

ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»
Гірничо-металургійний факультет
Кафедра матеріалознавства, механіки та природничих наук

«Допущено до захисту»
Гарант ОПП

Тетяна КУЛІК

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня бакалавра

за підсумками виконання
освітньо-професійної програми
«Інжиніринг механічного обладнання та систем»
за спеціальністю 131 (G9) Прикладна механіка

на тему «Підвищення експлуатаційної надійності мастильної системи ТК-525 на основі комплексного аналізу за критеріями міцності та довговічності її елементів»

Керівник роботи

Ігор БОЙКО

Консультант від підприємства

Сергій ГАЦЕНКО

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Здобувач

Денис ЛІСНЯК

Підсумкова оцінка за атестацію			
--------------------------------	--	--	--

Голова ЕК

Микола ПЕТРЯКОВ

Запоріжжя 2026

ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»	
Факультет	гірничо-металургійний
Кафедра	матеріалознавства, механіки та природничих наук
Ступінь вищої освіти	бакалавр
Спеціальність	131 (G9) Прикладна механіка
ОПП	«Інжиніринг механічного обладнання та систем»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Гарант ОПП

Тетяна КУЛІК

23.02.2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

Лісняка Дениса Олександровича
(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1 Тема роботи: Підвищення експлуатаційної надійності мастильної системи ТК-525 на основі комплексного аналізу за критеріями міцності та довговічності її елементів

керівник роботи Бойко Ігор Олександрович, канд. техн. наук, доцент кафедри матеріалознавства, механіки та природничих наук
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом Університету №41/23.02.2026 від 23.02.2026 р.

2 Термін подання роботи 12.06.2026 р.

3 Вихідні дані до роботи: Навчальна та науково-технічна література, державні стандарти, технічна документація підприємства, матеріали з експлуатації прокатного обладнання, методична література зі спеціальних дисциплін, результати виробничих спостережень та досліджень, відкриті інформаційні джерела

4 Зміст пояснювальної записки (перелік питань): Анотація. Зміст. Вступ. Аналіз предметної області (огляд технологічних та конструктивних параметрів компресорних установок, аналіз підшипників компресорних установок, обґрунтування та постановка задач роботи). Спеціальний розділ (аналіз умов експлуатації підшипників компресорних пристроїв комбінату «Запоріжсталь», дослідження конструкції та принципу роботи турбокомпресора К-525, технологія ремонту підшипників ковзання, розрахунок радіального підшипника, розробка пропозицій щодо вдосконалення покриттів та підготовка до

промислових випробувань). Економічне обґрунтування запропонованих заходів. Безпека праці у предметній області. Висновки. Перелік використаних джерел

5 Перелік графічного (демонстраційного) матеріалу: демонстраційна презентація результатів кваліфікаційної роботи; загальний вигляд повітряного турбокомпресора К-525; складальне креслення корпусу підшипникового вузла; робоче креслення вкладиша опорного підшипника

6 Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх.

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта
Аналіз предметної області	Бойко І. О., доцент каф. МАТМЕХ
Спеціальний розділ	Бойко І. О., доцент каф. МАТМЕХ
Економічне обґрунтування запропонованих заходів	Бойко І. О., доцент каф. МАТМЕХ
Безпека праці у предметній області	Бойко І. О., доцент каф. МАТМЕХ

Дата видачі завдання 23.02.2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи
1	Розділ 1. Аналіз предметної області	23.02.2026 – 31.03.2026
2	Розділ 2. Спеціальний розділ	15.03.2026 – 15.05.2026
3	Розділ 3. Економічне обґрунтування запропонованих заходів	01.05.2026 – 31.05.2026
4	Розділ 4. Безпека праці у предметній області	15.05.2026 – 05.06.2026
5	Висновки, перелік посилань, вступ, зміст, реферат	01.06.2026 – 10.06.2026
6	Подання завершеної роботи. Перевірка на академічний плагіат	11.06.2026 – 16.06.2026
7	Остаточне оформлення роботи та графічного (презентаційного) матеріалу	12.06.2026 – 17.06.2026
8	Рецензування завершеної роботи. Захист	18.06.2026 – 24.06.2026

Здобувач _____ Деніс ЛІСНЯК

Керівник роботи _____ Ігор БОЙКО

АНОТАЦІЯ

Лісняк Д. А. Підвищення експлуатаційної надійності мастильної системи ТК-525 на основі комплексного аналізу за критеріями міцності та довговічності її елементів : : кваліфікаційна робота бакалавра : на правах рукопису. Запоріжжя : ТОВ «Технічний університет «Метінвест Політехніка», 2026. 88 с.

Виконаний аналіз існуючих компресорних установок, проаналізовані переваги та недоліки існуючих технічних рішень. Запропонований варіант модернізації бабітових підшипників кочення турбокомпресора ТК-525.

На підставі аналізу існуючих технологій виготовлення вкладишів підшипників, вивчення умов їх роботи і причин руйнування антифрикційного бабітового шару було встановлено, що для забезпечення міцного зчеплення сталевий підкладки з бабітом, а також інтенсифікації відведення тепла із зони тертя доцільно нанесення на сталеву підкладку перед лудінням методом електроіскрового легування (ЕІЛ) проміжного шару з міді або олов'яної бронзи.

Нові технологічні рішення дозволять знизити температуру в зоні тертя, підвищити товщину масляного шару і таким чином створити підшипник, що володіє більшою несучою здатністю, надійністю, економічною витратою мастила. На підприємстві «Товариство рішення інженерних задач» (ТРІЗ) (Україна, м. Суми) виготовляються опорні підшипники, які мають більш високу, ніж штатні, несучу і демпфіруючу здатність.

Ключові слова: ПІДШИПНИК, БАБІТ, МУЛЬТИПЛІКАТОР, МУФТА, КОМПРЕСОР, ВІБРАЦІЯ, АГРЕГАТ.

ЗМІСТ

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ	7
ВСТУП	8
1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ	10
1.1 Огляд технологічних та конструктивних параметрів компресорних установок	10
1.2 Огляд та аналіз підшипників компресорних установок	12
1.3 Обґрунтування і постановка задач роботи	21
2 АНАЛІЗ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПІДШИПНИКІВ КОМПРЕСОРНИХ ПРИСТРОЇВ КОМБІНАТУ «ЗАПОРІЖСТАЛЬ»	23
2.1 Пристрій і принцип роботи повітряного компресора типу ТК-525	23
2.2 Технологія зборки й монтажу металургійного устаткування	29
2.3 Технологія ремонту підшипників ковзання	30
2.4 Змащення	36
3 ОБґРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ МАСТИЛЬНОЇ СИСТЕМИ ТК-525	39
3.1 Розрахунковий аналіз працездатності підшипника ковзання турбіни	39
3.2 Експериментальне обґрунтування підвищення довговічності підшипникових вузлів та підготовка до промислових випробувань	48
3.3 Висновки	63
4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБґРУНТУВАННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ	64

4.1 Розрахунок витрат на ремонт підшипників ковзання до впровадження запропонованих рішеньРІШЕНЬ	64
4.2 Розрахунок витрат на ремонт після впровадження запропонованих рішень	66
4.3 Визначення річного економічного ефекту	67
4.4 Оцінка додаткових техніко-економічних переваг	69
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ	70
5.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища	70
5.2 Опалення й вентиляція	72
5.3 Природне й штучне освітлення	73
5.4 Заходи пожежної безпеки	75
5.5 Шум і заходи захисту від шуму	76
ВИСНОВКИ	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	81
ДОДАТКИ	86

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

ТК – турбокомпресор;

ПК – підшипник ковзання;

ЕІЛ – електроіскрове легування;

ГТП – газотермічні покриття;

Ст – сталь;

МК – металургійний комбінат;

ЗП – зубчаста передача;

К – колесо;

Б – бабіт;

ВСТУП

Актуальність роботи. Для безперервного зростання металургійного виробництва України необхідно щорічне введення в експлуатацію нових, удосконалених металургійних агрегатів, постійної реконструкції й модернізації встановленого устаткування з метою підвищення його продуктивності, рівня механізації й автоматизації на базі сучасних енергозберігаючих технологій.

На металургійному підприємстві ПАТ МК «Запоріжсталь» розроблена ціла система обслуговування й ремонту металургійного встаткування, у тому числі й компресорного. При цьому великі планові ремонтні роботи проводять разом з роботами з модернізації устаткування з метою підвищення технічного рівня агрегатів, які зносилися й морально застаріли, до сучасного рівня шляхом конструктивних поліпшень і змін. Найбільше значення мають шляхи найбільш раціональної організації ремонтних робіт для визначення границь економічної доцільності ремонту й оптимальних термінів служби устаткування. Низька якість ремонтних робіт може бути причиною частих ремонтів устаткування, що знижує потужність підприємства, погіршує використання виробничих площ, приводить до більших малоефективних витрат коштів і матеріалів.

Високоякісно та вчасно проведений ремонт гарантує, в остаточному підсумку, випуск високоякісної продукції металургійного виробництва в умовах ринку металів.

Працездатність компресорних установок в цілому і її основні показники в значній мірі залежать від того, наскільки ефективно працюють підшипники ковзання. Наведений вище аналіз показав, що на даний час застосовують різноманітні підшипники.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є аналіз режимів експлуатації підшипників ковзання компресорних пристроїв та вдосконалення його конструкції.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- проведення аналізу раніше проведених досліджень в питаннях вдосконалення конструкції підшипника з метою підвищення його зносостійких робочих шарів;
- визначити витрату масла, що забезпечує продуктивність підшипника;
- отримати експериментальним шляхом підтвердження достовірності виконаних розрахунків;
- за отриманими результатами обрати оптимальну конструкцію шарів підшипника.

Предмет дослідження – конструктивні параметри підшипника відцентрового турбокомпресора.

Об'єкт дослідження – підшипник ковзання відцентрового турбокомпресора типу ТК-525, киснево-компресорного цеху ПАТ «Запоріжсталь».

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на XXIII науково-технічній конференції студентів, магістрантів, аспірантів і викладачів ЗДІА (Запоріжжя, ЗДІА, 2018 р.). Опубліковано 1 тези доповіді XI міжнародної науково-технічної конференції "Ресурсозбереження та енергоефективність процесів і обладнання обробки тиском в машинобудуванні та металургії" м. Харків, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", 2019. С. 117-119.

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота складається зі вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 97 сторінок, у тому числі 85 сторінок основного тексту, 21 рисунок, 7 таблиць, 62 найменування використаних джерел на 6 сторінках, 3 додатки на 3 сторінках.

1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ

1.1 Огляд технологічних та конструктивних параметрів компресорних установок

Компресорами називаються машини, призначені для стиснення і переміщення газів.

Компресори досить широко поширені в будь-яких галузях. Будь-який тип компресора має свою область застосування, свої унікальні характеристики. І важливо вивчити ці характеристики і область застосування, щоб використовувати компресор [1].

По пристрою розрізняють компресори:

- об'ємні (поршневі, ротаційні), в яких стиснення газу відбувається при зменшенні замкнутого обсягу;
- лопаточні (відцентрові і осьові) в яких силовий вплив на газ здійснюється обертливими лопатками, і струменеві, принцип дії яких подібний до струменевим насосів.

Залежно від нагнітання робочого тиску всі компресори поділяються на такі типи:

- вакуумні машини, в яких рівень початкового тиску газу нижче атмосферного;
- низького тиску, де кінцевий рівень тиску газу знаходиться в межах від 0,115 до 1,0 МПа;
- високого тиску, де кінцевий тиск становить від 10 до 100 МПа;
- надвисокого тиску, в яких рівень кінцевого тиску перевищує 100 МПа.

Рівень кінцевого тиску може нагнітатися компресором, оснащеним одним щаблем (одноступінчатий агрегат), або компресор може мати кілька послідовно працюють ступенів (багатоступінчастий компресор) [2].

Компресорні установки, що складаються в групі обладнання відцентрового типу, являють собою широке розмаїття агрегатів, різних за своїми характеристиками і технічним оснащенням [3,4]. Але при цьому, відцентровим компресорів характерно загальне стандартне оснащення. Так, обладнання даного типу включає в себе такі основні елементи, як [5,7]:

- корпус обладнання;
- патрубки - вхідний і вихідний пристрої;
- робочі колеса;
- дифузор;
- привід - може бути різних типів (дизельний, електричний та інші).

До динамічних компресорів прийнято відносити такі агрегати як відцентрові, струменеві і осьові машини.

Принцип дії відцентрових компресорів аналогічний відцентровим насосних установок. До цього типу належать турбогазовувки, турбокомпресори і осьові компресори [6].

Турбогазовувки одноступінчастого типу відносяться до різновидів вентиляторів високого тиску і здатні стискати газ до $3 \cdot 10^4$ Па. Колесо, оснащене лопатками, здійснює обертальні рухи всередині направляючого апарату. Направляючий апарат розміщений всередині корпусу, виконаного у вигляді спіралі. Кінетична енергія газу перетворюється в потенційну енергію тиску, газ стискається і виходить через патрубок.

Газовувки багатоступінчастого типу оснащуються 3 або 4 колесами з лопатками, газ між ступенями охолодженню не береться. Завдяки тому, що діаметри коліс однакові, а ширина знижується до кожного наступного колеса, газ стискається без зміни числа обертів вала і форми лопаток. Показник ступеня стиснення газу варіюється в рамках 3-3,5.

Турбокомпресори (або відцентрові компресори) мають пристрій схоже з турбогазовдувками, але вони здатні створювати більш високу ступінь стиснення. Даний тип машин працює по динамічному принципу, тобто вони створюють статичний тиск за допомогою перетворення кінетичної енергії в статичну енергію. Турбокомпресори оснащені великим числом коліс, діаметр і ширина колеса зменшується до кожного наступного [6].

Досить часто колеса розташовуються в різних корпусах. В межах одного корпусу, діаметр коліс однаковий, але ширина коліс відрізняється. Проміжні холодильники між корпусами охолоджують газ. Відцентрові турбокомпресори здатні нагнітати тиск від 2,5 до 3,0 МПа. Залежно від форми робочого колеса, виділяють радіальні або осьові компресори.

Корпус осьового компресора виконаний у формі циліндричного патрубка. Усередині корпусу обертається робоче колесо, яке оснащено лопатками. Повітря переміщується уздовж осі вала, що забезпечує високий ККД. Осьові компресори є компактними конструкціями. Тиск, який вони створюють, не перевищує 0,5-0,6 МПа.

Динамічні компресори працюють в складі двигунів літаків і вертольотів, в складі систем, що нагнітають повітря, системах вентиляції і перекачування газу [4].

1.2 Огляд та аналіз підшипників компресорних установок

Основні типи, які застосовуються в машинобудуванні - це підшипники кочення та підшипники ковзання.

1.2.1 Підшипники кочення

Підшипники кочення складаються з двох кілець, тіл кочення (різної форми) і сепаратора (деякі типи підшипників можуть бути без сепаратора), що відокремлює тіла кочення один від одного, що утримує на рівній відстані і направляє їх рух. По зовнішній поверхні внутрішнього кільця і внутрішньої поверхні зовнішнього кільця (на торцевих поверхнях кілець завзятих підшипників кочення) виконують жолоби - доріжки кочення, за якими при роботі підшипника котяться тіла кочення [8,9].

- За принципом роботи всі підшипники можна розділити на кілька типів:
- - підшипники кочення;
- - підшипники ковзання;
- - газостатичному підшипники;
- - газодинамічні підшипники;
- - гідростатичні підшипники;
- - гідродинамічні підшипники;
- - магнітні підшипники.

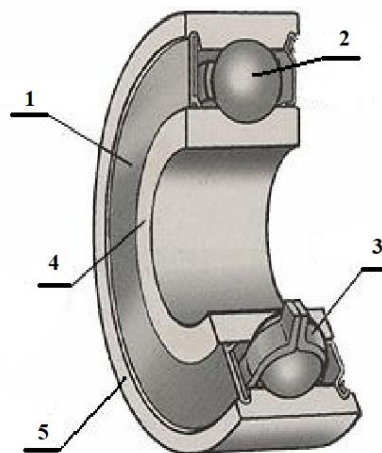
У деяких вузлах машин з метою зменшення габаритів, а також підвищення точності і жорсткості застосовують так звані суміщені опори: доріжки кочення при цьому виконують безпосередньо на валу або на поверхні корпусної деталі.

Є підшипники кочення, виготовлені без сепаратора. Такі підшипники мають велике число тіл кочення і велику вантажопідйомність. Однак граничні частоти обертання безсепараторних підшипників значно нижче внаслідок підвищених моментів опору обертанню[9].

Підшипники кочення працюють переважно на терті кочення (є тільки невеликі втрати на тертя ковзання між сепаратором і тілами кочення) тому в порівнянні з підшипниками ковзання знижуються втрати енергії на тертя і зменшується знос. Закриті підшипники кочення (мають

захисні кришки) практично не вимагають обслуговування (заміни мастила), відкриті - чутливі до попадання сторонніх предметів, що може привести до швидкого руйнування підшипника [10].

- Класифікація підшипників кочення здійснюється на основі таких ознак.
- По виду тіл кочення:
 - - кулькові (а);
 - - роликові, голчасті (б, в, г, д, е).



1 – ущільнення; 2 – тіла кочення; 3 – сепаратор; 4 – внутрішнє кільце; 5 – зовнішнє кільце.

Рис. 1.1 – Будова підшипника кочення

За типом сприйманого навантаження:

- радіальні (навантаження уздовж осі вала не допускається);
- радіально-наполегливі, упорно-радіальні (сприймають навантаження як уздовж, так і поперек осі вала);

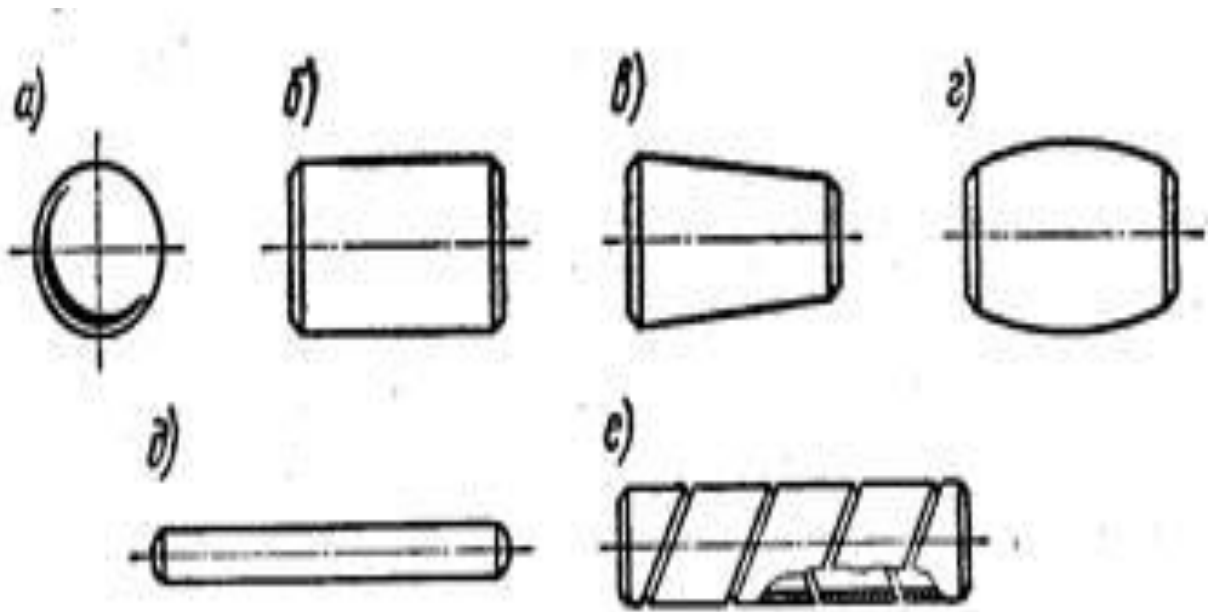


Рис. 1.2 - Тіла кочення підшипників

- наполегливі (навантаження поперек осі вала не допускається).
- лінійні (забезпечують рухливість вздовж осі, обертання навколо осі не нормується або неможливо);
- кулькові гвинтові передачі (забезпечують сполучення гвинт-гайка через тіла кочення).

