

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Факультет інженерії
Кафедра машинобудування та прикладної механіки

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему:

«Дослідження роботи підшипників кочення при високих навантаженнях і температурах в умовах металургійного виробництва»

Студента _____ **II** _____ **курсу** _____ **групи** _____ **МО-19дм**
напряму підготовки: _____ **133 Галузеве машинобудування**

Акентьєв М.М.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Науковий керівник

к.т.н. Боровік П.В.

*(вчене звання, науковий ступінь,
прізвище та ініціали)*

(підпис)

Завідувач кафедри

проф., д.т.н. Соколов В.І.

*(вчене звання, науковий ступінь,
прізвище та ініціали)*

(підпис)

Рецензент

*(вчене звання, науковий ступінь,
прізвище та ініціали)*

(підпис)

Сєвєродонецьк – 2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Факультет інженерії

Кафедра «Машинобудування та прикладної механіки»

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Напрямок підготовки 133 галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Соколов В.І.

« _____ » _____ 2020 року

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Акентьєву Миколі Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Дослідження роботи підшипників кочення при високих навантаженнях і температурах в умовах металургійного виробництва»

керівник роботи Боровік Павло Володимирович, к.т.н., доц.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «30» листопада 2020 року № 169/15.28

2. Строк подання студентом роботи січень 2021 року

3. Вихідні дані роботи Матеріали практики.

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

Реферат. Вступ. Розділ 1. Аналіз конструкцій і умови роботи підшипникових вузлів.

Розділ 2. Спостереження роботи важко навантажених підшипникових вузлів в умовах металургійного підприємства. Розділ 3. Розробка методів спрямованих на підвищення надійності підшипникових вузлів. Розділ 4. Висновки і рекомендації. Перелік джерел посилення.

5. Перелік графічного матеріалу: Плакати до презентації

6. Консультанти розділів

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

7. Дата видачі завдання «14» грудня 2020 року**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Згідно з календарним планом – графіком, затвердженим кафедрою «Машинобудування та прикладної механіки», що до виконання бакалаврських робіт		

Студент

(підпис)**Акентьєв М.М.**

(прізвище та ініціали)**Керівник проекту**

(підпис)**Боровік П.В.**

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Акентьєв М.М. Магістерська робота на тему: «Дослідження роботи підшипників кочення при високих навантаженнях і температурах в умовах металургійного виробництва». Напрямок підготовки «Галузеве машинобудування», Сєвєродонецьк, 2021 р.

Магістерська робота містить 76 стор., 18 рис., 2 таб., демонстраційних плакатів формату А1 у графічній частині проекту; складається із вступу, чотирьох розділів, переліку джерел посилання.

Приведена, стисла характеристика підшипникових з'єднань, особливості конструкцій при дії великих навантажень, та великих температур, засоби підвищення роботи підшипникових вузлів. Приведений аналіз роботи підшипникових вузлів в важких режимах роботи в умовах металургійного виробництва, причин виходу з ладу підшипників, та статистична обробка даних виходів з ладу обладнання в зв'язку з аварійним зношуванням підшипників кочення. Розроблені методи, спрямовані на підвищення надійності, аналіз впливу механічних властивостей матеріалу, та ефективність запропонованих методів. Зроблено розрахунки вірогідності безвідмовної роботи, наробіток до відмовлення, інтенсивність відмов підшипникових вузлів.

МЕТАЛУРГІЯ, МЕХАНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ, ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ, ВИСОКІ НАВАНТАЖЕННЯ ТА ТЕМПЕРАТУРА, ЗНОШУВАННЯ, ЗМАЩЕННЯ ВУЗЛІВ КОЧЕННЯ, ТЕРМООБРОБКА ПІДШИПНИКІВ.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ І УМОВИ РОБОТИ	
ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ.....	8
1.1 Конструкції підшипникових вузлів	8
1.1.1 Класифікація і характеристика основних типів підшипників кочення	8
1.1.2 Технічні рішення щодо поліпшення конструкцій та підвищення надійності підшипників кочення	12
1.2 Особливості підшипникових вузлів в умовах високих навантажень і високих температур	19
1.2.1 Опори кочення в умовах високих температур	19
1.2.2 Швидкохідні опори кочення	26
1.2.3 Опори кочення у високо абразивному середовищі	27
1.2.4 Важко навантаженні опори кочення	30
1.3 Зношування і руйнування підшипників в опорах кочення	35
1.3.1 Характер зношування від втомленості	36
1.3.2 Руйнування сепаратора.....	36
1.3.3 Підвищення опору коченню.....	36
1.3.4 Збільшення внутрішніх зазорів у підшипнику.....	37
1.3.5 Пластичні деформації деталей підшипника	37
1.3.6 Інші фактори зношування	37
1.4 Вплив типу мастильного матеріалу та способу змащення на роботу підшипникових вузлів	38
1.4.1 Змащення підшипників кочення.....	38
1.4.2 Призначення змащення в підшипниках кочення.....	39
1.4.3 Вибір мастильного матеріалу.....	40
РОЗДІЛ 2 СПОСТЕРЕЖЕННЯ РОБОТИ ВАЖКО НАВАНТАЖЕНИХ	
ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ В УМОВАХ МЕТАЛУРГІЙНОГО	
ПІДПРИЄМСТВА.....	45

2.1 Аналіз умов роботи підшипників вібротомашин.....	45
2.2 Причини та наслідки виходу з ладу підшипникових вузлів вібраційних машин	47
2.2.1 Вібраційний грохот	47
2.2.2 Механізм обертання картера.....	48
2.3 Статистика відмов устаткування в наслідок виходу з ладу підшипникових вузлів	49
2.4 Аналіз причини і характеру виходу з ладу підшипникових вузлів.....	54
2.4.1 Вплив механічної обробки на фізичний стан поверхневого шару деталей підшипників кочення	54
2.4.2 Процеси, що відбуваються в поверхневому шарі деталей при роботі підшипників	56
РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА МЕТОДІВ СПРЯМОВАНИХ НА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ.....	58
3.1 Поліпшення умов охолодження і змащення	58
3.1.1 Охолодження підшипників кочення	58
3.1.2 Змазування підшипників на вібротомашинах.....	59
3.2 Аналіз впливу механічних особливостей матеріалу підшипника на надійність роботи обладнання.....	62
3.3 Ефективність методів спрямованих на підвищення надійності підшипникових вузлів	67
РОЗДІЛ 4 ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	74
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	76

ВСТУП

Актуальність теми. Раціональне проектування й експлуатація опор кочення, тобто правильний вибір підшипників відповідно до робочих режимів, оптимальне конструювання опорних вузлів, якісне змащення і висока культура обслуговування опор, забезпечує тривалу і надійну роботу підшипників. При цьому значно підвищується експлуатаційна надійність технологічного устаткування, скорочується кількість аварійних виходів з ладу машин і механізмів, простої технологічних ліній, знижується до необхідного мінімуму витрата підшипників.

Тенденція сучасного машинобудування до зростання питомих навантажень і швидкостей обумовила збільшення числа підшипникових опор, експлуатованих у важких режимах. Зневага специфічними вимогами до проектування експлуатації таких опор приводить до зниження якості виробів.

До «важких» варто віднести експлуатаційні режими, які характеризуються наявністю хоча б одного з наступних факторів: високі або різко перемінні навантаження; високі або різко перемінні частоти обертання; висока температура навколишнього середовища; занурення опори в середовище підвищеного тиску; рясна забрудненість навколишнього середовища; повільний або незначний рух підшипників.

Створення опор кочення для важких режимів найчастіше здійснюється на базі традиційних машинобудівних методик, без обліку специфіки режиму. Наявна необхідність в удосконалюванні розрахунково-проектувальних методик і розробці прогресивних конструкцій підшипникових опор стосовно до таких експлуатаційних режимів.

Мета досліджень: аналіз впливу динамічних навантажень і температури на підшипникові вузли обладнання в умовах металургійного виробництва.

Об'єкт досліджень. Підшипникові опори вібраційних грохотів агломераційної фабрики в умовах металургійного виробництва.

Предмет досліджень. Умови навантаження та закономірності, що впливають на надійність роботи підшипникових опор вібраційних грохотів агломераційної фабрики в умовах металургійного виробництва.

Методи досліджень. Робота базується на наукових положеннях теорії надійності і довговічності машин та обладнання. Достовірність теоретичних досліджень підтверджена практичним результатами.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ І УМОВИ РОБОТИ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ.

1.1 Конструкції підшипникових вузлів

1.1.1 Класифікація і характеристика основних типів підшипників кочення

Підшипники кочення класифікують по наступних ознаках [1-3]: напрямку сприйманого навантаження щодо вісі або валу (радіальні, радіально-упорні, упорні); формі тіл кочення (шарикові, роликові, голчасті); числу рядів тіл кочення (однорядні, дворядні, чотирирядні, багаторядні); здатності самоустановлення (самоустановлювальні і не самоустановлювальні).

Класифікація основних типів підшипників приведена в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Класифікація основних типів підшипників кочення

Радіальні		Радіально-упорні		Упорні	
Шарикові	Роликові	Шарикові	Роликові	Шарикові	Роликові
1	2	3	4	5	6
Однорядні	Однорядні з короткими циліндричними роликами	Однорядні	Однорядні конічні	Одинарні	З циліндричними роликами
Однорядні з ущільненням	З довгими циліндричними роликами	Двохрядні	Чотирьохрядні конічні		

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6
Однорядні зі стопорною канавкою на зовнішньому кільці	Двохрядні зі стопорною канавкою на зовнішньому кільці	Однорядні з розрізними кільцями	Однорядні з розрізними кільцями та упорним буртом на зовнішньому кільці	Двійні	З конічними роликами
Однорядні з захисними шайбами	Двохрядні сферичні	Однорядні здвоєнні	Двохрядні конічні		Зі сферичними роликами
Двохрядні сферичні	Голчасті з витими роликами				

Радіальні однорядні шарикопідшипники [1-3] здатні сприймати радіальні й осьові навантаження в обидва боки до 70% невикористаної припустимої радіального навантаження і мають велику бистрохідність при відповідних конструкціях і матеріалі сепараторів. Їх з успіхом застосовують при чисто осьових навантаженнях і високих числах оборотів, коли упорні підшипники вже не працюватимуть.

Шарикові радіальні дворядні сферичні підшипники [1-3] здатні сприймати радіальні і невеликі осьові навантаження. Для сприйняття значних осьових навантажень вони не рекомендуються, тому що в цьому випадку навантажений тільки один ряд шариків і вантажопідйомність підшипника знижується. Крім того, шариків тут менше, ніж у радіальних однорядних підшипників, і співвідношення кривизни шариків і зовнішніх кілець менш сприятливо. При рухах кочення сферичні підшипники працюють краще, ніж радіальні однорядні.

Роликопідшипники з короткими роликами [1-3] здатні сприймати значні радіальні навантаження і тільки деякі з них додатково сприяють короточасні осьові навантаження, фіксуючи вал в осьовому напрямку. Бистрохідність цих підшипників велика; вони не уступають радіальним однорядним шарикопідшипникам, але вимагають точної співвісності посадкових місць. При відсутності строгої співвісності виникають кромковий тиск роликів на доріжки кочення, які швидко знижують термін служби підшипників.

Роликопідшипники радіальні сферичні [1-3] мають найбільшу радіальну вантажопідйомність у порівнянні з підшипниками інших типів. Вони здатні компенсувати значну не співвісність і прогини вала, а також сприймати і комбіноване навантаження (осьова вантажопідйомність складає 25% від невикористаного припустимого радіального навантаження). Однак установлювати них під чисто осьовим навантаженням не рекомендується, тому що в цьому випадку працює тільки один ряд роликів, і, отже, вантажопідйомність підшипника не використовується цілком.

Голчасті роликопідшипники [1-3] володіють при мінімальних радіальних габаритах максимальною радіальною вантажопідйомністю. Осьові навантаження голчасті підшипники сприймати не можуть. По швидкостях обертання голчасті підшипники уступають звичайним роликопідшипникам, але добре працюють в умовах хитання одного з кілець, навіть при великій частоті хитань. Ці підшипники досить чутливі до прогинів і не співвісності посадкових місць.

Роликопідшипники з витими роликами [1-3] сприймають тільки радіальні навантаження, не фіксуючи вал в осьовому напрямку. Вони можуть сприймати ударні навантаження, менш чутливі до забруднення. У порівнянні з підшипниками, що мають суцільні циліндричні ролики, вони мають приблизно вдвічі меншу вантажопідйомність і можуть працювати тільки при невеликих швидкостях. Тому підшипники цього типу не є перспективними і їх застосуванням скорочується.

Шарикопідшипники радіально-упорні [1-3] здатні сприймати комбіновані радіально-осьові навантаження. Осьова вантажопідйомність їх залежить від ку-

та контакту. Для сприйняття дуже великих осьових навантажень в опорі можна установити по двох, трьох і більш підшипників, за схемою "Тандем". Радіальні упорні однорядні підшипники здатні сприймати осьове навантаження тільки в одному напрямку, тому для фіксації валу в обидва боки вони, як правило, установлюються парно. По своїм швидкісним здібностям радіальні упорні підшипники з невеликим кутом контакту (112°) не гірше ніж радіальні однорядні шарикопідшипникам. Збільшення кута контакту знижує бистрохідність підшипників цього типу.

Конічні роликопідшипники [1-3] можуть сприймати радіальні й осьові навантаження. Здатність сприймати осьові навантаження залежить від кута конусності зовнішнього кільця. Зі збільшенням кута осьова вантажопідйомність зростає за рахунок зменшення радіального навантаження. Припустимі швидкості конічних роликопідшипників у порівнянні з підшипниками, що мають циліндричні ролики, значно нижче і, приблизно такі ж, як у сферичних роликопідшипників. Конічні роликопідшипники роз'ємні, що дозволяє робити роздільний монтаж і демонтаж зовнішніх і внутрішніх кілець.

Упорні шарикопідшипники [1-3] можуть сприймати тільки осьові навантаження. Одинарні в одному напрямку, [1] подвійні - у ту й іншу сторони. Слід зазначити, що одинарні упорні підшипники можуть бути встановлені для сприйняття реверсивного осьового навантаження, але тільки в нешвидких рідко працюючих вузлах. Швидкості упорних підшипників, що допускаються, досить обмежені, тому при високих числах оборотів і особливо на горизонтальних валах застосовувати їх не рекомендують. У цьому випадку треба встановлювати або радіальні однорядні шарикопідшипники (якщо навантаження невеликі) або (при значних навантаженнях) радіально-упорні шарикові або роликові підшипники.

Упорні роликопідшипники [1-3] здатні сприймати великі осьові навантаження, а деякі з них і невеликі радіальні. Бистрохідність цих підшипників низька. Тому при великих навантаженнях і значних числах оборотів замість них за-

стосовують комплект радіально-упорних підшипників з великим кутом контакту.

1.1.2 Технічні рішення щодо поліпшення конструкцій та підвищення надійності підшипників кочення

Не зважаючи на існування великої кількості стандартизованих основних типів підшипників, в машинобудуванні постійно відбувається вдосконалення їх конструкції [4-17]. Розглянемо деякі з них докладніше.

Зокрема відомий [4] підшипник кочення (рис. 1.1), що містить внутрішнє кільце 1, проміжне кільце 2, між якими розташовані кульки 4 в сепараторі 3. Між проміжним кільцем 2 і зовнішнім посадочним кільцем 5 встановлені кульки 6 із рівномірним розташуванням по колу. Простір між кульками 6 і кільцями 2 і 5 заповнено пластичним матеріалом 7, наприклад гумою. 20

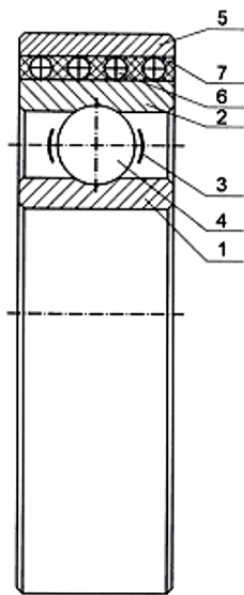


Рисунок 1.1 – Підшипник кочення

При обертанні зовнішнього або внутрішнього кільця кульки 4 перекочуються по бігових доріжках сферичного профілю, при цьому відносні осьові коливання зовнішнього і внутрішнього кілець викликають пружну деформацію

пластичного матеріалу 7 і перекочування кульок 6 по циліндрових поверхнях кільць 2 і 5. Радіальна жорсткість підшипника залишається високою.

Така конструкція сприяє усуненню втрат на тертя між елементами підшипника у випадку встановлення на них валів, які здійснюють осьові вібраційні коливання, а також зменшення динамічних осьових навантажень при передачі обертального руху з осьовими коливаннями, 10 забезпечуючи при цьому високу радіальну жорсткість.

Розроблена [5] конструкція сферичного дворядного підшипника в якому для підвищення довговічності роботи в умовах вібрації як при рідкому, так і при консистентному змащенні за рахунок поліпшення змазування зовнішньої поверхні фланця сепаратора, що контактує з доріжкою кочення зовнішнього кільця, передбачено зовнішнє кільце зі сферичною доріжкою кочення, внутрішнє кільце з двома тороїдальними доріжками кочення, два ряди бочкоподібних роликів, встановлених між доріжками кочення, масивний сепаратор з фланцем, що містить два протилежних плоских ділянки, паралельних один одному, а на зовнішній поверхні фланця сепаратора виконані канавки. Канавки сепаратора можуть бути виконані поздовжніми, спіральними, шевронними.

