність між радіальними зазорами та осьовою грою підшипника може бути виражена різними формулами.

Підшипники, призначені для звичайної експлуатації, повинні мати відповідний радіальний зазор основного ряду.

Підшипники зі збільшеними радіальними зазорами використовуються для опор, пов'язаних із значними коливаннями робочих температур, а також для опор, коли кільця підшипника кріпляться на вал або корпус із значним посадочним натягом через високі динамічні навантаження.

Три види радіальних зазорів: перший зазор до того, як підшипник встановлюється в корпус і вал; другий зазор після того, як підшипник

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

встановлений на робоче місце; і третій зазор, який виникає під робочим навантаженням при визначеній температурі підшипникової опори.

Ремонтний формуляр механізму містить значення початкового радіального зазору нового підшипника.

Початковий радіальний зазор визначається при кожному знятті та установку підшипника на вал.

Знос підшипника кочення визначається як різниця між значенням радіального зазору попереднього підшипника та значенням радіального зазору нового підшипника.

Початкові радіальні зазори в радіальних роликівих підшипниках з короткими циліндричними роликами

При встановленні підшипників з натягом початковий радіальний зазор розраховують, зменшивши його на 0,7 величини фактичного натягу на вал і на 0,8 величини натягу в корпусі.

Для визначення робочого радіального зазору необхідно збільшити або зменшити посадковий радіальний зазор, щоб визначити зміну радіального зазору підшипника, яку викликає зміна температури в нагріві вузла протягом процесу роботи.

При монтажі підшипників з конічним отвором осьове переміщення внутрішнього кільця з конусністю 1: 12 дозволяє змінювати радіальний зазор і осьову гру.

Здвоєні радіально-упорні кулькові підшипники можуть регулювати осьову гру за допомогою вибору товщини вставних кілець. Це може варіюватися від максимальної осьової гри для одного підшипника до повного виключення осьової гри шляхом створення попереднього натягу в межах пружних деформацій у місцях контакту робочих поверхонь кілець з тілами кочення.

					<i>КРММТВА 2524350. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Здвоєні радіально-упорні кулькові підшипники з попереднім натягом не рекомендуються для механізмів котлів; однак, якщо ви неправильно виберете товщини настановних кілець, це може призвести до пошкодження підшипників.

Для правильної збірки здвоєних радіально-упорних кулькових підшипників необхідно дотримуватися наступних правил: коли замінюється один або два підшипники, осьову гру можна змінити за допомогою зміни товщини одного з вставляємих кілець (підшипники не взаємозамінні); при виготовленні вставляємих кілець обидва торці шліфуються на плоскошліфувальній верстаті, щоб забезпечити різностінність не більше 0,02 мм; після остаточного складання

Підшипники збираються на пристосуванні, не вставляючи зовнішнє кільце.

Перевіряють, наскільки плавно обертаються підшипники.

Підшипники з зовнішнім установочним кільцем знову збираються, затягнувши гайку пристосування до відмови.

Перевіряють осьову гру підшипників і плавність обертання.

Установка вала на упорних конічних роликів підшипниках дозволяє сприймати велике радіальне та осьове навантаження.

Конічний роликів підшипник може зношуватися швидше через неправильний зазор.

При затиснутій до кінця крищі підшипник не має зазору.

Це навантаження відбувається при постійному напрямку вектора сили, прикладеної до нерухомого колінчастого підшипника.

Доцентрова сила, вектор якої обертається разом із внутрішнім або зовнішнім кільцем, також діє на підшипник.

Оскільки в процесі роботи бере участь не обмежена ділянка, а вся доріжка кочення кільця, термін служби підшипника збільшується, а знос зменшується.

У залежності від виду навантаження кілець стандарти повинні регулювати посадку радіальних, радіально-упорних і роликів підшипників на вал і в корпус.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ МЕТОДІВ ФОРСУВАННЯ ВИПРОБУВАНЬ НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ

2.1. Концепція методів форсування випробувань на зносостійкість роликотидшипників та їх деталей

Рішення проблем форсування випробувань на зносостійкість роликотидшипників і їхніх деталей залежить, по-перше, від розробки відповідних методів і обладнання, які їх реалізують, і, по-друге, від розробки теоретичних основ для реалізації цих методів.

Для вирішення завдання випробування зносостійкості деталей роликотидшипників необхідно провести випробування всіх трибосполучень деталей: «кільце - тіло кочення», «сепаратор - базуються кільця», «тіло кочення - перемичка сепаратора», «торець ролика - борт кільця».

Способи випробування трибосопрямижень деталей підшипників на знос повинні забезпечувати можливість моделювання різних режимів експлуатації; швидке і обґрунтоване визначення найкращої конструкції та технології виготовлення елементів деталі; отримання достовірної інформації про тертя деталей будь-якої робочої форми; і вибір антифрикційних, протизносних, протизадирних добавок і присадок до мастильних матеріалів, що покращують змащення робочих поверхонь

Фізичне моделювання умов роботи досліджуваного трибосопрямиження з відтворенням експлуатаційного виду зношування, конструктивні чи технологічні удосконалення, аналіз працездатності здібностей удосконалених деталей і оптимізація параметрів удосконалених деталей повинні бути теоретичними основами для реалізації вищевказаних методів.

Завдання форсування ресурсних випробувань роликотидшипників вимагає відповідного методу. Спосіб форсування ресурсних випробувань підшипників

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

кочення повинен, по-перше, бути досить простим у використанні, зберігаючи природну кінематичну структуру випробуваного підшипника, по-друге, мати чітке математичне обґрунтування та, по-третє, не надто ускладнювати стендове обладнання. Крім того, метод повинен дозволяти проводити як порівняльні випробування досвідчених і типових підшипників, так і перевірочні або спеціальні форсовані випробування для встановлення їх ресурсу.

Для того, щоб створити теоретичні основи для форсування випробувань на зносостійкість роликопідшипників і їхніх деталей, необхідно мати інформацію про структуру, зв'язки між елементами структури та функціонування підшипника. Це необхідно для моделювання роботи досліджуваного трибоспряження. Розглядаючи роликопідшипники в важких режимах експлуатації, необхідно вивчити особливості роботи деталей і врахувати всі фактори впливу на зносостійкість. Для цього можна використовувати теорію подоби для отримання критеріїв і умов форсування випробувань. Відтворюваність експлуатаційного виду зношування визначає правильність вибору режиму форсування випробувань на зносостійкість. Крім того, режим форсування випробувань може бути змінений або доповнений шляхом зміни способу випробування, чинників впливу та критеріїв подоби.

2.2. Моделі підшипникового вузла, роликопідшипника, трибо спряжень деталей як основа натурного моделювання

В даний час відсутні теоретичні підходи до аналізу зносостійкості підшипників кочення, а математичне моделювання роботи підшипникових вузлів і підшипників кочення не може бути прийнято в якості основного інструменту дослідження. Це пов'язано з труднощами, пов'язаними з обліком різноманітних процесів мастила, тертя та зношування деталей, а також недостатніми технічними можливостями обчислювальної техніки. Таким чином, дослідження роботи

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

здатності підшипників кочення залежить від використання експериментальних методів.

Рішення проблем підвищення зносостійкості підшипників є особливо складним для опор кочення колісних пар вагонів і локомотивів. Це пов'язано з отриманням дозволів на втручання в роботу вузла, що контролює безпеку руху рухомого складу та запобігає порушенням графіка експлуатації. З іншого боку, випробування на зменшених моделях таких підшипників неприйнятні через труднощі, пов'язані з оцінкою масштабного фактора, геометрією поверхонь, зазорами, матеріалами, технологіями виготовлення та масштабними факторами. Таким чином, випробування опорних вузлів колісних пар вагонів і локомотивів проводяться переважно на спеціальних стендах за допомогою реальних підшипників. Таким чином, з багатьох відомих методів моделювання підшипників кочення, включаючи роликпідшипники букс вагонів і локомотивів, натурне моделювання є найбільш прийнятним.

Вхідні X_n , вихідні Y_m і втрати Z_1 є сигналами зв'язку з навколишнім середовищем підшипникового вузла, підшипника кочення. Вхідними сигналами є механічні дії, такі як швидкості та радіальні та осьові сили, а також теплові дії, такі як температура та тепловий потік. Вихідні сигнали включають опору обертанню, температуру та знос. Електричні, магнітні, акустичні, хімічні та інші процеси можуть генерувати втрати сигналів. Слід розрізняти процеси функціонування, енергообміну та зношування в деталях відповідно до складу сигналів у моделі підшипникового вузла підшипника кочення. Під функціонуванням підшипникового вузла або підшипника кочення розуміється процес передачі навантаження, взаємне переміщення, силове взаємодію, деформація та міграція мастила. Для вивчення енергообміну підшипникового вузла, підшипника кочення та трибо спряження деталей необхідно знати джерела теплоти та розподіл температурних полів, а також контролювати робочі температури. Мікро- та макрогеометричні, форми та розміри деталей змінюються під час зняття.

					<i>КРММТВА 2524350. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

2.3. Задачі моделювання тертя і зношування деталей

Задача моделювання тертя та зношування конструктивно змінюваних деталей класифікується відповідно до двох типів моделей трибо спряжень підшипників кочення: механічних і теплових явищ тертя.

У зв'язку з недостатньою вивченістю процесів тертя необхідно вирішити ці проблеми за допомогою фізичного моделювання. Критерії подоби - це математичні формулювання умов відповідності між моделлю та оригіналом, отримані за допомогою теореми аналізу розмірностей. Такий метод дозволяє створити критеріальне рівняння, яке описує досліджуване явище на основі інформації, отриманої про фактори впливу та їхні розмірності.

Якщо рівняння залежності від факторів x використовується для опису фізичного процесу

$$\lambda(x_1, x_2, \dots, x_m) = 0, \quad (2.4)$$

то згідно π -теоремі рівняння (2.4) на основі аналізу розмірностей його факторів має вигляд:

$$\lambda(1, \dots, \pi_1, \dots, \pi_{m-k}) = 0, \quad (2.5)$$

де π_1, \dots, π_{m-k} - критерії подібності; k - число незалежних змінних (Факторів). Причому згідно π -теоремі мають місце співвідношення

$$\pi_1 = \frac{P_{k+1}}{P_1^{\alpha_{k+1}} \cdot P_2^{\beta_{k+1}} \cdot \dots \cdot P_k^{\gamma_{k+1}}}; \pi_{m-k} = \frac{P_m}{P_1^{\alpha_m} \cdot P_2^{\beta_m} \cdot \dots \cdot P_k^{\gamma_m}}.$$

Рішення рівняння (2.5) відносно, наприклад π_1 дозволяє представити його як функцію $(m-k-1)$ -критеріїв подібності:

$$\pi_1 = \phi(\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{m-k}). \quad (2.6)$$

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Критеріальне рівняння регресії отримано за допомогою методу факторного планування експерименту:

$$\pi_1 = b_0 + \sum_{i=2}^{m-k} b_i \pi_i + \sum_{i,j}^{m-k} b_{ij} \pi_i \pi_j + \sum_{i=2}^{m-k} b_{ij} \pi_i^2 + \dots, \quad (2.7)$$

де

$$b_i = \frac{\partial \phi}{\partial \pi_i}; b_{ij} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial \pi_i \partial \pi_j}; b_{ii} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial \pi_i^2}.$$

Розглянемо постановки нетеплових задач моделювання зношування сполучень конструктивно змінюваних деталей нешвидкісного циліндричного роликотидшипника.

