

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА
ТА ТРАНСПОРТУ

КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА
РЕМОНТ МАШИН»



КВАЛІФІКАЦІЙНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему:

«Дослідження роботи турбокомпресорів ДВЗ сільськогосподарської
техніки у ФГ «ГОНЧАРЕНКО» с. Трепівка Кропивницького району
Кіровоградської області»

Виконав:

магістрант групи АІ(ТС)-21М Андрій ХАВТУЛЯРІН
(шифр групи) (підпис) (ім'я та прізвище)

Консультант:

К.Т.Н., доцент Олег БЕВЗ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник:

К.Т.Н., доцент Олег БЕВЗ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри:

К.Т.Н., доцент Сергій МАГОПЕЦЬ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2022 р.

Рецензент:

_____ (науковий ступінь, вчене звання) _____ (підпис) _____ (ім'я та прізвище)

«__» _____ 202_ р.

Кропивницький – 2022 р.

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА ТРАНСПОРТУ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

Рівень вищої освіти: другий (магістерський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 20 «Аграрні науки та продовольство»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

Освітньо-професійна програма: «Технічний сервіс сільськогосподарської техніки»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри «Експлуатація та ремонт машин»

_____ Сергій МАГОПЕЦЬ
«__» _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

Хавтуляріна Андрія Олеговича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Дослідження роботи турбокомпресорів ДВЗ сільськогосподарської техніки у ФГ «ГОНЧАРЕНКО» с. Трепівка Кропивницького району Кіровоградської області»

керівник роботи Бевз Олег Вікторович, кандидат технічних наук, доцент
(прізвище, ім'я, по батькові) (науковий ступінь) (вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «17» серпня 2022 року № 26-13

2. Строк подання здобувачем роботи « 30 » листопада 2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: 1. Матеріали науково-дослідної практики. 2. Робочі елементи турбокомпресора.

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

Розділ 1. Обґрунтування напрямку наукових досліджень. 1. Аналіз ефективності виробничої діяльності фермерського господарства «ГОНЧАРЕНКО». 2. Актуальність теми та задачі дослідження.

Розділ 2. Аналіз роботи турбокомпресора. 1. Застосування турбокомпресорів у двигунах внутрішнього згорання. 2. Аналіз причин відмов і дефектів деталей турбокомпресора.

Розділ 3. Розробка стратегії ремонтно-відновлювальних впливів турбокомпресорів. 1. Аналіз розмірних ланцюгів для визначення технічного стану деталей турбокомпресора. 2. Методика проведення мікрометричних досліджень елементів турбокомпресора.

Розділ 4. Результати експериментальних досліджень. 1. Результати мікрометричних досліджень елементів турбокомпресора. 2. Алгоритм вибору ремонтно-відновлювальних впливів.

5. Перелік ілюстративного матеріалу.

1. Актуальність теми та задачі дослідження (A1).

2. Аналіз розмірних ланцюгів для визначення технічного стану деталей турбокомпресора (A1).

3. Методика проведення мікрометричних досліджень елементів турбокомпресора (A1).

4. Результати мікрометричних досліджень елементів турбокомпресора (A1×2).

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ЕТАПІВ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Обґрунтування напрямку наукових досліджень	25.09.2022	
2	Аналіз роботи турбокомпресора	15.10.2022	
3	Розробка стратегії ремонтно-відновлювальних впливів турбокомпресорів	07.11.2022	
4	Результати експериментальних досліджень	26.11.2022	
5	Графічний матеріал	28.11.2022	

Магістрант _____ Хавтулярін А.О
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Бевз О.В
(підпис) (ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Метою даної роботи є систематизація наукових і практичних знань в області експлуатації і ремонту турбокомпресорів. У ньому переслідується мета розвитку ініціативи і самостійності рішень тих або інших проблем, що виникають в процесі експлуатації і ремонту турбокомпресорів, зміні конструкції ненадійних вузлів і елементів, вживанні альтернативних видів нових матеріалів, розробці нових методик випробувань і регулювань з метою здобуття кращих характеристик по надійності, довговічності і економічності.