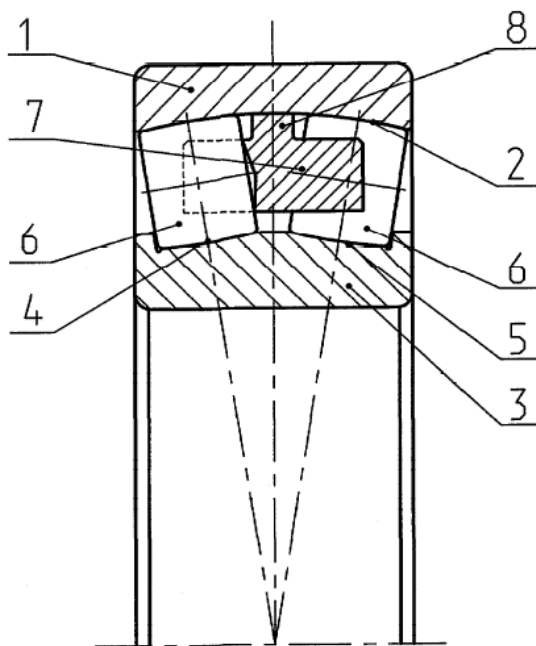
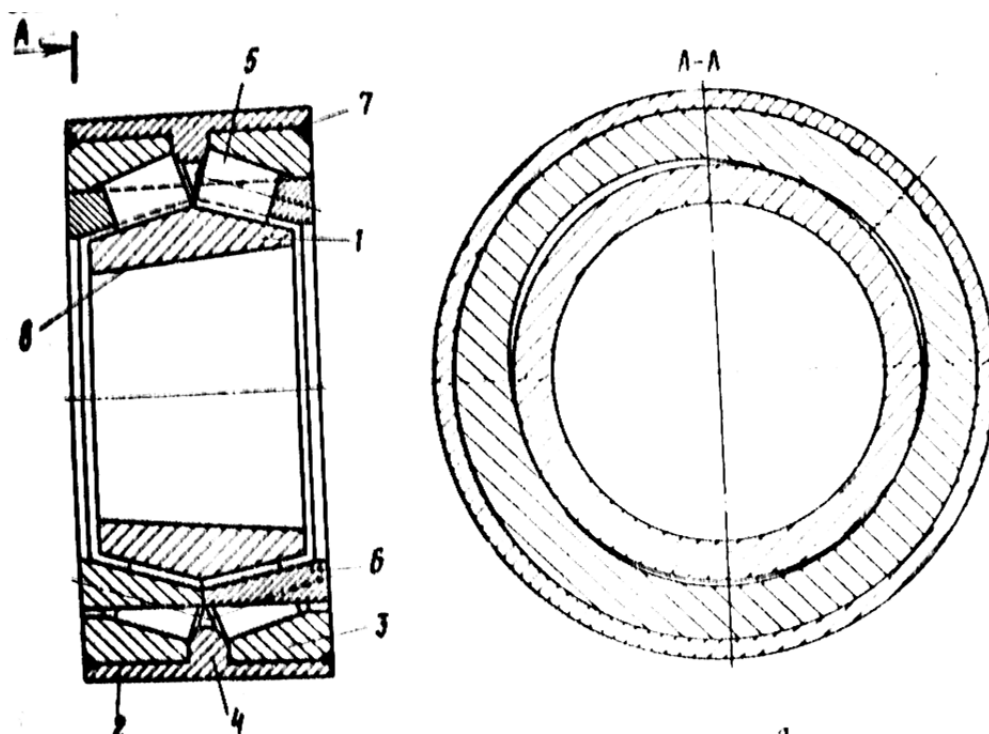


Рисунок 1.2 – Роликовий сферичний дворядний підшипник

Роликовий сферичний дворядний підшипник містить зовнішнє кільце 1 зі сферичною доріжкою кочення 2, внутрішнє кільце 3 з двома тороїдальними доріжками кочення 4 і 5, бочкоподібні ролики 6, сепаратор 7. Сепаратор 7 має фланець 8 з канавками 9.

Також відомий підшипник [6], котрий для покращення умов роботи, та збільшення надійності містить (рис. 1.3) внутрішню обойму і зовнішню обойму, що складається з двох рівнобіжних втулок, розрізнених буртом, а також щонайменше два ряди тіл кочення, розташовані в сепараторі, які центруються по внутрішній поверхні зовнішньої обойми.

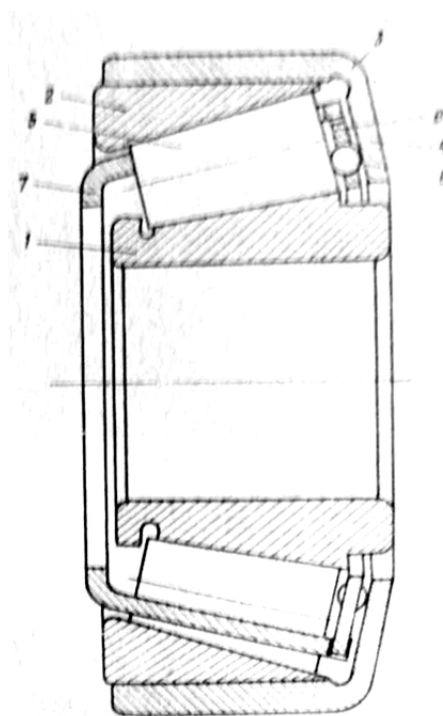


1 – внутрішня обойма, 2 – зовнішнє кільце, 3 – внутрішня втулка,
4 – борт, 5 – полі ролики, 6 – сепаратор

Рисунок 1.3 – Підшипник кочення

Відомий конічний роликопідшипник, що містить нерухоме і рухоме кільця, конічні ролики, [7] сепаратор із фланцем і розташованими в ньому шариками, що контактують з торцевою поверхнею роликів і упорним буртом, виконаним на рухомому внутрішньому кільці підшипника паралельно торцям роликів.

В якому для запобігання повороту кільць та прослизання підшипника передбачено фіксуючий бурт. (рис. 1.4).



1 – рухоме внутрішнє кільце; 2 – нерухоме зовнішнє кільце; 3 – допоміжне кільце з упорним буртом; 4, 5 – конічні ролики; 6 – шарики; 7 – сепаратор; 8 – фланець

Рисунок 1.4 – Конічний підшипник.

Однак у цьому підшипнику шарики при коченні прослизають, що супроводжується підвищенням моменту тертя підшипника. З метою усунення цих недоліків розроблена конструкція підшипника постаченого закріпленням на нерухомому кільці додатковим кільцем, [7] на якому розташований упорний бурт.

Відомий циліндричний роликовий підшипник, що містить внутрішнє і зовнішнє кільця з направляючими бортами, [8] що мають розвал, а також розміщені в сепараторі ролики з радіусними зонами і плоскими торцями. Який з метою попередження ушкодження поверхні тертя торців роликів і бортів кільць при дії осьових сил з метою підвищення надійності роликового підшипника і збільшення його несучої здатності в осьовому напрямку, виконують ролики, що

мають більш рівномірне розташування контактних напружень на поверхнях торця і борта кільця при передачі осової сили.

Наслідком цього, а також за рахунок виключення зародження мікро дефектів на поверхнях тертя значно підвищується надійність підшипника.

На рисунку 1.5 представлені циліндричний роликовий підшипник і схема з'єднання плоскої частини торця ролика з радіусною зоною.

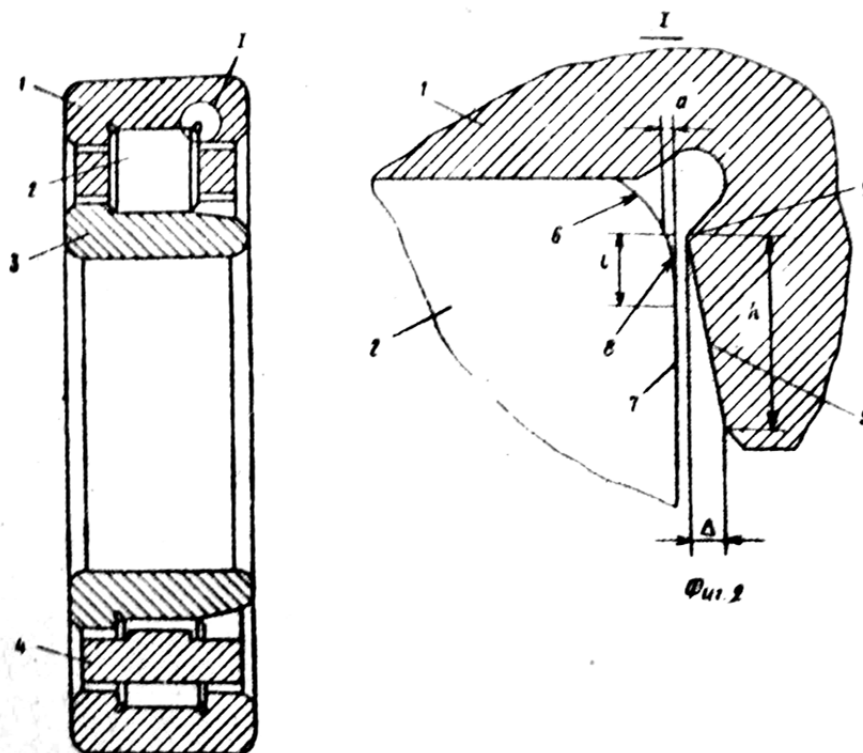


Рисунок 1.5 – Циліндричний роликовий підшипник

Роликовий підшипник складається з зовнішнього кільця 1, роликів 2, внутрішнього кільця 3 і сепаратора 4. Зовнішнє кільце має направляючі борти 5 з розвалом. Кожний ролик виконаний з радіусними зонами і плоскими торцями 7. У місці переходу радіусної зони в плоский торець ролик має криволінійна перехідна ділянка з'єднання 8. Ця ділянка починається на рівні точки 9 початку розвалу борта 5 зовнішнього кільця і має довжину рівну 0,3-0,4 несучі висоти борта 5, і найбільше видалення від площини торця 7 ролика, рівне 0,3-0,5 величини розвалу борта 5.

Відомий конічний роликовий підшипник [9], що містить зовнішнє і внутрішнє кільця, сепаратор, ролики і пружні торцеві елементи, при цьому зовнішнє кільце має упор, а торцеві елементи, виконані у виді пружин, що роблять тиск на поверхню роликів, розташовані з боку їхнього малого діаметра. Який з метою збільшення твердості, містить зовнішнє кільце і внутрішнє з упорним бортиком, сепаратор, ролики і торцевий елемент, розміщений між упорним бортиком і роликами і виконаний у виді кільцевого диска. На рисунку 1.6 схематично зображений пропонований підшипник.

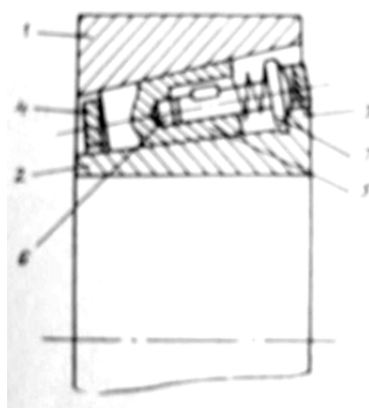


Рисунок 1.6 – Конічний роликовий підшипник.

Конструкція містить зовнішнє кільце 1, внутрішнє 2 із упорним бортиком 3, сепаратор 4, ролики 5 з виконаними в них глухими гніздами 6, торцевий елемент 7, що включає в себе безпосередньо циліндричний стрижень зі сферичної гол-який і пружиною і встановлений у гнізді з можливістю осьового переміщення.

Така конструкція підшипника дозволяє збільшити його стійкість і термін служби.

Відомий упорно-радіальний роликопідшипник [10], що містить зовнішнє і складне внутрішнє кільця з доріжками кочення і перехресно розташовані між ними конічні ролики, розміщені в сепараторі, осі симетрії яких розташовані під однаковими гострими кутами до осі підшипника тим, що, з метою розширення

функціональних можливостей, зовнішнє кільце виконане складеним з стрічковою площиною рознімання.

Роликопідшипник (рис. 1.7) містить складене внутрішнє кільце 1 і зовнішнє складне кільце 2 тіла 3 кочення у виді конічних роликів, розміщених у сепараторі 4. На кільцях виконані доріжки 5 і 6 кочення.

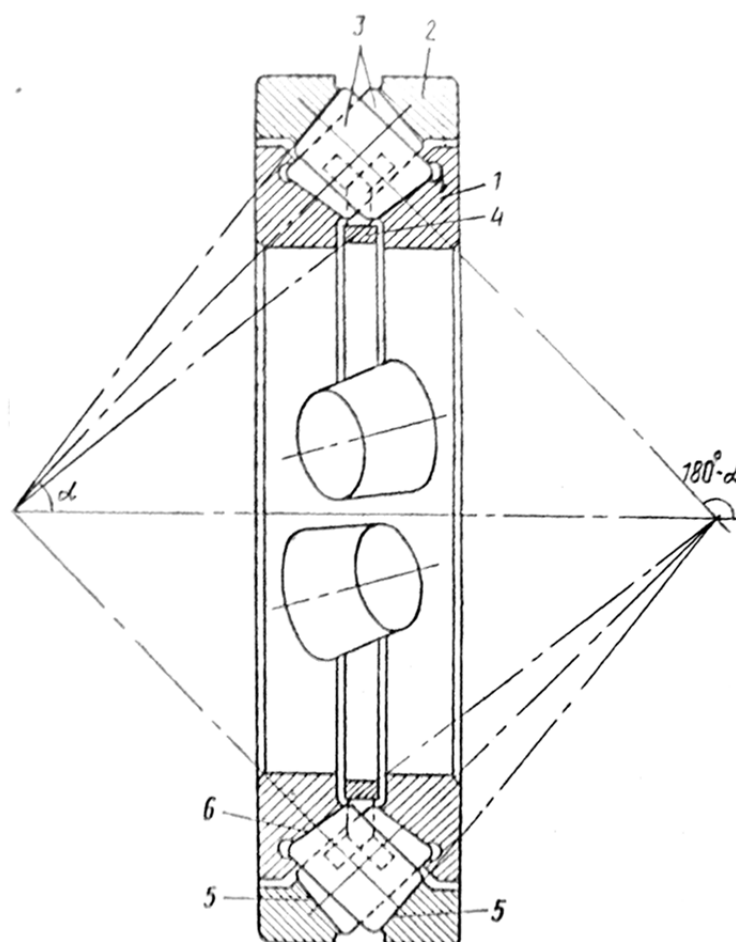


Рисунок 1.7 – Упорно-радіальний підшипник.

На опорі можуть діяти радіальне й осьове навантаження, значно різних по величині. Змінюючи кут можна створювати різні підшипники здатні сприймати переважно радіальну (зменшуючи) або осьову (збільшуючи) навантаження підшипник можна використовувати в самоустановлювальних опорах, де кутове, положення валу щодо корпусу визначається тільки геометрією підшипника і не вимагає регулювання після закінчення операцій по посадці підшипника в корпус, а валу в підшипник.

1.2 Особливості підшипникових вузлів в умовах високих навантажень і високих температур

1.2.1 Опори кочення в умовах високих температур

Тепловий режим опори кочення. Тепловий режим підшипникової опори визначається енергетичними втратами на тертя катання і ковзання, що супроводжуються тепловиділенням в опорі, і температурою навколишнього середовища з урахуванням тепловиділення суміжних вузлів і агрегатів машини.

У результаті підвищення температури знижується стійкість підшипникових сталей, відбувається деформація окремих деталей підшипника [18], зменшується термін служби мастильних матеріалів, знижується працездатність пластмасових деталей підшипника й ущільнень.

Твердість поверхонь кочення відчутне знижується, якщо їхня температура приблизна до температури відпуски кілець і тіл кочення.

Температура відпуску кілець підшипників 170-180 °С. Коли температура підшипників звичайного виконання дорівнює або перевищує 125 °С, відбувається зниження міцності робочих поверхонь, що враховується введенням у формулу еквівалентної навантаження температурного коефіцієнта. Для роботи в умовах високих температур застосовують спеціальні підшипники з підвищеною температурою відпуску.

Деформація деталей підшипника небезпечна, якщо вона приводить до зменшення його внутрішніх зазорів і зміні посадкових натягів. Якщо температура на внутрішнім кільці підшипника вище, ніж на зовнішньому, для роботи в умовах високих температур рекомендують підшипники зі збільшеним зазором. Щоб уникнути розпресування підшипника, варто виготовляти вал і корпус з матеріалу з тим же коефіцієнтом теплового розширення, що і підшипникова сталь. При значних коливаннях температур варто уникати установки підшипників за схемою "в розпир" [1-3]. Можливість осьового переміщення в плаваючій опорі, повинна перевищувати максимальне теплове видалення вала.

Якщо деформації деталей при максимальній температурі настільки високі, що збільшення зазорів порушує стабільну роботу підшипників при інших робочих режимах, можна застосувати пружне утримування підшипників або ввести систему охолодження.

При проектуванні останньої варто уникати розповсюджені помилки - зниження температури на менш нагрітому кільці. Так, якщо перегрівання викликане зовнішнім тепловиділенням підшипника, охолодження корпусу опори разом із зовнішнім кільцем підшипника може привести до його заклинювання.

Зниження працездатності мастильних матеріалів при підвищенні температури визначає вибір їхніх марок [19], системи їхньої подачі в підшипниковий вузол і строк заміни варто мати на увазі, що підвищення температури пластичного мастильного матеріалу на $14-15^{\circ}$ (у межах припустимих температур) у середньому вдвічі знижує його довговічність. Тому в умовах високих температур кращою є система з відцентровим автоматичним скиданням надлишків пластичного мастильного матеріалу, що дозволяє робити поповнення мастильного матеріалу досить часто. Однак конструкція ряду машин вимагає застосування опор з неодмінним змазуванням (при виготовленні опори) при високій температурі. У таких опорах застосовують спеціальні високотемпературні пластичні або тверді мастильні матеріали.