Використовуючи правила запису формул критеріїв подібності для об'єднання змінних базисних змінних і змінних факторів, ми отримуємо наступне:

- Критерій початкової температури: $\pi_{t_0} = \frac{t_0 \cdot c}{V^2};$

- Критерій температури навколишнього середовища $\pi_{t_1} = \frac{t_c \cdot c}{V^2};$

- Критерій твердості матеріалу $\pi_{HB} = \frac{HB}{\rho};$

- Критерій модуля пружності $\pi_E = \frac{E}{\rho};$

- Критерій шорсткості $\pi_R = \frac{R_a}{l};$

- Критерій радіального зазору $\pi_{\Delta r} = \frac{\Delta r}{l};$

- Критерій хвилястості: $\pi_w = \frac{w_u}{l};$

- Критерій радіусу Бомбіні: $\pi_r = \frac{r_6}{l};$

- Критерій властивостей мастила: $\pi_A = \frac{A_\gamma}{\rho};$

- Критерій витрати мастила $\pi_Q = \frac{Q \cdot V}{\rho \cdot l^2};$

- Критерії теплопровідності мастила $\pi_\lambda = \frac{\lambda \cdot V}{\rho \cdot l \cdot c};$

- Критерій вантажопідйомності підшипника $\pi_C = \frac{C_r}{\rho \cdot l^2};$

- Критерії щільності мастила $\pi_\gamma = \frac{\gamma \cdot V^2}{\rho};$

- Критерії тепловіддачі мастила $\pi_a = \frac{a \cdot V}{\rho \cdot c};$

- Критерій зносу поверхонь кочення кілець і роликів $\pi_f = \frac{f \cdot V^2}{\rho}.$

На основі другого теорема подібності залежність між критеріями може бути представлена у вигляді:

$$\pi_f = \phi(\pi_{t_o}, \pi_{t_c}, \pi_{HB}, \pi_E, \pi_R, \pi_w, \pi_\Delta, \pi_r, \pi_A, \pi_Q, \pi_\lambda, \pi_C, \pi_\gamma, \pi_a, \pi_f, \pi_\delta, \pi_N). \quad (2.9)$$

Вводячи позначення:

$$\pi_1 = \frac{\pi_{t_o}}{\pi_{t_c}} = \frac{t_o}{t_c}; \quad \pi_2 = \frac{\pi_{HB}}{\pi_E} = \frac{HB}{E}; \quad \pi_3 = \frac{\pi_Q}{\pi_C} = \frac{Q \cdot V}{C_r}; \quad \pi_4 = \frac{\pi_\lambda}{\pi_a} = \frac{\lambda}{a \cdot l};$$

$$\pi_5 = \frac{\pi_A}{\pi_\gamma} = \frac{A_\gamma}{\gamma \cdot V^2}; \quad \pi_6 = \frac{\pi_R \cdot \pi_w}{\pi_\Delta \cdot \pi_r} = \frac{R_a \cdot w_a}{\Delta_p \cdot r_6}; \quad \pi_7 = \pi_f; \quad \pi_8 = \pi_\delta; \quad \pi_9 = \pi_N.$$

отримаємо критеріальне рівняння:

$$\pi_f = \phi(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9). \quad (2.10)$$

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Рівняння (2,8) містить майже в два рази більше змінних, ніж рівняння (2,10). Для натурального моделювання роботи підшипників, коли деякі умови експлуатації, фізико-механічні характеристики матеріалів деталей і параметри мікрогеометрії робочих поверхонь тертя однакові, можна досягти більшого зменшення числа змінних. Таким чином, завдання дослідження працездатності трибо спряження «ролик-бігова доріжка кільця» можуть бути поставлені різними способами. Наприклад, щоб дослідити вплив мастильного матеріалу, критеріальне рівняння має вигляд:

$$\pi_1 = \phi(\pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7), \quad (2.11)$$

при дослідженні перекосів кілець використовується критеріальне рівняння:

$$\pi_1 = \phi(\pi_8, \pi_9), \quad (2.12)$$

при дослідженні геометрії Бомбін роликів критеріальне рівняння:

$$\pi_1 = \phi(\pi_6, \pi_7). \quad (2.13)$$

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. УСТАНОВКИ ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ТА ФРЕТТИНГ-КОРОЗИЮ

3.1 Розробка установка широко частотний вібраційний стенд – 500 (ШЧВС-500)

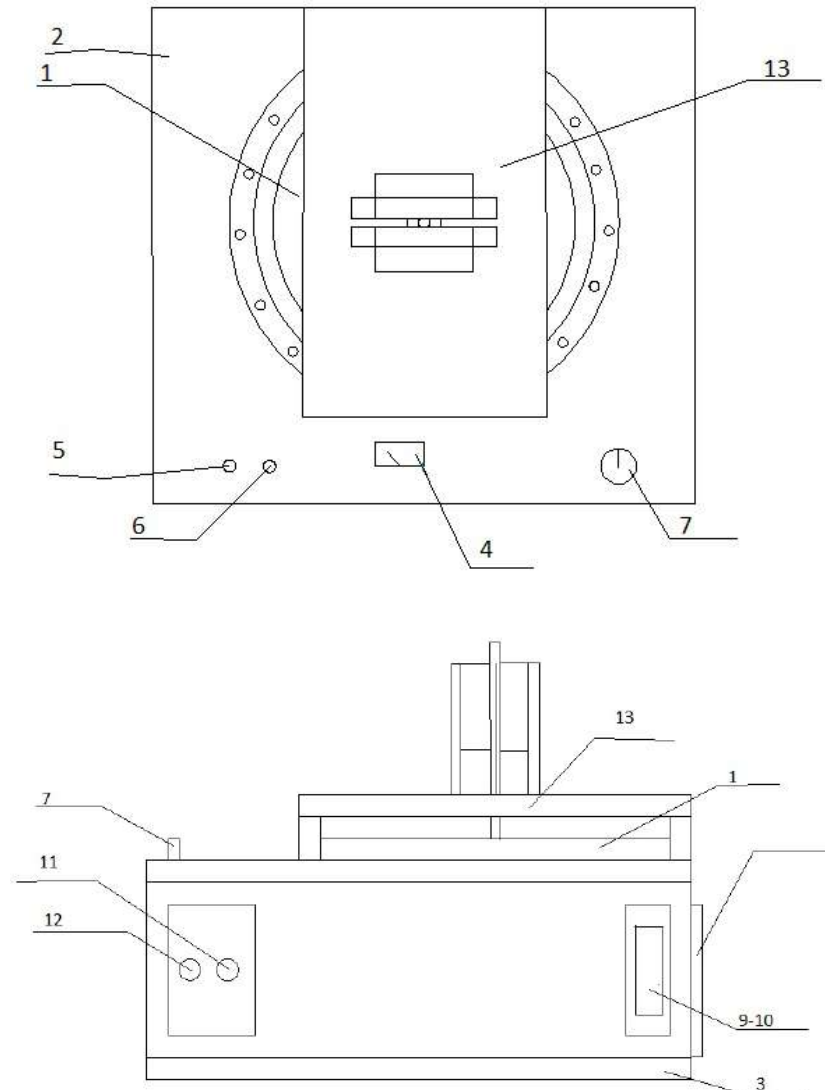


Рисунок 3.1 Установка ШЧВС-500

1) Динамік; 2)Верхня кришка; 3) Нижня кришка; 4) Індикатор потужності синусоїдних коливань; 5) Індикатор мережі; 6) Індикатор перегрузу динаміка; 7) Регулятор амплітуди (Гучність); 8)Ручка; 9)Вимикач; 10)Запобіжник; 11)Шнур

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРММТВА 2524350. 000 ПЗ

Арк.

45

вхідного сигналу; 12)Мережевий шнур; 13)Кріплення для випробовувань на фретинг-корозію.

Прилад ШЧВС-500 є компактним вібростендом з постійним магнітом. Завдяки своїй великій номінальній силі (112Н) вібростенд ШЧВС-500 здатний усунути механічні коливання з великими прискореннями навіть для об'єктів меншої маси.

Вібростенд ШЧВС-500 призначений для роботи з підсилювачем потужності 7293, який має номінальну потужність 350 В А, але він також може бути підключений до будь-якого підсилювача потужності, який віддає струм до 15 А СКЗ (з форсованим охолодженням вібростенда) або до 25 А СКЗ.

- Номінальна сила 112 Н (синусоїдальна форма хвилі, пікове значення)
- Робочий частотний діапазон від 5 Гц до 10 кГц
- Частота перший осьового резонансу 10 кГц
- Максимальна прискорення ненавантаженого вібростенду 700 м / с

Силова котушка використовує постійний магніт із високоякісних сплавів для поля в зазорі. Характеристики прискорення та корисного навантаження вібростенда ШЧВС-500 оптимізовані високою магнітною індукцій повітряного зазору та малою ефективною масою рухомого елемента. Ненавантажений вібростенд може досягти максимального прискорення 1700 м/(171 g). Максимальне корисне навантаження залежно від рівня прискорення

Система підвіски з прямолінійними характеристиками забезпечує рухомий елемент вібростенда ШЧВС-500. Підвісна система складається з багатьох радіальних пружин. Вищеописана система підвіски прискорює механічні коливання, одночасно зменшуючи вплив поперечних сил і спотворення вібраційних характеристик. Як осьовий резонанс, так і власні резонанси підвіски ефективно збільшують амплітуду коливання.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Перший головний осьовий резонанс не навантаженого столу вібростенда ШЧВС-500 має частоту 10 кГц завдяки міцній конструкції рухомого елемента. Рухомий елемент оснащений спеціальними упорами, щоб запобігти надмірному ходу.

У процесі роботи вібростенда ШЧВС-500 температура котушки та столу збільшується пропорційно струму, що протікає через котушку. Форсоване повітряне охолодження вібростенда може бути використано для забезпечення низької температури вібростола. В корпус вібростенда ШЧВС-500 через отвір впускають стисле повітря.

Характеристика

Номінальна сила: 112 Н (187 Н при повітряному охолодженні)

Частотний діапазон: 5 Гц - 10 кГц (без навантаження)

Частота осьового резонансу: 10 кГц (без навантаження)

Максимальне прискорення не на завантажений вібростіл: 700м/с² (71 g)

Максимальний зсув: 12.7 мм (подвійна амплітуда)

Максимальна швидкість: 1,4 м / с (пікове значення)

Динамічна маса рухомого елемента: 160 г

Статична жорсткість підвіски: 2,6 Н / мм

Максимальний вхідний струм: 15 А (середньоквадратичне значення) (25 А СКЗ при повітряному охолодженні)

Імпеданс котушки: 0.8 Ом на частоті 500 Гц

Розмір центра: 360 мм

Маса: 35кг

Розмір: 380 x 370 x 170мм

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

була зроблена дещо іншим чином. Наступна більш досконала модифікація, або 7294, є спрощеною версією 73. Хоча виробники є єдиними, хто має доступ до цього, вони ретельно приховують це від інших.

Як би там не було, показники показують, що деякі параметри 7293 дещо кращі, ніж у 7294. Наприклад, можна отримати трохи більшу напругу живлення через опір навантаження, Ом, і максимальну напругу живлення, В.

Крім того, мікросхема має унікальну внутрішню структуру, яка включає блоки, які не можна знайти в інших мікросхемах. Особливо приємно, що висновки з мікросхемою залишаються повністю сумісними, що гарантує їх взаємозамінність. Наприклад, замість 7294 можна використовувати завжди і всюди, а замість 7293 можна використовувати тільки там, де її особливості не використовуються: відключення звуку при перевищенні температури без відключення мікросхеми (перехід в режим Mute).

Clip Detector, що сигналізує про обмеження (кліппінгу) сигналу.

Буферний підсилювач для вольтодобавки.

Ланцюги для "паралельного" включення двох (чи більше) мікросхем.

Детальніше про ці речі:

1. Якщо температура TDA7294 перевищує 145 градусів, вона відключається в два етапи. При температурі 150 градусів мікросхема переходить у режим тихого, тобто просто відключає звук, щоб охолонути. Якщо нагрівання продовжується, вся мікросхема буде відключена при температурі 160 градусів (ймовірно, це режим SdtBy). Таким чином, управління є більш гнучким, а максимальна робоча температура збільшена на 5 градусів.

2: У процесі обмеження сигналу, також відомому як кліппінг, змінюється напруга на виводі п'яти мікросхеми. Цей ланцюг дуже чутливий, щоб дати сигнал вчасно, коли перевантаження ще не є надмірним.

3: В описі підсилювача описано, як працює ланцюг вольтодобавки. Один із її недоліків полягає в тому, що напруга, необхідна для підживлення мікросхеми,

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

відбирається прямо з виходу підсилювача. Таким чином, до виходу підключається ще один споживач, який сильно нелінійний, і він відбирає вихідний струм. Хоча цей струм не дуже великий, він повинен становити 0,001% від вихідного, якщо потрібно отримати коефіцієнт гармонік приблизно 0,005%. Це не так. 7293 містить буферний підсилювач між ланцюгом вольтодобавки та виходом підсилювача. При цьому струм, що відбирається від виходу, значно зменшується, а також вплив ланцюга вольтодобавки на якість звучання.