За кількістю рядів тіл кочення:

- однорядні;
- дворядні;
- багаторядні.

За здатністю компенсувати несоосность вала і втулки:

- самоустановлювальні;
- несамоустановлювальні.

Проблеми в роботі підшипників кочення. Виробництво підшипників кочення здійснюється в умовах жорстких вимог до якості підшипників. Це одні з найбільш точних пристроїв, що випускаються в машинобудуванні. За ідеальних робочих умов підшипники можуть безперервно експлуатуватися протягом багатьох років. Внаслідок того, що робочі умови рідко бувають ідеальними, підшипники ніколи не реалізують своїх

потенційних можливостей з точки зору ресурсу використання. Термін служби підшипників кочення залежить від умов виробництва, зберігання, обслуговування, установки, навантаження і умов роботи підшипників [10].

Основні проблеми підшипників кочення:

1. Руйнування.
2. Викришування.
3. Абразивний знос.
4. Атмосферне корозія.
5. Фреттинг-корозія.
6. При бріннелірованні.
7. Псевдобріннелірованіе.
8. Електричні пошкодження, точкове зварювання.
9. Натирання.
10. Задиранов.
11. Вибойни поверхні.
12. Пошкодження при складанні.
13. Перегрів.
14. Неспіввісність.
15. Руйнування через дисбаланс.
16. Розколювання, роздроблення деталей.
17. Пошкодження сепаратора.

Переваги:

1. Надійно працюють у високошвидкісних приводах.
2. Чи здатні сприймати великі ударні і вібраційні навантаження.
3. Безшумність роботи.
4. Порівняно малі радіальні розміри.
5. Роз'ємні підшипники допускають установку на шийки колінчастих валів.
6. Простота конструкції.

7. Для тихохідних машин можуть мати вельми просту конструкцію.

Недоліки:

1. У процесі роботи вимагають постійного нагляду через високі вимоги до змазування і небезпеки перегріву; перерву в подачі мастильного матеріалу веде до виходу з ладу підшипника.

2. Мають порівняно великі осьові розміри.

3. Значні втрати на тертя в період пуску і при недосконалому мастилі.

4. Велика витрата мастильного матеріалу.

1.2.2 Підшипники ковзання

Підшипник ковзання являє собою корпус, який має циліндричний отвір, в який вставляється вкладиш або втулка з антифрикційного матеріалу (часто використовуються кольорові метали), і змазує пристрій. Між валом і отвором втулки підшипника є зазор, який дозволяє вільно обертатися валу. Для успішної роботи підшипника зазор попередньо розраховується [11,12].

Підшипники ковзання поділяють:

1) в залежності від форми підшипникового отвори:

- одно- або многоповерхностные;

- зі зміщенням поверхонь (у напрямку обертання) або без (для збереження можливості зворотного обертання);

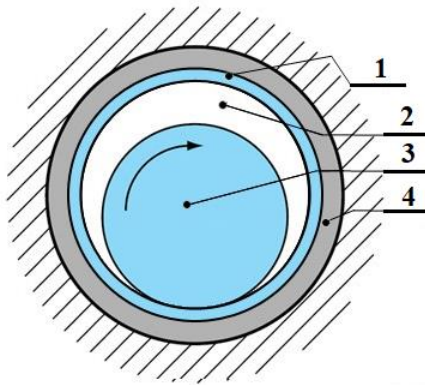
- з / без зміщенням центру (для кінцевої установки валів після монтажу).

2) у напрямку сприйняття навантаження:

- радіальні;

- осьові (наполегливі, підп'ятники);

- радіально-наполегливі.



1- вкладиш з антифрикційного матеріалу; 2 – проміжок; 3 – вал;
4 – корпус підшипника.

Рис. 1.3 – Підшипник ковзання

3) за конструкцією:

- нероз'ємні (втулкові);
- роз'ємні (що складаються з корпусу і кришки);
- вбудовані (що складають одне ціле з картером, рамою або станиною машини);

4) за кількістю масляних клапанів:

- з одним клапаном;
- з декількома клапанами;

5) по можливості регулювання

- нерегульовані;
- регульовані.

У підшипнику ковзання поверхні вала і вкладиша повинні бути розділені шаром мастила. Необхідна для цього надмірний тиск в гідродинамічних підшипниках створюється шляхом обертання вала, який захоплює масло в поступово звужується зазор і утворює масляний клин, що перешкоджає зближенню вала з вкладишем [12].

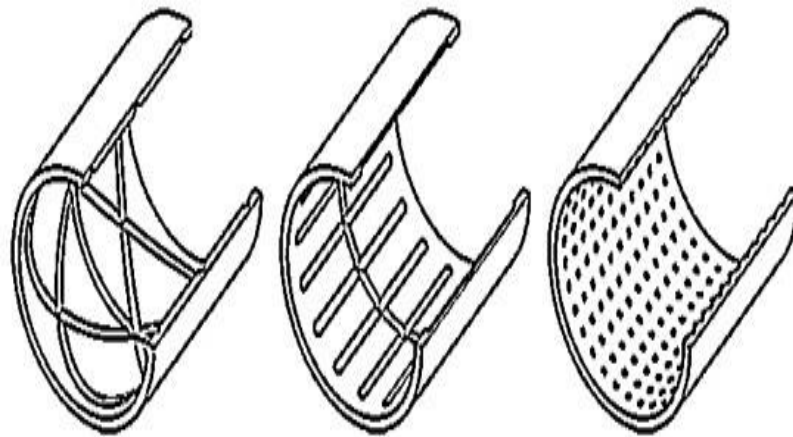


Рис. 1.4 - Приклади мастильних канавок в підшипниках ковзання

Мастило є одним з основних умов надійної роботи підшипника і забезпечує: низьке тертя, розділення рухомих частин, тепловідвід, захист від шкідливого впливу навколишнього середовища і може бути: рідкої (мінеральні і синтетичні масла, вода для не металева підшипників), пластичної (на основі літієвого мила і кальцію сульфоната і ін.), твердої (графіт, дисульфід молібдену і ін.) і газоподібної (різні інертні гази, азот і ін.). Найкращі експлуатаційні властивості демонструють пористі самозмазуючі підшипники, виготовлені методом порошкової металургії. При роботі пористий самозмащувальний підшипник, просочений маслом, нагрівається і виділяє мастило з пір на робочу ковзаючу поверхню, а в стані спокою остигає і вбирає мастило назад в пори.

- Антифрикційні матеріали підшипників виготовляють з твердих сплавів (карбід вольфраму або карбід хрому методом порошкової металургії або високошвидкісним газополуменевим напиленням), баббітів і бронз, полімерних матеріалів, кераміки, твердих порід дерева (залізне дерево) [12].

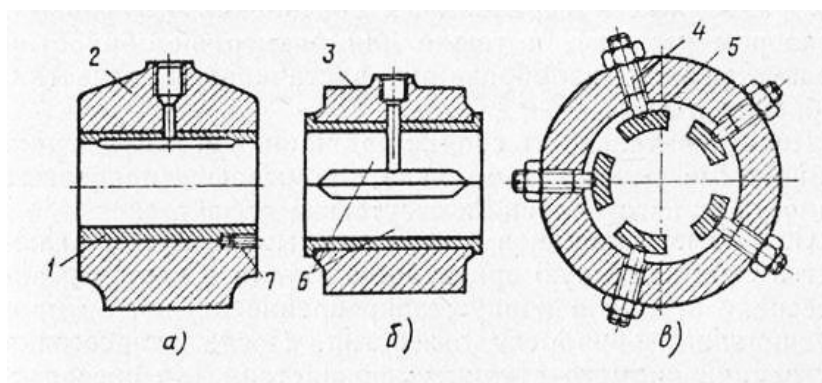
Бабіти - давно застосовуються на основі сплаву олова або свинцю.

Переваги:

1. Надійність в високошвидкісних приводах.
2. Здатні сприймати значні ударні і вібраційні навантаження.
3. Безшумність.
4. Порівняно малі радіальні розміри.
5. Припускають установку роз'ємних підшипників на шийки колінчастих валів і не вимагають демонтажу інших деталей при ремонті.
6. Проста конструкція в тихохідних машинах.
7. Дозволяють працювати в воді.
8. Припускають регулювання зазору і забезпечують точну установку геометричній осі валу.
9. Економічні при великих діаметрах валів.

Недоліки:

1. У процесі роботи вимагають постійного нагляду за мастилом.
2. Порівняно великі осьові розміри.
3. Великі втрати на тертя при пуску і недосконалою мастилі.
4. Велика витрата мастильного матеріалу.
5. Високі вимоги до температури і чистоті мастила.
6. Знижений коефіцієнт корисної дії.
7. Нерівномірний знос підшипника і цапфи.
8. Застосування більш дорогих матеріалів.



1 - втулка з антифрикційного матеріалу, 2 - цілісний корпус, 3 - роз'ємний корпус, 4 - регулювальний гвинт, 5 - вкладиш, 6 - верхній і нижній вкладиші з антифрикційним покриттям, 7 - гвинт фіксує вкладиш.

Рис. 1.5 - Пристрій підшипника ковзання:

Вкладиші дозволяють заощаджувати дорогий антифрикційний матеріал і полегшують ремонт підшипника. У нероз'ємних підшипниках їх виконують, у вигляді втулок, в роз'ємних - з двох половин. Застосовують також багатовкладишеві підшипники [12].

1.3 Обґрунтування і постановка задач роботи

Працездатність компресорних установок в цілому і її основні показники в значній мірі залежать від того, наскільки ефективно працюють підшипники ковзання. Наведений вище аналіз показав, що на даний час застосовують різноманітні підшипники.

Отже, виходячи із зазначених вище недоліків, ми можемо відзначити, що вихід з ладу підшипників, в основному, обумовлений недоліком мастила в місцях контакту цапфи з підшипником в момент пуску, так як в цей момент є перерва в подачі мастильної рідини, або не створений гідродинамічний зазор між поверхнями, що труться, а так само при інших випадках роботи без мастила. Розробка підшипників ковзання нового покоління починалася з того, щоб до уваги взяти якомога більше недоліків простого підшипника ковзання. Тому що саме виправлення цих недоліків і могло привести до створення чогось досконалого [14].

Названі обставини послужили підставою для проведення комплексу досліджень, спрямованих на створення нових ефективних підшипників для вузлів тертя віскообретових компресорних установок, що працюють в умовах широкого діапазону швидкостей ковзання та навантажень.

Для формування зносостійких робочих шарів підшипників застосовують різні газотермічні методи нанесення покриттів (ГТП): електрометалізація, газополуменеве і полум'яне напилення. Це поширені, відносно дешеві і продуктивні способи ремонту. У той же час, міцність зчеплення з основою газотермічних покриттів залишається низькою і

недостатньою для надійної роботи високонавантажених підшипників ковзання. Крім того, структури і триботехнічні властивості ГТП антифрикційного призначення без застосування додаткової термообробки не в повній мірі задовольняють умовам роботи матеріалу підшипника ковзання.

У зв'язку з цим виникає необхідність підвищення міцності і антифрикційних властивостей ГТП.

Незважаючи на велику кількість наукових досліджень, до теперішнього часу немає достатньо надійних і недорогих технологій, що дозволяють ефективно формувати і відновлювати робочі шари високонавантажених сталь-бронзових підшипників ковзання. Тому, збільшення надійності і довговічності антифрикційних шарів підшипників ковзання являє собою важливу проблему.

Метою цієї роботи є підвищення міцності і антифрикційних властивостей ГТП на вкладишах підшипників ковзання.

На підставі аналізу існуючих технологій виготовлення вкладишів підшипників, вивчення умов їх роботи і причин руйнування антифрикційного бабітові шару було встановлено, що для забезпечення міцного зчеплення сталевий підкладки з бабітом, а також інтенсифікації відведення тепла із зони тертя доцільно нанесення на сталеву підкладку перед лудінням методом електроіскрового легування (ЕІЛ) проміжного шару з міді або олов'яної бронзи [13].

2 АНАЛІЗ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПІДШИПНИКІВ КОМПРЕСОРНИХ ПРИБОРІВ КОМБІНАТУ «ЗАПОРІЖСТАЛЬ»

2.1 Пристрій і принцип роботи повітряного компресора типу ТК-525

Пристрій і принцип роботи відцентрових компресорів засновані на динамічному стискуванні газоподібного середовища. Основним елементом даного обладнання є ротор (Рис. 2.1), оснащений валом з робочими колесами, розташування яких симетрично. В процесі роботи обладнання, на частки газу діє сила інерції, яка виникає завдяки наявності обертального руху, що здійснюється лопатками колеса. При цьому відбувається переміщення газу від центру компресора до краю робочого колеса і в результаті газ стискається і набуває швидкість.

Далі швидкість газу знижується і подальше стиснення відбувається в круговому дифузори - кінетична енергія переходить в потенційну. На наступному етапі газ надходить в зворотний направляючий канал і переходить в наступний щабель установки.

Важливою відмінністю відцентрових установок від обладнання іншого типу є відсутність контакту між маслом і газом. У випадку з агрегатами даного типу вимоги до мастила робочих елементів обладнання значно нижче, ніж в установках об'ємного дії. При цьому мастило повністю захищає від іржі елементи обладнання, а масло, що має слабе окислювання, змащує зубчасті колеса, ущільнення і підшипники максимально ефективно.

Так, робота відцентрового компресора К-525 має досить простий принцип дії і ґрунтується на обертальному русі лопатей робочого колеса, який є одним з головних робочих елементів установок відцентрової групи. При цьому, даного устаткування характерно швидке підвищення рівня тиску і досягнення його максимальної величини за короткий період роботи агрегату [15].



Рис. 2.1 - Ротор в проточній частині повітряного турбокомпресора К-525

Завдяки багатьом перевагам і недолікам розглянемо повітряний відцентровий компресор типу К-525 (Рис. 2.2).



Рис. 2.2 – Повітряний турбокомпресор К-525

Технічні показники турбокомпресора К-525 наведені у таблиці 1.1

Таблиця 1.1 – Технічні показники турбокомпресора К-525

№ п/п	Тип агрегату	К-525
1	Продуктивність, м ³ /мин	525
2	Початковий тиск, кгс/см ²	1
3	Кінцевий тиск, кгс/см ²	9
4	Кількість обертів, об/хв	7625
5	Тип електродвигуна	СТД-3150
6	Потужність електродвигуна, кВт	3150
7	Напруга, кВ	6/10
8	Кількість обертів ел.двигуна, об/хв	3000
9	Число роторів	1
10	Споживна потужність, кВт	3000
11	Кількість повітряохолоджувачів	3
12	Загальна витрата води, м ³ /хв	0,5
13	Температура повітря газу кінцевого повітряохолоджувача, °С	35÷40
14	Температура охолоджуючої води, °С	20
15	Маса компресора, кг	13000
16	Маса редуктора, кг	2000
17	Маса електродвигуна, кг	13500
18	Маса агрегату загальна, кг	45000
19	Вага найбільшої частини агрегату, кг	9500

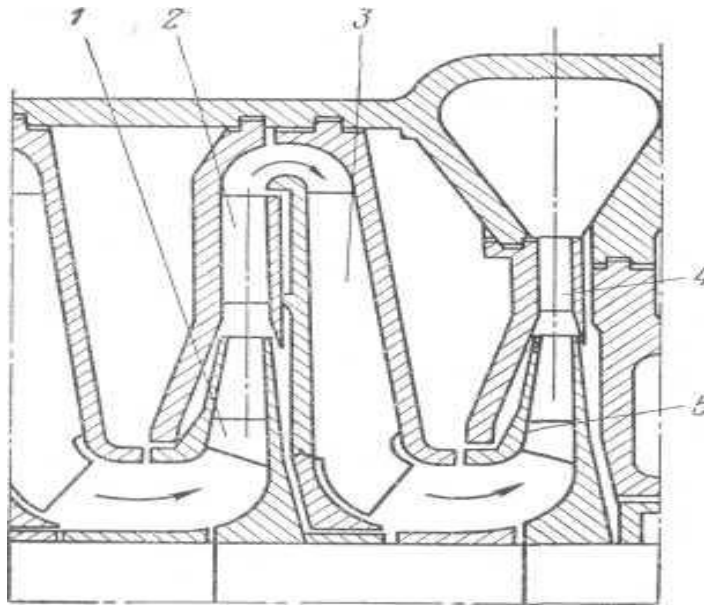
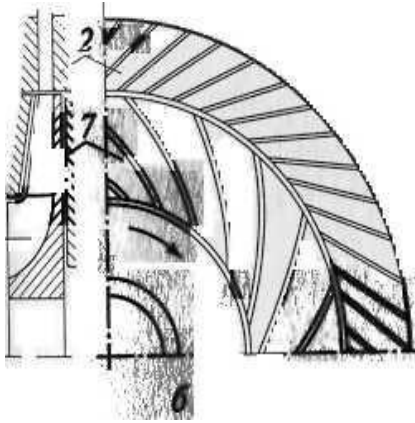


Рис. 2.3 - Схема проміжної і кінцевої ступенів відцентрового компресора

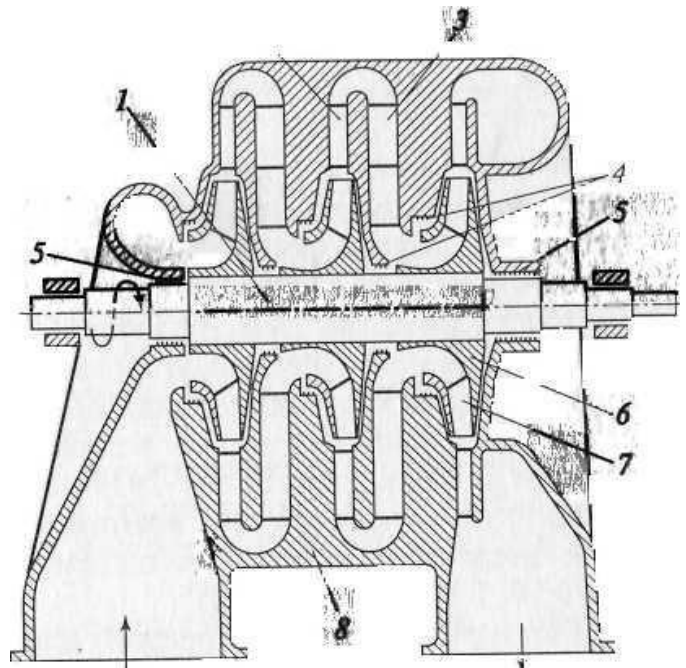
Газ з робочого колеса 1 проміжної ступені надходить в дифузор 2, потім в зворотній направляючий апарат 3, звідки забирається робочим колесом 5 наступному рівні і через дифузор 4 потрапляє в нагнетательную камеру (равлика). Комплекс робоче колесо - дифузор - зворотний направляючий апарат і є сходиною відцентрового компресора.

Стиснутий газ із проміжного щабля надходить в наступний щабель без попереднього охолодження.

Сходинок, з яких газ надходить в проміжний або в кінцевий охолоджувач перед подачею в напірну систему, називаються кінцевими.



а - загальний вигляд



б - частина робочого колеса з лопатковим дифузором

1 - вал; 2 - дифузор; 3 - нерухомі напрямні лопатки; 4 - лабіринтові ущільнення;
5 - кінцеві ущільнення; 6 - робоче колесо; 7 - робочі лопатки; 8 - корпус компресора.

Рис. 2.4 - Триступеневий відцентровий компресор

Сучасні компресори у якості приводу мають асинхронні і синхронні двигуни, швидкість яких не регулюється. Найбільше застосування для приводів компресорів отримали асинхронні двигуни з короткозамкнутим ротором [16].