Налагоджено серійний випуск наступних термостійких пластичних мастильних матеріалів:

«Терма» ТУ-38.401.378-82, призначений для мало обертових підшипників кочення, [20] що працюють при температурах менше 400°C ; «Інду» ТУ-38.401.331-81, призначений для підшипників кочення конвеєрних ліній, що працюють при температурах менше 300°C . Мастильний матеріал заправляється однократно при зборці опор і зберігає працездатність протягом 1 року.

Рідке мастило у високотемпературних підшипникових опорах забезпечують ефективне тепло відведення особливо при струминній подачі. Гарним охолодним ефектом є також масляний туман. Тепловий режим опори варто враховувати при проектуванні ущільнень. Деталі безконтактних ущільнень високо-

температурних опор кочення виготовляють металевими. У парах тертя контактних ущільнень уживаються поряд з металами пластичні матеріали і гума.

В умовах високої температури як ущільнення ефективно використовуються бронзові і чавунні пружні кільця, а також торцеві ущільнення.

Температурний діапазон торцевих ущільнювальних пристроїв забезпечується підбором матеріалів; [21] він складає $-200...+450\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При високих температурах ($150\text{ }^{\circ}\text{C}$) у якості допоміжного ущільнювального елемента використовують металеві сильфони, що іноді служать одночасно і пружними елементами. Якщо температура менше $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ можна застосовувати конічні кільця з фторопласта-4.

При установці пластмасових ущільнень у металевий стакан необхідно дотримуватись того, що коефіцієнт лінійного розширення пластмас на порядок більше, ніж металів, [22] тому варто залишати необхідний зазор. Застосовуючи вуглеграфітові кільця, необхідно враховувати їх менші в порівнянні з металами температурні деформації. При температурі більше 150°C в якості матеріалу для ущільнювальних кілець застосовують графіт із включенням силіцію або металеві сплави. Іноді пристрій розташовують всередині "оболонки", куди направляють охолоджуючу рідину.

Торцеве ущільнення, призначене для роботи при температурі середовища, [18] що ущільнюється, до 200°C (рисунок 1.8), відливається масивним сталевим корпусом з ребрами, які відводять тепло.

Його недолік - велике число еластомірних кілець круглого перетину з теплостійкої гуми, значно більш високу температуру здатне витримати ущільнення, що складається тільки з металевих деталей (рисунок 1.9).

Витік через поверхню сполучення плаваючого ущільнювального кільця, 2 і кришки 5 запобігає комплект чавунних розрізних кілець 3. Роль пружного елемента виконує сталева пружина 6.

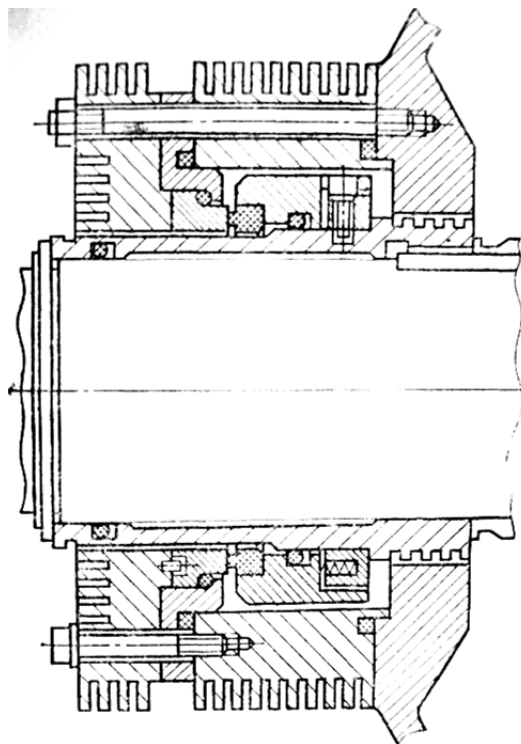
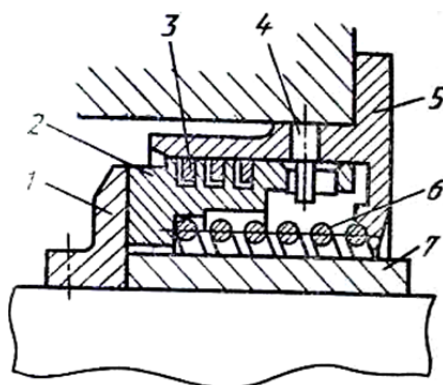


Рисунок 1.8 – Торцеве ущільнення для підвищених температур (до 200°C)

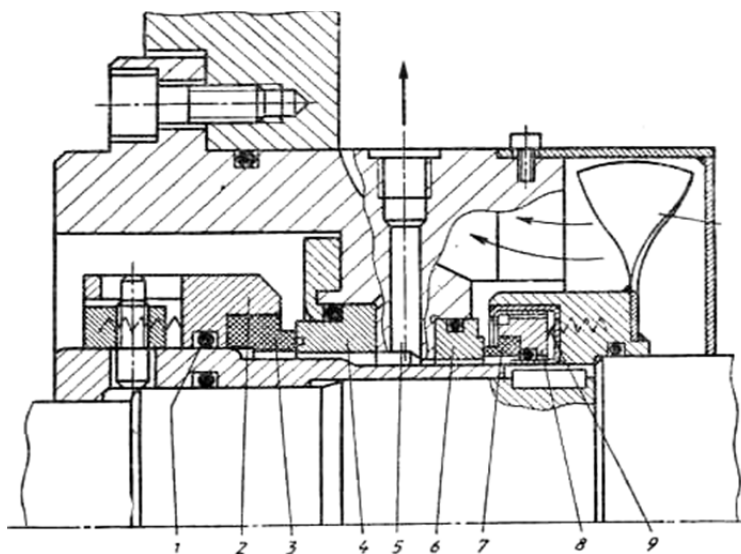


1- опорне ущільнювальне кільце; 2 - упорне ущільнювальне кільце;
3 - гнучкі металеві кільця; 4 - фіксатор; 5 - кришка; 6 - пружина; 7 -
втулка.

Рисунок 1.9 – Торцеве ущільнення для високих температур.

На рисунку 1.10 зображене двоступінчасте ущільнення. Перша ступінь знаходиться в безпосередньому контакті з рідиною, що ущільнюється, і включає упорне кільце 3, запресоване в обойму 2 і підгортається комплектом гвинтових пружин, і опорне кільце 4. На торці опорного кільця виконана кільцева

проточка, що забезпечує гідродинамічний ефект. Друга ступінь пари відділена від рідини, що ущільнюється [22], гідрозатвором, тому має потребу в особливому пристрої для відводу тепла. Ступінь складається з опорного кільця 6 і упорного кільця 7, запресованого в обоймі 8, що встановлений у касеті 9. Момент обертання від касети на стакан передається через поводок. Лопати 10, у маточині яких закріплена касета, забезпечують повітряне охолодження ступіні.



1 - допоміжне ущільнення; 2 - обойма; 3,7 - упорні ущільнювальні кільця; 4, 6 опорні ущільнені кільця; 5 - канал відводу затворної рідини; 8 - обойма; 9 - касета; 10 - лопати.

Рисунок 1.10 – Двоступінчасте торцеве ущільнення:

Одночасно проохолоджується і затворна рідина, що поліпшує відведення тепла не тільки від другий, але і від першої ступені.

Розглянемо особливості проектування опор кочення з відведенням тепла. Коли тепло генерується лише підшипником і ущільненнями, температура може підтримуватися в припустимих межах за рахунок правильного вибору підшипника й ущільнень [22], оптимальних зазорів у підшипнику, раціонального змащення і т.п. Якщо ж рядом з опорою маються зовнішні джерела тепла (як, наприклад, в опорах сушарок, вентиляторів і компресорів, що перекачують гарячі

гази, і ін.), необхідне створення системи відведення тепла. Для зниження температури підшипників у системі відведення тепла можуть бути використані:

- струминна циркуляційна подача мастила з охолодженням зовнішньої ділянки маслопроводу; у систему подачі мастила варто включати відсвітний і пристрій для фільтрування мастила;
- повітряне охолодження за допомогою вентилятора або імелера;
- відбивний диск або екран, які встановлюються між підшипниковою опорою і джерелом тепла; для посилення ефекту диск постачають лопатами, екран - ребрами жорсткості, що збільшують поверхню відведення тепла;
- водяне охолодження; холодна вода циркулює в мідній або алюмінієвій витій трубці, що розташовують у масляній ванні; при зупинці опори треба спускати воду, щоб уникнути конденсації вологи на поверхні трубки;
- охолодна сорочка на корпусі або в пустотілому валові, у сорочці циркулює вода; при зупинці опори також необхідно спускати воду.

Шарикопідшипника з антифрикційним заповнювачем (АФЗ) виготовляють на базі стандартних шарикопідшипників шляхом щільного набивання їх антифрикційною масою [23], що містить велику кількість графіту. Після спеціальної обробки маса твердіє; сепаратор підшипника утворює металеву арматуру твердого тіла, що заповнює підшипникову порожнину. Зазор між кільцями підшипника й АФЗ не перевищує 0,01-0,05 мм, що дає можливість застосовувати підшипник в опорі з найпростішими пристроями ущільнення, а іноді і зовсім без ущільнень.

Вантажопідйомність підшипника при заповненні АФЗ не міняється, швидкість досягає 50-70 % граничної частоти обертання підшипника на пластичному змащувальному матеріалі. Мається досвід застосування шарикопідшипника 201 (12X32X10 мм) з АФЗ при частоті обертання 20 000 хв⁻¹. Інтервал робочих температур підшипників – 200...+350 °С. Підшипники рекомендують до використання в агресивних і забруднених середовищах [18], можуть за-

стосовуватися в умовах глибокого вакууму і особистого виду випромінювань і т.п.

Підшипникові опори з АФЗ, конструктивно досить прості, тому що не мають потреби в системах змащення і герметизації. Приклади їхнього практичного застосування наступні:

1. Підшипники роликів сушильно-фарбувальних конвеєрів Середовище – з пилом, пароповітряна суміш з температурою 80-100 °С. Термін служби перевищує 2 роки. (Раніше термін служби стандартних підшипників із пластичною маззю складав 3-6 місяців)
2. Опори хитання димососів. Середовище з пилом, пароповітряна суміш з температурою 250-300 °С. Термін служби перевищує 6000 ч.

Підшипникова промисловість освоює випуск шарикових радіальних підшипників (виконання АСЗ), заповнених АФЗ з торцями кілець [24], у габаритних розмірах серій 200 і 300 з діаметром отвору 15 - 50 мм. В умовне визначення такого підшипника включений індекс АСЗ. Приклад умовної позначки підшипника з розмірами 15x35x11 мм: 202АСЗ. На основі експлуатаційних іспитів, які проводили на конвеєрних лініях деяких автозаводів, такі підшипники рекомендують для вузлів, що працюють при частотах обертання до 100 хв⁻¹ і періодичний вплив температури до 300 °С. Відзначається, що застосування нових підшипників дозволило підвищити термін служби опор конвеєрних ліній з 3-4 місяців до 3 років.

Шарикопідшипники виконання 325. Підшипники виконання 325 представляють собою підшипники з захисними шайбами, що захищають їхню внутрішню порожнину від попадання сторонніх часток, заповнені пластичним мастильним матеріалом Інду [19]; працездатні при температурах до 300 °С и частотах обертання до 100 хв⁻¹. Матеріал Інду закладається в підшипник на заводі-виготовлювачі на весь ресурс його роботи. До температури 200 °С підшипник працює як зі звичайним пластичним мастильним матеріалом. При більш високій температурі на деталях підшипника утвориться міцна плівка твердого мас-

тильного матеріалу, основні області застосування підшипників виконання такі ж, як і підшипників з АФЗ.

1.2.2 Швидкохідні опори кочення

У швидкохідних опорах застосовуються радіальні, радіально-упорні і упорно-радіальні шарикопідшипники [18], а також (для сприйняття винятково радіальних навантажень) радіальні роликopідшипники з короткими циліндричними роликами, з внутрішнім кільцем без борта. Найбільш розповсюджені бракувальні ознаки високошвидкісних опор - руйнування сепаратора, стирання поверхонь кочення.

Специфіка роботи підшипника кочення при високих частотах обертання визначається наступними факторами:-

- високими відцентровими силами на тілах кочення
- значними гіроскопічними силами на тілах кочення упорних і радіально-упорних підшипників;
- підвищеним впливом неврiвноваженостi сепаратора;
- впливом дії відцентрових сил на поводження мастильного матеріалу в порожнині підшипника.

Один з головних напрямків створення високошвидкісних підшипників - зниження маси тіла кочення з метою зменшення відцентрових сил. Конструктивно це здійснюється зменшенням розмірів тіла кочення з одночасним збільшенням числа тіл кочення в підшипнику. Проводяться роботи зі створення порожніх тіл кочення, що стримуються труднощами забезпечення стінок різної товщини.

Для роботи в умовах надвисоких частот обертання застосовують також гібридні підшипники [1-3], що включають шарикопідшипники з полегшеними шариками і гідродинамічні підшипники ковзання.

При створенні спеціальних високошвидкісних підшипників велика увага приділяється оптимізації конструкції внутрішніх елементів: підборів співвід-

ношення між діаметром шариків і радіусами жолобів зовнішнього і внутрішнього кілець, виборіві внутрішніх зазорів. Ціль цих заходів у зниженні впливу відцентрових сил, обмеженні тертя ковзання, стабілізації теплового режиму підшипника.

Для збільшення бистрохідності підшипника підвищується точність поверхонь кочення і ковзання, уводяться суперфінішні операції їх обробки.

Важливе значення має конструкція сепаратора. Найбільш раціональним при високих частотах обертання є застосування суцільних пластмасових або бронзових сепараторів з centruванням по зовнішньому кільцю підшипників. Іноді сепаратори бистрохідних підшипників постачають і нарізками, [23] які нагнітають мастило, мастильними канавками.

1.2.3 Опори кочення у високо абразивному середовищі

Проникання абразивних часток у порожнину підшипника - одна з найбільше розповсюджених причин відмовлень підшипників. Невелика кількість дрібних абразивних домішок в олії викликає рівномірне стирання поверхонь тертя в підшипнику, що протягом короткого проміжку часу приводить до збільшення внутрішнього зазору. Більш великі абразивні частки викликають піт-тінг, [25,26] руйнують масляну плівку і, таким чином, приводять підшипник у непридатність. Абразивна маса, сягаюча 5-10 % мастильного матеріалу, здатна привести до заклинювання підшипника.

Високо абразивне середовище характерне для опор кочення, експлуатованих у землерийних машинах, у ряді сільськогосподарських машин, в устаткуванні гірничорудних і ливарно-металургійних підприємств, у машинах по виробництву будматеріалів і ін.

Найбільше інтенсивно абразивне зношування підшипників відбувається при безпосередньому контакті опор з вологим піщаним ґрунтом, вологим менш піщаним ґрунтом, сухим піщаним ґрунтом [18], сухим менш піщаним ґрунтом,

піщаним пилом, який сиплеться або знаходиться у повітрі (у порядку убування інтенсивності зношування).

Для запобігання проникання абразивних часток у підшипникову порожнину застосовують комбіновані ущільнення, що включають "чорнову" безконтактну і "чистову" контактну частини. При цьому безконтактна частина скорочує влучення абразивних часток на поверхні тертя контактних ущільнень, що істотно покращує довговічність останніх.

У контактній частині встановлюють ущільнення наступних типів:

- манжетне, у якому переважно застосовувати вискоеластичні манжети. Найкращі результати дає установка двох манжет, у порожнину між якими подається пластичний мастильний матеріал, що утворює гідрозатвор і змащує робочі кромки обох манжет;
- торцеве найбільш простих конструкцій, щоб уникнути відмовлення при прониканні абразивних часток у внутрішні порожнини (при тиску навколишнього середовища рівному атмосферному рекомендується використовувати найпростіше торцеве ущільнення і спрощені конструкції, при підвищеному тиску навколишнього середовища доцільно застосовувати ущільнення, з метою зменшення поглядів у контактні ущільнювальні кільця притирають [23], їхнє кріплення повинне виключити можливість взаємних перекосів і деформацій; гнучкими кільцями, що застосовують в абразивних середовищах при невисоких окружних швидкостях (до 5-8 м/с)

У безконтактній частині встановлюють відбірник пилу або лабіринтове ущільнення, у щілині якого підводять етичний мастильний матеріал, частота подачі якого значно вище, ніж у підшипник (іноді щодоби).

Якщо абразивне середовище має підвищений тиск, виконання лабіринтового ущільнення виявляється марним, оскільки щілини ущільнень негайно забиваються абразивними частками, що приводить до їх зношування з підвищеним виділенням тепла і погіршенню умов роботи контактної ущільнення. То-

му в конструкції, установка "чорнових" безконтактних ущільнень не передбачена.

На рисунку 1.11 показана опора кочення. Опора включає радіальний сферичний дворядний роликопідшипник 5, напресований на вал 13 і встановлений у корпус 3. Вибір посадок з великим натягом обумовлений високими динамічними навантаженнями. Підшипник має збільшений по четвертій групі радіальний зазор.