4. Для збільшення вихідного струму, мікросхеми можна поєднати "паралельно". Причому якщо використовувати звичайне даний паралельне з'єднання, то вийде погано: з-за того, що мікросхеми хоч трохи відрізняються один від одного, вони й працювати будуть по-різному, неминучі при цьому фазові (і ще які-небудь) зрушення погіршать і звучання, і режим роботи мікросхем. Тут же правильніше говорити не "паралельна робота", і навіть не "спільна". В англійському варіанті це називається "master-slave" - "ведучий-ведений" Одна з мікросхем при цьому працює як звичайно (ведуча), а у другій (веденою) відключаються майже всі її тельбухи, за винятком потужного вихідного каскаду. Сам вихідний каскад підключається паралельно вихідному каскаду провідною мікросхеми. Тобто грубо кажучи, просто запаралелюються вихідні транзистори, які додатково "беруться" з другої мікросхеми. Через кожну мікросхему при цьому протікає половина вихідного струму, і, отже, загальний струм навантаження (і вихідна потужність) може бути в 2 рази більше (або в 3 ...), ніж у однієї мікросхеми. Це добре при роботі на низкоомну (або сильно реактивну) навантаження.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

3.3 Блок живлення, електрична схема

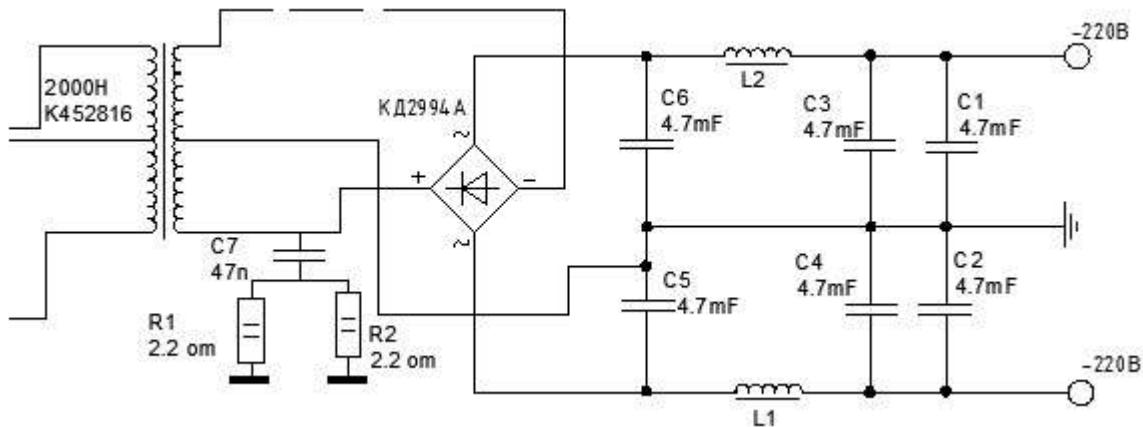


Рисунок 4.4 - Блок живлення, електрична схема

Блок живлення складається з трансформатора ТИП-300Е-1, який має вихідну потужність 250 Вт. Трансформатори призначені для живлення переносних світильників, ламп місцевого освітлення верстатного обладнання та інших електротехнічних пристроїв з безпечною та зниженою напругою. Трансформатори призначені для роботи в закритих місцях, де вони не піддаються різким коливанням температури та сонячній радіації. Температура навколишнього середовища для помірною клімату (УХЛЗ) становить від мінус 60 ° С до плюс 40 ° С, з відносною вологістю не більше 80% при 20 ° С. У навколишньому середовищі немає вибухонебезпечних парів і газів у високих концентраціях, які руйнують метали та ізоляцію, а також пилу, у тому числі струмопровідного, у кількості, яка порушує роботу трансформаторів. Робота під навантаженням триває довго. Простір може бути будь-яким. Трансформатори встановлені на стаціонарному місці роботи. Ступінь захисту трансформаторів ІР ГО. Габаритні розміри (ШхВхД): 124х125, 5х89

Також діодний міст для перетворення перемінного струму в постійний.

					<i>КРММТВА 2524350. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

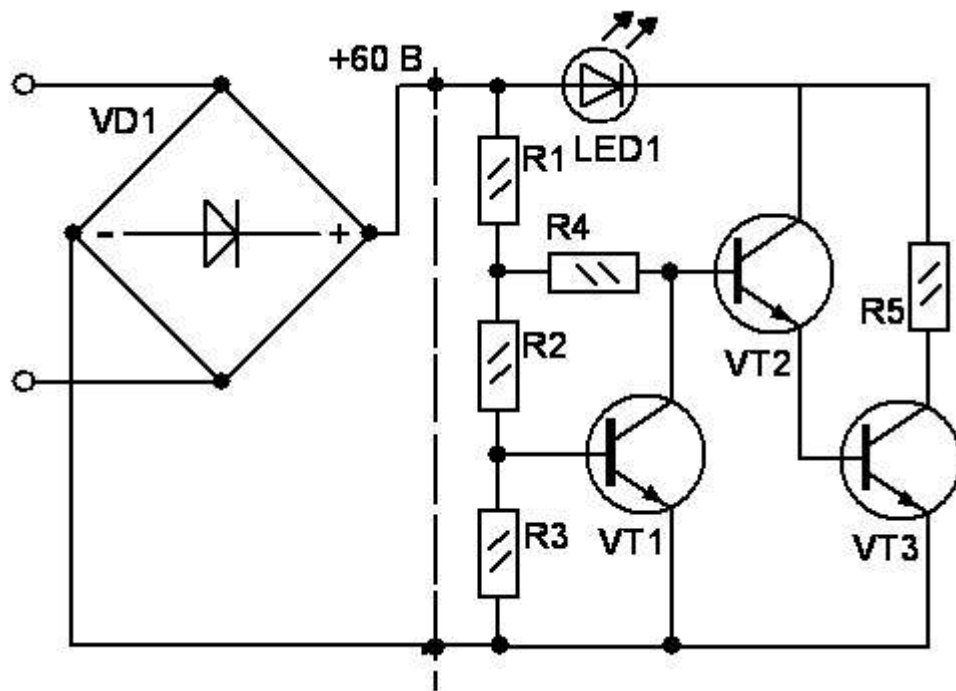


Рисунок 3.5 Схема підключення діодів

3.4 Пристрій керування вентилятором для охолодження УМЗЧ

Він має три режими: 1. При «холодних» радіаторах вентилятор працює на низькій гучності. 2: Швидкість обертання була низькою, а шуму не було при невисокій температурі (середній гучності). Публікація сама збільшує швидкість обертання, коли температура висока, щоб охолодити.

Наразі підсилювачі та ресівери мають потужність сотень ват, а п'ять-семи канали. Активне охолодження підсилюючих пристроїв стає все більш популярним, оскільки це призводить до значного виділення тепла вихідними каскадами. Незважаючи на те, що обдув радіаторів вентиляторами давно став нормою в професійній апаратурі, він має деякі недоліки для побутової техніки:

Підвищений рівень шуму в паузах і на малій гучності; запилення радіаторів і пристрою в цілому, що призводить до погіршення тепловіддачі; запилення самого вентилятора прискорює його зношення і знижує термін служби, а відмова вентилятора призводить до виходу підсилювача з ладу внаслідок перегріву.

Отже, найкращим рішенням є наступне: пасивне охолодження достатньо для роботи підсилювального пристрою на холостому ході та на невеликій гучності, коли нагрівання вихідних транзисторів класу АВ або В є низьким. При подальшому підвищенні вихідної потужності вентилятор включається. Плюси тут очевидні: немає зайвого шуму, немає запилення підсилювача, більший ресурс вентилятора, і підсилювач не постраждає від відмови вентилятора (при роботі на холостому ході та на невеликій гучності).

Вентилятор системи охолодження можна керувати різними способами. У промислових ресіверах вентилятор зазвичай включається, коли регулятор гучності встановлений на максимальне положення. Схеми, що включають вентилятор при високому рівні сигналу, використовуються в аматорській практиці. Автор стверджує, що всі подібні системи мають один основний недолік: інформація про нагрівання пристрої є непрямую. Навіть коли гучність регулятора далеко від максимуму, висока вихідна потужність досягається при великому рівні вхідного сигналу. Крім того, вентилятор не працює в цей момент. Інший приклад: використання підсилювача в жаркому кліматі або розміщення його в такому місці, де ускладнена природна циркуляція повітря (в нішу) призведе до перегріву підсилювача, а також до низького рівня вихідного сигналу.

Найкраще використовувати датчик температури та керувати вентилятором від температури радіатора вихідних транзисторів. Незважаючи на причини, які призвели до перегріву, у цьому випадку охолодження здійснюється лише тоді, коли це необхідно. Крім того, інформація про перегрів, отримана з датчика температури, може бути використана для керування системою захисного відключення (підсилювач, який «рятує життя») і для встановлення відповідної індикації.

Пристрій управління вентилятором охолодження апаратури пропонує розумне багатоступінчасте охолодження, має просту конструкцію та не потребує живлення. На рис. 1 показано основну ідею його роботи.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Напруга вентилятора дорівнює нулю при невеликій розсіюючій потужності. Температура радіатора зростає разом із потужністю, і коли вона досягає 40 градусів, вентилятор включається. Він має 6 вольт напруги, невелику швидкість обертання та вентилятор не шумить. Однак охолодження значно покращує результат. Ефективність активного охолодження настільки висока при потужності 9–12 Вт, що через одну-дві хвилини температура опускається нижче 35 градусів, що викликає вимкнення вентилятора. У системі передбачений гістерезис 5–7 градусів, щоб зменшити «широко-імпульсне» управління, особливо при невеликому розташуванні термодатчика. Завдяки наявності гістерезиса вентилятор працює безперервно з потужністю 12–15 Вт, при цьому температура радіатора нижча, ніж при потужності 8,9 Вт.

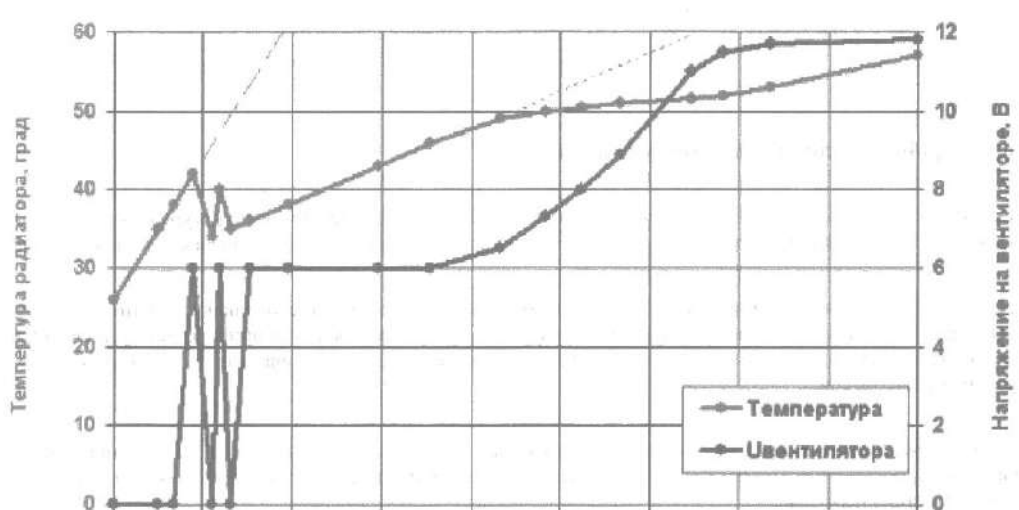


Рисунок 3.5 Графік залежності обертів двигуна від температури радіатора.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРММТВА 2524350. 000 ПЗ

Арк.

54

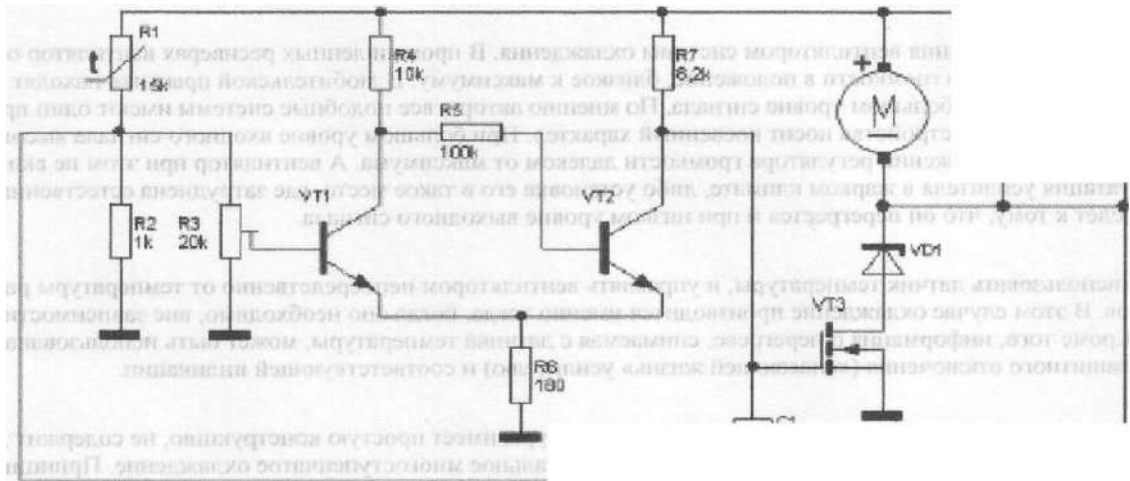


Рисунок 3.6 Схема управління охолоджуючим вентилятором.