В першому розділі проведений аналіз ефективності виробничої діяльності фермерського господарства «ГОНЧАРЕНКО» та обґрунтовано тему магістерської роботи її актуальність та задачі дослідження.

В другому розділі описано роль турбокомпресорів у роботі двигуна внутрішнього згорання, проведений аналіз причин відмов і дефектів деталей турбокомпресора.

Третій розділ містить розроблений аналіз розмірних ланцюгів для визначення технічного стану деталей турбокомпресора, а також описана методика проведення мікрометричних досліджень елементів турбокомпресора.

В четвертому розділі приведені результати мікрометричних досліджень елементів турбокомпресора, а також алгоритм вибору ремонтно-відновлювальних впливів.

Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків і списку використаної літератури. Повний обсяг роботи складає 58 сторінок. Робота включає в себе 31 малюнок, 10 таблиць, 15 використаних літературних джерел.

ЗМІСТ

	Стор.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	5
ВСТУП.	6
РОЗДІЛ 1. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
1.1 Аналіз ефективності виробничої діяльності фермерського господарства «ГОНЧАРЕНКО»	7
1.2 Актуальність теми та задачі дослідження.....	9
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ РОБОТИ ТУРБОКОМПРЕСОРА	
2.1 Застосування турбокомпресорів у ДВЗ.....	13
2.2 Аналіз причин відмов і дефектів деталей турбокомпресора	17
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СТРАТЕГІЇ РЕМОНТНО-ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ВПЛИВІВ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ	
3.1 Аналіз розмірних ланцюгів для визначення технічного стану деталей турбокомпресора	25
3.2 Методика проведення мікрометричних досліджень елементів турбокомпресора.....	33
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
4.1 Результати мікрометричних досліджень елементів турбокомпресора.....	40
4.2 Алгоритм вибору ремонтно-відновлювальних впливів	51
ВИСНОВКИ.....	56
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	57

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання.

ОВ – обертові втулки.

НМ – не обертаюча моно-втулка.

НМТ – не обертаюча моно-втулка з торцевим підшипником.

ТКР – турбокомпресор.

РВВ – ремонтно-відновлювальні впливи.

ВСТУП

Незважаючи на стрімкий розвиток систем двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) довговічність деяких систем залишається низькою, до таких систем відноситься наддув в якому використовується нагнітач (турбокомпресор). Вихід з ладу турбокомпресора тягне за собою порушення нормальної роботи ДВЗ і як наслідок, простої техніки на ремонтних базах, а також зниження економічної ефективності його роботи.

Існують два типи турбокомпресорів, а саме з механічним та турбінним приводами (якщо брати останній то він використовує енергію відпрацьованих газів, яка перетворюється на крутний момент, що приводить у дію турбокомпресор).

Аналізуючи роботу турбокомпресора можна зробити висновок що деякі його деталі під час експлуатації піддаються зносу. Відмови турбокомпресорів відбуваються в результаті зносу поверхонь валу ротора, підшипника, середнього корпусу, диска ущільнення компресора, масловідбивача, кілець ущільнювачів.

Через те, що вартість нового турбокомпресора в залежно від моделей і виробника складає від 6,0 тис. грн. до 30,0 тис. грн. На даний момент існують різні методи ремонту. Однак застосування одних передбачає велику трудомісткість за низьких витратах на запасні частини, що не доцільно, застосування інших – низьку трудомісткість ремонту, за високої вартості запасних частин, що становить до 70 % вартості нового турбокомпресора, що, своєю чергою, економічно не вигідно. Крім цього застосування одного методу не завжди дозволяє відновлювати 100 % деталей турбокомпресора.

Ефективність ремонту обумовлюється в основному наявністю в більшості деталей залишкових ресурсів довговічності закладених ще на етапі їх проектування і виготовлення. Тому для економії матеріальних ресурсів доцільно впроваджувати у виробництво спосіб вторинного використання деталей списаних машин.