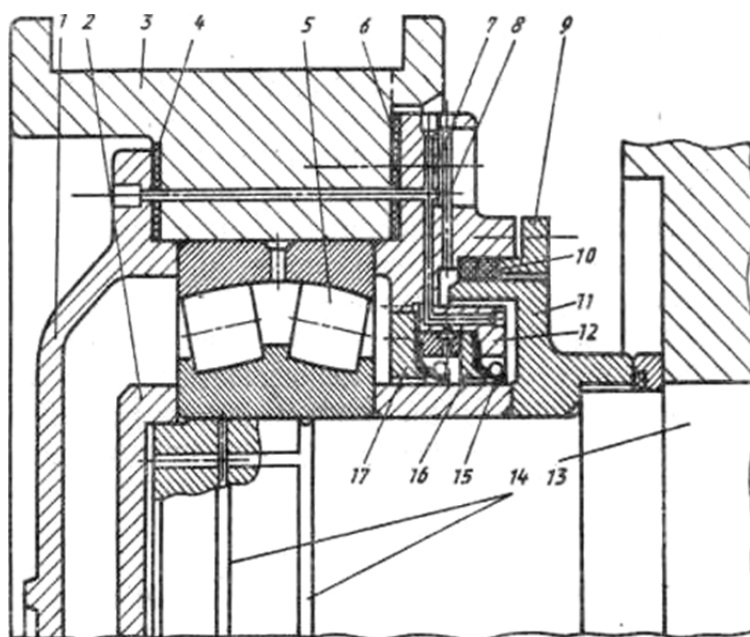


Рисунок 1.11 – Опора кочення.

Для спрощення монтажу-демонтажу на валові передбачений гідравлический розпір, причому забезпечено дворазовий додаток гідравлічного навантаження через кільцеві канавки 14. В осьовому напрямку підшипник затиснутий на валові між кришкою 2 і втулками [22], які опираються на заплечик вала, у корпусі - між глухою торцевою кришкою 1 і корпусом 12 ущільнювального пристрою. Для змазування підшипника застосовується закладний пластичний мастильний матеріал. З'єднання кришки 1 і корпусу 12 з корпусом 3 опори герметизовані за допомогою прокладок 4 і 6.

Ущільнювальний пристрій опори складається з двох ступіней. Перша включає набивання 10, встановлене в корпусі 11 і підгорнуту фланцем 9, якому

можна підтягувати в міру зносу набивання. Друга ступінь утворена двома радіальними манжетами 15, кожна з яких підгорнута протекторами 16 і 17, що підвищує їхню здатність протистояти тискові середовища, що ущільнюється. У порожнину між ступіннями, а також у порожнину між манжетами подається пластичний мастильний матеріал, який утворює гідрозатвор по каналах 7, 8.

Підшипники виконання ЕС17. Підшипникова промисловість приступила до масового виробництва шарикового однорядного радіального підшипника виконання ЕС17, призначеного для використання в умовах підвищеного пилу навколишнього середовища без додаткового технічного обслуговування [1-3].

Підшипники виконання ЕС17 являють собою підшипники закритого типу, у яких пластмасовий сепаратор одночасно виконує роль ущільнення. Сепаратор складається з двох пів сепараторів, виготовлених литтям під тиском з термопластичних антифрикційних полімерних матеріалів. Робочими елементами ущільнення є кільцеві еластичні виступи на поверхнях внутрішнього і зовнішнього діаметрів пів сепараторів. Сполучення двох функцій в одній деталі. Спрощує конструкцію і технологію виготовлення в порівнянні з підшипниками з гумово-металевими ущільненнями, зберігаючи при цьому у визначених областях застосування ту ж працездатність, що й у підшипників з ущільненнями.

Підшипники із сепаратором-ущільненням пропонуються для частот обертання в межах до $3000-5000 \text{ хв}^{-1}$.

1.2.4 Важко навантаженні опори кочення

Радіально-навантаженні опори кочення. Для сприйняття високих навантажень застосовуються роликові підшипники. Для підвищення вантажопідйомності опори кочення збільшують "живий перетин" підшипника [18], але при цьому знижуються бистрохідність і збільшується габаритні розміри підшипникового вузла. Найбільш швидкохідними є однорядні роликові підшипники з короткими циліндричними роликами; при мінімальних радіальних розмірах найбільшою вантажопідйомністю володіють голчасті підшипники. Основна браку-

вальна ознака підшипників в опорах з високими радіальними навантаженнями – руйнування від втомленості поверхонь кочення.

Резерви підвищення вантажопідйомності роликопідшипників полягають в побільшенні розмірів роликів і числа роликів, застосуванні багаторядних підшипників і покращенні геометрії поверхонь кочення.

Збільшення розмірів роликів виробляється за рахунок товщини зовнішнього і внутрішнього кілець підшипника. Збільшення роликів обмежене припустимим зниженням жорсткості кілець. Така модифікація може бути виконана на базі підшипників, з буртовими кільцями підвищеної твердості. Твердість внутрішніх кілець сферичних і конічних роликопідшипників значно вище твердості зовнішніх кілець. Прикладом підшипників зі збільшеними розмірами роликів можуть служити спеціальні підшипники фірми FAG для вібраторів (рисунок 1.12, а).

Кількість роликів збільшують застосуванням підшипників без сепараторів, у яких простір між кільцями цілком заповнюється роликами. Підшипники без сепаратора застосовуються лише при невисоких частотах обертання n менше $(0,3 \div 0,5) n_{пр}$. Шляхом виготовлення спеціальних сепараторів і пустотілих роликів можна забезпечити підвищення числа тіл кочення у великогабаритних підшипниках (рисунок 1.12, г).

Застосування дворядних сферичних і конічних роликопідшипників у важко навантажених опорах кочення є розповсюдженим конструкторським прийомом. Багаторядні роликопідшипники застосовуються набагато рідше. Багаторядні роликопідшипники дуже дорогі [18], тому що для рівномірного розподілу навантаження між рядами потрібна висока точність деталей. На практиці знайшли застосування чотирирядні конічні роликопідшипники і чотирьох, шестирядкові роликопідшипники з циліндричними роликами (рисунок 1.12, а, б). Сприятливий розподіл навантажень на лінії контакту ролика з доріжкою кочення шляхом зміни геометричних параметрів приводить до відчутного підвищення вантажопідйомності радіальних і радіально-упорних роликопідшипників.

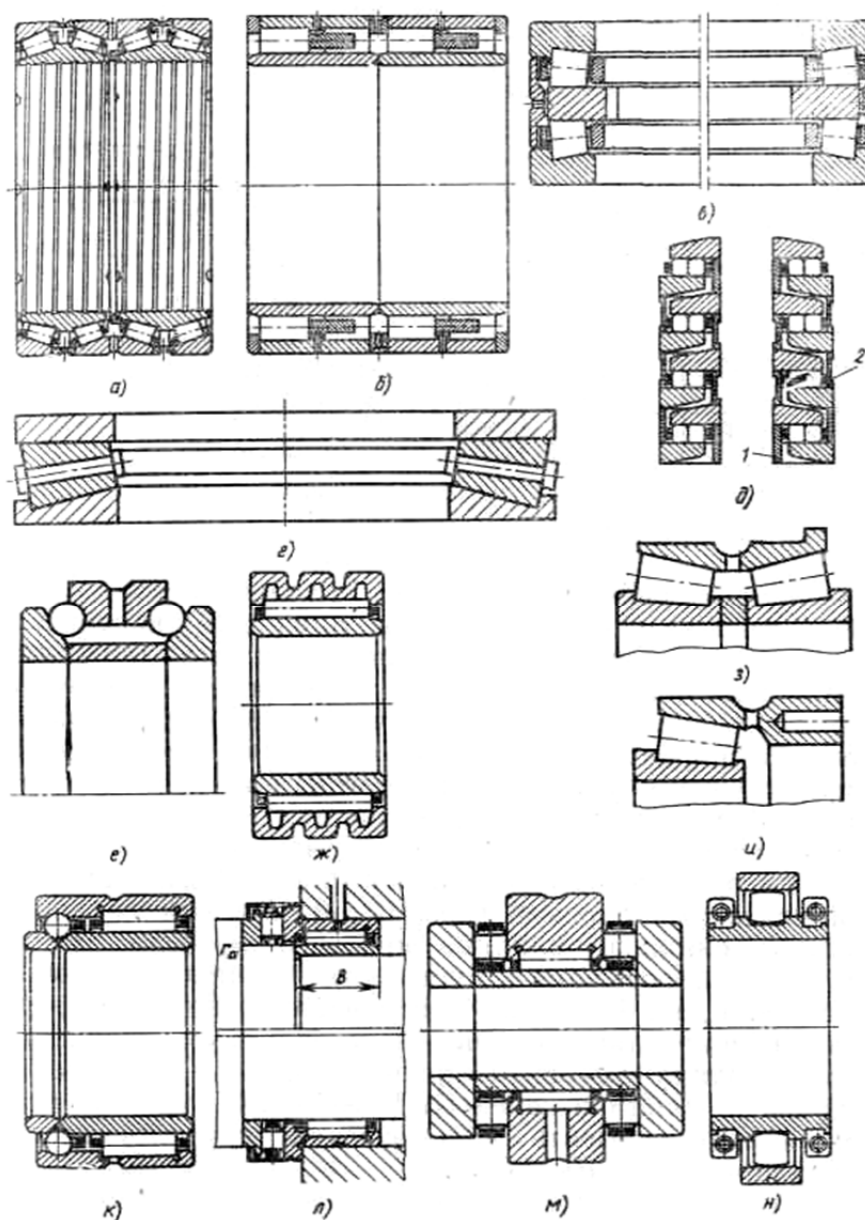


Рисунок 1.12 - Підшипники зі збільшеними розмірами роликів

На торцях циліндричних роликів відбувається концентрація напружень (крайовий ефект), що приводить до сколювання торців і скорочує термін служби роликопідшипників. Особливо різко виявляється крайовий ефект при несиметричному навантаженні і при наявності взаємних перекосів доріжок кочення зовнішнього, і внутрішнього кілець (рисунок 1.12, а). Найважливішою мірою, спрямованої на зниження крайового ефекту і впливу перекосів, є зміна форми утворюючого ролика (рисунок 1.12, б).

Прямі конічні скоси (рисунок 1.12, в) майже цілком усувають викрашування на краях роликів при відсутності перекосів. Сферичні скоси (рисунок 1.12, г) більш плавно сполучаються з циліндричною поверхнею і створюють більш сприятливе розподілу тиску уздовж площадки контакту. Бобіна (рисунок 1.21, д) краще захищає від концентрації навантаження, чим скоси.

Ролик з бобіною має еліптичну епюру розподілу тиску уздовж площадки контакту і зберігає цю форму при невеликих перекосах (до 40-60). Додаткові переваги має ролик, у якого крім бобіни існує сферичний скіс (рисунок 1.12, е). Бобіна при цьому виконується зі значно великим радіусом, чим у попередньому випадку, внаслідок чого розміри площадки контакту на роликові збільшуються, [18] а напруги знижуються. Технологічно простіше виконати ролик зі сферичними скосами, що мають загальний центр (рисунок 1. 1.12, ж), або ролик з конічними скосами (рисунок 1. 1.12, з). Виймки на торцях роликів знижують вплив крайового ефекту за рахунок пружних деформацій пустих ділянок ролика (рисунок 1. 1.12, и, к). Найбільш зробленої є форма ролика, показаного на рисунку 1. 1.12, л. Поряд зі зниженням маси ролика усунути крайовий ефект і гранично скорочений вплив перекосів. Зміною форми роликів можна підвищити динамічну вантажопідйомність підшипників на 10-20 %.[12]

З метою підвищення вантажопідйомності радіальних дворядних сферичних роликотітшипників сучасна промисловість переважно випускає тітшипники конструктивного різновиду 3000 (рис 1.13 а) зі сфероконічними роликами і твердим направляючим буртом на внутрішнім кільці до випуску тітшипників конструктивного різновиду зі сферичними симетричними роликами і плаваючим буртом.

Епюра контактних напружень на ролику тітшипника 53000 має більш сприятливий характер, особливо при дії осьових навантажень (рисунок 1.13, в, г)

Основні габаритні розміри (d , D , B) тітшипників конструкції 53000 однакові з габаритними розмірами тітшипників типу 3000. Сферичні роликотітшипники із симетричними роликами по порівнянню з роликотітшипниками типу

3000 мають збільшену на 20-30 % динамічну вантажопідйомність і відповідно в 2-3 рази більшу розрахункову номінальну довговічність [1-3].

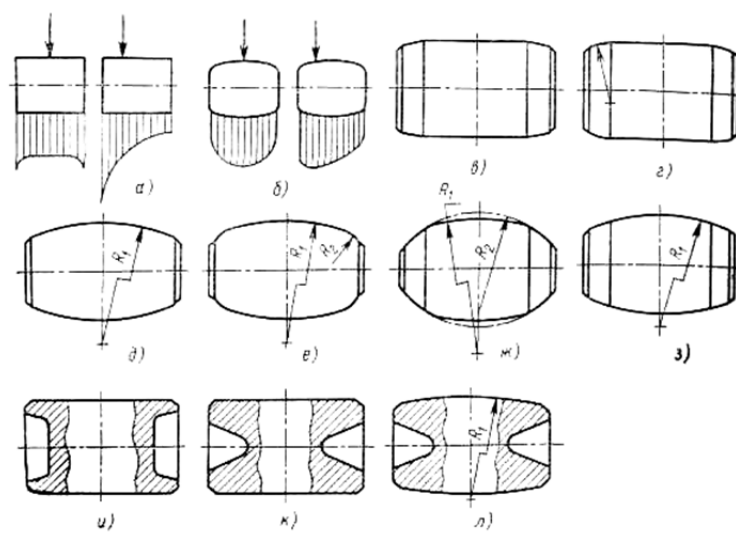


Рисунок 1.13 – Конструктивні різновиди роликів.

Наступні основні фактори визначають підвищення динамічної вантажопідйомності: збільшення ефективної довжини ролика, відсутність перехідних поверхонь на внутрішньому кільці, оптимальне співвідношення радіусів утворюючих робочих поверхонь кілець і роликів.

Особливістю радіальних сферичних дворядних роликотидшипників різновиду 53000 є підвищене тепловиділення при важких навантаженнях, режимах у порівнянні з підшипниками типу 3000. Це вимагає на важких режимах роботи ($F_r > 0,15C$) відповідної організації режиму змазування, вибору підшипників зі збільшеним зазором і посадками з натягом. Мінімальна в'язкість мастила при робочій температурі підшипників типу 53000 не менш $15 \text{ мм}^2/\text{с}$ (у випадку застосування пластичної мазі ця рекомендація повинна відноситися до неї рідкої складової мінерального мастила).

Підшипники різновиду 53000 оснащені чавунним направляючим кільцем (плаваючим буртом) і сталевим штампованим сепаратором. Такі сепаратори і кільця не витримують вібраційних навантажень, тому підшипники різновиду 53000 не можна застосовувати на вібромашинах. Застосування підшипника

53000 при вібраційних навантаженнях вимагає виготовлення спеціального сепаратора.

Одним з розповсюджених способів підвищення радіальної вантажопідйомності, є установка двох радіальних підшипників в одній опорі. Цей спосіб дуже рідко приводить до позитивного результату. Навіть комплектація прецизійних підшипників у дуплексі з усуненням внутрішніх зазорів, проведена на підшипникових заводах, дає ріст вантажопідйомності зведеного підшипника не більш ніж у 1,6-1,7 рази в порівнянні з вантажопідйомністю одного. Установка ж двох радіальних підшипників нормального класу точності з різними зазорами і відхиленнями посадкових поверхонь поруч [18], як правило, приводить до навантаженню тільки одного з них. Виключення складають букси залізничного транспорту й аналогічні по конструкції вузли, у яких відбувається навантаження обох підшипників. Але і для таких опор неодмінною умовою високої працездатності є комплектація підшипників у пари, тобто підбор спільної установки підшипників із близькими значеннями посадкових розмірів і радіального зазору. Кращі результати дає установка в одну опору пари радіально-упорних (конічних) роликопідшипників. Однак і в цьому випадку необхідна добірка підшипників із близькими дійсними значеннями посадкових діаметрів.

Для сприйняття високих радіальних навантажень часто застосовують короткі вали з конічними роликопідшипниками (по одному на кожному кінці вала), установлені в розпір.

1.3 Зношування і руйнування підшипників в опорах кочення

Зношування і його завершальна стадія - руйнування підшипника - можуть мати різну природу і визначатися найрізноманітнішими причинами. Зношування підшипників можна розділити в такий спосіб на кілька видів.

1.3.1 Характер зношування від втомленості

Характер зношування від втомленості, викликається наступними причинами: дією зовнішніх навантажень на поверхні кочення; деформацією поверхні кочення [27], що підвищує місцеві контактні напруження; внутрішніми дефектами деталей підшипника; зниженням твердості деталей при збільшенні температури від зовнішніх джерел тепла; корозією поверхонь кочення.

1.3.2 Руйнування сепаратора

Руйнування сепаратора обумовлюється дією відцентрових сил, які обумовлюються початковим небалансом сепаратора (виявляється при високій швидкості обертання); зовнішньою вібрацією підшипника або його рухом з високими прискореннями іншої природи, [27] що викликає коливання сепаратора щодо кілець підшипника; підвищеним опором тертя-ковзання на центрувальній поверхні сепаратора, а також роликів або шариків у гніздах сепаратора в зв'язку з неефективним змазуванням або присутністю в зонах тертя-ковзання сторонніх дрібних часток; абразивним стиранням поверхонь ковзання сепаратора.