На рис. 3.5 показано зображення макети пристрою з радіатором площею 200 см² і вентилятором розміром 60 на 60 мм. Налаштування температур для ступенів охолодження були досить вільними.

Коли температура радіатора підвищується до 50 градусів, цей «безшумний» режим роботи зберігається до рівня потужності 40 Вт. Коли розсіювана потужність збільшується, напруга на вентиляторі поступово підвищується, що призводить до ще більшого підвищення ефективності охолодження. Таким чином, температура коливається від п'ятдесяти до п'ятдесяти трьох градусів у діапазоні потужностей від сорока до сімдесяти ват. Звук працюючого вентилятора також зростає, але це пов'язано з роботою підсилювача з великою гучністю, що робить шум вентилятора нечутним на тлі гучного звуку. Причому, коли напруга живлення перевищує 9 вольт, більшість вентиляторів починають «голосно шуміти», що означає розсіювану потужність приблизно 60 Вт. При температурі більше 55 градусів вентилятор отримує найвищу напругу та найбільше охолодження, а рівень шуму не має значення. Це робиться, щоб підсилювач залишався працездатним.

На графіку показано зміну температури, якби не було додано наступного ступеня охолодження. Пунктирні лінії показують, як змінювалася б температура. При максимальній температурі радіатора 60 градусів гранична розсіювальна

потужність при природному охолодженні була б 20 Вт, а при низкошвидкісному активному охолодженні 65 Вт. У запропонованому пристрої шум взагалі відсутній до 40–50 Вт і незначний до 55–60 Вт, але при безперервній роботі вентилятора можна було б отримати ті ж самі максимальні 90–95 Вт, але це супроводжувалося б значним шумом на малій гучності..

На малюнку 3.6 показана схема пристрою. Терморезистор з негативним ТКС (термістор) К1 використовується як термодатчик. Він утворює дільник напруги з резистором К2. На транзисторах УТ1 і УТ2 тригер Шмітта отримує напругу, пропорційну температурі, з дільника. Тригер включається, коли підвищується вхідна напруга. У результаті польовий транзистор УТ3, який залишається закритим у початковому стані, відкривається, що дозволяє передати напругу на двигун вентилятора М1. Напруга на вентиляторі менша напруги живлення, ніж напруга стабілізації стабілітрона, оскільки потужний стабілітрон У01 включений послідовно з двигуном. Вентилятор функціонує при низьких обертах. Напруга дільника зростає з температурою, і коли вона досягає певного рівня, транзистор УТ4 відкривається. Цей транзистор підвищує напругу вентилятора, шунтуючи ланцюжок УТ3-У01. УТК4 використовується як «вертикальний» транзистор, тому діапазон вхідних напруг, який необхідний для переходу з закритого стану в відкритий, є невеликим, а швидкість обертання вентилятора збільшується до максимуму при невеликій зміні температури.

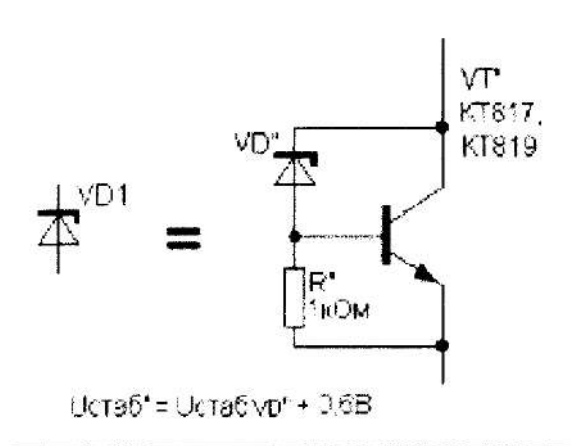


Рисунок 3.7 Заміна діодного з'єднання

У середині корпусу підсилювача може бути температура від сорока до п'ятдесяти градусів, тому можлива установка додаткового вентилятора для видалення повітря з корпусу. Як показано на Рис. 3.7, всі вентилятори включаються паралельно.

При включенні вентилятора на знижену напругу конденсатор С1 форсує запуск двигуна вентилятора. Це підвищує надійність системи охолодження, оскільки дозволяє надійно запускати вентилятор навіть під час його зносі та запилення. При регулюванні напруги конденсатор С2 знижує пульсації напруги на вентиляторі. С2 можна виключити, якщо пристрій живиться від окремого самостійного джерела.

Пороги спрацьовування ступенів охолодження встановлюються резисторами R3 і R9. Світлодіод HL1 є індикатором, і його яскравість показує напругу на вентиляторі та температуру. Наприклад, можна ускладнити вузол індикації, додавши два світлодіоди з різними кольорами світіння, щоб зібрати більше даних.

Біполярні транзистори: будь-які малопотужні з коефіцієнтом h_{21E} не менше 150; КТ3102, наприклад, є імпортом ВС546В. Польові транзистори можуть бути будь-якого типу середньої потужності. Внутрішні КП740-КП743. У цьому випадку можна використовувати малопотужні КП505А-В, але струм вентилятора не повинен перевищувати 150 мА. Практично всі транзистори серій IRF5xx і IRF 6xx підійдуть з імпортом. При зниженій напрузі харчування стабілізатор VD1 повинен витримувати струм вентилятора, який складає 40–50% від стандартного, тобто близько 50–150 мА. Напруга стабілізації вибирається таким чином, щоб напруга двигуна становила 5–6 вольт. Більш висока напруга збільшить рівень шуму, а деякі вентилятори не зможуть нормально працювати при меншій напрузі. Якщо ви не змогли вибрати правильний стабілітрон, можна використовувати його копію (рис. 3.7).

					<i>КРММТВА 2524350. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Розмаїття термісторів не дозволяє визначити тип. У діапазоні опорів від 1.68 кОм вони підійдуть майже всім. При підборі R2 слід врахувати, що резистори R3 і R9 шунтують його, якщо опір термістора перевищує 20 кОм.

Слід використовувати «конвекційні» (звичайні) радіатори з рідкісними товстими ребрами, оскільки основним завданням підсилювача є пасивне охолодження. Вентилятор - це вентилятор у корпусі комп'ютера. Незважаючи на те, що процесорні вентилятори мають більший повітряний потік, їх не варто використовувати, оскільки вони є більш гучними. Термістор слід встановити таким чином, щоб він мав гарний тепловий контакт з радіатором за допомогою термопасти, а повітряний потік від вентилятора не потрапляв на нього.

3.5 Стіл вібраційний ВУ-15



Рисунок 3.8 ВУ-15

За короткий проміжок часу вібраційний стіл ВУ-15 вдалося відремонтувати.

					<i>КРММТВА 2524350. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Вихід з конструкції всієї електрочастини вібростенду був основною проблемою.

Були замінені повністю діоди та трансформатори. Було розроблено нову схему, яка використовує транзистори замість ламп. Двигун був відремонтований, а графітові щітки замінені.

Випробувальний вібростенд призначений для випробувань віброміцності та вібростійкості машинобудівних, електронних, радіотехнічних і інших виробів масою до 100 кг (при прискоренні до 5g), а також для вивчення впливу вібрації на ущільнення різних сумішей, процес кристалізації розплавлених металів і сплавів і на процес кристалізації розплавлених металів.

Випробувальний вібростенд використовує досягнення в області, системах вимірювання та управління.

Наступні режими роботи забезпечуються системою управління і вимірювання випробувального вібростенда: підтримку заданого прискорення, переміщення або частоти;

сканування частоти з підтриманням заданого прискорення або переміщення;

форма циклів вібрації: синусоїдальна, пілкоподібна або прямокутна.

До складу випробувального вібростенда входять:

вібростіл з електрогідравлічним системою збудження вібрації;

насосна установка;

Максимальна динамічна сила на столі вібратора, кН 5

Максимальна амплітуда вібропереміщення, мм 0,5 ... 50

Максимальна амплітуда віброприскорення, m/s^2 100

Максимальна вага об'єкта випробувань при прискоренні 5g, кг 100

Діапазон частот вібрації, Гц 1 ... 200

Розміри столу вібратора, мм 800x400

Похибка вимірювання вібропереміщення,%, не більше 3

Похибка вимірювання прискорень,%, не більше 5

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Коефіцієнт гармонік,%, не більше 15

Максимальна споживана вібростенді потужність, кВт 7

Маса вібростенда, кг 800

Габаритні розміри вібростенда, мм: 1000x600x1400

					<i>КРММТВА 2524350. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

4 МЕТОДИКА ВИПРОБУВАНЬ, МОДЕЛЬНІ ВИПРОБУВАННЯ

4.1 Постановка завдання і загальний підхід

Ураховуючи проковзування, механіка руху кульки в реальних умовах підшипників кочення машин є чи не найскладнішим завданням контактної механіки. Складність можна пояснити двома способами. Одним із можливих пояснень є складність адекватного опису кочення з проковзуванням як об'єктом контактної механіки. Кулька підшипника, яка знаходиться на осі ротора, здійснює наступні обертання: 1) навколо осі ротора; 2) навколо власної осі; 3) вертіння; 4) рух, пов'язаний з гіроскопічним ефектом; і 5) проковзування у всіх зонах контакту.

Механіка проковзування значно ускладнюється радіусом поперечного перерізу доріжки жолобу та радіусом кульки. Спроби отримати відповідь на питання про величину проковзування по жолобах дають приблизні результати.

З іншого боку, розробка методів розрахунку опор кочення на знос вимагає достатньо точних досліджень шляхом тертя ковзання в контакті кульки та доріжок кочення як у РПК, так і в УПК.

У цьому випадку рекомендується використовувати експериментальну розрахункову методику для визначення величини проковзування в шарикопідшипниках [4].

Сутність підходу полягає в наступному:

1) з кінематики РПК відомі досить точні теоретичні співвідношення для переміщень кульок і кілець без проковзування. Ці співвідношення дозволяють обчислити число обертів сепаратора при заданих обертах кілець;

2) з іншого боку експериментально легко визначається дійсне відносне число обертів сепаратора;

3) різниця розрахункового і дійсного чисел обертів сепаратора дозволяють визначити середню величину проковзування кульки по доріжці кочення.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

4.2 Кінематика РПК, зв'язок руху сепаратора і кілець

1⁰. Розглядається контактна взаємодія кілець і кульки в радіальному шарикопідшипнику при наступних умовах: 1) обертається внутрішнє кільце; 2) зовнішнє кільце нерухоме; 3) кулька перекочується по кільцях без проковзування [6. стор 128].

Ставиться завдання знайти залежність числа обертів за одиницю часу центру кульки від числа обертів внутрішнього кільця. Тут ця кінематика розглядається з метою використати результати для визначення шляху тертя ковзання кульки по доріжках кочення.

Основне припущення, що зв'язує розміри кульок і кілець, полягає у відсутності проковзування в контакті. Це припущення полягає в розгляді ідеального підшипника без урахування кривизни поверхонь. Зауважимо, як буде показано далі, що це формулювання допущення більше відповідає дійсності, ніж допущення про відсутність проковзування.

Для радіального підшипника з нерухомим зовнішнім кільцем в якості вихідного прийнято очевидне геометричне співвідношення:

$$V_c = \frac{V_1 + V_2}{2}, \quad (4.1)$$

де V_c, V_1, V_2 - лінійні швидкості переміщення точок центру кульки (сепаратора), внутрішнього і зовнішнього кілець. При $V_2 = 0$ маємо:

$$V_c = \frac{1}{2}V_1, \quad (4.2)$$

тобто лінійна швидкість центру кульки або сепаратора рівно в два рази нижче лінійної швидкості внутрішнього кільця.