Регулювання витрати і тиску стислого газу у відцентровій компресорній машині здійснюють наступними способами:

- перепуск газу з нагнітальної лінії у всмоктуючу або в атмосферу, що застосовується на компресорах, полягає в переведенні компресора на холостий режим роботи за допомогою байпасу-трубопроводу, що обладнаний вентилем (клапаном, засувкою), управління яким може здійснюватися вручну або автоматично. Цей спосіб за характером регулювання є ступінчастим; він зазвичай застосовується при пуску і зупини

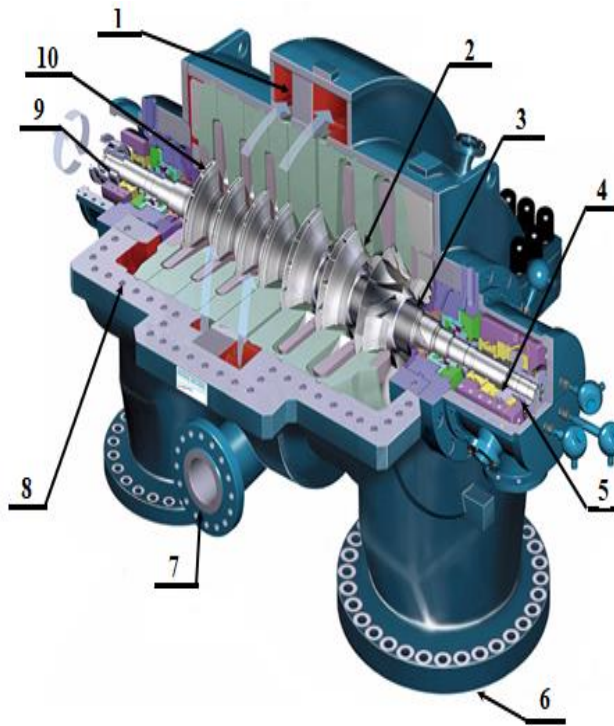
компресора. Використати його для регулювання продуктивності компресора при роботі недоцільно внаслідок неекономічності;

- дроселювання на всмоктуванні або на нагнітанні передбачає установку у всмоктуючому трубопроводі керованого дроселювального пристрою (заслінки). Зменшуючи прохідний переріз дроселя, збільшують його опір і знижують тиск повітря, що поступає в перший ступінь компресора. При плавній зміні тиску повітря також плавно змінюється продуктивність компресора. Такий спосіб регулювання продуктивності є основним для турбокомпресорів. Він простий в реалізації, але неекономічний;

- поворот лопаток вхідних направляючих апаратів для закручування потоку перед входом в робоче колесо. Використовують в холодильних компресорах для підтримки $p_n = const$, в перших ступенях секції або нагнітачів для регулювання витрати газу або міри підвищення тиску у вентиляторах. За економічністю займає проміжне положення між регулюванням зміни частоти обертання і дроселюванням;

- поворот лопаток дифузора. Використовують для розширення діапазону робочих характеристик ступеня відцентрової компресорної машини як у бік збільшення, так і у бік зменшення витрати газу;

- найефективніше і перспективне регулювання продуктивності компресорів це вплив на їх привід. Плавне і економічне регулювання продуктивності компресора у широких межах може бути забезпечене зміною частоти обертання за допомогою регульованого електроприводу. При цьому продуктивність змінюється пропорційно кутовій швидкості. Цей спосіб регулювання є перспективним для турбокомпресорів. Для поршневих компресорів продуктивністю до $50 \text{ м}^3/\text{хв}$ застосування регульованого електроприводу поки що не виправдалось.



1 - равлик; 2- лабіринтові ущільнення лопастей; 3- лабіринтові ущільнення вала;
4- упорний підшипник; 5- опорний підшипник; 6 - усмоктувальна камера; 7- вихло-
пний патрубок; 8- корпус (горизонтально розділовий); 9 - муфта приводу;
10- лопасті.

Рис. 2.5 – Конструкція відцентрового компресора равлик

2.2 Технологія зборки й монтажу металургійного устаткування

Надійність машин залежить від якості конструкторських, техноло-
гічних і складальних робіт. Погрішності в розмірах, конфігурації, взаєм-
ному розташуванні деталей можуть привести до неприпустимого росту
сил й аварійних відмов. Для металургійного встаткування такі погрішно-
сті часто проявляються при збірці, під якою розуміють сукупність опе-
рацій по з'єднанню деталей у виріб.

Технологія зборки залежить від характеру виробництва. У масо-
вому виробництві машини збирають із взаємозамінних деталей на кон-
веєрах, у серійному на декількох робочих місцях з деталей, що вимага-
ють незначного пригону, а в індивідуальному на тимчасових фундамен-
тах [17].

Монтаж - це комплекс робіт, пов'язаних з остаточною зборкою, налагодженням і пуском машин в експлуатацію. У сучасних умовах об'єктом монтажу є цех (агрегат) металургійного підприємства, що складає з одного або декількох будинків, у яких розміщене механічне й електричне устаткування системи змащення. Кожен об'єкт будують десятки спеціалізованих організацій, об'єднаних за принципом сполученого ведення робіт. Високим темпам монтажу устаткування сприяють два основних фактори:

а) організація такої взаємодії суміжних організацій, при якому монтаж починається в можливо ранній термін;

б) завчасна установка проектних мостових кранів і спеціальних вантажопідйомних пристроїв.

Одними з важливих елементів при розрахунках металургійного устаткування є розрахунки фундаментів для установки устаткування.

2.3 Технологія ремонту підшипників ковзання

Основна увага приділяють збереженню розрахункової посадки і мастильних канавок, а також прилягання опорної поверхні підшипника до шийки валів і осей.

У роз'ємних підшипниках ковзання замінюють зношений вкладиш новим з початковим (одночасно відновлюють шийку вала і осі) або ремонтним (при обробці шийки або осі під ремонтний розмір), тобто зменшеним на ремонтний інтервал, розміром внутрішнього діаметра.

Використані старі вкладиші відновлюють під заданий розмір. Їх очищають від бруду, миють, вирубують або виплавляють з них старий баббит, для чого нагрівають в печах або паяльними лампами або опускають в тиглі з розплавленим бабітом. Після видалення старого бабіту вкладиш обезжиривають протягом 2-10 хв в 10% -ому розчині каустичної соди або в 15% -ному розчині сірчаної або 50% -ому розчині

соляної кислоти і промивають спочатку нагрітої до температури 80-90 °С, а потім холодною водою.

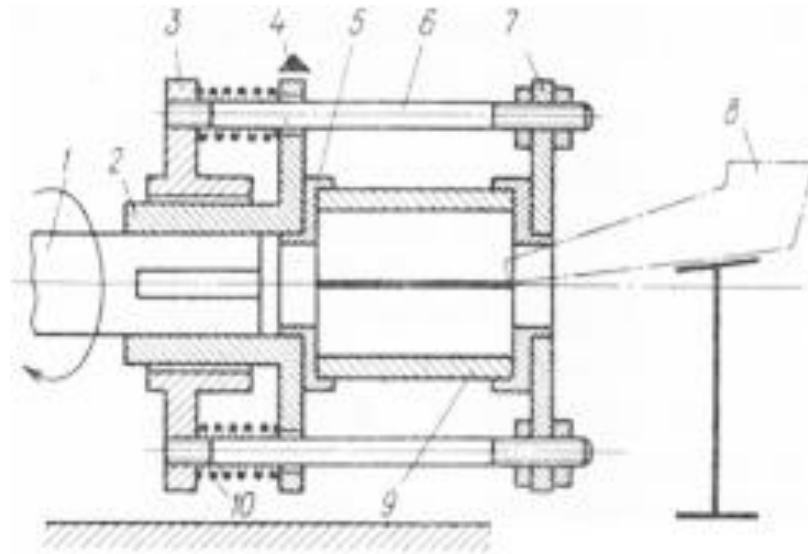
Вимитий вкладиш труять для видалення з його поверхні твердих плівок 30% -ним водним розчином хлористого цинку шляхом змазування або занурення на 20-30 с.

Незаліваємих ділянки вкладиша ізолюють сумішшю з 40% крейди, 40% рідкого скла і 20% води. Після нанесення суміші на вкладиш її підсушують при температурі 130-150 °С.

Підготовлений до заливання вкладиш нагрівають до температури 250- 260 °С і покривають флюсом (нашатирем), лудять оловом або припоями ПОС-40 ПОС-30 і відразу ж заливають бабітом, температура якого не повинна бути нижче 260 °С. При температурі нижче 260 °С знижується вологотекучість бабіту, що негативно позначається на його здатності заповнювати форму і з'єднуватися з лудою, а при температурі вище 460 °С вигорають легкі елементи і збільшується усадка.

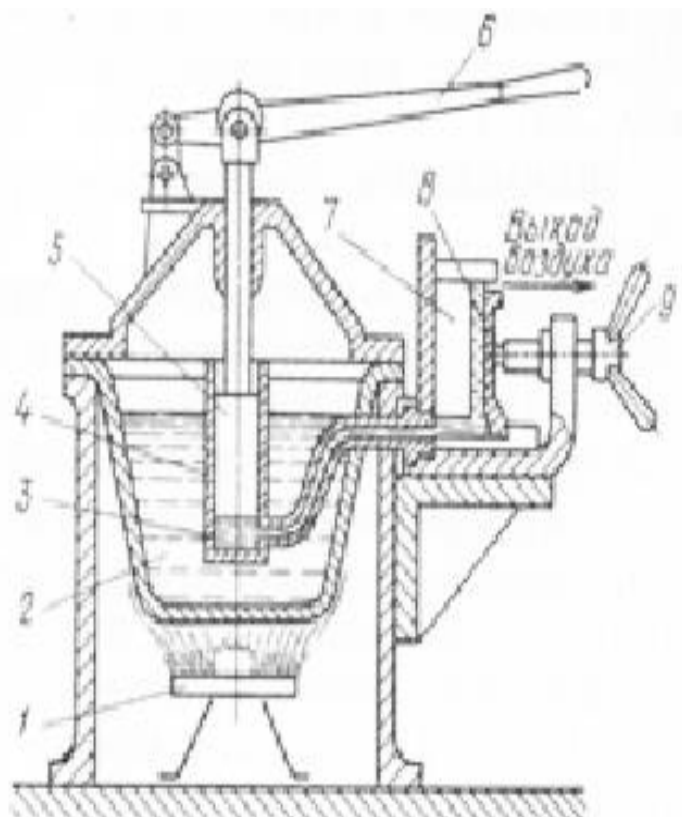
В якості замінників бабітів і бронзи застосовують сплави ЦАМ 10-5 алюмінієві бронзи БрЖ9-4 антифрикційні чавуни, текстоліти, деревні пластики [18].

При перезаливці не рекомендується змішувати баббіти різних марок і додавати більше 30% старого бабіту. Для розплавлення баббита використовують електротігли. Розплавлений баббит захищають від окислення 30-40 - міліметровим шаром деревного вугілля крупністю 5-10 мм. Бабіт заливають як вручну, що не завжди забезпечує високу якість ремонту і не дає високої продуктивності, так і за допомогою пристосувань, показаних на рис. 2.1 та 2.2. Розплавлений баббит заливають в швидко обертається вкладиш 9 через воронку 8. Під дією відцентрових сил баббит розтікається по стінках, ущільнюється і твердне.



1 - обертається шпindelь, 2, 3, 7 - диски, 4 - гальмівна стрічка, 5 - установча шайба, 6 - болт, 8 - воронка, 9 - вкладиш, 10 - спіральна пружина.

Рис. 2.6 - Пристосування для відцентрової заливки підшипників:
Хороші результати дає перезаливка підшипників на верстаті (рис. 2.2).



1 - пальник, 2 - нагріває середу, 3 - антифрикційний розплавлений матеріал, 4 - циліндр, 5 - поршень, 6-рукоятка преса, 7 - підшипник, 8 - пружинна планка, 9 – трубка.

Рис. 2.7 - Верстат для заливки підшипників під тиском

Міцність кріплення бабіту на вкладиші створюється за допомогою зроблених в ньому канавок і дрібних поглиблень. Якість прилягання бабіту до стінок вкладишів контролюють шляхом їх простукування і зовнішнього огляду. Погано залитий вкладиш при простукуванні видає глухий деренчливий звук низького тону. Якщо виявляють дефекти, заливають підшипник повторно [19,20].

При механічній обробці баббита застосовують різці, оснащені пластинками з сплаву ВК8. Кути заточування різця: задній 8-15°, передній 3-12°, головний в плані 45-90°. Рекомендовані режими тонкої розточки: швидкість різання 500-600 м/хв, подача 0,02-0,01 мм/об, глибина різання 0,05- 0,25 мм.

При установці вкладишів домагаються хорошого прилягання поверхонь, що сполучаються, для чого в залежності від точності виготовлення складальних одиниць їх пришабровують до числа плям 10-25 на майданчику розмірами 25х25 мм при дузі 60-80 °, що відповідає контакту шийки вала з вкладишем.

В процесі розточування вкладиша, залитого бабітом, домагаються рівномірного товщини його шару.

При незначному знос вкладишів їх ремонтують, зачищаючи оксамитовим напилком, а також шляхом шабрєнія, запаювання і заливки дефектних місць бабітом.

Посадку рознімних вкладишів можна відновлювати пріпіловкой їх стиків.

При заливці вкладишів свинцювата бронзою (для важко-навантажених підшипників) в якості флюсу застосовують водний розчин бури, незаліваємих поверхні ізолюють обмазкою, що складається з 50% порошкоподібного графіту, 45% порошку азбесту і 5% розведеного у воді рідкого скла.

Отвори у вкладиші закривають азбестовими пробками. Форму з зібраними попарно вкладишами нагрівають до температури 600-700 °С і опускають на 10-15 хвилин в розплавлену бронзу, в результаті чого старий шар бронзи розплавляється і змішується з нею. Вийняту з тигля форму охолоджують зі швидкістю 400-500 ° С в хвилину [19].

Перезалиті втулки піддають механічній обробці під заданий розмір.

Бронзові втулки можна ремонтувати шляхом їх подовжнього розрізання, подальшого пластичного деформування для зменшення внутрішнього діаметру на необхідну величину, зварювання стику, нарощування зовнішнього діаметра металізацією або медненням, механічної обробки до розміру, що забезпечує зовнішню посадку втулки в корпусі, і розточування внутрішнього діаметра під заданий розмір.

Іншими способами ремонту підшипників з свинцювата бронзи можуть бути наступні:

- розточування під ремонтний розмір (за умови, що товщина залишився шару бронзи не менше 0,35 мм);
- заливка тонкого (0,3-0,5 мм) шару бабіту;
- опресовування, при якій накочуються зношену поверхню за допомогою кільцевих зубчастих секторів або зубчастих роликів з подальшою заливкою западин бабітом (допускається площа заливки бабітом - 40% від усієї площі підшипника) і механічною обробкою під заданий розмір.

При ремонті глухих підшипників запресовують ремонтні втулки, розміри яких залежать від обраного методу ремонту, під початковий або ремонтний розмір.

Ремонтні втулки виготовляють як цілком з антифрикційних матеріалів (чавуну, бронзи, пластмаси), так і з біметалевих матеріалів. Втулки з біметалевих матеріалів виготовляють в централізованому порядку. Ці деталі надходять в ремонтні майстерні як запасні частини. Внутрішню

поверхню біметалічною втулки, виготовленої зі сталі або чавуну, покривають тонким (0,3-1,5 мм) шаром антифрикційного матеріалу, наприклад фторопласта, бронзи, сплавів ЦАМ 10-5, ЦАМ 9-15.

Після запресовування втулки розточують під заданий розмір. Їх можна ремонтувати за допомогою опади (при зносі не більше 0,5-0,6 мм) для зменшення внутрішнього діаметру або роздачі з метою збільшення їх зовнішнього діаметра [19].

У ряді випадків хороші результати дає відновлення зношених підшипників ковзання наплавленням і металізацією. Для металізації втулку розрізають в поздовжньому напрямку на дві частини, площини розрізу обпилюють на 0,5-0,6 мм, половинки споюють, на зовнішню поверхню втулки наносять рвану різьблення, напилюють маловуглецевої сталь з таким розрахунком, щоб зовнішній діаметр перевищував діаметр посадкового отвору на 0,6-0,8 мм, і здійснюють остаточну механічну обробку під заданий розмір. Внутрішню поверхню втулок можна напилювати свинцювата бронзою шляхом металізації двома металізатора, один з яких напилювана мідну, а інший - свинцеву дрiт [22].

Хороші результати дає метод ремонту втулок шляхом їх опресування капроном.

Підшипники кочення в ремонтних майстернях не ремонтують, а відправляють на спеціалізовані підприємства, оснащені необхідним обладнанням.

У виняткових випадках допускається ремонт підшипників кочення в умовах ремонтних майстерень шляхом перешлифовки кілець і їх комплектування з новими тілами кочення збільшеного розміру.

Сепаратори підшипників ремонтують шляхом їх редагування і опади. Тіла обертання ремонту не підлягають.

До ремонту підшипникових вузлів відноситься також відновлення ущільнень. Зношені фетрові ущільнення замінюють, в крайньому випадку їх промивають в чистому гасі.

У лабіринтових ущільненнях шляхом механічної обробки усувають на стінках кільцевих канавок вибоїни і вм'ятини.

Ремонт ущільнень манжетного типу зводиться до заміни зношених манжет новими.

Поверхні, що сполучаються з підшипниками кочення, ремонтують шляхом наплавлення і металізації з наступною механічною обробкою під заданий розмір. У разі незначного ослаблення посадки посадочні кільця можна закріплювати за допомогою клеїв [22].

2.4 Змащення

Для надійної роботи вузлів тертя компресора К-525 на ПАТ «Запоріжсталь» застосовують масло турбінне марки Т30.

У конструкції привода для змащення зубчастих зачеплень і опорних підшипників валів редуктора застосована циркуляційна система змащення, яке зменшує коефіцієнт тертя, прохолоджує тертьові поверхні, захищає їх від корозії, видаляє продукти зношування, що попадають у вузли тертя. Її використовують у випадках, коли вузли розташовані в герметично закритих корпусах і необхідний примусовий відвід тепла.

При проектуванні централізованої системи рідкого змащення першорядне значення має правильне визначення основних параметрів, а саме кількості масла для змащення, отже: продуктивність системи, перетин трубопроводів, потужність двигуна для насоса, площі фільтруючої поверхні фільтрів, ємності резервуарів, потужності нагрівача масла, необхідної поверхні охолодження маслоохолоджувача.

Змащення підшипників ковзання. Мастило підводиться до підшипника ковзання у тому місці, де відсутній гідродинамічний тиск p , частіше за все зверху (див. рис. 2.3). По довжині цапфи мастило поширюється за допомогою мастильних канавок, які з'єднуються із підвідним каналом. Мастило подають до підшипника самопливом за допомогою

спеціальних пристроїв (гнітові й крапельні маслянки, мастильні кільця та ін.) або під тиском за допомогою насосів (плунжерних, шестеренчастих та ін.).

Для змащення підшипників ковзання в основному використовують рідкі мінеральні масла: індустриальне, турбінне, авіаційне, циліндрове та ін. Рідкі масла рівномірно розподіляються по поверхні тертя, добре працюють в значному діапазоні температур, здійснюють охолоджуючу дію. Іноді використовують як мастило воду, наприклад, для змащення підшипників з вкладишами із текстоліту, ДСП, дерева, деяких інших пластмас, гуми. іноді використовують воду.

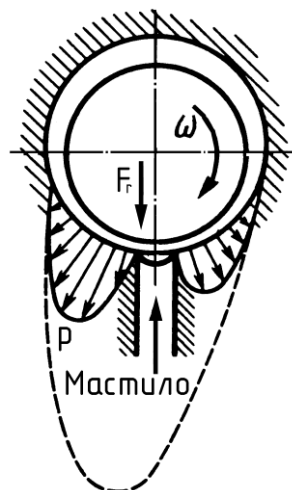


Рис. 2.8 - Схема роботи остатичного підшипника.