1.3.3 Підвищення опору коченню

Підвищення опору коченню викликається наступними причинами: руйнуванням масляної плівки при масляному голодуванні, що приводить до тертя без мастильного матеріалу, надлишком мастильного матеріалу, що робить гідравлічний опір переміщенню тіл кочення в підшипнику [27]; забрудненням підшипникової порожнини сторонніми частками, що безпосередньо перешкоджають коченню, а також утворюють на робочих поверхнях ум'ятини, уступи й ін. Зношуванням суміжних з підшипником деталей опори кочення (ущільнень, масло системи й ін.); контактом обертових і не обертових деталей опори в результаті неправильної зборки; корозією поверхонь тертя; залишковим магнетизмом

у деталях підшипника, що виникає під дією магнітних полів при виготовленні; проходженням електроструму через підшипник; конкретним або помилковим брінелюванням унаслідок вібраційного навантаження відповідно обертового і нерухомого підшипника.

1.3.4 Збільшення внутрішніх зазорів у підшипнику

Збільшення внутрішніх зазорів у підшипнику обумовлюється абразивним стиранням робочих поверхонь дрібними сторонніми частками з навколишнього середовища [26], що проникають через ущільнення або разом із забрудненим мастильним матеріалом.

1.3.5 Пластичні деформації деталей підшипника

Пластичні деформації деталей підшипника викликаються наступними причинами: утратою твердості робочих поверхонь (частіше, навантажених поверхонь ковзання) у результаті їхнього перегріву; повзучістю кілець підшипника при їх повороті в посадкових місцях, яка іноді приводить до розриву кілець; корозією металу з утратою твердості.

1.3.6 Інші фактори зношування

Інші фактори зношування в основному визначаються причинами, пов'язаними з неякісним монтажем підшипників, їх неправильним зберіганням, транспортуванням і т.д.

Відмовлення опори кочення виявляється у виді заклинювання (припинення обертання) або порушення якого-небудь зі спеціальних технологічних вимог, наприклад, [28] перевищення припустимого опору обертанню, утрата жорсткості і точності й ін.

Практично завжди безпосередньою причиною відказу опори є руйнування або зношування її основного елемента - підшипника кочення, хоча первісними причинами можуть бути руйнування або зношування деталі підшипника, а також інших елементів опори.

Бракувальні ознаки підшипника, тобто види зношування або руйнування його деталей, досить різноманітні. Визначення характеру зношування по зовнішньому вигляді деталей підшипника укупі з аналізом режимів роботи й умов експлуатації опори кочення дозволяє виявити причини відмовлення і вжити заходів до усунення даного типу руйнуванні надалі, тобто до підвищення ресурсу підшипника.

1.4 Вплив типу мастильного матеріалу та способу змащення на роботу підшипникових вузлів

1.4.1 Змащення підшипників кочення

Однією з найважливіших умов нормальної роботи підшипника є правильне змащення, що включає в себе як правильний вибір марки мастильного матеріалу, так і правильне його застосування. Недолік змащення або правильно обраний мастильний матеріал неминуче приводять до раніше-тимчасового зносу підшипників, до скорочення термінів їхньої служби. Змащення визначає ресурс підшипника не в меншій мірі, чим матеріал його деталей.

Особливо зросла роль змащення з підвищенням напруженості роботи вузлів тертя зі збільшенням швидкості [19], навантажень, а самої головне, температур - найбільш значного з факторів, що обумовлюють схоронність змащення в підшипнику.

Правильний вибір змащення важливий і у відношенні енергетичних затрат на подолання опору тертя змащення.

Особливо важливий вибір змащення в тих випадках, коли підшипник працює при одноразовому змащенні і для підшипників закритого типу з двома

захисними шайбами, що надходять до споживача з різними змащеннями, закладеними в них при зборці підшипника на підшипниковому заводі. Вибираючи такі підшипники треба одночасно вибирати і змащення - тобто вибирати підшипник з визначеним індексом змащення. Необхідно пам'ятати, що ресурс підшипників з одноразовим змащенням у переважній більшості випадків визначається ресурсом змащення. З цього випливає, що при конструюванні нового підшипникового вузла конструкторові необхідно продумано вибирати вид і марку мастильного матеріалу, [19] також як він вибирає матеріал вузла.

1.4.2 Призначення змащення в підшипниках кочення

Призначення змащення в підшипниках кочення полягає в основному в тому, щоб:

- зменшити тертя ковзання, що виникає між тілами кочення і сепаратором, а також між бортами кілець і торцями роликів;
- зменшити тертя ковзання між поверхнями кочення, виникаюче внаслідок їхньої пружної деформації під дією навантаження при роботі підшипників;
- утворити між робочими поверхнями роз'єднуючи їх масляну плівку. Завдяки буферній дії мастильна плівка зм'якшує удари тіл кочення об кільця і сепаратор, збільшуючи цим довговічність підшипника і знижуючи шум при його роботі;
- сприяти рівномірному розподілові тепла, що виділяється при роботі підшипника в результаті тертя його елементів, по всьому підшипнику і запобігати цим надмірне підвищення температури усередині підшипника;
- служити як охолоджувальний засіб, коли підшипник працює при високій навколишній температурі або на важкому режимі, який супроводжується виділенням великої кількості тепла;

- захищати підшипник від корозії, що є найбільш небезпечним дефектом робочих поверхонь підшипника;
- перешкоджати проникненню в підшипник забруднень з навколишнього середовища (абразивного і металевого пилу, вологи і т.д.).

1.4.3 Вибір мастильного матеріалу

Для змащення підшипників кочення застосовуються в основному два види мастильних матеріалів: рідкі - мастила і консистенційні змащення (називані звичайно змащеннями). Кожен вид мастильних матеріалів має свої переваги, [19] і недоліки й умови, які обмежують їх застосування. Вибір мастильного матеріалу того або іншого виду залежить від умов роботи підшипника і механізму в цілому і повинний вироблятися з урахуванням наступних факторів:

- конструкції підшипникового вузла, типорозміру підшипника і режиму його роботи (швидкості, навантаження, температури);
- умов навколишнього середовища, у якій працює підшипник (температура, вологість, наявність агресивних речовин);
- спеціальних вимог, яким повинні задовольняти підшипники (у відношенні моменту тертя, тривалої роботи без зміни змащення, обмеження температури й ін.).

При цьому варто виходити з того, що мастила є змащенням для підшипників кочення, унаслідок чого у всіх випадках, де це можливо і зручно, варто застосовувати мастила .

Незважаючи на це, на практиці завжди намагаються по можливості використати консистентні змащення, тому що їхнього застосування простіше і відхід за підшипниками при цьому менш трудомісткий. Переваги консистентних змащень настільки значні, що дозволяють зневажити зносом підшипників, який при застосуванні консистентних змащень вище, ніж при роботі з маслами внаслідок того, що в мастилі осідають абразивні частки і продукти зносу, а в кон-

систентних змащеннях вони утримуються і сприяють подальшому зносу підшипника.

Мастила мають наступні переваги перед консистентними змащеннями:

- мають більшу стабільність і менший коефіцієнт тертя, чим консистентні змащення, виготовлені на цих мастилах;
- здатні проникнути у вузькі зазори, що облягає їм доступ до поверхонь тертя;
- можуть бути замінені без розбирання вузла;
- краще відводять тепло від підшипника;
- вимивають з підшипника продукти його зносу.

До недоліків мастил відноситься необхідність створення більш складних конструкцій корпусів [19], ущільнень, мастильної системи і необхідності більш ретельного контролю і відходу, що ускладнює механізм і здорожує обслуговування.

Консистентні змащення, у свою чергу, мають наступними перевагами перед мастилами :

- добре утримуються в підшипнику і корпусі, забезпечуючи чистоту механізму, що має особливе значення в харчовий, хімічній і деяких інших галузях промислового господарства;
- дозволяють ізолювати підшипник від навколишнього середовища, запобігаючи від забруднення пилом, вологою й ін.;
- не стікаючи, подібно маслу, з поверхні металу, консистентні змащення краще забезпечують захист підшипників від корозії, особливо під час простою механізму;
- не вимагають складних ущільнювальних пристроїв, завдяки чому вдається уникнути тертя в ущільненнях і відповідно залишкової втрати потужності в механізмі;
- консистентні змащення краще витримують високі тиски, ударні навантаження і більш ефективні при частих зупинках і включеннях;

- володіють кращою, чим у мастил в'язкістю - температурною характеристикою, тобто в меншому ступені змінювати свою в'язкість при зміні температури, завдяки чому можуть працювати в більш широкому діапазоні температур, чим мастила;
- здатні змінювати свою в'язкість при зміні швидкості деформації, що особливо важливо для підшипників, що працюють при перемінних швидкостях: зі збільшенням числа оборотів в'язкість змазок зменшується і навпаки;
- вимагають менших витрат на обслуговування механізму, тому що не мають потреби в частій заміні і постійному спостереженні за станом змащення підшипникового вузла.

У зв'язку з приведеними вище розходженнями у властивостях мастил і консистентних змащень, їхніми перевагами і недоліками, вибір того або іншого виду мастильного матеріалу повинний вироблятися з обліком:

- 1) фізико-хімічних, механічних і інших властивостей мастильних матеріалів;
- 2) конструктивних особливостей підшипника;
- 3) режимів роботи підшипника - швидкості, навантаження, температури;
- 4) умов навколишнього середовища, у якій працює підшипник (наявність вологи, пилу, агресивних речовин);
- 5) спеціальних вимог, яким повинний задовольняти підшипник (вимоги до величини пускового моменту, робота без заміни і доливку змащення, обмеження температури й ін.).

Мастила застосовують у наступних випадках:

- при великих швидкостях (d_n більш 300000), тому що при цьому консистентне змащення може створити значний опір рухові підшипника або бути викинуте з підшипника відцентровими силами;
- при температурі значно нижче 0 °C (за винятком випадків застосування спеціальних низькотемпературних консистентних змащень);

- при температурах вище 120 °C(за винятком випадків застосування спеціальних високотемпературних консистентних змащень);
- коли технічно зручно використовувати для змащення підшипника мастильну систему сусідніх вузлів тертя [20], що працюють на мастилі (коробки передач, редуктори й ін.), або підключити його до централізованої системи змащення мастилом, що обслуговує інші вузли механізму; коли потрібен інтенсивний відвід тепла від підшипника, тобто циркуляція змащення через підшипник;
- коли розбирання вузла для зміни змащення неможливі або неможлива, за винятком підшипників закритого типу (із двома захисними шайбами або знімними ущільненнями), що у всіх випадках заповнюються консистентним змащенням;
- коли олія може утримуватися в підшипнику без утрат;
- коли необхідний малий момент старту або незначний опір обертанню (наприклад, приладові підшипники);
- у конічних роликів, упорних шарикових підшипниках і підшипниках, що працюють з хитним (коливальним) рухом, як правило, працюють краще консистентні змащень.

Консистентні змащення застосовують:

- коли регулярне спостереження за роботою підшипника неможливе - підшипник розташований у важкодоступному місці;
- при швидкісному факторі (d_n), що не перевищує 300000, за винятком спеціальних консистентних змащень для високошвидкісних підшипників;
- при робочій температурі, що не перевищує 120 °C, за винятком спеціальних високотемпературних консистентних змащень або при не великому ресурсі роботи підшипника;
- при необхідності ізолювати підшипник від навколишнього середовища, що містить шкідливі для нього речовини;

- коли не представляється можливим улаштувати ущільнення без доступу мастила;
- при роботі підшипника в умовах перемінних температур;
- коли експлуатація механізму супроводжується тривалими простоями, наприклад, у сільськогосподарських машинах;
- у підшипниках закритого типу, [19] у яких змащення закладається при зборці підшипника;
- коли потрібна особлива чистота машини - у харчовий, текстильної, хімічної промисловості й ін.

РОЗДІЛ 2 СПОСТЕРЕЖЕННЯ РОБОТИ ВАЖКО НАВАНТАЖЕНИХ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ В УМОВАХ МЕТАЛУРГІЙНОГО ПІДПРИЄМСТВА.

2.1 Аналіз умов роботи підшипників вібромашин

Вібраційні машини різного призначення широко застосовуються в багатьох галузях народного господарства віброгрохоти в гірничорудної промисловості, гірської хімії [30]. Вугільної промисловості й ін.; вибивні грати формувальні і стрижневі вібромашини в ливарному виробництві; бетон-формувальні віброплощадки глибинні і поверхневі вібратори в індустрії будівельних матеріалів. Для механічних вібромашин характерні високі відносні сили, які беруться з маси віброзбудника (більш 1000 Н/кг), широкий діапазон припустимих частот коливань (від 0,01 до 1000 Гц). Один з основних недоліків механічних вібромашин — низька експлуатаційна надійність.

Найважливішим елементом, що визначає показники надійності вібромашин, є підшипниковий вузол. Випадкові відмовлення вібраторів у процесі експлуатації в більшості випадків зв'язані з виходом з ладу підшипників кочення.

Віброустановки відносяться до числа машин з найбільш несприятливими умовами роботи підшипників. Специфіка експлуатаційного режиму підшипника у вібромашин визначається наступними факторами.

- 1) наявністю інерційних навантажень, викликаних коливальним рухом підшипника разом з машиною. У сучасних вібромашинах реалізуються прискорення [31], у 10-15 разів перевищує прискорення вільного падіння. Результатом є коливання вільних елементів підшипникової опори (сепаратора; тіл кочення, які знаходяться в розвантаженій зоні; змащення; окремих деталей ущільнювального пристрою) і додатковий силовий вплив на навантажені елементи опори (тіла і доріжки кочення в межах зони навантаження).

- 2) високими питомими навантаженнями. Як правило, зусилля що розвиваються дебалансовими масами, створюють радіальне навантаження на підшипники $P > 0,1 C$.
- 3) високими частотами обертання. У грохотах, інерційних ґратах і інших важких вібромашинах реалізується частота обертання $600 \dots 1600 \text{ хв}^{-1}$; у віброплощадках і легких вібраторах до $3000 \dots 6000 \text{ хв}^{-1}$; у глибинних і поверхневих вібраторах до $10\,000 \dots 12\,000 \text{ хв}^{-1}$. Значення швидкісного параметра і звичайно знаходяться в межах $200\,000 \dots 350\,000 (\text{хв}^{-1})$.
- 4) запилованістю і забрудненням навколишнього середовища. Руйнування піщаних форм за допомогою вибивних ґрат супроводжується просіванням піску в безпосередній близькості від корпусів підшипникових опор; вібраційні грохоти [30], вібросити і будівельні вібратори також є джерелами пилу і забруднення. Забруднення навколишнього середовища ускладнює централізоване підведення мастильних і охолодних рідин, а також унеможлиблює проведення якісного ремонту підшипникового вузла на місці експлуатації.
- 5) підвищеною температурою на корпусах. Характерно для деяких типів вібромашин, що працюють з гарячим продуктом: вибійні ґрати в ливарному виробництві, окремі типи грохотів у гірській хімії й ін.
- 6) нетранспортабельністю важких вібромашин.
- 7) переривчастим робочим циклом багатьох вібромашин. Типова характеристика робочого циклу тривалістю в 3-10 хв: запуск, робочий режим, зупинка, розвантажно-завантажувальна операція, запуск.

При відмовленні підшипників діючих вібромашин фіксуються бракувальні ознаки, що впливають, (у порядку убуття частоти появи чергового ознаку): руйнування сепаратора; [25, 26] абразивне зношування поверхонь кочення; знос від втомленості поверхонь кочення; наклеп і фреттінг-корозія посадкових поверхонь; перегрівання (наявність кольорів мінливості на робочих поверхнях); інші види руйнування, у тому числі поворот кілець у посадкових гніздах, сколювання направляючих буртів роликотопідшипників і т.д.

Зіставлення бракувальних ознак підшипників з факторами, визначальними специфіку їхньої експлуатації на вібромашинах, дозволяє сформулювати наступні основні напрямки проектування надійних підшипникових опор вібраторів:

- 1) створення стійкого до вібрацій підшипника підвищеної бистрохідності і вантажопідйомності;
- 2) вибір конструктивного рішення підшипникового вузла, який забезпечує високу ефективність систем ущільнення і змащення, надійність посадок підшипника в корпус і на вал, можливість якісного ремонту вузла.

У розвитку першого напрямку значно домоглися успіху SKF і FAG. Другий напрямок знайшло конструюванні підшипникових опор, більшість з яких сконструйовані вітчизняними виробниками.

Відомі конструкції вібромашин із пружними опорами. Пружна опора оснащується підшипником із пружним зовнішнім кільцем або стандартним підшипником [30], що встановлюється в корпус через проміжне пружне кільце.

Незначне зниження динамічних навантажень у таких опорах призводить до істотного росту номінальної довговічності підшипника. Однак застосування пружних опор стримується їхньою складністю і високою вартістю.

2.2 Причини та наслідки виходу з ладу підшипникових вузлів вібраційних машин

2.2.1 Вібраційний грохот

Через високі температури підшипникового вузла 250-300°C. Відбувається аварійний знос грохоту, у виді розламу сепаратора, тріщини по стакану підшипникового вузла і т.ін.

У зв'язку з високими навантаженнями під впливом високих температур і аварійним виходом з ладу грохоту, згідно даним агрегатного журналу з цієї причини виходить з ладу біля трьох грохотів у місяць. Згідно даних компанії

«Артис Техніка» (<https://bestbearing.com.ua>), станом на грудень 2020 року вартість підшипника 3634 (22334) виробництва «Мінський підшипниковий завод» становить – 12000 грн. Вартість робіт з відновлення працездатності кожного грохота досягає 193,3 тис. грн.