Ці співвідношення і допущення відповідають розташуванню на одному радіусі чотирьох точок: центру підшипника, центру кульки, і двох контактних точок.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

За визначенням лінійна швидкість точки кола, що обертається, виражається через кутову співвідношенням:

$$V_1 = \frac{d_1}{2} \omega_1, \quad (4.3)$$

де ω_1 - кутова швидкість внутрішнього кільця:

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_1 \text{об/хв}}{60} \left[\frac{\text{об}}{\text{с}} \right], \quad (4.4)$$

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} = \frac{\pi n_1 \text{об/хв}}{30} \left[\frac{\text{об}}{\text{с}} \right], \quad (4.5)$$

тоді

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right]. \quad (4.6)$$

Аналогічно для лінійної швидкості сепаратора:

$$V_c = \frac{\pi d_c n_c}{60} = (d_1 + d_0) \frac{\pi n_c}{60} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right], \quad (4.7)$$

де V_c - лінійна колова швидкість сепаратора;

d_c - середній діаметр сепаратора (окружність розташування кульок);

n_c - число обертів сепаратора за хвилину;

d_0 - діаметр кульки.

Підставляючи (4.7) і (4.6) в (4.2), отримуємо [12 стор. 184]:

$$2(d_1 + d_0) \frac{\pi n_c}{60} = \frac{\pi d_1 n_1}{60},$$

$$2(d_1 + d_0) n_c = d_1 n_1, \quad (4.8)$$

звідси:

$$n_c = \frac{n_1 d_1}{2(d_1 + d_0)} \quad (4.9)$$

або

$$n_c = \frac{n_1}{2(1 + d_0/d_1)}. \quad (4.10)$$

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо у виразі (4.7) залишити середній діаметр сепаратора, а в (4.6) покласти:

$$d_1 = d_c - d_0, \quad (4.11)$$

то співвідношення (4.8) приймає вигляд:

$$2d_c n_c = (d_c - d_0)n_1, \quad (4.12)$$

звідси маємо іншу форму залежності (4.10):

$$n_c = \frac{1}{2}(1 - d_0/d_c)n_1. \quad (4.13)$$

2⁰. У разі, якщо розглядається радіально-упорний підшипник, то число обертів визначається:

$$n_c = \frac{n_1}{2} \left(1 - \frac{d_0}{d_1} \cos \alpha \right), \quad (4.14)$$

де α - кут між напрямком результуючої сили і радіальним напрямком підшипника.

У разі, якщо розглядається радіально-упорний підшипник при рухомому зовнішньому кільці з обертами n_2 , то:

$$n_c = \frac{n_2}{2} \left(1 + \frac{d_0}{d_1} \cos \alpha \right). \quad (4.15)$$

4.3 Метод визначення величини зносу в РПК

1⁰. Ідея методу впливає з наступного.

Коли між кульками та доріжками кочення немає проковзування, теоретичне число обертів сепаратора можна визначити. Кут повороту сепаратора відповідає кількості обертів:

$$(\varphi_c)_T = 360^\circ (n_c)_T. \quad (4.16)$$

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

На практиці теоретичне число обертів сепаратора відрізняється від експериментального. Кутове проковзування пояснює різницю між теоретичними та експериментальними обертами.:

$$\Delta n_c = (n_c)_s - (n_c)_T, \quad (4.17)$$

або

$$\Delta \varphi_c = (\varphi_c)_s - (\varphi_c)_T. \quad (4.18)$$

Загальна середня величина відносного проковзування ε може бути визначена як відношення:

$$\varepsilon = \frac{\Delta \varphi_c}{(\varphi_c)_s} = \frac{(\varphi_c)_s - (\varphi_c)_T}{(\varphi_c)_s}. \quad (4.19)$$

Дійсна величина проковзування по кожній доріжці кочення може бути визначена як половина загального коефіцієнта проковзування:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \frac{1}{2} \varepsilon = \frac{\Delta \varphi_c}{2(\varphi_c)_s}. \quad (4.20)$$

2⁰. Шлях тертя S_{11} для доріжки кочення внутрішнього кільця від проковзування однієї кульки за один оберт визначається зі співвідношення [18.стор.34] :

$$S_{11} = 2a_{11}\varepsilon, \quad (4.21)$$

де a_{11} - розмір площадки контакту кульки і доріжки кочення внутрішнього кільця в напрямку кочення кульки. Цей шлях тертя для доріжки кочення після проходження z кульок за n_1 обертів збільшується в zn_1 разів і становить:

$$S_1 = 2a_{11}\varepsilon_1zn_1. \quad (4.22)$$

Аналогічно шлях тертя S_2 для доріжки кочення зовнішнього кільця визначається за залежністю:

$$S_2 = 2a_{12}\varepsilon_2zn_1, \quad (4.23)$$

де a_{12} - розмір площадки контакту для зовнішнього кільця у напрямку кочення кульки.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3⁰. На шлях тертя для контактної поверхні кульок впливає число контактів з доріжками:

$$n_{01} = \frac{d_1}{d_0}; \quad n_{02} = \frac{d_2}{d_0} \quad (4.24)$$

З урахуванням цих співвідношень для шляху тертя кульки S маємо:

$$S_0 = \frac{2zn_1}{d_0} (a_{11}\varepsilon_1 d_1 + a_{12}\varepsilon_2 d_2). \quad (4.25)$$

Це близька залежність не враховує обертання кульок у різних площинах, не співпадаючих з площиною доріжок кочення.

4.4 Проведення, результати і аналіз випробувань

Були проведені випробувань підшипника 207 на установці ВУ-15 та ШЧВС-500. Результати занесені в наступні таблиці; побудовано графіки (за результатами випробувань);

Таблиця 4.5 - таблиця коефіцієнтів зношування в підшипнику 207 з цинковим покриттям

Час хв.	Q, г						ε_{cp}
	50	100	200	400	600	800	
50	0,00337	0,06022	0,0496	0,03413	0,02289	0,06398	0,0390
100	0,06424	0,02134	0,00432	0,00252	0,00949	0,01545	0,0196
200	0,00591	0,01562	0,03505	0,04037	0,02557	0,02580	0,0247
400	0,00491	0,00283	0,00331	0,00268	0,01750	0,03207	0,0106
600	0,01029	0,01031	0,01190	0,01677	0,01670	0,01037	0,0127
800	0,00584	0,00885	0,00667	0,00111	0,00012	0,00215	0,0041
1000	0,00800	0,00017	0,01067	0,01106	0,01199	0,00368	0,0076

1200	0,04555	0,00746	0,01172	0,00448	0,00260	0,00193	0,0123
1400	0,00601	0,00894	0,00377	0,00621	0,00802	0,00318	0,0060
1600	0,00726	0,01113	0,00155	0,00261	0,00363	0,00902	0,0059

Таблица 4.6 - таблиця коефіцієнтів зношування в підшипнику 207 без покриття

Час хв.	Q, г						ϵ_{cp}
	50	100	200	400	600	800	
50	0,0154	0,0465	0,0447	0,0100	0,0389	0,0170	0,0288
100	0,0150	0,0079	0,0185	0,0286	0,0607	0,0063	0,0228
200	0,0316	0,0321	0,0414	0,0138	0,0359	0,0264	0,0302
400	0,0071	0,0113	0,0041	0,0012	0,0020	0,0083	0,0057
600	0,0174	0,0184	0,0164	0,0078	0,0134	0,0214	0,0158
800	0,0075	0,0089	0,0103	0,0081	0,0113	0,0135	0,0099
1000	0,0089	0,0167	0,0162	0,0158	0,0148	0,0163	0,0148
1200	0,0102	0,0115	0,0143	0,0142	0,0137	0,0163	0,0134
1400	0,0131	0,0121	0,0114	0,0132	0,0167	0,0200	0,0144
1600	0,0132	0,0121	0,0134	0,0192	0,0206	0,0186	0,0162

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРММТВА 2524350. 000 ПЗ

Арк.

67

4.5 Розрахунок на знос роликового підшипника кочення 2726



Рисунок 4.1 Колісна пара вантажного вагону

1) Визначення сили яка діє на один підшипник

$$Q_n = \frac{80000}{8} / 2 = 5000 \text{ кг.}$$

2) Визначення сили що діє на один ролик

$$Q_i = 4.27 \frac{Q_n}{z} = 4.27 * \frac{5000}{12} = 1800 \text{ кг.};$$

3) Параметри ролика підшипника 2726

$$R_1 = 12 \text{ мм.}$$

$$R_2 = 80 \text{ мм.}$$

$$l = 40 \text{ мм.}$$

$$E = 2,1 * 10^4.$$

4) Визначення навантаження на один мм підшипник

$$\sigma = 0,418 \left(\frac{Q_i E}{l} \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} \right)^{1/2}$$

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

$$\sigma = 0,418 \left(\frac{1800 \cdot 2,1 \cdot 10^4}{40} \frac{12+80}{12 \cdot 80} \right)^{1/2} = 41,8$$

$$\sigma = 41,8 (94,5 \cdot 0,096) = 125 \text{ кг/мм}^2$$

5) Визначення коефіцієнту зносу підшипника 2726

$$U_w = (K_w) (\sigma)^m (S); [4]$$

$$K_w = 2 \cdot 10^{-18}$$

$$m = 6$$

$$S = 10 \cdot 10^5 \text{ мм.}$$

$$U_w = (2 \cdot 10^{-18}) (125^6) (10 \cdot 10^5) = (2 \cdot 10^{-18}) (3,8) \cdot 10^{12} \cdot 10^5 = 7,6 \cdot 10 = 0,76 \text{ мм.}$$

4.6 Вимірювальний пристрій ИЗА-2

Горизонтальний компаратор призначений для вимірювання абсолютних відстаней між штрихами спектральних ліній на негативах спектрограм, а також для вимірювання різних шкал, сіток і т. д.

Технічна характеристика

– Діапазон вимірювань, мм	0...200
– Діапазон показань, мм	0...200
– Ціна поділки шкали, мм	1
– Ціна поділки спектрального мікрометра, мм	0,001
– Гранична похибка, мм	$\pm[0,9+L/(300-4H)]$

(*L – вимірюваний розмір; H – висота об'єкта вимірювання над площиною шкали.)

Вимірювання довжин на компараторі проводять шляхом порівняння вимірюваної довжини об'єкта з штриховою шкалою пристрою за допомогою двох мікроскопів, відстань між якими постійна і оптичні осі яких паралельні.

Основними елементами пристрою (рис. 3.7) є: масивна основа 1; циліндрична напрямна 3; прямокутна напрямна 24; стіл 2; траверса 13; хромований екран 14; два дзеркала 23; стопорний гвинт 15; мікрометричний гвинт 5; міліметрова шкала 4; візирний мікроскоп 18; маховичок 9; зажимний гвинт 8; термометр 25.

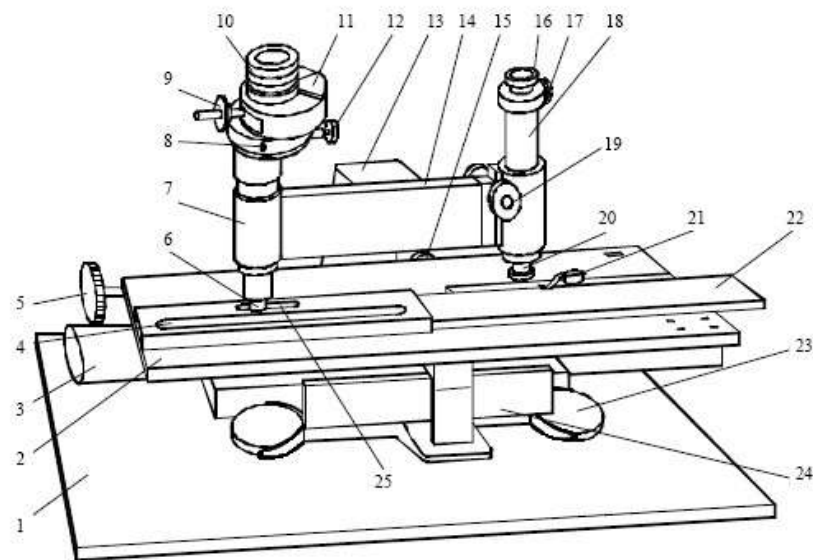


Рисунок 4.6 – Загальний вигляд компаратора: 1 – основа; 2 – стіл; 3 – циліндрична напрямна; 4 – міліметрова шкала; 5 – мікрометричний гвинт; 6 – об'єктив відлікового мікроскопа; 7 – відліковий мікроскоп; 8 – зажимний гвинт; 9 – маховичок відлікового мікроскопа; 10 – окуляр; 11 – окулярний мікрометр; 12 – регулювальна головка; 13 – траверса; 14 – хромований екран; 15 – стопорний гвинт; 16 – окуляр візирного мікроскопа; 17 – стопорний гвинт окуляра; 18 – візирний мікроскоп; 19 – маховичок; 20 – об'єктив візирного мікроскопа; 21 – зажим; 22 – об'єкт вимірювання (лінійка); 23 – дзеркало; 24 – прямокутна напрямна; 25 – термометр

Рухомий стіл 2 служить основою, на якій кріпиться зажимами 21 об'єкт вимірювання 22. На ньому ж встановлена шкала компаратора 4. Стіл 2 переміщують по напрямних 3 і 24, котрі закріплені в нижній частині основи 1. Грубе налаштування стола 2 проводять безпосередньо від руки, для чого попередньо вивільнюють стопорний гвинт 15; точну подачу стола здійснюють після закріплення стопорного гвинта 15 мікрометричним гвинтом 5. В правій частині стола 2 закріплена атестована скляна міліметрова шкала 4. Термометр 25 призначений для контролю температурного режиму роботи простою. Хромований екран 14 оберігає траверсу 13 від нагрівання. Візирний мікроскоп 18 закріплений на лівому кінці траверси і служить для наведення на штрихи чи точки об'єкта вимірювання і т.д. Вертикальне переміщення візирного мікроскопа 18 відносно траверси 13 здійснюють за допомогою маховичка 19. Для отримання великого збільшення (до 10X) об'єктив мікроскопа вивертають на декілька обертів і закріплюють контргайкою. Висувний окуляр 16 візирного мікроскопа 18 фіксують в тубусі мікроскопа гвинтом 17.