Використовують також пластичні мастила, які герметизують підшипники, допускають підвищений тиск: солідоли, консталіни. Пластичні мастильні матеріали використовуються в широкому діапазоні температур і режимів експлуатації.

Тверді мастильні матеріали (дисульфід молібдену, графіт, слюда тощо) використовують в підшипниках, які працюють при високих і низьких температурах, в агресивному середовищі, при глибокому вакуумі, коли за умов роботи неможливо використовувати рідкі та пластичні мастила.

Газоподібні мастильні матеріали (повітря, газ тощо) використовують в підшипниках швидкохідних і малонавантажених валів (шпинделі шліфувальних верстатів, центрифуги тощо). Переваги повітряного змащення – малі втрати потужності на тертя в підшипниках і тепловиділення [13].

3 ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ МАСТИЛЬНОЇ СИСТЕМИ ТК-525

3.1 Розрахунковий аналіз працездатності підшипника ковзання турбіни

Потрібно виконати розрахунок підшипника ковзання турбіни, що працює в режимі рідинного тертя (Рис. 3.1), за такими даними [29,30]:

- радіальна сила $F_r=145$ кН,
- частота обертання валу $n = 7625$ об/хв,
- діаметр шийки вала $d = 100$ мм,
- довжина вкладиша $b = 150$ мм,
- кут охоплення $\beta = 180^\circ$,
- чистота обробки контактної поверхні шийки вала $R_{a1}=1$ мкм і вкладиша $R_{a2}=1$ мкм,
- неціліндричність вала $H_{c1} = 0,015$ мм і отвори $H_{c2} = 0,02$ мм,
- мастильний матеріал Т-30,
- температура масла в гідросистемі $t_0 = 50^\circ\text{C}$,
- тиск масла в гідросистемі $p = 0,18$ МПа.
- масло подається в ненавантажену частина підшипника.

Умови роботи підшипника ковзання в істотній мірі залежать від якості обробки поверхонь, що труться. Шорсткість поверхні характеризується параметрами R_a і R_z . Тут R_a - середнє арифметичне відхилення профілю в межах базової довжини, R_z - висота мікронерівностей профілю по десяти точках в межах базової довжини [32].

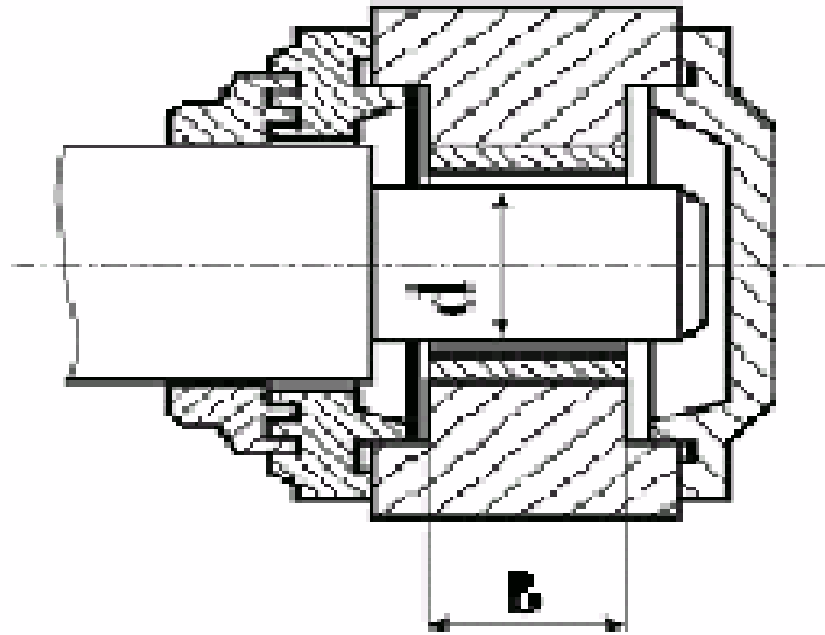


Рис. 3.1 – Вузол підшипника

Можна вважати, що $R_z = 4R_a$, тому маємо:

$$R_{z1} = 4 \text{ мкм}, R_{z2} = 4 \text{ мкм}.$$

Кутова швидкість обертання валу:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,1416 \cdot 7625}{30} = 798,49 \text{ c}^{-1}$$

Окружна швидкість обертання валу:

$$v = \omega \cdot \frac{d}{2} = 798,49 \frac{100 \cdot 10^{-3}}{2} = 39,92 \text{ м/с}$$

Відносний зазор $\psi = \frac{2\delta}{d}$ (де d - абсолютний зазор) обчислюємо за рекомендованою залежністю:

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{\nu} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{39,92} = 2,01 \cdot 10^{-3}$$

Визначаємо абсолютний радіальний зазор:

$$\delta = \frac{\Psi \cdot d}{2} = \frac{2,01 \cdot 10^{-3} \cdot 100}{2} = 0,1005 \text{ мм}$$

Усі наступні обчислення необхідно проводити, ґрунтуючись на відомій температурі масла в підшипнику, так як ця температура визначає в'язкість масла і, отже, навантажувальну здатність підшипника.

На першому етапі обчислень температура масла в підшипнику не відома (але завжди вище, ніж в гідросистемі). Доводиться ставити її початкове наближення з наступним уточненням фактичної температури масляного шару. Тобто, завдання розрахунку підшипника ковзання є ітераційною завданням.

При першій ітерації температуру масла приймаємо рівною $t^1 = 55^\circ$

С. Для сорту мастила при вказаній температурі:

- динамічна в'язкість $\mu = 0,02 \text{ Па} \cdot \text{с}$,
- щільність $\rho = 1130 \text{ кг} / \text{м}^3$,
- теплоємність $c = 1800 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{град})$.

Коефіцієнт навантаженості підшипника визначаємо за формулою:

$$\Phi_r = \frac{F_r \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega \cdot b \cdot d} = \frac{145 \cdot 10^3 \cdot (2,01 \cdot 10^{-3})^2}{0,02 \cdot 798,49 \cdot 0,15 \cdot 0,1} = 2,445$$

Для заданого угла охоплення $\beta = 180^\circ$ за отриманим значенням Φ_r і відношенню $b / d = 1,5$ шляхом лінійної інтерполяції знаходимо величину відносного ексцентриситету (Додаток1).

Мінімальну товщину масляного шару в підшипнику (рис. 3.2) визначаємо за формулою:

$$h_{\min} = \delta \cdot (1 - \varepsilon) = 0,1005 \cdot (1 - 0,707) = 0,0294 \text{ мм}$$

Умова, при якому відсутній безпосередній контакт рухомих по-поверхонь, має вигляд:

$$h_{\min} > h_{\min 0},$$

де $h_{\min 0}$ — мінімально допустимий (критичний) зазор, при якому в підшипнику зберігається режим рідинного тертя. Ця величина визначається за формулою:

$$h_{\min 0} = R_{z1} + R_{z2} + 0,5 \cdot (Hu_1 + Hu_2) + \delta_s = 0,004 + 0,004 + 0,5 \cdot (0,015 + 0,02) + 0 = 0,0255 \text{ мм}$$

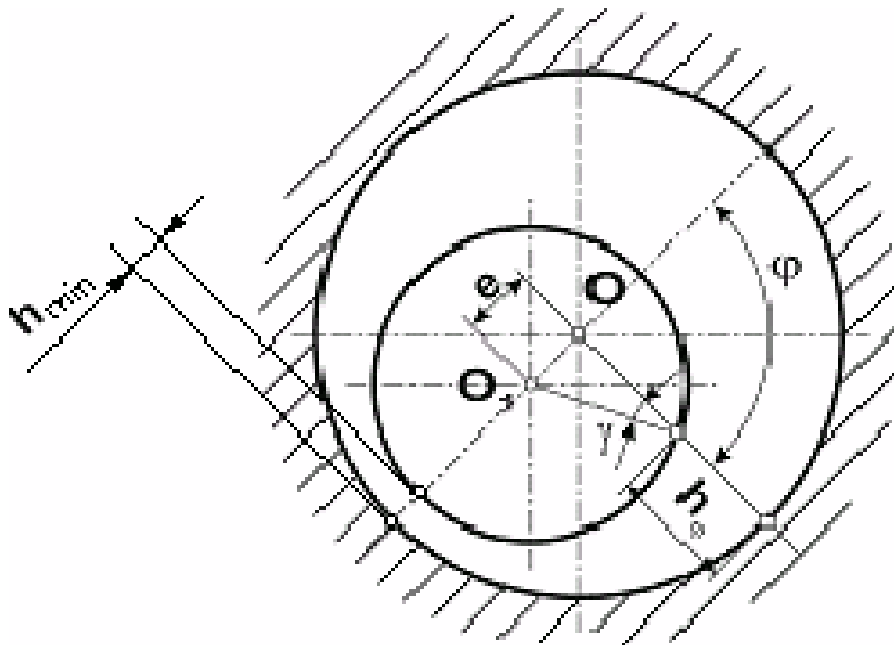


Рис. 3.2 - Товщина масляного шару в підшипнику

При обчисленні $h_{\min 0}$ значення прогину осі вала на ширині підшипника δ_s приймалося рівним нулю, т. к. в даному випадку навантаження на вал і схема його спирання невідомі. У разі, коли ці параметри відомі,

величину прогину можна визначити, виконавши автоматизований розрахунок вала.

З отриманих результатів видно, що в нашому випадку рідинної режим тертя в підшипнику забезпечується:

$$h_{\min}=0,0294 \text{ мм} > h_{\min 0}=0,0255 \text{ мм}.$$

Переходимо до визначення коефіцієнта тертя в підшипнику. Він обчислюється за формулою:

$$f = \left[\frac{\pi}{\Phi_r} + 0,55 \cdot \left(\frac{b}{d} \right)^{1,5} \right] \cdot \psi = \left[\frac{3,14}{2,445} + 0,55 \cdot \left(\frac{150}{100} \right)^{1,5} \right] \cdot 2,01 \cdot 10^{-3} = 4,612 \cdot 10^{-3}$$

Потужність, що виділяється в підшипнику за рахунок тертя:

$$P = F_r \cdot f \cdot v = 145 \cdot 4,612 \cdot 10^{-3} \cdot 39,92 = 26,696 \text{ кВт}$$

Момент сил тертя:

$$T_f = \frac{P}{\omega} = \frac{26696}{798,49} = 33,433 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт опору обертанню:

$$\xi = \frac{2\psi \cdot T_f}{\mu \cdot \omega \cdot b \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 2,01 \cdot 10^{-3} \cdot 33,433}{0,02 \cdot 798,49 \cdot 0,15 \cdot 0,1^2} = 5,623$$

Виконуємо розрахунок витрати масла в підшипнику. Коефіцієнт окружного витрати масла в підшипнику:

$$q_0 = 0,25 - 0,25 \cdot \varepsilon = 0,25 - 0,25 \cdot 0,707 = 0,07325$$

Коефіцієнт торцевого витрати масла в зоні навантаження при $b = 180$ визначаємо з використанням лінійної інтерполяції в залежності від відносного ексцентриситету e і відносини b/d ; в даному випадку він дорівнює $q_1 = 0,5$ (таблиця А.2).

Коефіцієнт торцевого витрати в ненагруженній зоні не визначається. У нашому випадку $q_2=0$, так як підведення масла здійснюється в ненагруженній частині підшипника.

β — коефіцієнт, що визначається за таблицею в залежності (Додаток3);

$$\beta = 0,3795$$

Приріст температури в змащувальному шарі:

$$\Delta t = \frac{\zeta \cdot \omega \cdot \mu}{c \cdot \rho \cdot \psi^2 \cdot q_1} = \frac{5,623 \cdot 798,49 \cdot 0,02}{1800 \cdot 1130 \cdot (2,01 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,5} = 21,855^\circ C$$

Температура масла при вході в мастильний шар:

$$t^* = t_0 + \Delta t \frac{q_0}{q_1} = 50 + 21,855 \frac{0,07675}{0,5} = 53,35^\circ C$$

Середня температура масла в зазорі:

$$t_m^1 = t^* + 0,5 \Delta t = 53,35 + 0,5 \cdot 21,855 = 64,27^\circ C$$

Вже згадана ітерація проводилася в припущенні, що температура масла дорівнює $t^* = 53,35^\circ C$, а отримана в результаті обчислень середня температура масла $t_m^1 = 64,27^\circ C$ відрізняється від прийнятої спочатку, тому необхідно провести другу ітерацію. В якості вихідної температури мастила вибираємо $t^{**} = t_m^* = 65^\circ C$.

Уточнюючи значення в'язкості для цієї температури, знаходимо $\mu = 0,017 \text{ Па} \cdot \text{с}$. Значення питомої теплоємності і щільності мастильних матеріалів не так істотно залежать від температури в даному інтервалі, тому їх уточнення не має особливого сенсу.

Далі виконуємо весь розрахунок, починаючи з розрахунку коефіцієнта навантаженості підшипника, заново.

Отримуємо:

$$\Phi_r = \frac{F_r \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega \cdot b \cdot d} = \frac{145 \cdot 10^3 \cdot (2,01 \cdot 10^{-3})^2}{0,017 \cdot 798,49 \cdot 0,1 \cdot 0,15} = 2,8772$$

З таблиці:

$$\varepsilon = 0,722$$

Тоді:

$$h_{\min} = \delta \cdot (1 - \varepsilon) = 0,1005 \cdot (1 - 0,722) = 0,0279 \text{ мм}$$

Умова відсутності безпосереднього контакту поверхонь виконується, так як:

$$h_{\min} = 0,0279 \text{ мм} > h_{\min 0} = 0,0255 \text{ мм}.$$

Далі отримуємо:

$$f = \left[\frac{\pi}{\Phi_r} + 0,55 \cdot \left(\frac{b}{d} \right)^{1,5} \right] \cdot \psi = \left[\frac{3,14}{2,8772} + 0,55 \cdot \left(\frac{150}{100} \right)^{1,5} \right] \cdot 2,01 \cdot 10^{-3} = 4,224 \cdot 10^{-3}$$

$$P = F_r \cdot f \cdot v = 145 \cdot 10^3 \cdot 4,224 \cdot 10^{-3} \cdot 39,92 = 24,4 \text{ кВт}$$

$$T_f = \frac{P}{\omega} = \frac{24,4 \cdot 10^3}{798,49} = 30,62 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\xi = \frac{2\psi \cdot T_f}{\mu \cdot \omega \cdot b \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 2,01 \cdot 10^{-3} \cdot 30,62}{0,017 \cdot 798,49 \cdot 0,15 \cdot 0,1^2} = 6,059$$

$$q_0 = 0,25 - 0,25 \cdot \varepsilon = 0,25 - 0,25 \cdot 0,722 = 0,0695$$

З таблиці знаходимо $q_1 = 0,4$.

Потім визначаємо:

$$q_2 = 0,$$

$$\Delta t = \frac{\zeta \cdot \omega \cdot \mu}{c \cdot \rho \cdot \psi^2 \cdot q_1} = \frac{6,059 \cdot 798,49 \cdot 0,017}{1800 \cdot 1130 \cdot (2,01 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,4} = 25,02^\circ C$$

$$t^* = t_0 + \Delta t \frac{q_0}{q_1} = 50 + 25,02 \frac{0,0695}{0,4} = 54,34^\circ C$$

$$t_m^1 = t^* + 0,5 \Delta t = 54,34 + 0,5 \cdot 25,02 = 66,85^\circ C$$

Вже згадана ітерація проводилася в припущенні, що температура масла дорівнює $t^* = 65^\circ C$, а отримана в результаті обчислень середня температура масла $t_m^1 = 66,85^\circ C$ незначно відрізняється від прийнятої спочатку, тому необхідності проведення наступної ітерації немає.

Результати розрахунку для двох ітерацій представлені в таблиці 3.1.

Нарешті, у нас середня температура масла в зазорі:

$$t_m = 65,56^\circ C$$

Максимальна температура масла в зазорі:

$$t_m = t^* + \Delta t = 54,34 + 25,02 = 79,36^\circ C$$

Витрата масла, що забезпечує продуктивність підшипника:

$$Q = 0,5 \Psi \cdot \omega \cdot b \cdot d^2 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot 2,01 \cdot 10^{-3} \cdot 798,49 \cdot 0,15 \cdot 0,1^2 \cdot (0,45 + 0) = 54,16 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с}$$

Таблиця 3.1

Параметр	Результати при різних ітераціях	
	Ітерація 1	Ітерація 2
Прийняте значення середньої температури мастила t^* , °C	55	65
В'язкість мастила при середній температурі, Па·с	0,02	0,017
Коефіцієнт навантаженості підшипника, Φ_r	2,445	2,8772
Відносний ексцентриситет, e	0,707	0,722
Мінімальна товщина масляної плівки, h_{min}	0,0294	0,0279
Мінімально допустима товщина масляної плівки, h_{min0}	0,0255	0,0255
Коефіцієнт тертя в підшипнику, f	$4,612 \cdot 10^{-3}$	$4,224 \cdot 10^{-3}$
Потужність, що виділяється в пошипніке P , кВт	26,696	24,4
Момент сил тертя T_f , Н·м	33,433	30,62
Коефіцієнт опору обертанню, ξ	5,623	6,059
Коефіцієнт окружного витрати мастила, q_0	0,07325	0,0695
Коефіцієнт торцевого витрати мастила q_1 в зоні навантаження	0,5	0,4
Приріст температури в змащувальному шарі, Δt , °C	21,855	25,02
Температура мастила на вході в мастильний шар, t^* , °C	53,35	54,34
Середня температура мастила в зазорі, t_m , °C	64,27	66,85

3.2 Експериментальне обґрунтування підвищення довговічності підшипникових вузлів та підготовка до промислових випробувань

За статистикою до 32% відмов турбокомпресорних агрегатів, що експлуатуються в газовій промисловості, відбуваються через порушення роботи бабітових підшипників ковзання, найчастіше це пов'язано з руйнуванням і зношуванням антифрикційного шару вкладишів підшипників, що призводить до динамічної нестійкості роботи обладнання. Вихід з ладу підшипників ковзання при нормальних умовах експлуатації є наслідком різних видів зносу: кавітація, абразивний знос, зношування внаслідок пластичної деформації, утомлююча зношування. У зв'язку з цим проблема підвищення робочих характеристик та ресурсу роботи бабітових підшипників ковзання є важливою і актуальною.

Застосування бабіту в якості матеріалу антифрикційного шару підшипників ковзання, що використовуються в якості опор сталевих валів агрегатів, що працюють в умовах високих навантажень, обумовлене його високими антифрикційними властивостями і здатністю до зароблення зі сталевим валом. Структура бабіта являє собою м'яку матрицю з включеннями армуючої фази, матрицею є α -фаза (твердий розчин Sb і Cu в Sn), тверді включення (β -фаза (SnSb) і γ -фаза (Cu₃Sn)), що забезпечують високу зносостійкість [38,39]. Досвід показав, що якість антифрикційного шару підшипника необхідно оцінювати за наступними критеріями: міцністю зчеплення покриття з основою, когезійною міцністю антифрикційного шару, пористістю, рівнем залишкових напруг, однорідністю структури.

Традиційний спосіб отримання бабітових покриттів для підшипників ковзання - методи лиття. Однак ливарні технології мають ряд недоліків: не вдається уникнути низькою адгезійної міцності зчеплення покриття з основою, освіти в шарі бабіта усадочних пір, ливарних раковин,

шлакових включень, укрупнення зерен, структурної неоднорідності, пов'язаної з ліквідацією армуючих елементів по перетину виливка. Усе перераховане, будучи концентратором напружень, призводить в процесі експлуатації підшипника до зародження втомних тріщин і руйнування бабіту. Пори і ливарні раковини істотно знижують міцність адгезійного зв'язку бабіту з матеріалом основи.