2.2.2 Механізм обертання картера

Через високі температури підшипникового вузла $250-300^{\circ}\text{C}$ та невисоких швидкостях обертання 40 хв^{-1} . Відбувається аварійний знос підшипникового вузла, у виді розламу сепаратора, тріщини по стакану. Ці процеси викликані високими температурними навантаженнями з за яких зникає зазор між роликом і поверхнею кочення.

У зв'язку з високими навантаженнями, під дією високих температур і аварійним виходом з ладу підшипникового вузла, згідно даним агрегатного журналу з цієї причини кожен місяць виходить з ладу механізм обертання картера, а отже і весь агрегат. При запланованому ремонті: кожні третій місяць від ППР. Вартість робіт з відновлення працездатності механізму обертання картера досягає 135,5 тис. грн. і відбувається за 8-16годин. Згідно даних компанії «Артис Техніка» (<https://bestbearing.com.ua>), станом на грудень 2020 року вартість підшипника 30-3634 АМНК5 (22334 АСМАС3W33) виробництва «Мінський підшипниковий завод» становить – 14952 грн.

Дослідним шляхом (за допомогою установки показників температури на вузол кочення) встановлено, що при досягненні температури 260°C відбувається заклинювання підшипника. Температура передається від мартенівської печі тому що механізм знаходиться в 1,5- 2 метрах від неї. Теплопередача відбувається також і від мульди.

До цього вузла застосовна централізована подача змащення. Тип змащення літол.

2.3 Статистика відмов устаткування в наслідок виходу з ладу підшипникових вузлів

Згідно з даними переддипломної практики в агломераційному цеху, а саме з агрегатного журналу, було отримано дані фактів виходу з ладу вібраційних грохотів з причини аварійної поломки підшипників кочення за два попередні роки в умовах металургійного виробництва. Також отримано графік проведення планово попереджувальних ремонтів, та час проведення капітальних ремонтів, продуктивність роботи агломашин. Всі отримані результати приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Статистика виходу з ладу вібраційних грохотів за два попередні роки

Тиждень року	№ агломераційної машини					
	1	2	3	4	5	6
1-й рік						
1		X		X		
2						
3						
4						
5						
6						
7		X				
8			X			
9						
10						
11					X	

Продовження таблиці 2.1

Тиждень року	№ агломераційної машини					
	1	2	3	4	5	6
12						
13						
14						
15			X			
16						
17						
18						
19		X				
20						
21			X			
22	X					
23						
24						
25						X
26						
27						
28						
29						
30						
31						
32				X		
33		X				

Продовження таблиці 2.1

Тиждень року	№ агломераційної машини					
	1	2	3	4	5	6
34	X					
35						
36						
37						
38						
39						
40						
41				X		
42						
43						
44						
45					X	
46			X			
47						
48						
49						
50						
51						
52						
Продуктивність, т/рік	836270	816024	836432	820347	836107	747492
2-й рік						
1						

Продовження таблиці 2.1

Тиждень року	№ агломераційної машини					
	1	2	3	4	5	6
2						
3						
4						
5						
6				X		
7						
8						
9						
10						
11		X				
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20	X					
21						
22						
23						

Продовження таблиці 2.1

Тиждень року	№ агломераційної машини					
	1	2	3	4	5	6
24						
25						
26						
27						
28			X			
29						
30						
31						
32						
33					X	
34				X		
35						
36						
37						
38						
39						
40						
41						
42						
43						
44						
45						

Продовження таблиці 2.1

Тиждень року	№ агломераційної машини					
	1	2	3	4	5	6
46						
47						X
48						
49						
50						
51						
52						
Продуктивність, т/рік	850002	824648	850082	838682	848878	854057

2.4 Аналіз причини і характеру виходу з ладу підшипникових вузлів

2.4.1 Вплив механічної обробки на фізичний стан поверхневого шару деталей підшипників кочення

Знос і динамічна міцність деталей підшипників залежать від фізичного стану поверхневого шару, що для сталі характеризується, структурою, ступенем зміцнення і залишкових напружень.

Поняття мікрогеометрія включає поверхневу і подовжню шорсткість, поява нерівностей і хвилястість. Структура поверхневого шару характеризується ступенем його зміни у порівнянні з основним металом. Залишкові напруги бувають першого, другого і третього роду, по них оцінюється величина напруженості поверхневого шару.

Зміни стану поверхневих шарів залежать від умов механічної, [28] хімічної і термохімічної обробок.

На властивості поверхневих шарів викликають вплив не тільки кінцеві операції механічної обробки, але і проміжні; тому оцінювати кожну операцію обробки необхідно з урахуванням її впливу на властивості поверхневого шару деталей підшипника.

Дослідженнями залишкових напружень у поверхневому шарі стали після обточки, шліфування і полірування доведене можливість керування процесом з метою одержання в поверхневому шарі залишкових напружень заданої величини і знака. Це істотно важливо для вибору методу і режиму термічної обробки, що забезпечує довговічність деталей підшипників у різних умовах експлуатації. Після шліфування хвилястих порожнин деталей підшипників у зоні входу від гребеня до западини утворюються перехідні структури зниженої зносостійкості (локальні опіки), які є концентраторами напружень і різко знижують зносостійкість деталей. Наступне тонке шліфування і полірування не забезпечують тут зносостійкості поверхневого шару в зв'язку з неоднорідністю структури нижчих шарів. Це дозволяє зробити висновок, [29] що при обробці деталей підшипників істотний вплив на якість поверхневого шару, роблять не тільки остаточні чистові, але і чорнові операції обробки.

При токарській обробці виникають напруги розтягання, при шліфуванні напруги стиску і розтягання, при доводочних операціях (полірування і суперфініш) напруги стиску. Унаслідок нерівномірності пластичної деформації і нагрівання а процесі різання (токарська обробка і шліфування) у поверхневому шарі виникають залишкові напруги, які повинні бути цілком зняті до остаточної обробки або в період її проведення. При остаточній обробці (чистове шліфування, полірування або сверхдоведення) у поверхневому шарі деталей підшипників також виникають залишкові напруги, [25,26] що розташовуються на глибині від 0,5 до 3 мкм, якщо обробка ведеться при встановленому режимі.

Величина, знак і характер розподілу залишкових напружень у поверхневому шарі впливають на опір детальний зносу. Залишкові напруженні стиску підвищують границя витривалості стали .

2.4.2 Процеси, що відбуваються в поверхневому шарі деталей при роботі підшипників

При роботі підшипників кочення відбувається взаємне обкатування деталей підшипників під навантаженням, у результаті чого виникають :

- загальні напруги і деформації у всьому обсязі металу кільця ролика або шарики, що змінюються в часі в зв'язку з переміщеннями сполучених деталей, що передають навантаження;
- місцеві контактні напруга і деформації поблизу контактної площадки, що охоплюють впливом зону, що простирається площадки контакту на відстань відповідній чотириразовій величині меншого лінійного розміру контактної площадки;
- пружні і пластичні деформації металу в поверхневому шарі, зв'язані з наявністю нерівностей на робочих поверхнях; ці деформації проникають на глибину, приблизно в 3-4 рази перевищуючу висоту нерівностей;
- фізико-хімічні процеси, що протікають у зовнішніх шарах і пов'язанні з взаємодією металу робочої поверхні з оксидними плівками, змащенням або газовим середовищем в умовах високих тисків і температур у зоні контакту; глибина шару, у якому відбуваються ця процеси, край незначна.

Таким чином, [18] у міру переходу від середньої частини перетину деталі до її робочої поверхні міняється не тільки величина напружень і деформації, але і структура металу.

У процесі кочення деталей підшипників спостерігається також взаємне прослизання контактуючих поверхонь при досить високому тиску, у результаті чого в зовнішньому (поверхневому) шарі металу мають місце тангенціальні

пружні переміщення, Що після проходження даної ділянки переходять у стан загасаючих коливань з переходом механічної енергії в теплову. У підшипниках допускаються невеликі остаточні деформації; крім того, відбувається наклеп робочих поверхонь. Цим, наприклад, порозумівається зниження вантажопідйомності підшипників в умовах статичного навантаження тому що сліди взаємного вдавнення детальний (наклеп), що довго знаходяться під статичним навантаженням, заважають подальшій роботі підшипника. Невеликі залишкові деформації, що утворюються при обертанні підшипника, приводять тільки до збільшення робочого зазору в підшипнику і мало змінюють умови його роботи.

Розрізняють два види пластичних деформацій:

- а) зминання поверхневих виступів, що накопчується і прослизає поверхнею сполученого тіла;
- б) пластична деформація більш глибоких обсягів металу при підтримуючій дії сусідніх обсягів.

Перший вид пластичних деформацій являє собою наявність невеликих виступів на поверхні [25,26], або зрушення їх під впливом ковзання поверхонь, аж до відриву металу і його здрібнювання. У результаті відбувається стирання, а також зміна мікропрофілю поверхні, причому на ній утвориться досить тонкий шар пластично деформованого металу.

У випадку недоліку змащення і великому тиску у момент прослизання контактних поверхонь дотичні сили досягають великих величин, що приводить до пластичного зсуву цілих ділянок поверхні з розривами і надирями на ній.

Унаслідок накопчування тіла кочення (шарики або ролики) на ділянці робочої поверхні кільця, руйнується зовнішня плівка й одночасно відбуваються роздавлювання, зрушення і зминання дрібних виступів поверхні.

Спостерігаються також пластичні деформації, що проникають на значну глибину, зв'язані з контактними напруженнями в металі.

РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА МЕТОДІВ СПРЯМОВАНИХ НА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ.

3.1 Поліпшення умов охолодження і змащення

3.1.1 Охолодження підшипників кочення

В умовах металургійного підприємства, а саме виробництва агломерату, були здійсненні наступні спроби охолодження підшипникових вузлів:

- подача повітря; у зону нагріву підшипників підводилось повітря, під кутом (для утворювання завихрень), але не було досягнуто бажаного результату тому що, система подачі повітря була не ретельно обстежена. Повітря, яке було підведене до вібраційного грохоту, а саме підшипників кочення було підігріте в наслідок транспортування його в невеликої відстані від самої агломашины.
- подача води; в умовах агломераційного виробництва, враховуючи конструктивні умови (агломашина розташована на третьому поверсі аглоцеху) було не можливо зробити циркуляційну подачу води до підшипникового вузла. Також виникли проблеми з фільтрацією та ущільненнями, для запобігання витоку води.

Взагалі, для охолодження підшипникового вузла треба значно міняти конструкцію. Для рівномірного охолодження як зовнішнього так і внутрішнього кільця.

Так, якщо перегрівання викликане зовнішнім тепловиділенням підшипника, охолодження корпусу опори разом із зовнішнім кільцем підшипника може привести до його заклинювання.

3.1.2 Змазування підшипників на вібромашинах

Специфічні труднощі змазування вібруючого підшипника зв'язані з пересуванням вібраційної маси мастильного матеріалу в порожнинах підшипникових опор, складністю контролю його наявності, складністю підведення мастильного матеріалу ззовні і його відводу.

Для змазування підшипників вібромашин застосовують пластичні і рідкі мастильні матеріали. Перевага першого варіанта в простоті конструктивного рішення, тому, якщо частота обертання і температура дозволяють, вибирається пластичний мастильний матеріал. Проте майже 25 % підшипникових опор важких вібраторів змазується рідкими оліями.

З числа пластичних рекомендуються до застосування мастильні матеріали з високою межею міцності ВНИИ НП-242 і ЛЗ-31, а також при їх відсутності можуть бути використані БНЗ-3, Літол-2, Уніол-1.

Деякі високоміцні пластичні мастильні матеріали мають високу працездатність в умовах вібрації. Так, термін служби підшипників 30-3614, однократно заповнених при зборці маззю ЭШ 176, [20] перевищив 6500 ч при наступних режимах експлуатації: частота обертання і коливань $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ (граничне число обертів на пластичному мастильному матеріалі для підшипника 3614 складає 2600 хв^{-1}); амплітуда коливань 0,5 мм; радіальне навантаження 12500 Н. Аналогічні результати отримані на підшипниках 3616 в опорах вибивних інерційних ґрат ($n = 800 \text{ хв}^{-1}$, Літол-24) і на підшипниках 3630 віброгрохоту ($n = 630 \text{ хв}^{-1}$, ЛЗ-31). Ці дані дозволяють зробити припущення про здатність мастильної плівки, що демпфірує, матеріалів з відносно високими межами міцності. Крім того, можливо, у результаті вібрації відбувається відновлення матеріалу плівки за рахунок змазки, що знаходиться в торцевих кришках.

Особливо інтенсивна міграція пластичних мастильних матеріалів провиходить у швидкохідних машинах при переході резонансних частот, визивають різке підвищення амплітуди коливань. З метою посилення міграції, що приводить до більш повного використання маси мастильного матеріалу, що за-

повнює порожнину на торцевих кришках опори, корисно виконати конічні направляючої поверхні.

Застосування методу заміни мастильного матеріалу через прес-масельничку у вібромашинах обмежено труднощами доступу до масельничок. Практично цей метод застосовується лише при герметизації опори лабіринтовими ущільненими пристроями [19], через щілини яких витісняється старий мастильний матеріал. При цьому для поповнення мастильного матеріалу в щілинах установлюється окрема прес-масельничка. Періодичність змазування підшипника один раз у 1-3 місяця, щілин лабіринтового ущільнення 4-8 разів у тиждень. Недолік цього методу - щільне набивання мастильного матеріалу в порожнину, що робить підвищений гідравлічний опір обертанню (у вібромашинах це особливо неприємно в зв'язку з підвищеними енергетичними затратами у вібруючому підшипнику).

Труднощі застосування даного, методу зв'язано ще з тим, що деякі високоміцні мастильні матеріали практично неможливо подати через прес-масельничку вручну. Для полегшення цієї операції приходиться підогрівати мастильний матеріал на 15-20 °С.

Проте з урахуванням значного підвищення довговічності підшипника при періодичній заміні мастильного матеріалу подача його через прес-масельничку застосовна при n менше 0,75 $n_{\text{спр}}$.

Для більш високих частот варто застосовувати метод відцентрового автоматичного скидання надлишків мастильного матеріалу. При цьому геометричні скидальних деталей слід уточнити експериментально, оскільки вібрація може привести до підвищеного скидання. Періодичність змазування доцільно збільшити (до 1-2 разів у тиждень). З обліком високої забрудненості середовища бажано герметизувати вихідний отвір системи скидання за допомогою клапана.

В опорах на рідких оліях варто застосовувати мінеральні олії марок МС-20 і П-28. Використовують два методи подачі мастила: масляну ванну і циркуляційне підведення. Масляна ванна поширена відносно широко в зв'язку з простотою виконання, однак це метод подачі має наступні істотні недоліки:

- продукти зношування деталей і інші сторонні дрібні частки у вібруючій ванні знаходяться в зваженому стані, що посилює абразивне зношування підшипників;
- барботаж олії у вібруючій ванні приводить до його розігріву і серйозно погіршує його властивості;
- застосування олій з противозадірними або противозносними присадками проблематично в зв'язку з небезпекою руйнування суміші.

Застосовувати масляну ванну є зміст тільки в тому випадку, якщо її обсяг $V > 10 \text{ DB}$, тому що в протилежному випадку тепло відведення від підшипників не відбувається.

У зв'язку з труднощами контролю рівня мастила (перевищення рівня через ріст гідравлічного опору також неприпустимо, як масляне глодання) варто проектувати систему, що забезпечила б необхідну його кількість при заправленні. Мастило заливається через горизонтально розташований патрубок за допомогою фігурної лійки. Вісь патрубку і отвору розташовані на лінії необхідного рівня мастила. Затока виробляється з надлишком [19]; після його закінчення лійка демонтується, і зайве мастило зливається.

Циркуляційна система, при якій мастило безперервним струменем під тиском подається до підшипника через форсунки, забезпечує більш ефектне тепло відведення і видалення продуктів зношування підшипника сполучених деталей від робочих поверхонь. Для вузлів з підвищеною температурою змінюють охолоджені мастила; у вузлах з підвищеною надійністю мастилопровод постачають системою фільтрів. Недолік системи - її складність, призводить до зниження рівня надійності машини в цілому. При роботі в умовах, характерних для вібромашин, важко попередити ушкодження довгих мастилопроводів і забруднення масляних ванн. Тому перспективною може виявитися система з внутрішньою циркуляцією мастила. Мастило з картера, який розміщений у корпусі машини, подається до підшипника за допомогою диска, що розприскує мастило, і стікає через підшипник і зливальний отвір назад в картер. Застосування такої системи

у вібромашинах вимагає допоміжних досліджень, оскільки інерційні сили можуть дестабілізувати подачу мастила диском.

3.2 Аналіз впливу механічних особливостей матеріалу підшипника на надійність роботи обладнання

Елементи розділяють на не відновлювані, у яких розглядаються тільки первинні відмовлення, і відновлювані - у яких розглядають первинні і повторні відмовлення. Якщо у відновлюваних елементів розглядаються тільки первинні відмовлення, то для них справедливі всі міркування і формули, що відносяться до не відновлюваних об'єктів.

Надійність не відновлюваних елементів - характеризується показниками безвідмовності - імовірністю безвідмовної роботи [23,32], середнім наробітком до відмовлення й інтенсивністю відмовлень.

Аналіз виходу з ладу грохотів на підставі показань агрегатного журналу за два останні роки приведений у таблиці 2.1.

Перший рік застосовувалися підшипники кочення без термообробки, а на другий рік підшипники з термообробкою.