РОЗДІЛ 1. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз ефективності виробничої діяльності фермерського господарства «ГОНЧАРЕНКО».

Фермерське господарство «ГОНЧАРЕНКО» с. Трепівка Кропивницького району Кіровоградської області, знаходиться в центрі області на відстані 35 км від обласного центру, м. Кропивницького. Залізнична станція знаходиться на відстані 15 км в с. Михайлівка. Дороги в сільськогосподарському підприємстві і сполучення з обласним та районним центром з твердим покриттям. Продукцію реалізовує господарство як в районному, так і в обласному центрі.

Кількість населених пунктів на землях господарства - одне (с. Трепівка).

Всього членів ФГ «ГОНЧАРЕНКО» 35 чоловік, з них механізаторів 20.

По своїм природним умовам господарство лежить в зоні південного лісостепу. Розвиток ґрунтотворних процесів проходять в міцному взаємозв'язку з умовами навколишнього середовища.

ФГ «ГОНЧАРЕНКО» розташоване в зоні помірного клімату. За багаторічними середніми даними метеостанцій сума річних опадів становить 407 мм. Основна кількість опадів випадає у вигляді снігу та дощу і припадає на осінньо-зимовий період. В період вегетації рослин, особливо липні-червні місяці, часто бувають високі температури, що негативно впливають на врожайність сільськогосподарських культур.

В залежності від змін температури повітря змінюється і температура ґрунту. Порівнюючи ці температури на різних глибинах ґрунту, можна оцінити умови перезимівлі озимих культур, багаторічних трав та умови збереження в буртах коренеплодів, картоплі та овочів.

Зрозуміло, що на температурний режим в значній мірі впливає висота снігового покриву. Отже, згідно даних метеостанцій найбільша висота снігового покриву буває в лютому 15-25 см, найнижча – в останній декаді грудня та на початку березня. Ось чому потрібно проводити своєчасні

снігозатримання, як захід по накопиченню вологи, так як і своєрідний захист озимих від вимерзання.

Початок проведення польових робіт припадає на 20-25 березня, а закінчення – на кінець жовтня, початок листопада. Структура посівних площ і обсяг механізованих робіт приведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Структура посівних площ і обсяг механізованих робіт

Сільськогосподарська культура	Площа, га	Питома вага, %	Коефіцієнт щільності механізованих робіт	Сумарний обсяг механізованих робіт, у.е.га
Озимі				
Озима пшениця	420		9,79	4111,8
Озимий ячмінь	80		9,79	783,2
<i>Всього</i>	<i>500</i>	<i>38,16</i>		<i>4895</i>
Ярі				
Ярий ячмінь	100		5,9	590
Гречка	60		6,82	409,2
Кукурудза	150		11,43	1714,5
<i>Всього</i>	<i>310</i>	<i>23,67</i>		<i>2713,7</i>
Технічні культури				
Цукровий буряк	120		23,58	2829,6
Соняшник	200		7,28	1456
<i>Всього</i>	<i>320</i>	<i>24,43</i>		<i>4285,6</i>
Пар	<i>180</i>	<i>13,74</i>	<i>2,2</i>	<i>396</i>
<i>Всього</i>				<i>12290,3</i>
Присадибні ділянки				235
<i>Разом</i>	<i>1310</i>	<i>100</i>		<i>12525,3</i>

На балансі господарства знаходяться 13 тракторів, 3 зернозбиральних комбайна, 3 спеціальних комбайна та нескладні сільськогосподарські машини і знаряддя.

Технічне обслуговування та ремонт тракторів і сільськогосподарських машин виконується в основному силами і засобами господарства.

В господарстві створені спеціалізовані ланки з технічного обслуговування машин. Ці ланки виконують періодичні обслуговування ТО-1, ТО-2, ТО-3 при участі механізаторів, за якими закріплена техніка, обслуговування при постановці на зберігання і поточні ремонти.

Для цього в господарстві є ремонтна майстерня, яка виконує всі роботи з поточного і капітального ремонту тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин. Для виконання операцій технічного обслуговування в польових умовах є пересувний агрегат технічного обслуговування.