Показання можна відлікувати по шкалі компаратора за допомогою відлікового мікроскопу 7 зі спіральним окулярним мікрометром 11. На правому кінці траверси розміщено мікроскоп 7. Об'єктив на ньому постійно встановлений і не може бути змінений оператором. У процесі наведення кругової шкали сотих і тисячних долей міліметра використовується маховичок 9. Обертанням регульовальної головки 12 можна перемістити спіральний мікрометр 11 в напрямку руху стола 2. Для цього потрібно відкрити зажимний гвинт 8. Переміщення досягається шляхом встановлення шкали на ціле число під час першого відліку. Це значно полегшує обчислення під час подальшої обробки результатів вимірювань.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

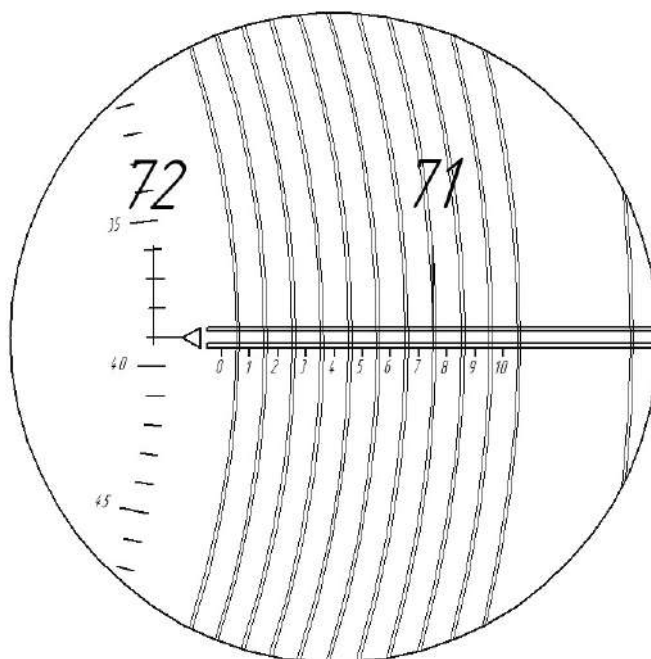


Рисунок. 4.7 – Окуляр візирного мікроскопа

Дзеркала 23 призначені для освітлення шкали компаратора і об'єкта вимірювання і мають по дві робочі поверхні – плоску для роботи при денному розсіяному світлі і сферичну – для направленої світла ламп розжарювання.

Об'єкт вимірювання закріплюють на рухомому столі 2 зажимом 21. Дзеркала 23 поставте в правильне положення. Коли стіл 2 переміщується, можна побачити перекоє лінії вимірювання об'єкта відносно осі повздовжнього ходу стола. У разі перекоє об'єкт вимірювання повертає в правильному напрямку. Фокусування мікроскопа 18 перевіряють за допомогою маховичків 19. Переміщуйте рухомий стіл 2, відкріпивши стопорний гвинт 15, доки один із штрихів об'єкта вимірювання не буде введений в поле зору візирного мікроскопу 18. Точне переміщення стола виконується за допомогою мікрометричного гвинта 5, який закріплює гвинт 15. Початковий штрих вимірювального об'єкта 22 (або будь-який інший, вибраний користувачем) вводять у бісектор (подвійну візирну лінію) візирного мікроскопа. Перший відлік знімають з точністю до десятитисячних долей міліметра за допомогою відлікового мікроскопу 7 і спірального окулярного мікроскопу 11. Далі візирний мікроскоп 18 встановлюється на сусідній штрих вибраної ділянки об'єкта

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

вимірювання 22, переміщуючи стіл 2 за допомогою мікрогвинта 5. Знімають покази мікроскопа 7 — другий відлік. Відстань між штрихами визначається за допомогою різниці між першим і другим відліками з точністю до десятитисячних долей міліметра.

					<i>КРММТВА 2524350. 000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

5. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ МЕТОДУ ВІДНОВЛЕННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ

5.1 Економічна оцінка

Проектна вартість розробленої конструкції складається з прямих і непрямих витрат. В склад прямих витрат на виробництво входять:

1. Матеріальні витрати;
2. Паливо і енергія на технічні потреби;
3. Заробітна плата основних виробничих робітників.

До непрямих витрат відносять:

1. Витрати на утримання і експлуатацію обладнання;
2. Цехові витрати;
3. Загальнозаводські витрати;
4. Позавиробничі витрати.

Розрахунок матеріальних витрат.

До матеріальних витрат відносять:

1. Основні матеріали;
2. Напівфабрикати, придбані з інших цехів;
3. Закупівельні, готові вироби, деталі;
4. Напівфабрикати свого виробництва.

Витрати на основні матеріали розраховуються по кожному виду, марці і розміру матеріалу:

$$C_M = (\varphi C_M K_m - \varphi_e C_e) N \quad (4.1)$$

де, φ – норма витрат основного матеріалу,

C_M – оптова ціна вагової одиниці матеріалу, грн.

K_m – коефіцієнт, який враховує транспортно-заготівельні витрати на придбання матеріалів (приймаємо $1,02 \div 1,1$).

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Φ_e – кількість відходів, що будуть реалізовуватись.

C_e – ціна вагової одиниці відходів, грн.

N – кількість випущених деталей.

Розрахунки витрат зведено в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 - Розрахунок витрат на основні матеріали

Найменування і марка матеріалу	Заготовка, кг	Вартість матеріалу з урахуванням транспортних витрат, грн	Потреба	Маса відходів, кг	Вартість відходів, грн	Вартість матеріалу за мінусом відходів, грн
Сталь 20ГЛ	6,750	18,40	100	0,6	1,63	13,56

$$C_M = (6,750 \cdot 18,40 \cdot 1,1 - 0,6 \cdot 1,63) \cdot 100 = 135,652$$

Витрати на силову електроенергію, воду, пар, стиснене повітря та інші види енергії для технологічних цілей.

Витрати на електроенергію:

$$B_e = C_e \cdot w,$$

де C_e – вартість $1\text{кВт} \cdot \text{год}$ силової електроенергії,

$$C_e = 0,18 \text{ грн} / \text{кВт} \cdot \text{год};$$

$$w = \sum_{d=1}^h \frac{N_y K_z K_n K_{od} K_w t_{um}}{\eta K_g},$$

де h – кількість типорозмірів обладнання,

N_y – встановлена потужність електродвигуна, яка відповідає паспортним даним,

$$N_y = 5 \text{ кВт}.$$

$K_{z.ч.}$ – коефіцієнт завантаження двигуна за часом $K_{z.ч.} = 0,9$.

K_n – коефіцієнт завантаження двигуна за потужністю, приблизне значення 0,6.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

$K_{од}$ – коефіцієнт одночасної роботи двигунів обладнання, при одному двигуні $K_{од} = 1$.

K_w – коефіцієнт, що враховує витрати електроенергії мережі заводу, приймаємо 1,06.

$t_{ум}$ – норма часу на обробку конструкції, приймаємо 50 хв.

η – середній ККД електродвигуна, приймаємо 0,65,

K_g – коефіцієнт виконання норм виробітку, приймаємо 1.

$$w = \frac{5 \cdot 0,9 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot 1,06 \cdot 50}{0,65 \cdot 1} = 220 \text{ кВт}.$$

Витрати азоту $B_a = C_a \cdot Q_a$,

де C_a – ціна 1 м^3 азоту ($C_a = 20 \text{ грн}$)

Q_a – потреба в азоті $Q_a = 5 \text{ м}^3$.

$B_a = 20 \cdot 5 = 100 \text{ грн}$.

5.2 Розрахунок витрат на заробітню плату.

Організація заробітної плати повинна сприяти матеріальному зацікавленості працівників у своїй роботі.

Розрахунок зарплати основних виробничих працівників

Основні (прямі) та додаткові витрати на заробітню плату складаються.

Зарбіток за тарифом, прибуток і премія складають основну зарплату. Для почасовиків і відрядників тарифна заробітна плата розраховується за часом, витраченому на роботу. Середньогодинна тарифна ставка робіт добувається на норму часу, необхідного для виготовлення конструкції, щоб скласти тарифний фонд заробітної плати робітників-відрядників.

$$Z_{ст} = \sum_{j=1}^m t_{час} \cdot T_j,$$

де $t_{час}$ – норма часу, необхідна для виготовлення конструкції ($t_{час} = 50 \text{ хв}$),

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

T – часова тарифна ставка середнього розряду робіт. $T_1 = 1,54 \text{ грн} / \text{год}$

$$T_{азот} = 1,82 \text{ грн} / \text{год}$$

j – приробіток ($j=1,25$).

$$Z_{ст.1} = 50 / 60 \cdot 1,54 \cdot 1,25 = 1,604 \text{ грн} / \text{дет},$$

$$Z_{ст.аз} = 180 / 60 \cdot 1,8 \cdot 1,25 = 6,75 \text{ грн} / \text{дет}.$$

2) Розрахунок витрат на додаткову заробутну плату основних робітників на одиницю продукції:

$$Z_o = j \cdot Z_{ст},$$

де j – норматив додаткової заробутної плати, $j=0,28$ – 10% від ЗП осн.

$$Z_{o1} = 1,6 \cdot 0,16 = 0,256 \text{ грн} / \text{дет},$$

$$Z_{oаз} = 6,75 \cdot 0,675 = 4,6 \text{ грн} / \text{дет}.$$

Отже, основна заробітна плата основних виробничих робітників, зайнятих виготовленням деталей становить:

$$Z_o = Z_{ст} + Z_o,$$

$$Z_{o1} = Z_{ст1} + Z_{o1} = 1,6 + 4,6 = 6,2 \text{ грн} / \text{дет},$$

$$Z_{oаз} = Z_{стаз} + Z_{oаз} = 6,75 + 4,6 = 11,35 \text{ грн} / \text{дет}.$$

Відрахування на соціальні заходи.

Відрахування на соціальні заходи беруться у відсотках від суми основної і додаткової заробітної плати на одиницю продукції – у межах встановлених законодавством, складають 37,5%.

$$B_{соц} = 6,2 \cdot 0,375 = 2,33 \text{ грн} / \text{дет},$$

$$B_{соц} = 11,35 \cdot 0,375 = 4,25 \text{ грн} / \text{дет}.$$

5.3 Визначення непрямих витрат.

Кошториси, які складаються за статтями та елементами витрат, використовуються для визначення витрат на утримання та експлуатацію обладнання.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

Витрати на експлуатацію та утримання обладнання на одиницю продукції

$$E_{об.од} = \frac{P_{об} \cdot Z_{см}}{100}$$

Цехові витрати

$$E_{оц.од} = \frac{P_{оц} \cdot Z_{см}}{100},$$

де $P_{об}$, $P_{оц}$ – відсоток непрямих витрат на утримання та експлуатацію обладнання, приймаємо згідно розрахунку, %.

$$P_{об(оц)} = \frac{E_{об(оц)}}{Z_o} \cdot 100 = \frac{E_{об(оц)}}{Z_{см}N + Z_{о.н.} + Z_{д.н.}} \cdot 100,$$

де $E_{об}$ – витрати на експлуатацію та утримання обладнання,

$$E_{об} = E_a + E_d + E_p + E_u + E_i,$$

де E_a – витрати на амортизацію обладнання та транспортних засобів.