Визначаємо імовірність безвідмовної роботи – імовірність того, що в межах заданого наробітку відмовлення не виникне; статистично визначається з вираження для не відновлюваних об'єктів:

$$P(t) = \frac{N_t}{N_o} , \quad (3.1)$$

де N_t – число об'єктів, що безвідмовно проробили до моменту часу t_i

N_o – число об'єктів, працездатних у початковий момент часу t_o

Визначаємо імовірність безвідмовної роботи за I-й рік:

$$P^I(t_1) = \frac{3}{6} = 0.5, \quad P^I(t_2) = \frac{4}{6} = 0.67, \quad P^I(t_3) = \frac{3}{6} = 0.5, \quad P^I(t_4) = \frac{4}{6} = 0.67.$$

Визначаємо середню імовірність безвідмовної роботи за рік

$$P^I(t_c) = \frac{P^I(t_1) + P^I(t_2) + P^I(t_3) + P^I(t_4)}{n} = \frac{0.5 + 0.67 + 0.5 + 0.67}{4} = 0.59, \quad (3.2)$$

Визначаємо імовірність безвідмовної роботи за II-й рік

$$P^{II}(t_1) = \frac{4}{6} = 0.67, \quad P^{II}(t_2) = \frac{4}{6} = 0.67, \quad P^{II}(t_3) = \frac{4}{6} = 0.67, \quad P^{II}(t_4) = \frac{5}{6} = 0.83.$$

Визначаємо середню імовірність безвідмовної роботи за рік

$$P^{II}(t_c) = \frac{P^{II}(t_1) + P^{II}(t_2) + P^{II}(t_3) + P^{II}(t_4)}{n} = \frac{0.67 + 0.67 + 0.67 + 0.83}{4} = 0.71,$$

Ймовірність безвідмовної роботи в порівнянні за два останні роки наведено на рисунку 3.1.

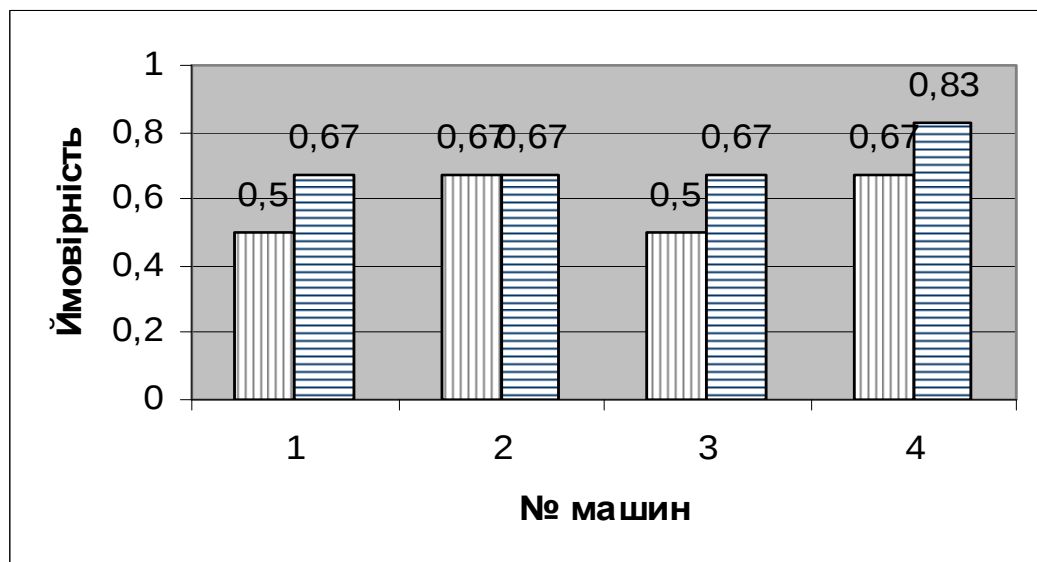


Рисунок 3.1 – Середня імовірність безвідмовної роботи за два останні роки

Визначаємо середній наробіток до відмовлення, тобто математичне чекання наробітку об'єкта до першого відмовлення. Статистично визначається як середнє арифметичне наробітку всіх об'єктів.

$$T_o = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N ti, \quad (3.3)$$

де N -6;число об'єктів (грохотів),

ti - 12 тижнів; період між ППР.

Визначимо наробіток до відмовлення за I-й рік

$$T_1^I = \frac{1}{6}(12 + 1 + 2 + 12 + 5 + 12) = \frac{34}{6} = 5,67,$$

$$T_2^I = \frac{1}{6}(3 + 1 + 2 + 12 + 12 + 6) = \frac{36}{6} = 6,$$

$$T_3^I = \frac{1}{6}(2 + 1 + 12 + 1 + 12 + 12) = \frac{40}{6} = 6.67,$$

$$T_4^I = \frac{1}{6}(12 + 12 + 1 + 12 + 1 + 12) = \frac{50}{6} = 8,39.$$

Визначаємо середньорічний наробіток до відмовлення

$$T_c^I = \frac{T_1^I + T_2^I + T_3^I + T_4^I}{n} = \frac{5,67 + 6 + 6.67 + 8,39}{4} = 6.68. \quad (3.4)$$

Визначимо наробіток до відмовлення за II-й рік

$$T_1'' = \frac{1}{6}(12 + 5 + 12 + 1 + 12 + 12) = \frac{54}{6} = 9,$$

$$T_2'' = \frac{1}{6}(1 + 12 + 9 + 12 + 12 + 12) = \frac{58}{6} = 9,67,$$

$$T_3'' = \frac{1}{6}(12 + 12 + 12 + 2 + 1 + 12) = \frac{51}{6} = 8.5,$$

$$T_4'' = \frac{1}{6}(12 + 12 + 12 + 12 + 12 + 2) = \frac{62}{6} = 10,33.$$

Визначаємо середньорічний наробіток до відмовлення

$$T_c'' = \frac{T_1'' + T_2'' + T_3'' + T_4''}{n} = \frac{9 + 9,67 + 8.5 + 10,33}{4} = 9,38 \quad (3.5)$$

Середній наробіток до відмовлення в порівнянні І-го з ІІ-м роком наведено на рисунку 3.2.

Визначаємо інтенсивність відмовлень - умовну щільність імовірності появи відмовлення не відновлюваного об'єкта (підшипники кочення), обумовлена для розглянутого моменту часу при умові, що до цього моменту відмовлення не виникло.

$$\lambda(t) = \frac{N(t) - N(t + \Delta t)}{N(t)\Delta t} \quad (3.6)$$

де $N(t)$ і $N(t + \Delta t)$ – числа об'єктів, працездатних до моментів часу t і $t + \Delta t$.

Власне кажучи інтенсивність відмовлень виражається числом відмовлень в одиницю часу.

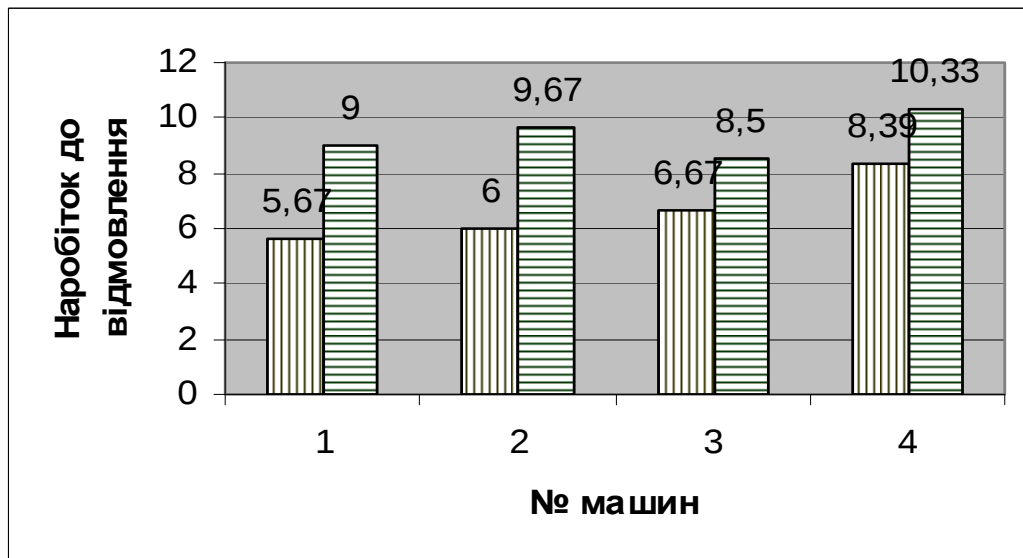


Рисунок 3.2 – Середній наробіток до відмовлення за два останні роки

Визначаємо інтенсивність відмовлень за I-й рік

$$\lambda(t)_1^I = \frac{6-3}{6 \cdot 12} = \frac{3}{72} = 0.042, \quad \lambda(t)_2^I = \frac{6-2}{6 \cdot 12} = \frac{4}{72} = 0.056,$$

$$\lambda(t)_3^I = \frac{6-3}{6 \cdot 12} = \frac{3}{72} = 0.042, \quad \lambda(t)_4^I = \frac{6-4}{6 \cdot 12} = \frac{2}{66} = 0.028$$

Визначаємо середньорічну інтенсивність відмовлень

$$\lambda(t)_C^I = \frac{\lambda(t)_1^I + \lambda(t)_2^I + \lambda(t)_3^I + \lambda(t)_4^I}{n} = \frac{0.042 + 0.056 + 0.042 + 0.028}{4} = 0.032 \quad (3.7)$$

Визначаємо інтенсивність відмовлень за II-й рік

$$\lambda(t)_1^{II} = \frac{6-4}{6 \cdot 12} = \frac{2}{72} = 0.028, \quad \lambda(t)_2^{II} = \frac{6-4}{6 \cdot 12} = \frac{2}{72} = 0.028,$$

$$\lambda(t)_3'' = \frac{6-4}{6 \cdot 12} = \frac{2}{72} = 0.028, \quad \lambda(t)_4'' = \frac{6-5}{6 \cdot 12} = \frac{1}{72} = 0.014$$

Визначаємо середньорічну інтенсивність відмовлень

$$\lambda(t)_C'' = \frac{\lambda(t)_1'' + \lambda(t)_2'' + \lambda(t)_3'' + \lambda(t)_4''}{n} = \frac{0.028 + 0.028 + 0.028 + 0.014}{4} = 0.025 \quad (3.8)$$

Середньорічна інтенсивність відмовлень в порівнянні двох останніх років наведено на рисунку 3.3.

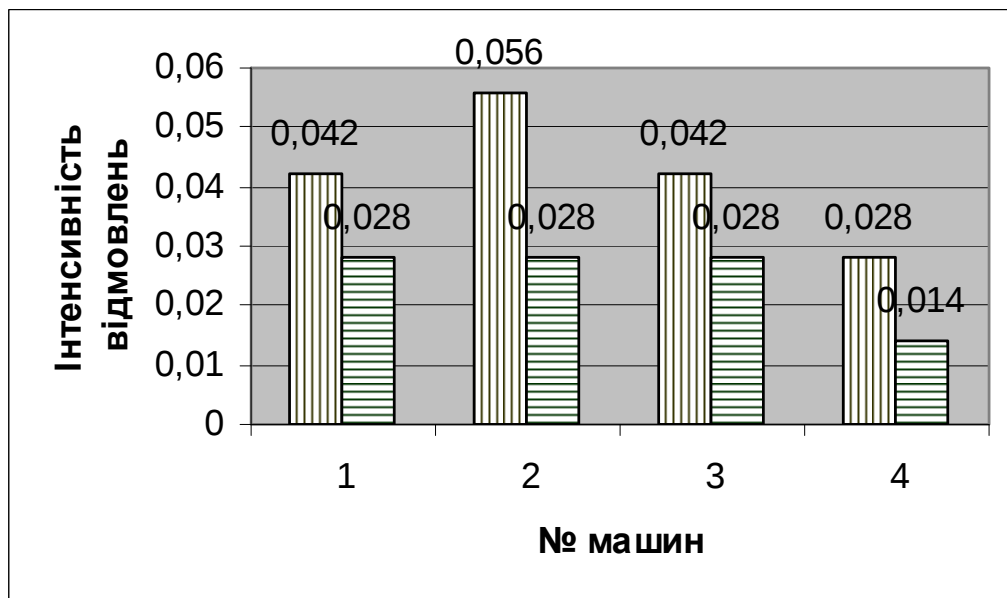


Рисунок 3.3 – Середньорічна інтенсивність відмовлень за два останні роки

3.3 Ефективність методів спрямованих на підвищення надійності підшипникових вузлів

Експлуатаційна надійність грохотів агломерату на доменній печі по статистичним даним про їхнє відмовлення і час відновлення за рік ілюструють гіс-

тограмами, приведеними на рисунку. Функції щільності відмовлень і відновлення розподілені по експонентному закону.

Підсистема подачі агломерату являє собою лінію, що складається з однакових елементів (грохотів). Якщо при відмовленні одного з них резервний елемент відразу ж включається в роботу і забезпечує необхідну продуктивність, то така система буде мати структурну надмірність, де резервування здійснюють заміщенням елемента, що відмовив. Оцінка ефективності такого резервування дається на основі розгляду системи, що складається з грохотів без резерву.

Стан системи в проміжний час, де відбувається відмовлення одного грохоту і його відновлення, ілюструє рисунок 3.4.

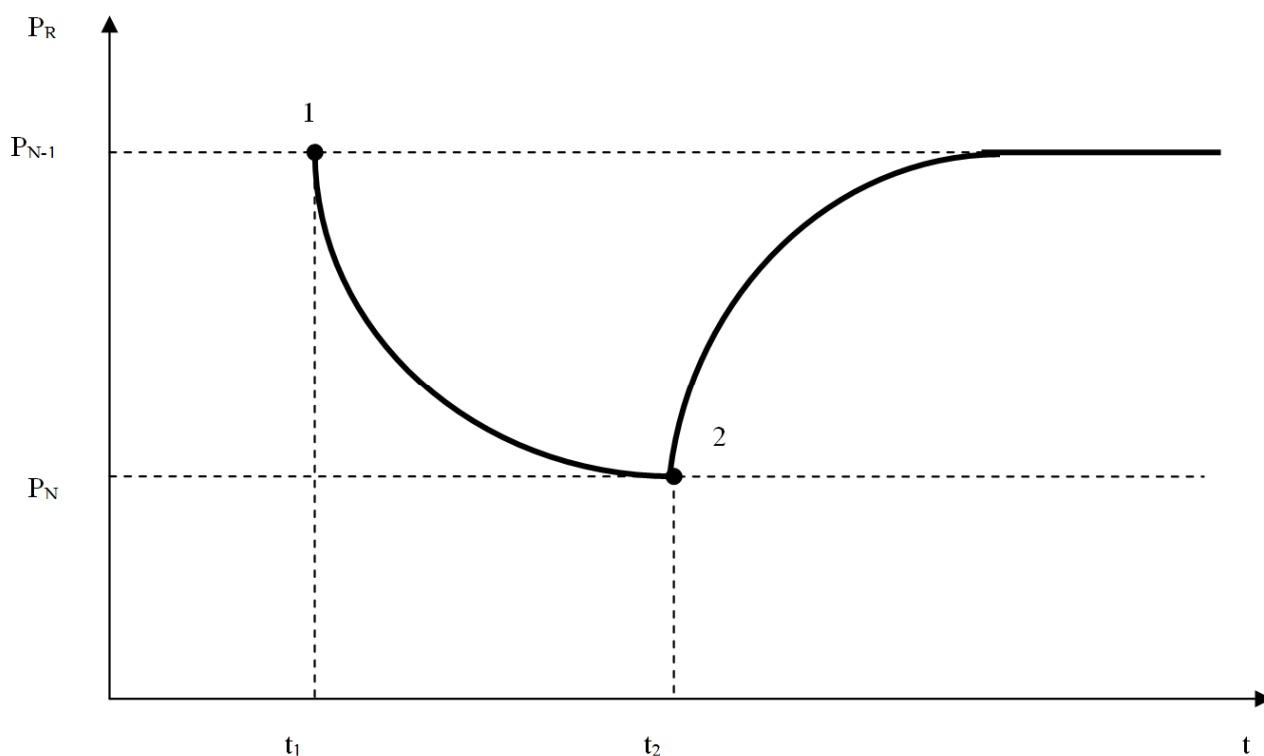


Рисунок 3.4 – Ситуаційна епюра системи при відмовленні одного грохота.

Починаючи з точки 1 імовірність відмовлення одного з грохотів зростає. Ця імовірність дорівнює:

$$P_r = 1 - \exp(-N\lambda t) \quad (3.9)$$

Визначаємо імовірність виходу одного з грохотів за останні два роки

$$P_r^I = 1 - \exp(-6 \cdot 0,032 \cdot 12) = 0,961, \quad P_r^{II} = 1 - \exp(-6 \cdot 0,025 \cdot 12) = 0,82.$$

При відмовленні одного з грохотів імовірність задоволення потоку потреб доз агломерату зменшується з P_N до P_{N-1} . Розглядаючи таку ситуацію, як прояв залежних подій, можна за правилом множення ймовірностей записати зміну P_c до відмовлення в такий спосіб:

$$\Delta P_c = (P_N - P_c)[1 - \exp(-N\lambda t)] \quad (3.10)$$

$$\Delta P_c^I = (0,97 - 0,82)[1 - \exp(-6 \cdot 0,032 \cdot 12)] = 0,144$$

$$\Delta P_c^{II} = (0,98 - 0,84)[1 - \exp(-6 \cdot 0,025 \cdot 12)] = 0,115$$

При цьому розуміється, що $P_N - P_{N-1}$ являє собою умовну імовірність того, що один із грохотів відмовив і що P_c при N грохотах відповідає і дорівнює, $p(Q\tau > Qa)$, а при $N-1$ грохотах $P_c = P_{N-1}$. Усе це приймається також при відповідної імовірності задоволення печі агломератом, тобто при $p(Q\tau > Qa)$.

$$P_N = \frac{\Pi_{\text{ФАКТ}}}{\Pi_{\text{ПЛАН}}}, \quad (3.11)$$

$$P_{N-1} = \frac{\Pi_{\text{ФАКТ}-1}}{\Pi_{\text{ПЛАН}}}, \quad (3.12)$$

де $\Pi_{\text{ФАКТ}}$ – фактична продуктивність за рік;

$\Pi_{ПЛАН}$ – планова продуктивність за рік;

$\Pi_{ФАКТ-1}$ – фактична продуктивність без і-го об'єкта.