З метою підвищення зносостійкості бабітових підшипників дослідження проводяться в трьох основних напрямках. Перше - це вдосконалення методів лиття бабітових покриттів, що може дозволити звести до мінімуму кількість дефектів, що утворюються в шарі бабіта при литті, зокрема, вирішити проблему ліквідації армуючої фази. Не менше важливими є й інші проблеми: підвищення міцності зчеплення бабітового литого шару з основою і поліпшення тепловідведення із зони тертя, а також оптимізація процесу підробітки сталевго вала до бабітового покриття.

При тривалому навантаженні змінними зусиллями втомні тріщини, що виникають на поверхні тертя підшипника, поширюються в глиб шару. Розкриття тріщині відбувається під дією пульсуючого тиску мастильного матеріалу. Тріщина, досягнувши підстави антифрикційного шару, змінює свій напрямок, поширюючись по стику між підставою і шаром, що призводить до викришування окремих ділянок поверхневого шару і утворення поверхневих «виразок», які забиваються продуктами зносу, що діють як абразив [40]. Зносостійкість антифрикційного шару бабітових підшипників залежить від стану і властивостей проміжного шару в зоні з'єднання бабіту зі сталевим підставою. На підставі аналізу існуючих технологій виготовлення вкладишів підшипників, вивчення умов їх роботи і причин руйнування антифрикційного бабітового шару було встановлено, що для забезпечення міцного зчеплення сталевий підкладки з бабітом, а також інтенсифікації відведення тепла із зони тертя доцільно нанесення на сталеву підкладку перед лудінням

методом електроіскрового легування (ЕІЛ) проміжного шару з міді або олов'яної бронзи. Важливість відведення тепла пов'язана з тим, що істотним недоліком бабітів є те, що з підвищенням температури у них знижуються всі показники механічної міцності, особливо опір втоми. Попередні дослідження підтвердили, що в порівнянні з методами наплавлення, гальванізації, металізації і іонного бомбардування найбільш перспективним з цією метою є електроерозійний метод, який забезпечує мінімальне проплавлення і стабільність якості нанесеного покриття [41]. Формування методом ЕІЛ проміжного шару з міді, міцно зчепленого з одного боку зі сталеву підкладку, а з інший - із шаром олова, шляхом освіти твердих розчинів заміщення, і бабіту, забезпечить більш міцне зчеплення сталевий підкладки з бабітом, а також більш інтенсивне відведення тепла із зони тертя.

Поняття «антифрікційність» включає комплекс властивостей, яким повинен задовольняти підшипниковий матеріал. До таких властивостей, в першу чергу, відноситься здатність легке сполучення до сопригаємой деталі. При виготовленні корпусів і вкладишів підшипників ковзання, збірці механізмів завжди є відхилення від ідеальної геометричної форми. Накопичення похибок зменшує реальну площу прилягання валу до поверхні тертя підшипника, тим самим знижує ефективність демпфірування і несучу здатність підшипника ковзання. В процесі підробітки пари, що треться збільшується фактична площа контакту за рахунок пружного і пластичного деформування поверхневого шару, зменшуються сила тертя, температура і інтенсивність зношування в зоні контакту, на поверхні тертя, як правило, утворюються мікро- і макроушкодження. До числа таких пошкоджень відносяться локальні руйнування структурних складових в результаті перевантажень. Так, при використанні в тонкошарових підшипниках бабіту Б83 в зернах SnSb утворюються мікротріщини, які згодом стають осередками розвитку тріщин вже в обсязі всього шару [42]. Формування на поверхні бабітових шару

покриття з індію або олова, мікротвердість яких нижче мікротвердості основи, і відсутність твердих включень поліпшать умови підробітки вкладишів підшипників до сталевого валу і підвищать надійність і довговічність підшипників ковзання.

Таким чином, мета роботи - підвищення якості бабітових підшипників ковзання шляхом формування електроіскровим методом перехідних шарів, збільшують тепловідвід і міцність зчеплення антифрикційного бабітові шару з основою, а також прирабочих покриттів, що підвищують працездатність і здатність витримувати великі навантаження більш тривалий час.

Як об'єкти досліджень служили зразки з електроіскровим покриттями. Для вивчення структури і властивостей шаруватих поверхневих шарів електроіскрові покриття наносилися як в повітряному середовищі, так і в середовищі аргону на зразки 10x10x10 мм зі сталі 20 в стані поставки (175-180 HV). При цьому використовували різні режими установки при ємності накопичувального конденсатора 150 і 300 мкФ і енергії розряду в межах 0,04-0,68 Дж.

Таблиця 3.2 - Серії досліджуваних зразків

Номер зразка	Матеріал	
	Основи	Покриття
1	Сталь 20	мідь (ЕІЛ) – олово (ЕІЛ)
2	Сталь 20	мідь (ЕІЛ) – олово (лудіння)
3	Сталь 20	бронза (ЕІЛ) – олово (ЕІЛ)
4	Сталь 20	бронза (ЕІЛ) – олово (лудіння)
5	Сталь 20 – олово (лудіння) – баббит	індій (ЕІЛ)
6	Сталь 20 – олово (лудіння) – баббит	олово (ЕІЛ)

Подачу аргону в зону легування проводили за допомогою спеціального пристосування. Послідовність електроерозійного легування, лудіння поверхні зразків і матеріали електродів представлені в таблиці 3.2.

Ерозію анода і приріст катода визначали гравіметричним методом на аналітичних вагах. Зважування проводилися через 30 з (до 2 хв), а потім через 60 с (до 4 хв). Перед кожним зважуванням легування виробляли на новій поверхні зразка. Товщину шару покриття вимірювали мікрометром, а шорсткість поверхні - на приладі профілографепрофілометре мод. 201 заводу «Калібр» шляхом зняття і обробки профілограм.

Для оптимізації процесу підробітки пари «вал - підшипник» на сталеві зразки з бабітових шаром методом ЕІЛ наносили покриття з індію або олова. ЕІЛ здійснювалося в захисному середовищі аргону на м'яких режимах легування з енергією імпульсу 0,01-0,03 Дж. Нижня межа енергії імпульсу обмежується ефективністю способу, збільшення енергії розряду вище 0,03 Дж при нанесенні індію або олова веде до швидкого нагрівання і втрати форми електрода з індію та різкого підвищення шорсткості легуємі поверхні при використанні електрода з олова.

Відцентрова заливка бабітові шару на сталеву основу, підігріту до 100-120 °С і попередньо очищену і знежирену, проводилась з використанням токарного верстата. Температура баббита при заливці 420 ± 10 °С. Підстава підшипника встановлювалося в патроні токарного верстата і закривалося запобіжним кожухом. Заливка баббита проводилась короткою оддихаючи.

Товщина бабітові шару становила 2-2,5 мм, а після механічної обробки - 1,5-0,2 мм [43].

Металографічні дослідження виконані на оптичному мікроскопі «Неофот-2» і растровому електронному мікроскопі JOEL JSM-540. Проведено оцінку сплошности шару, товщини і структури підслоя - дифузійної зони і зони термічного впливу. На Мікротвердоміри ПМТ-3 при

різному навантаженні досліджено розподіл мікротвердості в поверхневому шарі по глибині. Для дослідження розподілу елементів по глибині шару проводили рентгеноспектральний мікроаналіз, заснований на реєстрації характеристичного рентгенівського випромінювання, порушеної електронним пучком присутніх в мікрообсязі збудження хімічних елементів. при цьому використовували електронний мікроскоп - мікроаналізатор ISIS 300 Oxford instruments.

Для досліджень міцності з'єднання бабітові шару (бабіти Б83 і Б88) з підкладкою проводили випробування по ГОСТу ISO 4386-2-99. Для цього були зроблені заготовки підшипників ковзання розміром $\varnothing 100$ / $\varnothing 80$ мм, $b = 45$ мм з антифрикційними шарами на внутрішній поверхні наступних чотирьох складів:

- 1 - сталь 20 - лудіння оловом - відцентрова заливка бабіту (традиційна технологія);
- 2 - бронза БрОЦС5-5-5 - лудіння оловом - відцентрова заливка бабіта;
- 3 - сталь 20 - ЕІЛ міддю М1 - лудіння оловом - відцентрова заливка баббита;
- 4 - сталь 20 - ЕІЛ бронзою БрОЦС 5-5-5 - лудіння оловом - відцентрова заливка бабіту.

Електроіскрове легування міддю і бронзою здійснювали в середовищі аргону. При цьому використовували режим з енергією розряду 0,34 Дж. В якості електродів застосовувалися прутки діаметром 3 мм міді М1 і бронзи ОЦС5-5-5. Схема пристосування для випробування на міцність з'єднання антифрикционного шару з основою і розміри зразків, виготовлених з втулок, представлені на рисунку 3.3.

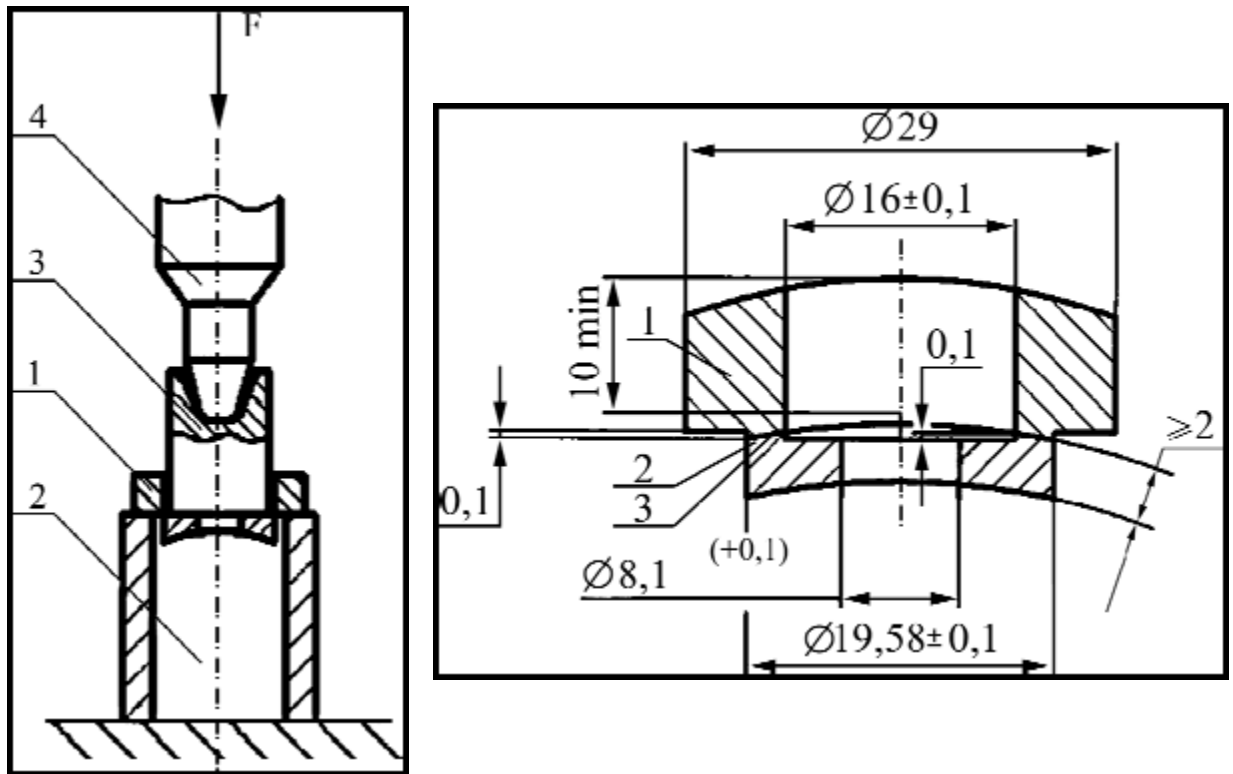


Рис. 3.3 - Пристосування для випробування на міцність з'єднання антифрикційного шару з основою (а): 1 – випробуваний зразок; 2 – втулка опорна; 3 - промвставка; 4 - штовхач; випробовуваний зразок (б): 1 - основа; 2 - бабіт; 3 - випробуваний перехідний шар.

Досліджено масоперенос міді і бронзи на сталеву підкладку при електроіскровому легированні. Досліди показали, що як на повітрі, так і в середовищі аргону зі збільшенням енергії розряду збільшується кількість перенесеного матеріалу з анода на катод. Найбільш інтенсивний масоперенос відбувається на початку легування, потім він сповільнюється і поступово змінюється ерозією нанесеного раніше шару. при легированні в захисному середовищі масоперенос при рівності всіх інших умов більше. це перш за все свідчить про те, що оксиди металів в зоні легування перешкоджають формуванню поверхневого шару.

Результати вимірювання шорсткості і товщини покриття, а також коефіцієнт ($K_m = \Delta P_{\text{аргон}} / \Delta P_{\text{воздух}}$), що враховує відношення приростів катода при ЕІЛ в середовищі аргону і на повітрі протягом 1 хв.

Встановлено, що для кожного режиму роботи існує раціональне час легування, необхідне для отримання якісного покриття. В даному випадку критерієм вибору часу легування було одержання покриттів 100% сплошности. Електроди з міді і олов'яної бронзи поступово окислюються, що позначається на якості формуючих покриттів. З'являються прижоги, електроди механічно руйнуються і окремі частинки розміром до 0,2-0,5 мм «Приварюються» до легуємі поверхні. Це проявляється при тривалому легированні на повітрі. У середовищі аргону окислення практично відсутнє. В процесі роботи поверхню електрода, що контактує з легуваних поверхнею, періодично очищали від оксидів.

Встановлено, що кращу якість покриття (суцільність, шорсткість, рівномірність) досягається при нанесенні покриттів в аргоні при енергії розряду 0,2-0,4 Дж, що забезпечує 100% суцільність і шорсткість $R_z = 8-10$ мкм. При ЕІЛ на повітрі товщина формованих шарів складає в залежності від режиму для міді 30-70 мкм, а для олов'яної бронзи - 30-80 мкм. Суцільність шару знаходиться на рівні $\sim 90\%$. У середовищі аргону рівномірність шару значно зростає, а його товщина становить при ЕІЛ на тих же режимах для міді 20-30 мкм, а для олов'яної бронзи - 30-40 мкм. Суцільність шару при цьому практично для обох матеріалів електродів і застосовуваних режимів легування знаходиться на рівні 100%.

Дослідження структури електроіскрових покриттів показало, що поверхневий шар стали 20 з покриттям з міді або олов'яної бронзи як на повітрі, так і в середовищі аргону складається з двох зон: ближче до поверхні білий шар, а під ним перехідною шар. наявність і глибина третього шару з підвищеною мікротвердістю - зони термічного впливу (ЗТВ) - залежать від величини енергії іскрового розряду.

При ЕІЛ стали 20 міддю або олов'яної бронзою між оловом і міддю або оловом і компонентами олов'яної бронзи в дифузійної зоні утворюються тверді розчини заміщення, забезпечують більш міцний зв'язок. Мікротвердість в перехідній зоні спочатку плавно підвищується від 210-

230 (олово) до 2700-2800 МПа (ЗТВ), а потім поступово знижується до мікротвердості основи (Рис. 4.1б, в).

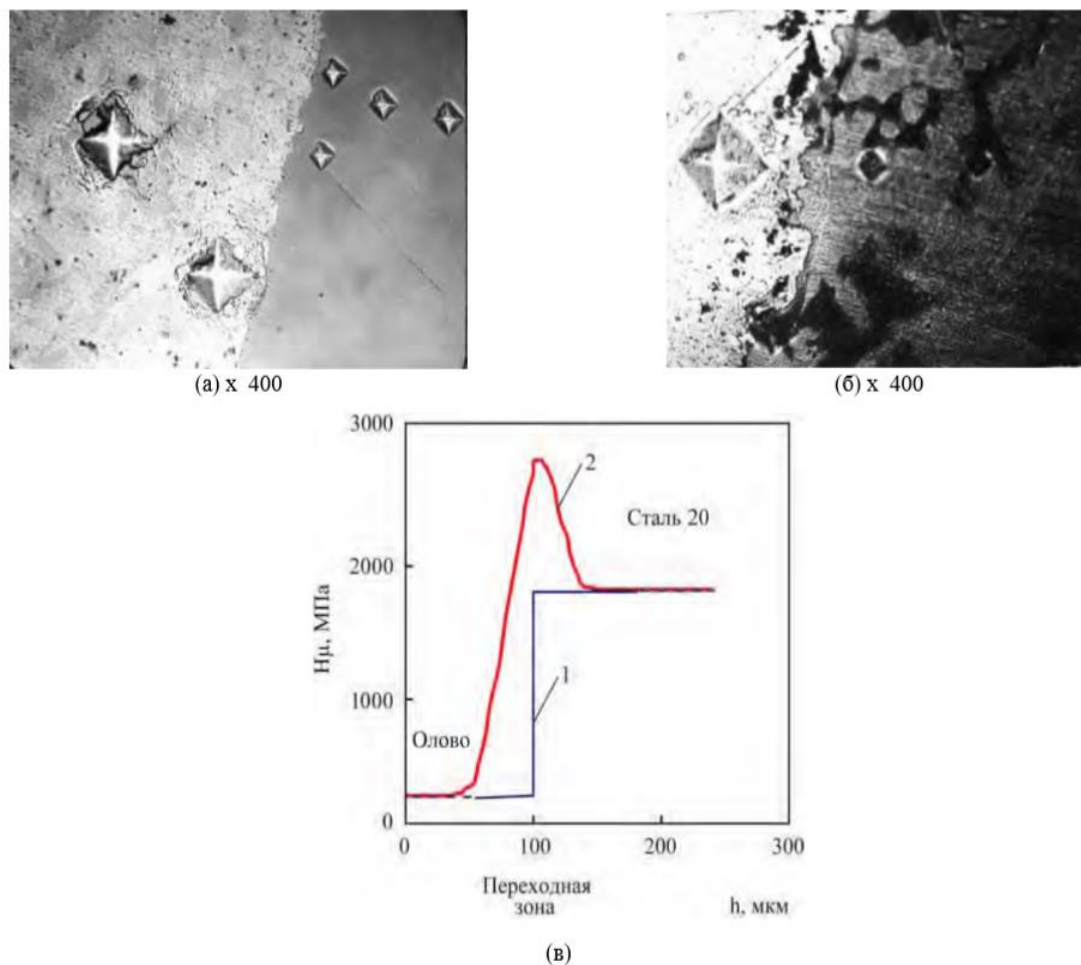


Рис. 3.4 - Мікроструктура після лудіння оловом стали 20 (а) і з під-слогом з міді (ЕІЛ) (б); розподіл мікротвердості (в): 1 - сталь-олово; 2 - сталь-мідь (ЕІЛ).

На рис. 3.4 зображений найбільш характерний ділянку поверхне-вого шару стали 20 після ЕІЛ міддю і оловом в площині, перпендикуля-рній покриттю. Сформований поверхневий шар складається з двох зон. На поверхні розташовується шар олова товщиною 10-15 мкм. Нижче знаходиться шар, що складається переважно з міді завтовшки 15-20 мкм. Як в першому, так і в другому шарах є замкнуті пори розміром від часток до 3 мкм, причому пори більшого розміру знаходяться в шарі міді. Дослідження складу покриття по глибині свідчить про те, що граничні

ділянки між оловом, міддю і сталлю 20 складаються з елементів сусідніх шарів, що вказує на їх дифузійне перерозподіл в покритті. У міру поглиблення в нижніх шарах олова зростає концентрація міді. На кордоні між міддю і сталлю концентрація міді знижується, а заліза - зростає.