Витрати на амортизацію обладнання визначаються за даними розрахунку згідно норм амортизаційних відрахувань, визначених законодавством до балансової вартості груп основних фондів на початок звітного періоду. Приблизно складає 10% від вартості обладнання.

$$E_{a1} = 350000 \cdot 0,1 = 35000 \text{ грн}$$

$$E_{aаз} = 250000 \cdot 0,1 = 25000 \text{ грн}$$

Витрати на експлуатацію обладнання.

$$E_d = Z_{о.н.} + Z_{д.н.} + Z_{соц} + C_{вм};$$

де $Z_{о.н.}$ – основна заробітна плата робітників-почасовиків

$$Z_{о.н.} = t_q \cdot \Phi_{эф} \cdot S_n,$$

де t_q – часова тарифна ставка ($t_q = 0,87 \text{ грн} / \text{год}$)

$\Phi_{эф}$ – ефективний фонд часу роботи одного робітника ($\Phi_{эф} = 1850 \text{ год}$)

S_n – чисельність робітників-почасовиків ($S_n = 2$).

$$Z_{о.н.} = 0,87 \cdot 1850 \cdot 2 = 3219 \text{ грн},$$

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

$Z_{д.н.}$ – додаткова заробітна плата робітників-почасовиків складає 28% основної:

$$Z_{д.н.} = 3219 \cdot 0,28 = 901,32 \text{ грн.}$$

$Z_{соц}$ – відрахування на соціальні страхування становить 35% від основної і додаткової заробітної плати робітників-почасовиків.

$$Z_{соц} = (3219 + 901,32) \cdot 0,375 = 1545,12 \text{ грн.}$$

$$C_{вм} = \sum_{c=1}^k q_{вм} \cdot Q_{обл} \cdot C_{вм},$$

де k – кількість видів допоміжних матеріалів,

$q_{вм}$ – норма річних витрат на допоміжні матеріали і-го виду на одиниці обладнання за даними базового цеху $q_{вм} = 100$.

$C_{вм}$ – ціна одиниці допоміжного матеріалу, грн. $C_{вм} = 1,3 \text{ грн.}$

$Q_{обл}$ – кількість обладнання $Q_{обл1} = 20$, $Q_{обл2} = 10$.

$$C_{вм1} = 100 \cdot 1,3 \cdot 20 = 2600 \text{ грн.},$$

$$C_{вм2} = 100 \cdot 1,3 \cdot 10 = 1300 \text{ грн.}$$

Отже, загальні витрати на експлуатацію обладнання складатимуть:

$$E_{д1} = 3219 + 901,32 + 1545,12 + 2600 = 8265,44 \text{ грн.},$$

$$E_{д2} = 3219 + 901,32 + 1545,12 + 1300 = 6965,44 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання складають 6-10% від їх вартості.

$$E_{р1} = 350000 \cdot 0,06 = 21000 \text{ грн.},$$

$$E_{р2} = 250000 \cdot 0,06 = 15000 \text{ грн.}$$

Витрати на відшкодування зносу інструменту складають 25грн на одиницю обладнання.

$$E_u = 20 \cdot 25 = 500 \text{ грн.},$$

$$E_u = 10 \cdot 25 = 250 \text{ грн.}$$

Інші витрати складають 2,5% від загальної кількості всіх попередніх витрат.

$$E_{i1} = (8265,44 + 35000 + 21000 + 500) \cdot 0,025 = 1619,1 \text{ грн.},$$

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

$$E_{i_{аз}} = (6965,44 + 25000 + 15000 + 250) \cdot 0,025 = 1180,4 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання та експлуатацію обладнання становитимуть:

$$T_{об1} = 8265,44 + 35000 + 21000 + 500 + 1619,1 = 66384,54 \text{ грн,}$$

$$T_{об_{аз}} = 6965,44 + 25000 + 15000 + 250 + 1180,4 = 48395,84 \text{ грн.}$$

$$P_{об1} = \frac{66384,54}{88000 + 3129 + 901,32} \cdot 100\% = 72\%,$$

$$P_{об1} = \frac{48395,84}{250000 + 3129 + 901,32} \cdot 100\% = 45,2\%.$$

$$E_{об.од1} = \frac{72 \cdot 0,88}{100} = 0,63 \text{ грн,}$$

$$E_{об.од1} = \frac{45 \cdot 2,5}{100} = 1,125 \text{ грн,}$$

Результати витрат на утримання і експлуатацію обладнання зводимо в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2. Витрати на утримання і експлуатацію обладнання.

№, п/п	Номенклатура статей	Сума, грн	
1.	Амортизація обладнання і транспортних засобів	35000	25000
2.	Експлуатація обладнання	8265,44	6965,44
3.	Поточний ремонт обладнання	21000	15000
4.	Знос малоцінних та швидкозношувальних інструментів та приладів	500	250
5.	Інші витрати	1619,1	1180,4
Разом		66384,54	48395,84

5.4 Цехові витрати

$$P_{оц} = \frac{E_{оц}}{3_o} \cdot 100\%,$$

де $E_{оц}$ – цехові витрати, грн.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

$$E_{oc} = E_n + E_a + E_c + E_p + E_o + E_u + E_n,$$

де E_n – витрати на утримання цехового персоналу, включає суму основної і додаткової заробітної плати робітникам ІТР

$$E_n = Z_{on} + Z_{o.n.},$$

$$Z_{o.n.} = t_{\text{ч}} \cdot \Phi_{\text{эф}} \cdot S_n = 0,87 \cdot 1850 \cdot 2 = 3219 \text{ грн},$$

$$Z_{o.n.} = 3219 \cdot 0,28 = 901,32 \text{ грн},$$

$$E_n = 3219 + 901,32 = 4120,32 \text{ грн}.$$

E_a – витрати на амортизацію споруд цеху.

$$E_a = C_3 \cdot H_a,$$

де C_3 – вартість споруди, грн.

$$C_{31} = 18 \cdot 16 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 7,5 = 21600 \text{ грн},$$

$$C_{3аз} = 16 \cdot 12 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 7,5 = 11500 \text{ грн}.$$

H_a – норма амортизації на споруду складає 10% вартості споруди;

$$H_{a1} = 21600 \cdot 10\% = 2160 \text{ грн},$$

$$H_{aаз} = 11520 \cdot 10\% = 1152 \text{ грн}.$$

E_c – витрати на утримання споруди та інвентаря.

$$E_c = Q_e + Q_n + Q_o;$$

де Q_e – витрати на електроенергію для освітлення приміщення.

$$Q_e = C_e \cdot W_p,$$

де C_e – вартість 1кВт·год силової електроенергії,

$$C_e = 0,08 \text{ грн/кВт} \cdot \text{год};$$

W_p – потреба в електроенергії для освітлення приміщення

$$W_{p1} = 18 \cdot 16 \cdot 5 \cdot 2030 \cdot 15 \cdot 0,06 = 263088 \text{ кВт};$$

$$W_{pаз} = 16 \cdot 12 \cdot 4 \cdot 2030 \cdot 15 \cdot 0,06 = 140313,6 \text{ кВт};$$

$$Q_{e1} = 263088 \cdot 0,08 = 21047,04 \text{ грн};$$

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

$$Q_{\text{еаз}} = 140313,6 \cdot 0,08 = 11225,1 \text{ грн}$$

Q_n – витрати на пар для опалення приміщення

$$Q_n = C_n \cdot C_n,$$

де C_n – вартість 1 м^3 пару $C_n = 2,41 \text{ грн} / \text{ м}^3$,

C_n – річна витрата пару,

$$C_n = \frac{q_T \cdot HV}{i \cdot 1000},$$

де q_T – витрати тепла на 1 м^3 будівлі.

$$q_T = 25 \text{ ккал} / \text{ год}$$

H – кількість годин в опалювальному сезоні

$$H = 4320 \text{ год}$$

V – об'єм споруди

$$V_1 = 18 \cdot 16 \cdot 5 \cdot 2 = 2880 \text{ м}^3,$$

$$V_{\text{аз}} = 16 \cdot 12 \cdot 4 \cdot 2 = 1536 \text{ м}^3,$$

i – теплота випромінювання

$$i = 540 \text{ ккал} / \text{ кг}.$$

$$C_{n1} = \frac{25 \cdot 4320 \cdot 2880}{540 \cdot 1000} = 576 \text{ м}^3,$$

$$C_{\text{наз}} = \frac{25 \cdot 4320 \cdot 1536}{540 \cdot 1000} = 307,2 \text{ м}^3.$$

$$Q_{n1} = 576 \cdot 2,41 = 1388,16 \text{ грн},$$

$$Q_{\text{наз}} = 307,2 \cdot 2,41 = 740,35 \text{ грн}.$$

Q_6 – витрати на воду для виробничих потреб,

$$Q_6 = C_6 \cdot C_6,$$

де C_6 – вартість 1 м^3 води

$$C_6 = 0,67 \text{ грн} / \text{ м}^3,$$

C_6 – потреба у воді на рік,

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

$$C_g = 7300 \text{ м}^3.$$

$$Q_{e1} = Q_{eaz} = 7300 \cdot 0,67 = 4891 \text{ грн}.$$

Отже, витрати на утримання споруди та інвентарю становлять

$$E_{c1} = 21047,04 + 1388,16 + 4891 = 27326,20 \text{ грн},$$

$$E_{caz} = 11225,1 + 740,35 + 4891 = 16856,45 \text{ грн}.$$

E_p – витрати на ремонт споруди приймають у розрахунок 2% від вартості споруди.

$$E_{p1} = 21600 \cdot 0,02 = 432 \text{ грн},$$

$$E_{paz} = 11520 \cdot 0,02 = 230,04 \text{ грн}.$$

E_o – витрати по охороні праці, можна приймати з розрахунку 10 грн на одного робітника.

$$E_{o1} = 10 \cdot 20 = 200 \text{ грн},$$

$$E_{oaz} = 10 \cdot 10 = 100 \text{ грн}.$$

E_u – витрати на випробування винахідництво, раціоналізацію, приймаються з розрахунку 15–25 грн на одного робітника.

$$E_{u1} = 20 \cdot 25 = 500 \text{ грн},$$

$$E_{u1} = 10 \cdot 25 = 250 \text{ грн}.$$

E_H – витрати на відшкодування зносу списаного ташвидкозношуючого інвентаря у розмірі 25 грн на один верстат в рік.

$$E_{H1} = 20 \cdot 25 = 500 \text{ грн},$$

$$E_{Haz} = 10 \cdot 25 = 250 \text{ грн}.$$

Цехові витрати становлять

$$E_{oc1} = 4120,32 + 2160 + 27326,20 + 432 + 200 + 500 + 1200 + 500 = 36438,52 \text{ грн},$$

$$E_{ocaz} = 4120,32 + 1152 + 16856,45 + 230,04 + 100 + 250 + 750 + 250 = 23708,81 \text{ грн}.$$

Результати цехових витрат зводимо в таблицю 5.3, як кошторис цехових витрат.

Таблиця 5.3. Кошторис цехових витрат.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

№ п/п	Номенклатура статей	Сума, грн	
		Базовий	Проектний
1.	Утримання цехового персоналу	4120,32	4120,32
2.	Амортизація будинків, споруд, інвентаря	2160	1152
3.	Утримання будинків, інвентаря	27326,20	16856,45
4.	Поточний ремонт будинків, інвентаря	432	230,04
5.	Охорона праці	200	100
6.	Знос малоцінних і швидкозношувальних інструментів	500	250
7.	Випробування, дослід, раціоналізація	500	250
8.	Інші витрати	880	570
Разом		36118,52	23528,81

Після складання кошторису на утримання і експлуатацію обладнання, цехових витрат визначаємо процент непрямих витрат.

$$P_{об.ц.1} = \frac{36118,52}{67886,14} \cdot 100\% = 53\%,$$

$$P_{об.ц.аз} = \frac{23528,81}{64886,14} \cdot 100\% = 36\%.$$

Цехові витрати на одиницю продукції.

$$E_{оц.од.1} = \frac{53 \cdot 0,88}{100} = 0,46 \text{ грн},$$

$$E_{оц.од.аз} = \frac{36 \cdot 2,5}{100} = 0,9 \text{ грн}.$$

Загальнозаводські витрати на одиницю продукції.