1.2 Актуальність теми та задачі дослідження.

Під час проходження науково-дослідної практики було проведено статистичне дослідження частоти виникнення відмов різних вузлів та систем тракторів та автомобілів господарства.

При проведенні статистичного дослідження виникнення відмов, які призвели до позапланових простоїв тракторів і автомобілів господарства (за даними господарства, які були зібрані під час проходження науково-дослідної практики) було визначено, що найбільша питома вага відмов припадає на дві такі системи тракторів і автомобілів як: двигун та трансмісія а роботи по поточному та капітальному ремонту цих систем достатньо трудомісткі і складають понад 60 % від часу виробничої роботи на кожен зазначену систему.

Наступним етапом досліджень було визначення зміни показників надійності цих систем протягом декількох років з метою виявлення стійкої тенденції. Порівняльні дані по показникам надійності було проведено на прикладі ремонту двигунів в майстерні господарства протягом останніх 3-ох років таблиця 1.2.

Аналізуючи дані таблиці 1.2 можна зробити висновок, що більшість позапланових простоїв тракторів і автомобілів господарства відбувається за рахунок виходу з ладу системи живлення, циліндропоршневої групи і кривошипно-шатунного механізму та впускної та випускної системи.

Проаналізувавши тракторний і автомобільний парк господарства бачимо, що весь транспорт має дизельні двигуни на яких встановлюється

турбокомпресор. За даними науково-дослідної практики останні два роки збільшився вихід з ладу турбокомпресорів.

Таблиця 1.2 – Розподіл відмов за системами ДВЗ

Найменування системи	Доля відмов системи, %	Середній час ремонту, год.
1. Циліндропоршнева група та кривошипно-шатунний механізм	24,2	23,6
2. Механізм газорозподілення	17,2	10,2
3. Система мащення	12,6	12,7
4. Система охолодження	10,4	7,1
5. Система живлення	26,1	17,1
6. Впускна та випускна системи	9,5	6,8
Разом	100,0%	

Аналіз пошкоджень турбокомпресорів показує, що близько 40 % пошкоджень є наслідком попадання сторонніх предметів на лопатки компресорного або турбінного коліс. Ще 40 % пошкоджень викликано несправністю системи мащення. Що залишилися 20 % пошкоджень викликано іншими причинами.

До сторонніх предметів, які часто потрапляють на лопатки турбінного колеса, відносяться: частини клапанів і камери згорання, що відламалися; неправильно встановлена прокладка (частини прокладки можуть відірватися і потрапити у випускний колектор); болти, гайки і шайби, які при заміні турбокомпресора падають у випускний колектор; частини поршнів, що відламалися, ДВЗ. Всі ці предмети, навіть при незначному своєму розмірі, наводять до серйозного пошкодження турбінного колеса.

Пошкодження компресорного колеса від попадання сторонніх предметів трапляється рідше, ніж турбінного колеса. До сторонніх предметів, що потрапляють на компресорне колесо, відносяться: елементи повітряного фільтру; шматочки гуми або армуючого дроту, що відірвалися від впускних патрубків; болти, гайки і шайби, що попали у впускний патрубок при заміні турбокомпресора [1].

Несправностей системи мащення, що викликають пошкодження турбокомпресора, може бути декілька. Найчастіше зустрічаються відкладення в

трубопроводах, по яких подається і відводиться масло в турбокомпресор. Ці відкладення значно зменшують площу прохідного перетину трубопроводу, а інколи і повністю забивають трубопроводи. Для нормальної роботи турбокомпресора дуже поважно, аби за важких умов роботи подавалася певна виробником кількість масла в підшипники турбокомпресора. Масло перед подачею в підшипники обов'язково повинне пройти через фільтр. При постійній подачі чистого масла в необхідних кількостях підшипники турбокомпресора можуть пропрацювати тисячі годин без помітного зносу.