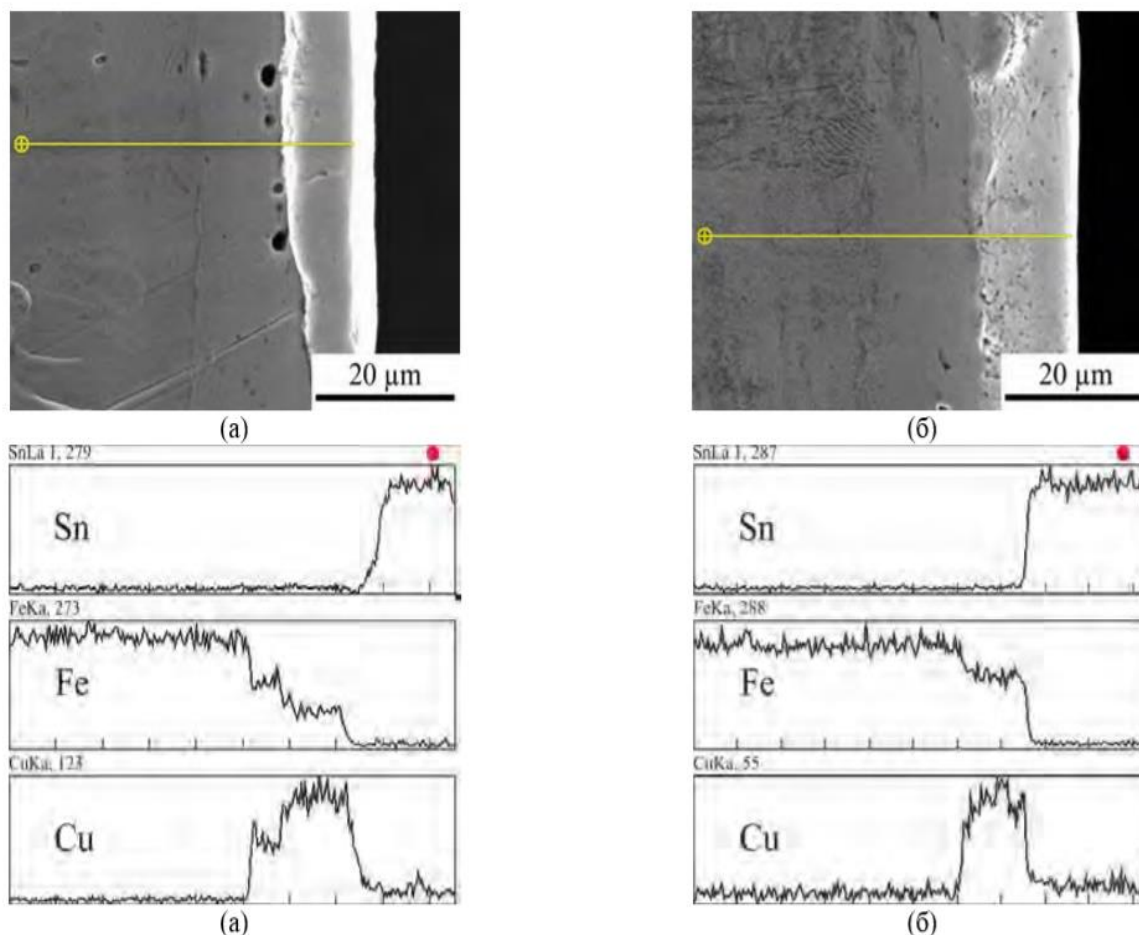


Рис. 3.5 - Вид поперечного перерізу покриттів на сталі 20: ЕІЛ по-
слідовно міддю і оловом (а) і ЕІЛ міддю і подальшим лудінням оловом
(б) і розподіл Sn, Fe і Cu по глибині покриттів

У разі ЕІЛ стали міддю і подальшого лудіння оловом (Рис. 4.5 б) істотних відмінностей в структурі сформованого поверхневого шару не спостерігається. Дослідження розподілу елементів в покритті вказує на відсутність перехідного шару між міддю і оловом. У перехідній зоні від покриття з міді до залізній основі концентрація міді знижується. на тій же ділянці плавно зростає концентрація заліза. Це свідчить про

інтенсивний перемішуванні і взаємної дифузії елементів підкладки та покриття.

У разі послідовного нанесення методом ЕІЛ на сталь 20 олов'яної бронзи і олова поверхневий шар складається з двох шарів. Верхній шар товщиною 15-20 мкм з олова менш пористий, ніж нижній товщиною 20-30 мкм з олов'яної бронзи. перехідні ділянки між оловом, олов'яної бронзою і сталлю 20 складаються з елементів граничних шарів. У разі заміни способу нанесення олова з ЕІЛ на лудіння спостерігається більш різкий перехід від міді до олова.

Результати випробування зразків на міцність з'єднання антифрикционного шару і металевої основи представлені в таблиці 3.2. У всіх випадках площа поверхні з'єднання дорівнює 100 мм².

Дослідження показали, що застосування перехідного шару з міді, що наноситься методом ЕІЛ в захисному середовищі (аргон), на 35% підвищує міцність з'єднання сталевий підкладки з антифрикційним бабітові шаром в порівнянні з традиційною технологією (сталь 20 - баббит). При застосуванні перехідного шару з бронзи міцність підвищується незначно, а при заміні сталевий підкладки на бронзову міцність з'єднання знижується.

Таблиця 3.2 Міцність з'єднання антифрикционного шару і металевої основи.

Матеріал підкладки та антифрикционного шару	Міцність з'єднання, Н/мм ²	Характер руйнування
Бронза ОЦС 5-5-5 – олово (лудіння) – Б83	18	Розрив по межі бабіту з основним металом
Бронза ОЦС 5-5-5 – олово (лудіння) – Б83	20	Розрив по межі бабіту з основним металом

Матеріал підкладки та антифрикційного шару	Міцність з'єднання, Н/мм ²	Характер руйнування
Сталь 20 – олово (лудіння) – Б83	22	Розрив з баббитом
Сталь 20 – олово (лудіння) – Б88	22	Розрив з баббитом
Сталь 20+бронза (ЭЭЛ) – олово (лудіння) – Б83	22	Розрив з баббитом
Сталь 20+ бронза (ЭЭЛ) – олово (лудіння) – Б88	24	Розрив з баббитом
Сталь 20+мідь (ЭЭЛ) – олово (лудіння) – Б83	30	Розрив з баббитом
Сталь 20+мідь (ЭЭЛ) – олово (лудіння) – Б88	36	Розрив з баббитом

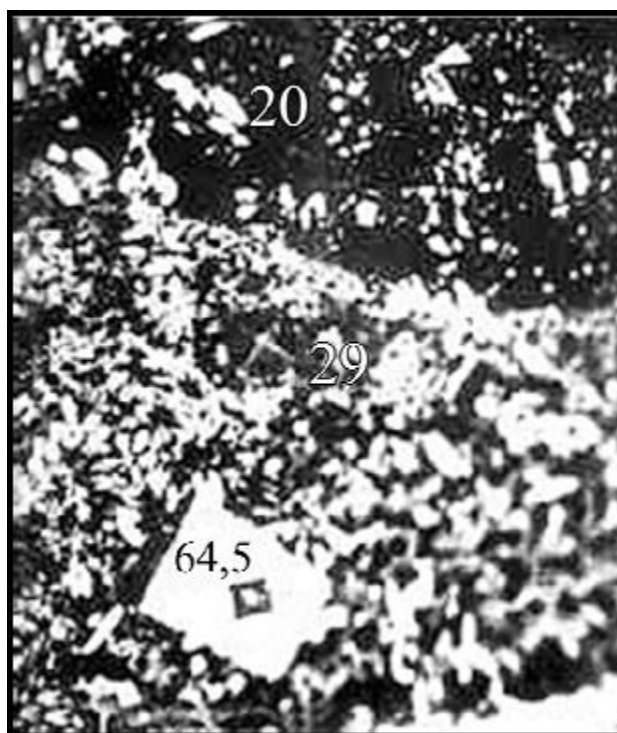


Рис. 3.6 - Структура і розподіл мікротвердості поверхневого шару бабіту Б83, легованого індієм.

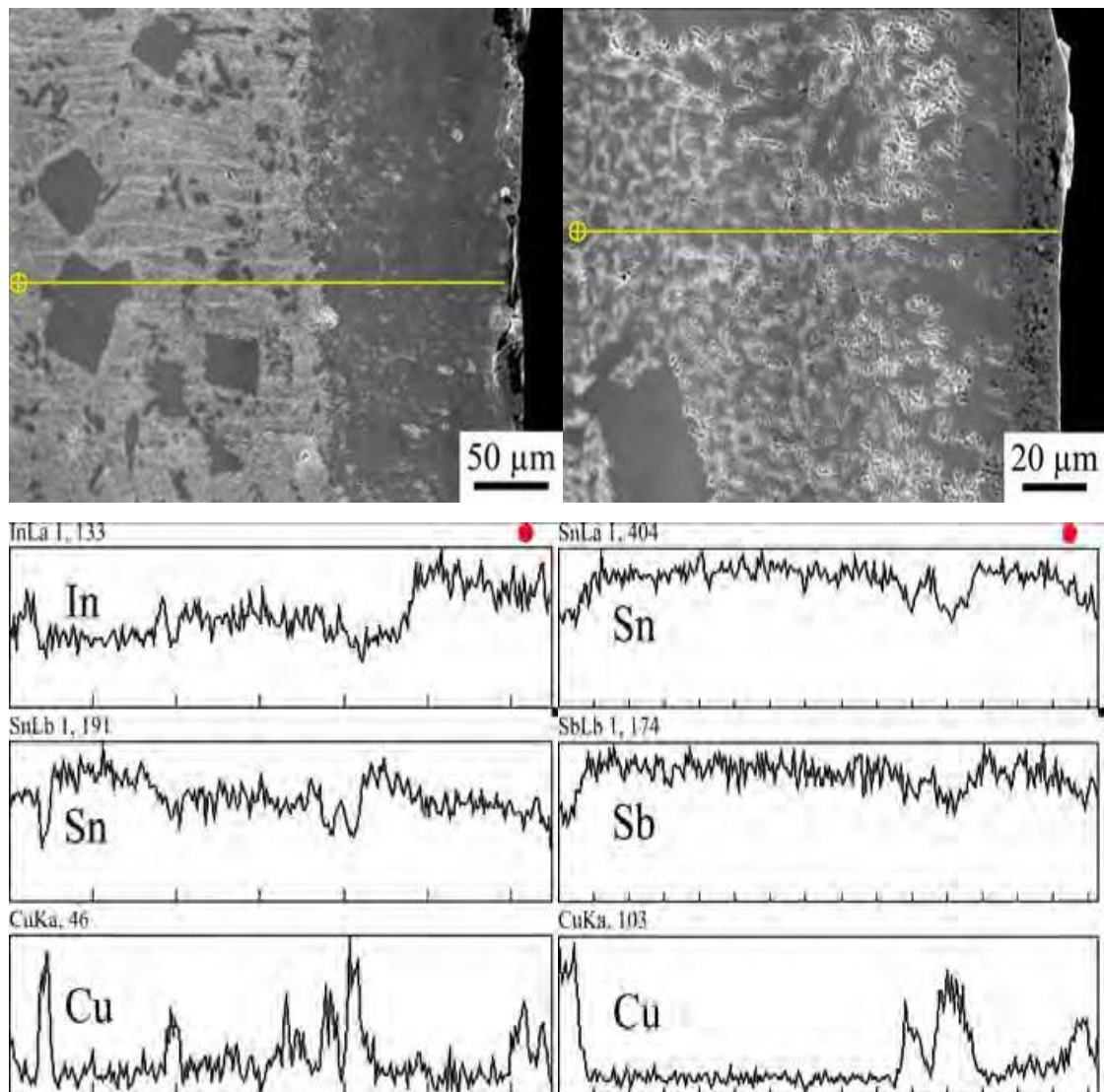


Рис. 3.7 - Розподіл елементів по глибині поверхневого шару бабіту Б83 після ЕІЛ: (а) - індієм, х 350; (Б) - оловом, х 750.

Таблиця 3.3 - Порівняльні характеристики підшипників компресора

Модифікація підшипників	Несуча здатність F, кгс	Питомий тиск P, кгс / см ²	Питома витрата масла, л / хв	Вібрація ротора δ, мкм
Штатні підшипники	2300	28	15	35
Підшипники з електроіскровим покриттями	3600	42	11	7

3.2.1 Зовнішнє покриття бабітових шару для поліпшення підробітки.

З метою вивчення можливості поліпшення прірабативаємості підшипників ковзання на зразки стали 20 з бабітових шаром методом ЕІЛ наносили окриття з індію та олова. Внаслідок легування індієм на поверхні баббіта формується шар товщиною до 130 мкм і мікротвердістю $H_{\mu} = 200-210$ МПа. При цьому мікротвердість нижчих верств баббіта становить 240-310 МПа, а твердих включень квадратної форми (SnSb) - 460-645 МПа. У випадку легування поверхні бабіту оловом глибина прірабочного покриття становить 90-100 мкм, а мікротвердість - 180-190 МПа. Мікротвердість нижчих шарів - 240-310 МПа.

На рис. 3.6 наведені мікроструктура і розподіл мікротвердості поверхневого шару бабіту Б83 з прірабочним покриттям з індію, нанесеним методом ЕІЛ. мікроструктура бабіту Б83 виглядає наступним чином. Темне поле являє собою пластичну масу α - твердого розчину сурми і міді в олові, світлі кристали квадратної форми є з'єднанням SnSb (β -фазою), а кристали у вигляді зірочок або подовжених голок - з'єднанням Cu_3Sn .

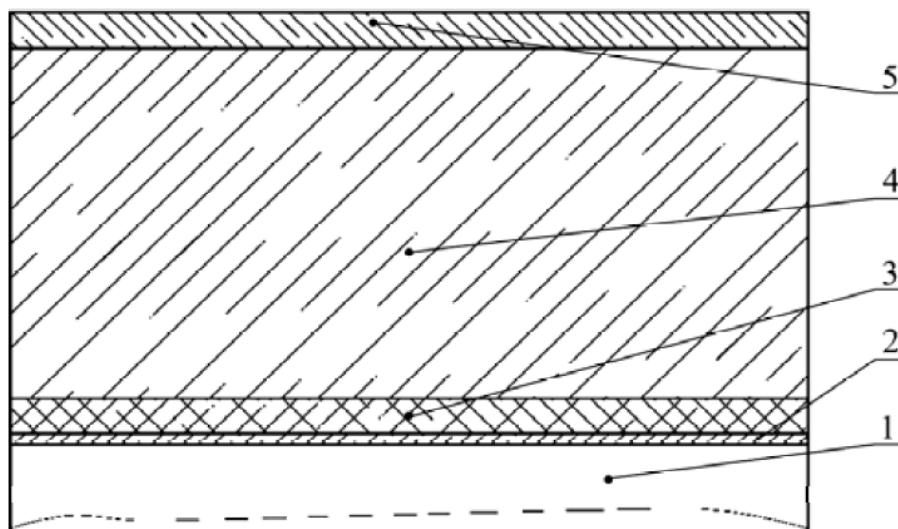
На рис. 3.7 показано розподіл елементів в поверхневому шарі бабіту Б83 після ЕІЛ індієм і оловом. Слід зазначити, що в структурі прірабочних покриттів тверді сполуки SnSb (β -фази) відсутні. Сформовані поверхневі шари складаються з елементів основи і легуючих елементів. Електроерозійна обробка поверхні баббіта Б83 індієм або оловом дозволяє сформувати поверхневий шар товщиною відповідно до 130 і 100 мкм з мікротвердістю нижче мікротвердості основи, що в кінцевому підсумку покращує умови підробітки вкладишів підшипників.

3.2.2 Використання результатів досліджень в промисловості

Проведені дослідження дозволять розробити технологію підвищення якості підшипників ковзання високошвидкісних

турбокомпресорних агрегатів найбільш економними методами. Нові технологічні рішення дадуть можливість знизити температуру в зоні тертя, збільшити товщину масляного шару і таким чином створити підшипник, обласаючий більшою несучою здатністю, надійністю, економічністю витратою мастила, що в кінцевому підсумку позитивно позначаться на динаміку ротора і роторної машини в цілому [44,45].

На рис. 3.8 показана схема антифрикційного шару, який формується на вкладиші підшипника ковзання. При нанесенні міді і прірабочного покриття з олова використовуються установки «Елітрон - 22А» і «УІЛВ - 8А» виробництва відповідно Республіки Молдова і Україна. Лудіння оловом і відцентрова заливка баббита виробляються традиційним способом.



1 - колодка (сталь 20) - 8-25 мм; 2 - мідь - 20-30 мкм; 3 - лудіння (олово) - 80-100 мкм; 4 - бабіт (Б83 або Б88) - 1,0-1,5 мм;
5 – прірабочне покриття (олово) - 90-100 мкм.

Рис. 3.8 - Схема антифрикційного шару вкладишів підшипників ковзання:

Підшипники з електроіскровим покриттям використовуються в парових турбінах синтез-газу на ряді підприємств України та Росії, в тому числі інших.

3.3 Висновки

1. При дослідженні масопереносу міді і бронзи на сталеву підкладку в процесі електроіскрового легування встановлені оптимальні технологічні режими. Толща формованих шарів в залежності від режиму і середовища (повітря, аргон) знаходиться в межах 30-80 мкм, суцільність шару близька до 100%.

2. Дослідження структури поверхневого шару сталі з покриттям з міді або олов'яної бронзи показало, що він складається з двох зон: ближче до поверхні білий шар, а під ним перехідний шар. Наявність і глибина зони термічного впливу залежать від величини енергій іскрового розряду і складають до 50 мкм. Мікротвердість на поверхні шару дорівнює 850-1150 МПа. У міру поглиблення вона плавно збільшується до 2500-3000 МПа і потім переходить в мікротвердість основного металу (1750-1800 МПа).

3. Показано, що застосування перехідних шарів з міді, що наноситься методом ЕІЛ в захисному середовищі аргону, покращує тепловідвід з зони контакту і підвищує міцність з'єднання сталевий підкладки з антифрикційним бабітові шаром в порівнянні з традиційною технологією на 35%. При заміні сталевий підложки на бронзову міцність з'єднання зменшується.

4. Встановлено, що ЕІЛ поверхні баббіта Б83 індієм або оловом дозволяє сформувати прирабочі покриття без твердих включень товщиною відповідно до 130 і 100 мкм.

5. Нові технологічні рішення дозволяють знизити температуру в зоні тертя, підвищити товщину масляного шару і таким чином створити підшипник, що володіє більшою несучою здатністю, надійністю, економічною витратою мастила. На підприємстві «Товариство рішення інженерних задач» (ТРИЗ) (Україна, м.Суми) виготовляються опорні підшипники, які мають більш високу, ніж штатні, несучу і демпфіруючу здатність.

4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

4.1 Розрахунок витрат на ремонт підшипників ковзання до впровадження запропонованих рішень

Одним із найбільш навантажених елементів мастильної системи турбокомпресора ТК-525 є підшипники ковзання, від технічного стану яких значною мірою залежить надійність та безпечність експлуатації агрегату. Аналіз експлуатаційних даних показав, що основною причиною проведення позапланових ремонтів є інтенсивне зношування антифрикційного бабітового шару вкладишів підшипників.

У процесі експлуатації турбокомпресора К-525 відновлення підшипників ковзання із повною перезаливкою бабітом виконується в середньому 12 разів на рік. Часті ремонти призводять до збільшення витрат на матеріали, трудові ресурси та технічне обслуговування обладнання.

Річні витрати на ремонт підшипників до впровадження запропонованих заходів визначаються за формулою

$$B_1 = t \cdot a,$$

де:

t – вартість ремонту одного підшипника, грн;

a – кількість ремонтів протягом року.

Для ремонту одного підшипника необхідно 4 кг бабіту та 1 кг припою. Тому вартість одного ремонту становить

$$t = s \cdot m_{\text{б}} + d \cdot m_{\text{п}},$$

де:

s – вартість бабіту, грн/кг;

m_b – маса бабіту, кг;

d – вартість припою, грн/кг;

m_p – маса припою, кг.