Загальнозаводські витрати на виготовлення деталі визначаємо непрямо, пропорційно основній зарплаті основних робітників.

$$E_{з.од} = \frac{P_{об} \cdot 3_{см}}{100},$$

де $P_{об}$ – процент загальнозаводських витрат, береться по базовому заводу, приймаємо 2%.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E_{з.од1} = \frac{2 \cdot 0,88}{100} = 0,0176 \text{ грн},$$

$$E_{з.од аз} = \frac{2 \cdot 2,5}{100} = 0,05 \text{ грн}.$$

Позавиробничі витрати розподіляються пропорційно загальнозаводській собівартості. Процент витрат береться по базовому заводу. На заводі він складає 3–5% від загальнозаводської собівартості

$$E_{пз.1} = (10,25 + 0,88 + 0,24 + 0,42 + 0,0176 + 0,46) \cdot 0,03 = 0,36 \text{ грн},$$

$$E_{пз.аз} = (10,25 + 0,1 + 2,5 + 0,7 + 1,2 + 0,05 + 0,9) \cdot 0,03 = 0,47 \text{ грн}.$$

5.5 Собівартість продукції.

$$C_1 = C_m + Z_{ст} + Z_o + B_{соц} + E_{об.од} + E_{оц.од} + E_{з.од} + E_{пз},$$

$$C_1 = 10,25 + 0,88 + 0,24 + 0,42 + 0,63 + 0,46 + 0,0176 + 0,36 = 13,25 \text{ грн},$$

$$C_{аз} = 10,25 + 0,1 + 2,5 + 0,7 + 1,2 + 1,125 + 0,9 + 0,05 + 0,47 = 17,3 \text{ грн}.$$

Таблиця 4 містить результати калькуляції витрат, яка містить результати розрахунку всіх загальних витрат на одиницю продукції.

Графік 5.4. Розрахунки калькуляції собівартості деталі

№ п/п	Калькуляційна стаття	Сума, грн	
		Базовий	Проектний
1.	Витрати на основні матеріали за відрахуванням реалізованих відходів	10,25	10,25
2.	Пряма заробітна плата основних виробничих	0,88	2,5
3.	робітників	0,24	0,7
4.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	0,63	1,125
5.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	0,42	1,2
6.	Відрахування на соціальні заходи	0,46	0,9
	Цехові витрати	12,87	16,78

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

7.	Разом цехова собівартість	0,0176	0,05
	Загальнозаводські витрати	12,89	16,83
8.	Разом заводська собівартість	0,36	0,47
	Позавиробничі витрати		
Всього повна собівартість		13,25	17,3

5.6 Розрахунок річного економічного ефекту.

Умовний річний економічний ефект E_p в результаті підвищення терміну роботи деталі зі значенням $T_1 = 7000 \text{ год}$, $T_{аз} = 10000 \text{ год}$.

$$E_p = N \left(C_1 - C_2 \frac{T_1}{T_2} \right),$$

де N – програма випуску деталей, дорівнює 100000 шт,

C_1 – приведені витрати на виготовлення одиниці продукції по базовому варіанту.

C_2 – приведені витрати на виготовлення однієї деталі по повному варіанту.

$$E_p = 100000 \left(13,25 - 17,3 \frac{7000}{10000} \right) = 114000 \text{ грн},$$

5.7 Обґрунтування експлуатаційних і виробничо-технологічних параметрів.

Система основних технічно-економічних показників, яка описує проектну конструкцію, включає показники, які відображають основні елементи проекту, такі як технічне вдосконалення, технологічність і ергономічність. Таблиця 5.5 містить основні техніко-економічні показники.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

Таблиця 5.5.- Техніко-економічні характеристики деталей проекту

Показники	Варіант порівняння		Абсолютне значення
	Базовий	Проектний	
1. Техніко-економічні показники			
Марка матеріалу	Сталь40Х	Сталь40Х(азот)	
Маса, кг	2,750	2,750	
Строк служби, год	7000	10000	
2. Показники економічної ефективності			
Ціна деталі, грн	10,25	10,25	
Річний об'єм випуску, шт	100000	100000	
Собівартість однієї деталі, грн	13,25	17,3	100000
Приблизна річна економія, грн	0	114000	
Кількість приблизно вивільнених робітників, чол	—	—	114000

										Арк.
										87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРММТВА 2524350. 000 ПЗ					

ВИСНОВКИ

Одним із найбільш навантажених компонентів залізничного вагона є підшипники.

Дослідження величини зносу було проведено на роликівих підшипниках (установка ВУ-15 і ШЧВС-500). Це розширило їхні знання про підшипники кочення та показало, що матеріал сепаратору і покриття роликів і кілець визначають знос підшипників.

Відновлена установка ВУ-15. Вся електрична частина була відновлена.

Розроблено нову установку для випробувань ШЧВС-500 з потужним динаміком і підключеною мікросхемою Philips TDA7293. Яка дала змогу переосмислити тестування фреттинг-корозії.

Створений і впроваджений спосіб випробування зносу в умовах вібрації з проковзуванням. Упровадження методу показало, що він ефективний і працездатний для наступних характеристик.

Знос підшипника букси є в 1,216 рази більшим, ніж при цинкуванні, на початковій стадії роботи (перші 100 хв.).

Створений і впроваджений спосіб випробування зносу в умовах вібрації з проковзуванням.

Наступні характеристики методу показали, що він ефективний і працездатний. В процес реалізації та результати.

1. Побудовано нову установку для дослідження різних деталей щодо зносу, вібростійкості та віброміцності перед дослідженням підшипників букси потягів. Установка ШЧВС-500 продемонструвала погані результати щодо надійності та сфери застосування. Загалом установка має приблизно 500 Вт.

Розрахунок показує, що в вибраних умовах цей підйом пояснюється пластичними деформаціями, оскільки протікає при тисках в 5000кг.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

2: Найкращий спосіб визначити параметри апроксимуючих функцій є метод найменших квадратів (МНК).

МНК можна використовувати для ручного рахування на калькуляторі. Але це складний процес, який часто викликає арифметичні помилки.

Безумовно, необхідно використовувати комп'ютерний обрахунок для реалізації МНК, наприклад, пакет Mathcad.

3: Виконано порівняння методів апроксимації експериментальних даних. Спостерігається суттєвий вплив способу визначення величини i на параметрів k_w і m .

Тим не менш, основним критерієм оцінки впливу під час визначення цих параметрів є їх порівняння з кінцевою величиною, яка є зносом.

4. Метою цієї роботи є прогнозування зносу шарикопідшипників. Можна було порівняти ефективність мастил при тривалих випробуваннях за допомогою розрахунку очікуваного зносу зразка для різних мастил і тривалих випробуваннях. Спосіб визначення параметрів впливає на кінцевий результат порівняння, але не повністю.

5. Зрештою, цікавим є те, що вперше була отримана орієнтовна розрахункова оцінка інтенсивності зносу підшипника вагонної букси. Цей результат показує, що існує принципова можливість кількісно описати процес зношування підшипників коліс потягів на знос за допомогою даних, отриманих з експлуатації.

Список використаної літератури

1. Vakulenko, I. O., Anofriiev, V. G. and Hryshchenko, M.A., 2009. *Defekty zaliznychnykh kolis* [Defects of railway wheels]. Dnipropetrovsk: Makovetskyi. Дефекти залізничних коліс / [Вакуленко І. О., Анофрієв В. Г., Грищенко М. А. та ін.] – Дніпропетровськ: „Маковецький“, 2009. – 112с.

2. Рыбкин, В.В. Результаты экспериментальных исследований по воздействию на путь / В.В. Рыбкин, М.И. Уманов, А.П. Татуревич, В.В. Цыганенко и др. // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2004. – Вип. 5. – С. 183–187.

3. Рибкін, В.В. Проведення випробувань з впливу на колію та стрілочні переводи рухомого складу нового покоління з осьовим навантаженням 25 т на вісь / В.В. Рибкін, Савлук В.Є // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – Х., 2012. – Вип. 130. – С. 127–131.

4. Державний стандарт України ДСТУ 7571:2014. Рухомий склад залізниць. Норми допустимого впливу на залізничну колію шириною 1520 мм; Уведено вперше; надано чинності 2014-12-02. – К.: Мінекономрозвитку України, 2014. – 33 с.

5. Фомін О.В. Концепція ідеальних кузовів напіввагонів / О.В. Фомін // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: науковий журнал. – Луганськ: СХУ ім. В. Даля, 2013. – № 4(193). – С. 267–271.

6. Fomin, O. Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model [Text] / O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». – 2015, №.1. – P.45-48.

7. Фомін, О.В. Розробка методики впровадження різних профілів як складових елементів несучих систем вантажних вагонів [Текст]/ О.В. Фомін// Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків. – 26'2012 С.29-33

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

8. Курган, М.Б. Перебудова кривих для впровадження швидкісного руху пасажирських поїздів / М.Б. Курган, М.А. Гусак, Н.П. Хмелевська // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2012. – Вип. 40. – С. 90–97.

9. Курган, Д.М. Особливості сприйняття навантаження елементами залізничної колії при високих швидкостях руху / Д.М. Курган // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2015. – № 2 (56). – С. 136–145.

10. Курган, Д.М. Визначення динамічного навантаження від колеса на рейку для швидкісних поїздів/ Д.М. Курган // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2015. – № 3 (57). – С. 118–128.

11. Арбузов, М.А. Експериментальне дослідження взаємодії колії та рухомого складу в межах з'їзду / М.А. Арбузов, О.М. Патласов, С.О. Токарев // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2016. – № 5 (65). – С. 64–78.

12. Даніленко, Е.І. Новітні дослідження бічної пружності рейкових ниток при спільній дії вертикальних і горизонтальних сил / Е.І. Даніленко // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2015. – № 6 (60). – С. 65–77.

13. Даніленко, Е.І. Дослідження впливу динамічних колісних навантажень, вантажонапруженості і швидкостей руху поїздів на міцність, стійкість і строки служби рейок, скріплень та інших елементів ВБК / Е.І. Даніленко, Р.М. Йосифович, О.А. Олійник, О.О. Сорока // Збірник наукових праць ДЕТУТ: Серія «Транспортні системи і технології». – К.: ДЕТУТ, 2013. – Вип. 22. – С. 10–20.

14. Даніленко, Е.І. Про необхідність внесення змін в існуючі нормативні допуски по ширині рейкової колії у прямих та кривих при впровадженні швидкісного руху на залізницях України / Е.І. Даніленко, М.І. Карпов, В.М.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

Молчанов, Р.М. Йосифович // Залізничний транспорт України. – 2014. – № 2. – С. 9–17.

15. Велінець, В.П. Експериментальні дослідження горизонтальної поперечної жорсткості рейкових ниток при різних конструкціях рейкових скріплень / В.П. Велінець // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2015. – № 6 (60). – С. 57–64.

16. Настечик, М.П. Дослідження напруженого стану в елементах вузла скріплення типу КПП-5 під дією рухомого складу / М.П. Настечик, І.О. Бондаренко, Р.В. Маркуль // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту – Д., 2015. – № 2 (56). – С. 146–156.

17. Технічне завдання на дослідно-конструкторську роботу «Візки моделей 68-7115, 68-7115 виконання 01 вагонів пасажирських магістральних локомотивної тяги. 68-7115 ТЗ».

18. ЦП-0235 «Норми допустимих швидкостей руху рухомого складу по залізничних коліях Державної адміністрації залізничного транспорту України шириною 1520 мм» (затверджені 14.12.2010 р. Наказом Укрзалізниці № 778-Ц).

19. Yefremenko, V. G., Tkachenko, F. K., Kuzmin, S. O. and Kazankov, V. G., 2009. Kinetics of transformation of austenite in rail steel of M74 and 75ХГСМ type at the continuous cooling. *Science and Transport Progress Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after V. Lazaryan*, Vol. 29, pp. 98–201.

20. Кинетика превращения аустенита в рельсовых сталях марок М74 и 75ХГСМ при непрерывном охлаждении / В. Г. Ефременко, Ф. К. Ткаченко, С. О. Кузьмин, В. Г. Казанков // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2009. – Вип. 29. – С. 198–201.

21. Bolshakov, V. I., Sukhomlin, G. D. and Pogrebnaia, N. E., 2001. *Atlas struktur metallor i splavov* [Atlas of structures of metals and alloys]. Dnipropetrovsk:

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

Gaudeamus. Большаков В. И. Атлас структур металлов и сплавов / Большаков В. И., Сухомлин Г. Д., Погребная Н. Э. – Днепропетровск: Gaudeamus, 2001. – 113 с.

22. Vakulenko, I. A. and Bolshakov, V. I., 2008. *Morfologiiia struktury i deformatsionnoe uprochnenie stali* [Morphology of structure and deformation work-hardening steel]. Dnipropetrovsk: Makovetskyi. Вакуленко И. А. Морфология структуры и деформационное упрочнение стали / Вакуленко И. А., Большаков В. И. – Днепропетровск: „Маковецкий“, 2008. – 196 с.

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

ДОДАТКИ

					КРММТВА 2524350. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94