Середньорічна продуктивність роботи агломашин в порівнянні за останні два роки наведено на рисунку 3.5.

$$P_N^I = \frac{\Pi_{ФАКТ}^I}{\Pi_{ПЛАН}^I} = \frac{4892672}{5042600} = 0,97, \quad P_N^{II} = \frac{\Pi_{ФАКТ}^{II}}{\Pi_{ПЛАН}^{II}} = \frac{5066349}{5182000} = 0,98,$$

$$P_{N-1}^I = \frac{\Pi_{ФАКТ-1}^I}{\Pi_{ПЛАН}^I} = \frac{4145180}{5042600} = 0,82, \quad P_{N-1}^{II} = \frac{\Pi_{ФАКТ-1}^{II}}{\Pi_{ПЛАН}^{II}} = \frac{4327943}{5182000} = 0,84.$$

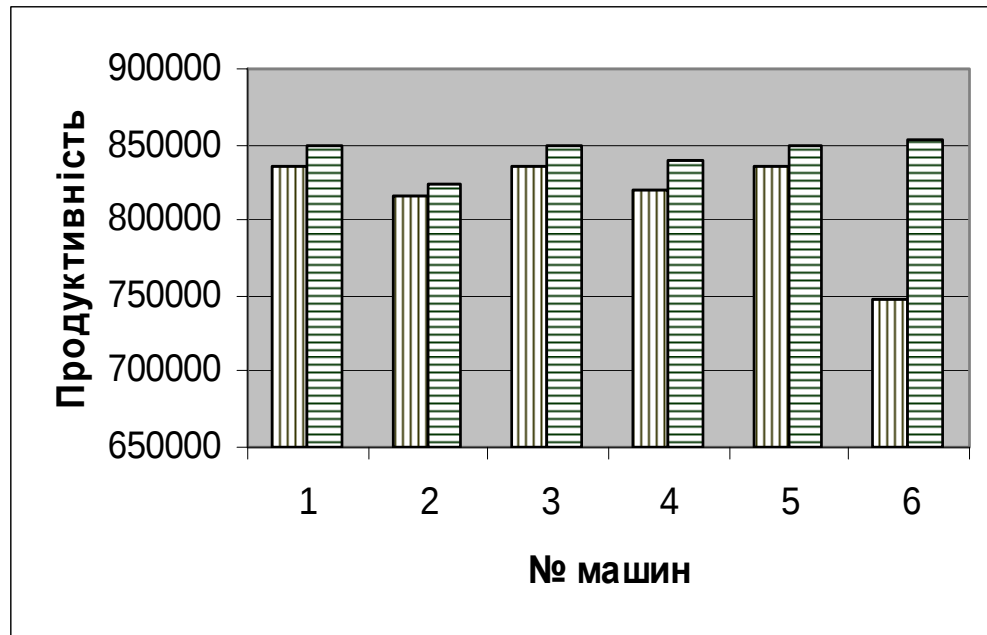


Рисунок 3.5 – Продуктивність роботи агломашин за рік.

У цьому випадку імовірність задоволення потоку вимоги доз агломерату підсистемою подачі.

$$P_C = P_N - \Delta P_C = P_N - (P_N - P_{N-1})[1 - \exp(-N\lambda t)] = P_{N-1} + (P_N - P_{N-1})\exp(-N\lambda t). \quad (3.13)$$

Визначимо імовірність задоволення потоку вимоги доз для I і II року

$$P_C^I = 0,82 + (0,97 - 0,82) \exp(-6 \cdot 0,032 \cdot 12) = 0,826,$$

$$P_C^{II} = 0,84 + (0,98 - 0,84) \exp(-6 \cdot 0,025 \cdot 12) = 0,865.$$

З часом потік відмовлень і відновлень підсистеми встановлює стаціонарним, і тоді стаціонарне значення P_C можна визначити через K_R одного грохота, рівний імовірності того, що у визначений момент часу він виявиться справним:

$$K_R = \frac{T_c}{T_c + T_B} \quad (3.14)$$

$$K_R^I = \frac{T_c^I}{T_c^I + T_B} = \frac{6,13}{6,13 + 2} = 0,754, \quad K_R^{II} = \frac{T_c^{II}}{T_c^{II} + T_B} = \frac{8,48}{8,48 + 2} = 0,809.$$

$$P_{C.C} = P_{N-1} + (P_N - P_{N-1}) \frac{T_C}{T_C + T_B}. \quad (3.15)$$

$$P_{C.C}^I = P_{N-1}^I + (P_N^I - P_{N-1}^I) \frac{T_C^I}{T_C^I + T_B} = 0,82 + (0,97 - 0,82) \frac{6,13}{6,13 + 2} = 0,933,$$

$$P_{C.C}^{II} = P_{N-1}^{II} + (P_N^{II} - P_{N-1}^{II}) \frac{T_C^{II}}{T_C^{II} + T_B} = 0,84 + (0,98 - 0,84) \frac{8,48}{8,48 + 2} = 0,953$$

де $P_{C.C}$ – стаціонарне значення імовірності; T_B – 2 тижня; середній час відновлення одного грохоту; T_C – середній наробіток на відмовлення.

Під час відмовлення одного з грохотів (в перший тиждень), резервний грохот включається в роботу, а грохот, що відмовив, починають відновлювати, тобто на час відновлення в підсистемі відсутній резерв, тому що резервні грохоти у час проведення ППР поставлено у технологічну лінію, а грохоти, що відпрацювали строк дії (до ППР) ще не було відновлено.

За цей час імовірність відмовлення одного гуркоти складе в середньому

$$P_R = 1 - \exp(-N\lambda t_B) \quad (3.16)$$

А наробіток на відмовлення в цій ситуації складе T_C із тривалістю T_B . Тоді імовірність її появи буде дорівнює:

$$P_B = \frac{T_B}{(T_B + T_C)} \quad (3.17)$$

Визначимо для кожного року:

$$P_B^I = \frac{T_B}{(T_B + T_C^I)} = \frac{2}{2 + 6,13} = 0,246,$$

$$P_B^{II} = \frac{T_B}{(T_B + T_C^{II})} = \frac{2}{2 + 8,48} = 0,191.$$

Імовірність того, що в цій ситуації система не встигне задовольнити потік вимоги доз агломерату, буде дорівнює:

$$P_{C.H} = 1 - [P_N - (P_N - P_{N-1})P_R P_B] \quad (3.18)$$

Визначимо цю імовірність для кожного року:

$$P_{C.H}^5 = 1 - [P_N^5 - (P_N^5 - P_{N-1}^5)P_R^5 P_B^5] = 1 - [0,97 - (0,97 - 0,82) \cdot 0,961 \cdot 0,246] = 0,935,$$

$$P_{C.H}^6 = 1 - [P_N^6 - (P_N^6 - P_{N-1}^6)P_R^6 P_B^6] = 1 - [0,98 - (0,98 - 0,84) \cdot 0,82 \cdot 0,191] = 0,958.$$

У цьому випадку P_C . Зі знизитися на величину $P_{C.H}$ і складе:

$$P_{обц} = P_{C.C} - P_{C.H} = P_N + P_{N-1} - 1 + (P_N - P_{N-1}) \frac{T_B}{T_C + T_B} - [1 - \exp(-N\lambda T_B)] \frac{T_B}{T_B + T_C}. \quad (3.19)$$

Імовірність того, що в ситуації, коли грохот виходить з ладу в перший тиждень експлуатації (за умови, що немає резервного). За I-й рік, при використанні не термооброблених підшипників. Система не встигне задовольнити потік доз агломерату, буде дорівнює:

$$P_{обц}^I = P_N^I + P_{N-1}^I - 1 + (P_N^I - P_{N-1}^I) \frac{T_B}{T_C^I + T_B} - [1 - \exp(-N\lambda T_B)] \frac{T_B}{T_B + T_C^I} = (0,97 + 0,82) - 1 + \\ + (0,97 - 0,82) \frac{6,13}{6,13 + 2} - [1 - \exp(-6 \cdot 0,032 \cdot 2)] \frac{2}{2 + 6,13} = 0,513$$

Імовірність того, що в ситуації, коли грохот виходить з ладу в перший тиждень експлуатації (за умови, що немає резервного). За II-й рік, при використанні підшипників, які було термооброблені. Тобто система не встигне задовольнити потік доз агломерату, буде дорівнює:

$$P_{обц}^{II} = P_N^{II} + P_{N-1}^{II} - 1 + (P_N^{II} - P_{N-1}^{II}) \frac{T_B}{T_C^{II} + T_B} - [1 - \exp(-N\lambda T_B)] \frac{T_B}{T_B + T_C^{II}} = (0,98 + 0,84) - 1 + \\ + (0,98 - 0,84) \frac{8,48}{8,48 + 2} - [1 - \exp(-6 \cdot 0,025 \cdot 2)] \frac{2}{2 + 8,48} = 0,164$$

Проаналізувавши дані формул, можна прийти до висновку, що застосовуючи попередню термообробку підшипників кочення, ми досягаємо зменшення наявності резервного грохоту в перший тиждень експлуатації (за умови, що немає резервного). Зменшиться ймовірність того, що система не встигне задовольнити потік доз агломерату для доменної печі.

РОЗДІЛ 4 ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

Рациональне проектування й експлуатація опор кочення вібраційних грохотів, тобто правильний вибір підшипників відповідно до робочих режимів в умовах високих навантажень та дії температур, якісне змащення і висока культура обслуговування опор, забезпечує тривалу і надійну роботу підшипників. Найважливішим елементом, що визначає показники надійності вібраційних грохотів, є підшипниковий вузол. Аварійні відмовлення грохотів у процесі експлуатації в більшості випадків зв'язані з виходом з ладу підшипників кочення.

Вібраційні грохоти відносяться до числа машин з найбільш несприятливими умовами роботи підшипників. Специфіка експлуатаційного режиму підшипника у грохотів визначається наступними факторами.

- 1) наявністю інерційних навантажень, викликаних коливальним рухом підшипника разом з машиною. Результатом є коливання вільних елементів підшипникової опори (сепаратора; тіл кочення, які знаходяться в розвантаженої зоні; змащення; окремих деталей ущільнювального пристрою) і додатковий силовий вплив на навантажені елементи опори (тіла і доріжки кочення в межах зони навантаження).
- 2) високими силовими навантаженнями. Зусилля що розвиваються дебалансовими масами, створюють радіальне навантаження на підшипники.
- 3) високими частотами обертання. У грохотах, які працюють в умовах агломераційного цеху реалізується частота обертання 650 хв^{-1} ;
- 4) запиленістю і забрудненням навколишнього середовища. Забруднення навколишнього середовища ускладнює централізоване підведення масливних і охолодних рідин.
- 5) підвищеною температурою на корпусах;
- 6) недостатнім контролем за змащенням.

Щоб уникнути аварійного (не контрольованого) виходу з ладу підшипників кочення. Пропоную проводити технічне діагностування підшипників із термообробкою перед встановленням їх до вузла. Нагрівання до 350°C та витрим-

ки до 5 часів. Згідно з розрахунками та статичною обробкою даних по показниках агрегатних журналів за останні два роки. Значно зменшується аварійний вихід з ладу підшипникового вузла, тобто самого грохоту.

При цьому значно підвищується експлуатаційна надійність технологічного устаткування, скоротиться кількість аварійних виходів з ладу машин і механізмів, простоїв технологічних ліній, знизиться до необхідного мінімуму витрати підшипників.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Гайдамака А. В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення : навч. посіб. / А. В. Гайдамака. – Х. : НТУ «ХПІ», 2009. – с.
2. Подшипники качения и свободные детали. Под редакцией Л.М. Заитова. — К.: Машиностроение, 1991. 250 с.
3. Синицын В.В. Подшипники качения. Справочное пособие. В.В. Синицын. – М.: Машиностроение, 1990. 468 с.
4. UA104472 Україна, МПК (2016.01) F16C 39/00. Підшипник кочення / Свяцький В. В., Скрипник О. В., Пукалов В. В.; заявник і патентовласник Свяцький В. В.. – № 201506251; заявл. 24.06.2015; опубл. 10.02.2016, Бюл.№ 3.
5. Патент RU 2271483 C1, МПК F16C 19/28 (2006.01), F16C 33/46 (2006.01), F16C 33/66 (2006.01). Роликовый сферический духрядный подшипник / А. В. Гагасов, А. В, Павлович, А. В. Козлов и др. (BY). – № 2004122334/11; заявл. 20.07.2004; опубл. 10.03.2006, Бюл.№ 7.
6. А.с. №1577898. Подшипник качения. Бердес В.В. Кривенченко В.В. Тимошенко Е.Л. Заявлено 09.12.75(21) 2198589/29-03. Опубликовано 05.05.78.Бюллетень №17
7. А.с. №836852. Подшипник качения. Бердус В.В. Карпеев В.А. Заявлено 29.07.77(21) 2512020/29-03. Опубликовано 30.05.79.Бюллетень №20
8. А.с. №1328019. Подшипник качения с витыми роликами. Гру Г.Л. Карпенко В.А. Мочалов В.И. Рабинович Э.Д. Заявлено 21.02.80(21) 2885239/29-03. Опубликовано 30.08.83.Бюллетень №32
9. А.с. №1424894. Подшипник качения. Трубицын В.Г. Заявлено 10.05.83(21) 3614171/29-03. Опубликовано 07.03.85.Бюллетень №9
10. Авторское свидетельство №860887. Вибрационный грохот. Андреев Б.Г Потаскин Г.В Петров П.А. Заявлено 23.11.82. Опубликовано 20.07.83.Бюллетень №56
11. А.с. №848082. Вибрационный грохот. Балконский В.А Демиденко А.С. Бондарь В.П. Заявлено 05.05.75. Опубликовано 23.07.77.Бюллетень №47

12. А.с. №605647. Виброгрохот. Базельман А.В. Куприн К.Г. Заявлено 09.09.81. Опубликовано 10.05.82.Бюллетень №23
13. А.с. №664701. Вибрационный грохот. Болтов А.А. Карпук А.С. Заявлено 29.08.78. Опубликовано 30.05.79.Бюллетень №29
14. А.с. №1037967. Вибрационный грохот. Эссельбах Г.Л. Денисенко Д.Д. Заявлено 27.05.80. Опубликовано 30.02.82.Бюллетень №32
15. А.с. №1143479. Грохот вибрационный. Шолохов А.Ю. Заявлено 13.02.84. Опубликовано 07.03.85.Бюллетень №54
16. А.с. №1176975. Вибрационный грохот. Иванченко К.Н. Брыксин Н.О. Самойленко А.В. Водяной С.С. Заявлено 23.01.84. Опубликовано 07.09.85.Бюллетень №17
17. UA68247 Україна, МПК 7 F16C19/00. Кульковий підшипник кочення / Сковко Є. В.; заявник і патентовласник Житомирський державний технологічний університет. – № 20031110780; заявл. 28.11.2003; опубл. 15.07.2004, Бюл.№ 7.
18. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации. А.Г. Комиссар. – М.: Машиностроение, 1987. 384 с.
19. Теорія і практика змащування металургійних машин. Навчальний посібник / Максименко О.П., Перемітько В.В., Самохвал В.М. – Дніпропетровськ: «Системні технології», 2006. – 172 с.
20. Бейсенов Б.С., Курманалиев М.Б. Монтаж и эксплуатация технологических машин: Учебное пособие. – Алматы: КазНТУ, 2015 – 265 с.
21. Тылкин М.А. Справочник термиста ремонтной службы. — М.: Металлургия, 1981. 248 с.
22. Курсовое проектирование деталей машин. С.А. Чернавский, К.Н. Бокков, И.М. и др. – М.: Машиностроение, 1987 г.
23. Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин: Учебник для вузов. Плахтин В.Д. — М.: Металлургия, 1983. 415 с.
24. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для техникумов. – М.: Высш. Шк., 1991. 432 с.

25. Харламов Ю.О., Будаг'янц Н.А. Основи технології відновлення і зміцнення деталей машин. Навчальний посібник в 2 т. Том 1. – Луганськ: вид-во Східно-укр. націон. ун-та ім. В. Даля, 2003. – 496 с.

26. Харламов Ю.О., Будаг'янц Н.А. Основи технології відновлення і зміцнення деталей машин. Навчальний посібник в 2 т. Том 2. – Луганськ: вид-во Східно-укр. націон. ун-та ім. В. Даля, 2003. – 480 с.

27. Притыкин Д.П. Ремонт механического оборудования для производства аломерата. — М.: Металлургия, 1976. 480 с.

28. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 164 с.

29. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 2 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 188 с.

30. Андреев С.Е. Перов В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых – М.: Недра. 1980 – 415с.

31. Левин М. З., Седуш В. Я. - Механическое оборудование доменных цехов. Киев – Донецк, издательство объединение «Вища школа», Головное изд-во, 1978 – 176 с.

32. Губаревич О.В. Надійність і діагностика електрообладнання: Підручник / О.В. Губаревич. – Сєверодонецьк: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2016. – 248 с.