Підставляючи вихідні дані, отримуємо

$$t = 606,5 \cdot 4 + 400 \cdot 1 = 2826 \text{ грн.}$$

Тоді річні витрати на ремонт підшипників до впровадження заходу складуть

$$B_1 = 2826 \cdot 12 = 33912 \text{ грн.}$$

Таким чином, щорічні витрати підприємства лише на відновлення підшипників ковзання турбокомпресора становлять 33 912 грн.

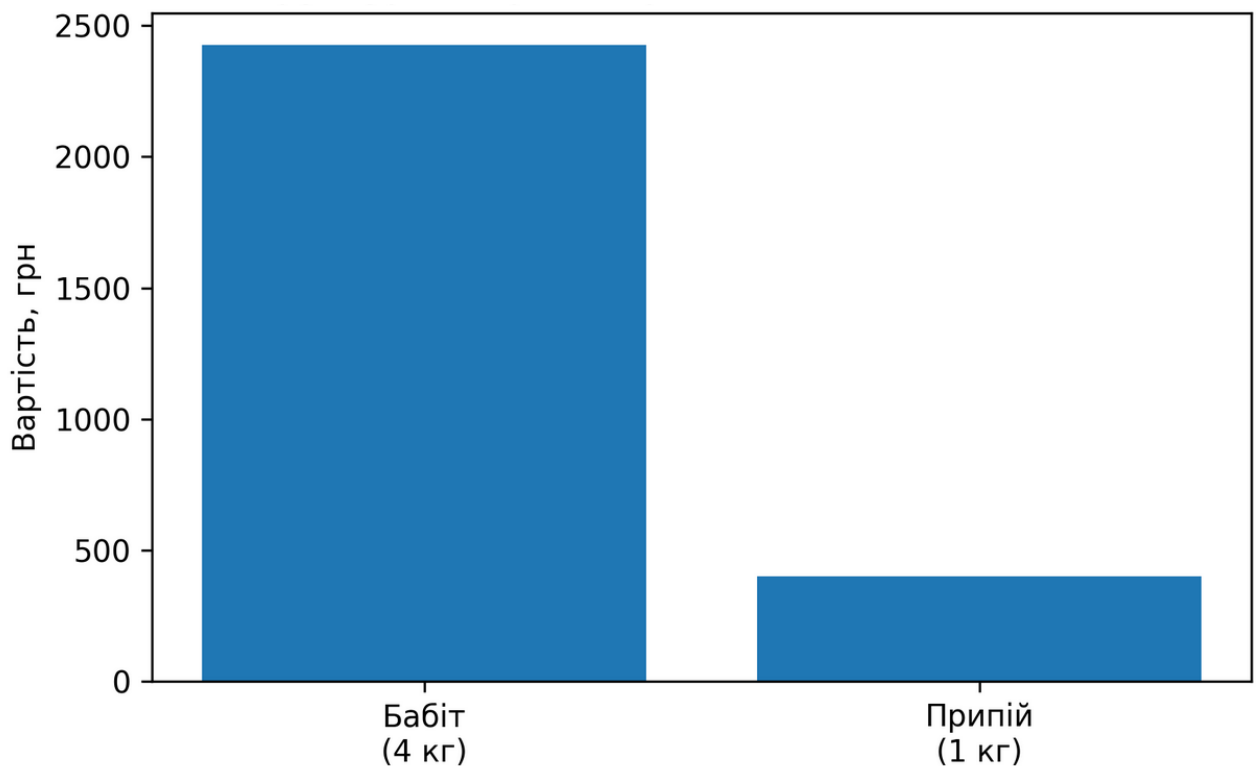


Рис. 4.1 – Структура витрат на ремонт одного підшипника ковзання

4.2 Розрахунок витрат на ремонт після впровадження запропонованих рішень

У попередніх розділах було встановлено, що застосування електроіскрового легування та формування модифікованих антифрикційних покриттів дозволяє підвищити міцність зчеплення бабітового шару зі сталевую основою, покращити тепловідведення із зони тертя та знизити інтенсивність зношування поверхонь.

Внаслідок цього збільшується ресурс роботи підшипників ковзання та скорочується кількість ремонтів протягом року.

За результатами досліджень прогнозується зменшення кількості ремонтів з 12 до 4 на рік.

Річні витрати після впровадження запропонованого заходу визначаються за формулою

$$B_2 = t \cdot a_2,$$

де

a_2 – кількість ремонтів після модернізації.

Тоді

$$B_2 = 2826 \cdot 4 = 11304 \text{ грн.}$$

Отже, після впровадження запропонованих технічних рішень витрати на ремонт підшипників зменшуються до 11 304 грн на рік.

Зменшення кількості ремонтних операцій позитивно впливає не лише на економічні показники підприємства, а й на виробничий процес загалом. Скорочується навантаження на ремонтний персонал, зменшується споживання дефіцитних матеріалів та підвищується коефіцієнт технічної готовності обладнання.

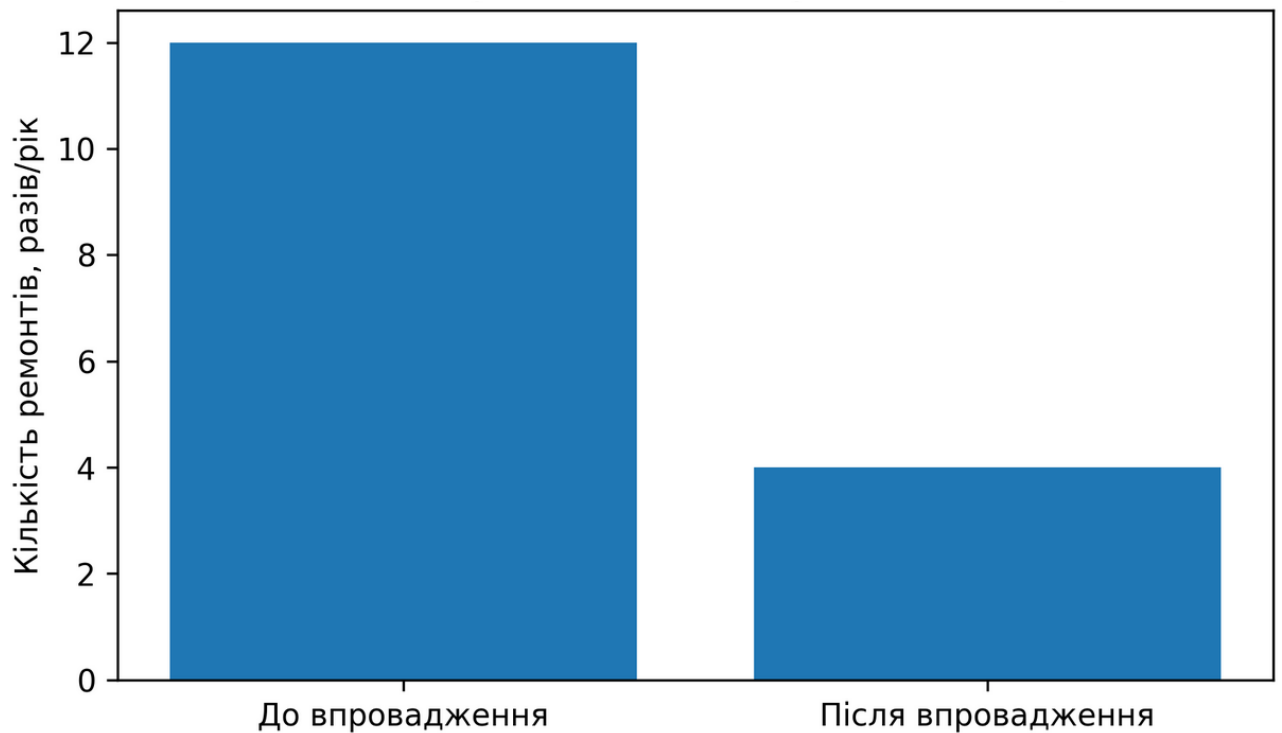


Рис. 4.2 – Кількість ремонтів підшипників ковзання до та після впровадження запропонованих рішень

4.3 Визначення річного економічного ефекту

Економічний ефект від впровадження запропонованих заходів визначається як різниця між річними витратами до та після модернізації.

Річна економія становить

$$E = B_1 - B_2,$$

де

B_1 – річні витрати до впровадження заходу, грн;

B_2 – річні витрати після впровадження заходу, грн.

Підставляючи розраховані значення, отримуємо

$$E = 33912 - 11304 = 22608 \text{ грн.}$$

Отже, річний економічний ефект від впровадження удосконаленої конструкції підшипників ковзання становить

$$E = 22608 \text{ грн.}$$

Для більш повної оцінки ефективності визначимо відносне скорочення витрат:

$$\Delta E = \frac{E}{B_1} \cdot 100\%.$$

Тоді

$$\Delta E = \frac{22608}{33912} \cdot 100 = 66,7\%.$$

Таким чином, впровадження запропонованих рішень дозволяє скоротити витрати на ремонт підшипників ковзання майже на 67 %, що свідчить про високу економічну доцільність проведеної модернізації.

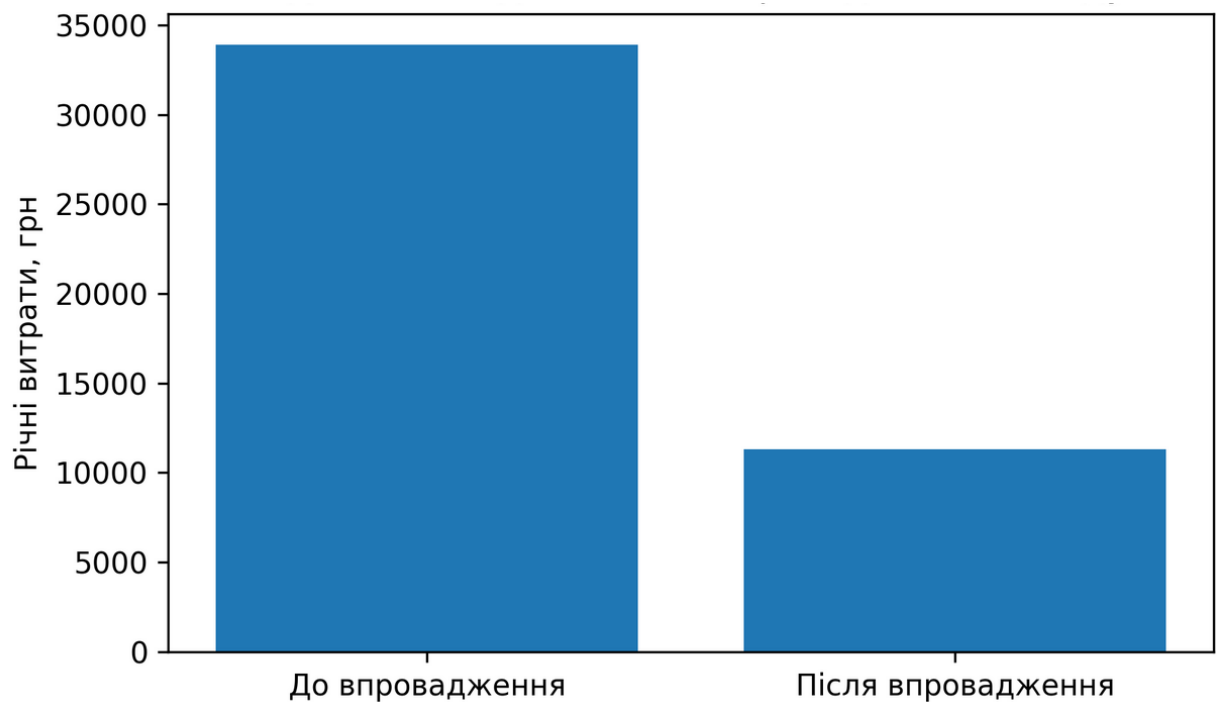


Рис. 4.3 – Порівняння річних витрат на ремонт підшипників до та після впровадження заходу

4.4 Оцінка додаткових техніко-економічних переваг

Окрім прямого економічного ефекту, запропоновані технічні рішення забезпечують низку додаткових переваг, які позитивно впливають на експлуатацію турбокомпресора ТК-525.

До основних переваг належать:

- підвищення експлуатаційної надійності підшипникових вузлів;
- збільшення міжремонтного ресурсу обладнання;
- зменшення ймовірності аварійних зупинок турбокомпресора;
- зниження вібраційного навантаження на ротор;
- підвищення стабільності роботи мастильної системи;
- скорочення витрат мастильних матеріалів;
- покращення тепловідведення із зони тертя;
- зменшення трудомісткості ремонтних робіт.

Особливо важливим є зниження ризику аварійних відмов підшипників, які можуть спричинити пошкодження ротора, ущільнень та інших відповідальних вузлів турбокомпресора. Вартість усунення таких пошкоджень значно перевищує витрати на планове обслуговування, тому фактичний економічний ефект від модернізації може бути суттєво вищим за розрахований.

Запропонована модернізація не потребує придбання нового обладнання або проведення масштабної реконструкції агрегату. Всі технологічні операції можуть бути виконані в межах існуючого ремонтного процесу, що дозволяє реалізувати запропоновані рішення без додаткових капітальних вкладень.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

5.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища

5.1.1 Характеристика ступеня безпеки технологічного процесу, рівня механізації й автоматизації.

Охорона праці – система законодавчих актів: соціально–економічних, організаційних, технічних, гігієнічних, лікувально–профілактичних заходів, що забезпечують безпеку, здоров'я і працездатність людини в процесі праці.

Шкідливим виробничим чинником називається такий, дія якого на того, що працює в певних умовах приводить до захворювання або зниження працездатності [49].

У законодавстві про ШВЧ відбиті наступні правила і норми: правила організації ШВЧ на підприємствах; правила по ТБ і виробничій санітарії; правила, що забезпечують індивідуальний захист тих, що працюють від професійних захворювань; правила і норми спеціальної охорони праці жінок, молоді і осіб із зниженою працездатністю; правові норми, в яких передбачається відповідальність за порушення законодавства про ШВЧ.

Досить повне подання про рівень механізації можна одержати шляхом певних витрат механічної й ручної праці.

$$B = \frac{M}{M + R} \cdot 100\%$$

де B – рівень механізації праці;

M – сума людино–годин механізованої праці;

R – сума людино–годин ручної праці.

Вихідні дані й отримані результати зведені в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Розрахунок рівня механізації праці

№ п/п	Професія робіт- ників	Штат робіт- ників	Кількість відпрацьованих людино–годин у добу			% механі- зованої праці
			вру- чну	за допо- могою машин	усього	
1	Електрогазо- зварник	1	$7 \cdot 1 = 7$	$1 \cdot 1 = 1$	8	14,2
2	Слюсар ремонт- ник	2	$6 \cdot 2 = 12$	$2 \cdot 2 = 4$	16	33,3
3	Токар	1	$2 \cdot 1 = 2$	$6 \cdot 1 = 6$	24	66,7

З даних таблиці можна дати висновок, що у електрогазозварника – 14,2% механізованого, 85,8% ручної праці; слюсара ремонтника – 33,3% механізованого, 66,7% ручної праці; токаря – 66,7% механізованого, 33,3% ручної праці.

5.1.2 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища

При певних видах виробничої діяльності на працюючих можуть впливати шкідливі речовини. Шкідливими є речовини, які при контакті з організмом людини можуть викликати виробничі травми, професійні захворювання або відхилення в стані здоров'я, що виявляються сучасними методами, як у процесі роботи, так і у віддалений термін життя сьогодення й майбутнього.

Шкідливі речовини можуть проникати в організм людини через органи подиху, шлунково–кишковий тракт, а також шкірні покриви й оболонки [51].

У киснево-компресорному цеху відсутня погроза шкідливих факторів, тому що виробництво не пов'язане з високою концентрацією шкідливих газів і пар.

Хімічні речовини не застосовуються у виробництві, а виробничий пил у нормі припустимого впливу.

Виробниче приміщення розташоване з урахуванням послідовності виробничих операцій, що виключає перетин технологічних потоків. Виробничий процес на ділянці практично автоматизований на 70%, управління технологією здійснюється в кабінах. Ділянка має примусове відведення тепла, газів і вологи через витяжні парасольки.

Конструкція стін, вікон, стель і тому подібне у виробничому приміщенні відповідає нормам санітарії і забезпечують сприятливі умови праці робочому персоналу [51].

До побутових відносяться приміщення для задоволення санітарних і побутових потреб трудящих під час перебування їх на роботі: приміщення для прийому їжі, вбиральні, душові, туалети, вмивальні, курильні, обігріву трудящих і питного водопостачання. Оскільки ділянка має велика кількість людей побутові приміщення розташовуються в безпосередній близькості з виробничою будівлею.

Оцінка технічного й організаційного рівня – відповідає технологічному регламенту й проекту організації праці на робочім місці

5.2 Опалення й вентиляція

У цехах з повним виробничим циклом необхідно приділяти особливу увагу опаленню й вентиляції.

Теплопостачання не повинно давати збоїв у виробництві й незручності для працюючих.

Основними складовими теплопостачання є самі люди; через зовнішні огороження (у теплий або холодний період року); від штучного освітлення; від працюючих нагрівальних приладів системи опалення; від споживаної електричної потужності технічного устаткування, розташованого в приміщенні.

Під вентиляцією розуміють систему заходів і пристроїв, призначених для забезпечення на постійних робочих місцях у робочих й тих що обслуговуються зонах приміщень, метеорологічних умов і чистоти повітряного середовища, що відповідають гігієнічним і технічним вимогам.

Враховуючи незначні тепловиділення від нагрівальних пристроїв, металу, що остигає, у прокатних цехах необхідно використовувати можливості аерації, організувати в літню пору року максимально можливий повітрообмін. У важко провітрюваних місцях слід застосовувати штучну вентиляцію з охолодженням повітря. Гарний ефект дає розпилення води й подача води на порожнині пропелерних вентиляторів, що обдувають. Для захисту від тепловипромінювання необхідно широко застосовувати різні завіси й екрани. Для боротьби з пилом, який у значній кількості утворюється при прокатці металу, широко застосовують гідрообезпилювання, установлюючи біля валків форсунки, що розпиляють воду [51].

У ряді випадків для видалення пилу, що утворюється, можна успішно застосовувати витяжну вентиляцію.

5.3 Природне й штучне освітлення

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має раціональне освітлення. Незадовільне освітлення утрудняє проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці й працездатності, й може бути причиною нещасних випадків і захворювань зору.

Таблиця 5.1 - Характеристика приміщення металургійної ділянки:

Показник	Значення
Характер робіт	Середня точність
Розмір об'єкта розпізнавання, мм	Від 0,5 до 1
Розряд зорової роботи	IV
Підрозряд роботи	B
Контрастність об'єкта розпізнавання з фоном	Середня
Характеристика фону (яскравість)	Середня
Нормована освітленість (E_n), лк	400
Тип джерела світла	Лампи розжарювання та газорозрядні

Для ремонту встаткування передбачене штучне освітлення.

На промислових підприємствах штучне освітлення підрозділяється на робоче (для проведення робіт у темний час доби або в місцях без достатнього природнього освітлення), аварійне (для проведення роботи при аварійному відключенні робочого освітлення), евакуаційне (аварійне освітлення для евакуації людей із приміщення при аварійному відключенні робочого освітлення) і охоронне. При необхідності частина світильників того або іншого виду освітлення може використовуватися для чергового освітлення.

Штучне освітлення проектується двох систем: загальне (рівномірне або локалізоване з урахуванням розташування робочих місць) і комбіноване, коли до загального освітлення додається місцеве. Застосування одного місцевого освітлення не допускається, тому що різкий контраст між яскраво освітленими й неосвітленими місцями стомлює очі сповільнює швидкість роботи й нерідко є причиною нещасних випадків [51].

5.4 Заходи пожежної безпеки

Під системами пожежного захисту розуміються комплекси організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання впливу на людей небезпечних факторів пожежі й вибуху, а також обмеження матеріального збитку.

У виробництві в цехах відсутнє пожежонебезпечне й вибухонебезпечне виробництво. Цех входить у категорію «Д» пожежної безпеки, тому що тут є неспаленні речовини й матеріали в холодному стані.

До первинних засобів пожежогасіння на комбінаті відносять: вогнегасники, пожежний реманент (покривало з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, бочки з водою, пожежні цебра, совкові лопати); пожежний реманент (багри, ломы, сокири й ін.).

Спорудження конструкцій цехи є вогнестійкими. Будівельні конструкції виконані з важко займистих матеріалів. У випадку виникнення пожежі, на високому рівні розвинена система пожежогасіння, яка оснащена автоматичними установками.

Цех має внутрішній протипожежний водопровід з пожежними кранами й рукавами. ККЦ має пожежні пости встановлені на ділянках цеху в комплект якого входить: вогнегасники ОП – 93шт., ящик з піском – 1 шт., ломы – 2 шт., багри – 3 шт., лопати – 2 шт [51].

У складських приміщення стоять бочки з водою місткістю 0,2 м³ з укомплектованими цебрами місткістю 0,008 м³.

Також передбачені евакуаційні виходи й зовнішні сходи.

На території комбінату забороняється:

курити в неналежних місцях, а курити необхідно в спеціально відведених місцях;

закривати й захащувати проїзди, під'їзди й підходи до будівель, водопроводів і пожежним гідрантам;

виключати окремі ділянки водопровідної мережі, внутрішні пожежні крани, знижувати встановлений тиск у мережах;

допускати до вогневих робіт осіб, які не пройшли інструктаж пожежного тех. мінімуму;

користуватися водою з пожежних водойм і засобами пожежогашіння не за прямим призначенням;

застосовувати відкритий вогонь при огляді встаткування й комунікацій.

5.5 Шум і заходи захисту від шуму

Характеристика шуму. Звук – специфічне відчуття, викликуване дією звукових хвиль на слухові органи людини. Джерелом звукових хвиль може бути будь-який процес, що викликає коливальні рухи, що хвилеподібно поширюються, часток пружного середовища (повітря, води і т.д.). Слуховий апарат людського організму сприймає як звукові коливання із частотою приблизно від 16 до 20000 Гц; найбільш чутливе вухо до коливань в області середніх частот від 1000 до 3000 Гц, такі звуки називаються «чутними». «Нечутні» – звуки із частотою нижче 16 Гц («інфразвуки») або вище 20000 Гц («ультразвуки»).

Діючи через орган слуху, шум викликає зміни в нервовій системі; він є причиною більш швидкого, ніж у звичайних умовах, розвитку стомлення й зниження працездатності [51].

Робота в умовах сильного шуму може викликати головний біль, запаморочення, ослаблення уваги. Шум шкідливо впливає на центральну нервову й серцево–судинну системи, на функції шлунка, залоз внутрішньої секреції й ін.

Суб'єктивне сприйняття гучності звуку залежить від його частоти. Два звуки однакового рівня звукового тиску, але різної частоти сприймаються вухом як звуки різної гучності. Тому для кількісної оцінки рівня

гучності використовується порівняння вимірюваного звуку з еталонним звуком частоти 1000 Гц.

У киснево-компресорному цеху металургійного комбінату виникають шуми різних рівнів.

Таблиця 5.2 – Рівень шуму в цеху

№ п/п	Джерела шуму	Рівень шуму, дБ
1	Машинне відділення №1	95–98
2	Машинне відділення №2	85–90

Організація робіт.

Тимчасовими санітарними нормами й правилами по обмеженню шуму на виробництві встановлені значення припустимих рівнів і спектрів шуму на робочих місцях. По санітарних нормах залежно від частотного складу (спектра) усі шуми розділяються на три класи:

- 1) низькочастотні (нижче 300 дБ);
- 2) середньочастотні (нижче 800 дБ);
- 3) високочастотні (вище 800 дБ).

припустимі рівні шуму, дБ:

Клас: «1» 90 – 100

«2» 85 – 90

«3» 75 – 85.

В умовах шумів усіх трьох класів розбірливість мови повинна бути задовільної на відстані 1,5 м від мовця.

Санітарними нормами СН 245–63 установлюють обмеження рівня звукового тиску шуму, що виникає усередині виробничих приміщень, ао також протікає в них ззовні протягом більш чотирьох годин у зміну.

Правильна організація праці й відпочинку й установлення (у випадках необхідності) підзмін при роботі в гучних виробництвах, що забезпечують захист організму від професійних захворювань. Для відпочинку в перервах робочого часу приділяється місце, ізольоване від шуму.

Устрій приміщень.

Важливе значення мають правильне планування й розташування цехів. СН 245–63 встановлюють мінімальні відстані від конструкцій, що обгороджують, житлових і суспільних будівель до джерел шуму й гранично припустимі рівні випромінюваної звукової потужності.

Киснево-компресорний цех є гучним і перебуває з підвітреної сторони від мартенівського й доменного цехів. Розриви між цехами й будівлями озеленені, тому що листя дерев служить гарним поглиначем шуму. Стосовно доріг гучні цехи мають у своєму розпорядженні торці.

У гучних виробничих приміщеннях невеликого обсягу (до 500 м³) гарний ефект може дати облицювання звуковбирними матеріалами стелі й стін.

При механізації процесів необхідно опікуватися про те, щоб механізми, що вводяться, не створювали шуму й струсів, що перевищують гігієнічні нормативи. Головним є придушення шуму в джерелі, і потім необхідні заходи, що попереджають його поширення [51].

Для зменшення шуму тертя корисне зменшення твердості тертьових поверхонь. Для ослаблення шуму агрегатів у джерелі застосовують і ряд інших заходів:

- заміну ударних дій ненаголошеними;
- заміну зворотно–наступальних рухів деталей агрегатів обертальними;
- змащення деталей що зіштовхуються грузлими рідинами;
- заміна підшипників кочення підшипниками ковзання.

Шумливі вузли агрегату (редуктори, передачі, деталі що зіштовхуються і т.д.) поміщують в ізолюючі кожухи.

Індивідуальний захист.

Захист органів слуху виконують застосуванням противошумів (антифонів) зовнішніх і внутрішніх. Зовнішні противошуми або щільно пристосовують до вушної раковини, або охоплюють її зовні (без щільного

прилягання). Внутрішні противошуми вставляють у зовнішній слуховий прохід, вони бувають суцільні, з капалом і мембраною, шина повітряних фільтрів. По роду матеріалів вони бувають м'які й тверді. Дрібні виготовляють з губки, вати, марлі, іноді їх просочують маслами, воском, смолами, парафіном і т.д. Тверді виготовляють із пластмас. Особливо корисне застосування противошумів при роботі в обстановці середньо – і високочастотних шумів.

Для захисту від низькочастотних шумів придатні заглушки – кліпси – гумові пробочки із плоскою торцевою поверхнею, закріплені на ободку із пружного сталевго дроту діаметром 1,5–2 мм; обід охоплює голову позаду. Для захисту від вібрацій використовують рукавиці із прокладками на долонній поверхні. Руки слід берегти від холоду.

ВИСНОВКИ

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням киснево-компресорного цеху металургійного комбінату «Запоріжсталь» показало, що одним з проблемних місць в компресорах є підшипники ковзання.

2. На підставі наведеного огляду й аналізу встановлено, що метод електроіскрового легування (ЕІЛ) підвищення якості бабітових підшипників ковзання шляхом формування електроіскровим методом перехідних шарів, збільшують тепловідвід і міцність зчеплення антифрикційного бабітові шару з основою, а також прірабочних покриттів, що підвищують працездатність і здатність витримувати великі навантаження більш тривалий час.

3. Для забезпечення необхідних показників роботи компресора варто враховувати умови її монтажу й експлуатації.

4. У результаті проведеного техніко-економічного аналізу встановлено, що застосування удосконалених антифрикційних покриттів підшипників ковзання турбокомпресора ТК-525 дозволяє суттєво підвищити ресурс їх роботи та скоротити кількість ремонтів протягом року з 12 до 4.

5. Річні витрати на ремонт підшипників зменшуються з 33 912 грн до 11 304 грн. Річний економічний ефект від впровадження запропонованих заходів становить 22 608 грн, а відносне скорочення експлуатаційних витрат досягає 66,7 %.

6. Відсутність необхідності додаткових капітальних вкладень, а також підвищення надійності та довговічності підшипникових вузлів підтверджують економічну доцільність впровадження запропонованих технічних рішень у мастильній системі турбокомпресора ТК-525.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Compressor Handbook / ed. by P. C. Hanlon. New York : McGraw-Hill, 2001. 752 p.
2. Brown R. N. Compressors: Selection and Sizing. 3rd ed. Houston : Gulf Professional Publishing, 2005. 432 p.
3. Boyce M. P. Centrifugal Compressors: A Basic Guide. Tulsa : PennWell Books, 2003. 352 p.
4. Bloch H. P., Soares C. M. Process Plant Machinery. 2nd ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1998. 704 p.
5. Bloch H. P., Hoefner J. J. Reciprocating Compressors: Operation and Maintenance. Houston : Gulf Professional Publishing, 1996. 352 p.
6. Japikse D., Baines N. C. Introduction to Turbomachinery. Norwich : Concepts ETI, 1997. 672 p.
7. Dixon S. L., Hall C. A. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2014. 537 p.
8. Мархель І. І. Деталі машин : навч. посіб. Київ : Алерта, 2005. 368 с.
9. Мінняло А. В., Тіщенко Л. М., Мазоренко Д. І. Деталі машин : підручник. Київ : Агроосвіта, 2013. 448 с.
10. Карнаух С. Г., Таровик М. Г. Деталі машин, теорія механізмів і машин та основи взаємозамінності : навч. посіб. Краматорськ : ДДМА, 2020. 298 с.
11. SKF. Rolling Bearings Catalogue. Gothenburg : SKF Group, 2018. 1152 p.
12. Schaeffler Technologies AG & Co. KG. Rolling Bearings: Catalogue HR 1. Herzogenaurach : Schaeffler, 2019. 1700 p.
13. Khonsari M. M., Booser E. R. Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication. 3rd ed. Chichester : John Wiley & Sons, 2017. 672 p.

14. Tarelnyk V. B., Konoplianchenko I. V., Martsynkovskyy V. S. Increasing the durability of sliding bearings by electro-spark alloying. *Journal of Friction and Wear*. 2017. Vol. 38, No. 4. P. 315–320.
15. ISO 4378-1:2024. Plain bearings — Terms, definitions, classification and symbols — Part 1: Design, bearing materials and their properties. Geneva : International Organization for Standardization, 2024. 36 p.
16. API Standard 617. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors. 9th ed. Washington : American Petroleum Institute, 2022. 350 p.
17. Budynas R. G., Nisbett J. K. Shigley's Mechanical Engineering Design. 11th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2020. 1104 p.
18. Norton R. L. Machine Design: An Integrated Approach. 6th ed. Boston : Pearson, 2020. 1120 p.
19. Mobley R. K. Maintenance Engineering Handbook. 8th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2014. 1250 p.
20. Bloch H. P. Machinery Failure Analysis and Troubleshooting. 4th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2012. 760 p.
21. AWS Welding Handbook. Vol. 1. Welding Science and Technology. 9th ed. Miami : American Welding Society, 2001. 918 p.
22. Hamrock B. J., Schmid S. R., Jacobson B. O. Fundamentals of Fluid Film Lubrication. 2nd ed. Boca Raton : CRC Press, 2004. 728 p.
23. Pawlowski L. The Science and Engineering of Thermal Spray Coatings. 2nd ed. Chichester : John Wiley & Sons, 2008. 656 p.
24. Stachowiak G. W., Batchelor A. W. Engineering Tribology. 4th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2014. 884 p.
25. Blau P. J. Friction Science and Technology: From Concepts to Applications. 2nd ed. Boca Raton : CRC Press, 2008. 432 p.
26. O'Connor P. D. T., Kleyner A. Practical Reliability Engineering. 5th ed. Chichester : John Wiley & Sons, 2012. 512 p.

- 27.Попович В. В., Попович В. В. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство : підручник. Львів : Світ, 2006. 624 с.
- 28.Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин : навч. посіб. Запоріжжя : ЗДІА, 1996. 145 с.
- 29.ISO 7902-1:2020. Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions — Circular cylindrical bearings — Part 1: Calculation procedure. Geneva : International Organization for Standardization, 2020. 54 p.
- 30.ISO 12130-1:2001. Plain bearings — Hydrodynamic plain thrust pad bearings under steady-state conditions — Part 1: Calculation of thrust pad bearings. Geneva : International Organization for Standardization, 2001. 42 p.
- 31.Жук А. Я., Желябіна Н. К. Теорія і практика приводів. Кн. 3. Експеримент і діагностика : навч. посіб. Запоріжжя : ЗДІА, 1996. 145 с.
- 32.ДСТУ ISO 4287:2012. Технічні вимоги до геометрії виробів. Структура поверхні. Профільний метод. Терміни, визначення понять і параметри структури. Київ : Мінекономрозвитку України, 2013. 54 с.
- 33.Saravanamuttoo H. I. H., Rogers G. F. C., Cohen H., Straznicky P. V. Gas Turbine Theory. 7th ed. Harlow : Pearson, 2017. 608 p.
- 34.Boyce M. P. Gas Turbine Engineering Handbook. 4th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2012. 1000 p.
- 35.Aungier R. H. Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis. New York : ASME Press, 2000. 328 p.
- 36.Cumpsty N. A. Compressor Aerodynamics. 2nd ed. Malabar : Krieger Publishing Company, 2004. 552 p.
- 37.Casey M., Robinson C. Radial Flow Turbocompressors: Design, Analysis, and Applications. Cambridge : Cambridge University Press, 2021. 788 p.
- 38.ASM Handbook. Vol. 3. Alloy Phase Diagrams. Materials Park : ASM International, 2016. 1741 p.

- 39.ASM Handbook. Vol. 2A. Aluminum Science and Technology. Materials Park : ASM International, 2018. 780 p.
- 40.Hutchings I., Shipway P. Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials. 2nd ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2017. 412 p.
- 41.Tarelnyk V. B., Martsynkovskyy V. S., Konoplianchenko I. V. Improvement of quality of sliding bearing liners by electrospark alloying. Problems of Tribology. 2014. No. 4. P. 42–48.
- 42.Neale M. J. The Tribology Handbook. 2nd ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1995. 640 p.
- 43.Galiakhmetov I. G., Barykin N. P. Materials for compressor units and bearing assemblies. Materials Science Forum. 2011. Vol. 684. P. 122–128.
- 44.Марцинковський В. С., Тарельник В. Б. Спосіб обробки вкладишів підшипників ковзання : пат. 92814 Україна : МПК В23Н 1/00. № а200904522 ; заявл. 08.05.2009 ; опубл. 10.12.2010, Бюл. № 23. 3 с.
- 45.Тарельник В. Б., Марцинковський В. С., Коноплянченко Є. В. Технологічне забезпечення підвищення ресурсу підшипників ковзання методом електроіскрового легування. Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки. 2012. № 4. С. 76–83.
- 46.Таратута К. В., Попов О. М. Організаційна та економічна частини дипломного проекту : метод. вказівки. Запоріжжя : ЗДІА, 2006. 51 с.
- 47.Економіка підприємства : підручник / за ред. С. Ф. Покропивного. 2-ге вид., перероб. та допов. Київ : КНЕУ, 2001. 528 с.
- 48.Геврик Є. О. Охорона праці : навч. посіб. Київ : Ельга ; Ніка-Центр, 2003. 280 с.
- 49.Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : підручник. Львів : Афіша, 2003. 320 с.
- 50.Бойчик І. М. Економіка підприємства : підручник. Київ : Кондор, 2016. 378 с.

- 51.Гандзюк М. П., Желібо Є. П., Халімовський М. О. Основи охорони праці : підручник. Київ : Каравела, 2011. 384 с.
- 52.НПАОП 0.00-7.11-12. Загальні вимоги стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників. Київ : Міністерство надзвичайних ситуацій України, 2012. 26 с.
- 53.ДСТУ 3012-95. Підшипники кочення та ковзання. Терміни та визначення. Київ : Держстандарт України, 1996. 77 с.

ДОДАТКИ

Таблиця А.1 - Значення коефіцієнтів навантаження підшипника
для кута охоплення $\alpha = 180^\circ$

ε	b/d									
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5
$0,30_0$	0,133	0,182	0,234	0,282	0,339	0,391	0,440	0,487	0,529	0,610
$0,40_0$	0,209	0,283	0,361	0,439	0,515	0,589	0,658	0,723	0,784	0,891
$0,50_0$	0,317	0,427	0,538	0,647	0,754	0,853	0,947	1,033	1,111	1,248
$0,60_0$	0,493	0,655	0,816	0,972	1,118	1,253	1,377	1,489	1,530	1,763
$0,65_0$	0,622	0,819	1,014	1,199	1,371	1,528	1,669	1,796	1,912	2,099
$0,70_0$	0,819	1,070	1,312	1,538	1,745	1,929	2,097	2,247	2,375	2,600
$0,75_0$	1,098	1,418	1,720	1,965	2,248	2,469	2,664	2,838	2,990	3,242
$0,80_0$	1,572	2,001	2,399	2,754	3,067	3,372	3,580	3,787	3,968	4,266
$0,85_0$	2,428	3,036	3,580	4,053	4,459	4,808	5,106	5,364	5,586	5,947
$0,90_0$	4,261	5,412	6,029	6,721	7,294	7,772	8,186	8,533	8,831	9,304
$0,92_5$	6,615	7,956	9,072	9,992	10,753	11,380	11,910	12,350	12,730	13,340
$0,95_0$	10,706	12,640	14,140	15,370	16,370	17,180	17,860	18,430	18,910	19,680
$0,97_5$	25,620	29,170	31,880	33,990	35,660	37,000	38,120	39,040	32,810	41,070
$0,99_0$	75,860	83,210	88,900	92,890	96,350	98,950	101,15	102,90	104,42	106,84

Таблиця А.2 - Значення коефіцієнтів торцевого витрати підшипника q_1 для кута охоплення $\beta = 180^\circ$

ε	b/d									
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5
0,300	0,109	0,105	0,100	0,095	0,090	0,085	0,081	0,076	0,072	0,065
0,400	0,135	0,129	0,122	0,115	0,107	0,102	0,096	0,091	0,086	0,076
0,500	0,166	0,156	0,147	0,138	0,129	0,121	0,113	0,106	0,092	0,088
0,600	0,194	0,182	0,169	0,158	0,146	0,136	0,127	0,118	0,111	0,098
0,650	0,206	0,192	0,178	0,165	0,153	0,141	0,131	0,122	0,114	0,101
0,700	0,217	0,200	0,185	0,170	0,157	0,145	0,139	0,124	0,117	0,101
0,750	0,222	0,203	0,186	0,172	0,156	0,143	0,132	0,122	0,114	0,099
0,800	0,224	0,203	0,185	0,168	0,153	0,138	0,128	0,119	0,110	0,096
0,850	0,218	0,198	0,176	0,158	0,143	0,130	0,119	0,110	0,102	0,088
0,900	0,208	0,184	0,163	0,146	0,131	0,119	0,109	0,100	0,092	0,080
0,925	0,194	0,170	0,150	0,133	0,119	0,108	0,098	0,090	0,084	0,072
0,950	0,178	0,153	0,134	0,118	0,106	0,096	0,087	0,080	0,074	0,064
0,975	0,145	0,133	0,107	0,009	0,084	0,075	0,068	0,063	0,058	0,050

Таблиця А.3 - Значення коефіцієнта β

ε	Значення β	
	$\alpha=180^\circ$	$\alpha=120^\circ$
0,300	0,194	0,246
0,400	0,227	0,285
0,500	0,273	0,329
0,600	0,323	0,380
0,650	0,352	0,408
0,700	0,384	0,437
0,750	0,417	0,468
0,800	0,454	0,501
0,850	0,469	0,536
0,900	0,535	0,573
0,950	0,562	0,612
0,975	0,609	0,632