Пошкодження турбокомпресора можуть бути викликані також підвищеною температурою відпрацьованих газів при роботі машини на великій висоті над рівнем моря [1]. Будь-який двигун, який працює при температурах близьким до граничних на рівнем моря, перевищить ці температури на висоті 1500 м над рівнем моря. Також робота на таких висотах над рівнем моря може привести до перевищення максимальної швидкості обертання валу турбокомпресора. Тому необхідно відповідно до вимог виробника змінити систему подачі палива. Підвищений опір на впусканні, причинами якого можуть бути повітряний фільтр, пошкоджені з'єднання або патрубки недостатнього діаметру, веде до зменшення кількості повітря, що поступає в циліндри, і підвищення температури відпрацьованих газів. Підвищений опір на впусканні і робота на великих висотах над рівнем моря можуть привести до поломки корпусу турбінного колеса і навіть до поломки самого турбінного колеса під дією високих температур.

Якщо не міняти повітряний фільтр відповідно до вимог виробника, то існує висока вірогідність відкладення грязі в корпусі компресорного колеса, що приведе до зменшення подачі повітря в циліндри і далі до перегріву. Так само нещільно прилеглі прокладки у впускному і випускному колекторі наводять до зменшення подачі повітря.

Інколи з'єднання турбокомпресора з впускними і випускними колекторами зроблені так, що розширення випускного колектора і інших частин, сполучених з турбокомпресором, викликають дію великих навантажень на елементи

турбокомпресора. Ці навантаження можуть привести до зміни розмірів корпусів турбінного і компресорного коліс так, що колеса почнуть тертися по корпусах. Недостатньо жорстке кріплення турбокомпресора до двигуна, яке не може запобігти надмірній вібрації турбокомпресора, може викликати так само спотворення форми елементів турбокомпресора і привести до поломок.

Поломку турбокомпресора можна практично виключити, якщо не допускати попадання сторонніх предметів на лопатки турбінного і компресорного коліс, перевищення допустимих температур роботи турбокомпресора і якщо забезпечити подачу якісного масла в турбокомпресор в необхідній кількості.

Метою даної роботи є систематизація наукових і практичних знань в області експлуатації і ремонту турбокомпресорів. У ньому переслідується мета розвитку ініціативи і самостійності рішень тих або інших проблем, що виникають в процесі експлуатації і ремонту турбокомпресорів, зміні конструкції ненадійних вузлів і елементів, вживанні альтернативних видів нових матеріалів, розробці нових методик випробувань і регулювань з метою здобуття кращих характеристик по надійності, довговічності і економічності.

Мета дослідження – аналіз роботи елементів турбокомпресора для визначення його технічного стану.

Об’єкт дослідження вплив зазору в підшипниковому вузлі на роботу турбокомпресора.

Предмет дослідження підшипниковий вузол турбокомпресора.

Наукова новизна дослідження. Проведено аналіз розмірних ланцюгів для визначення технічного стану деталей турбокомпресора. Математичні моделі дозволяють виявити: напружено-деформовані стани при впливі зовнішніх сил, власні частоти коливань вала ротора, контактні напруги, що виникають в підшипниковому вузлі. Розроблено алгоритм вибору ремонтно-відновлювальних впливів.

Практична значимість роботи. Виявлено критерій визначення технічного стану турбокомпресора.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ РОБОТИ ТУРБОКОМПРЕСОРА.

2.1 Застосування турбокомпресорів у ДВЗ.

До сучасних поршневих ДВЗ пред'являються високі вимоги по потужності економічності і екологічності. Для їх дотримання застосовується форсування методом газотурбінного надуву, яке за останній час набуло широкого поширення і розвитку [1]. Двигуни з системою газотурбінного надуву встановлюються на більшість видів автомобілів і техніки сільськогосподарського призначення (трактори, комбайни, самохідна техніка).

У більшості систем надуву двигунів використовується одноступінчатий надув. Основним елементом є турбокомпресор.

В даний час на світовому ринку турбокомпресорів існує безліч фірм, що займаються проектуванням і виготовленням турбокомпресорів для різних ДВЗ.

Всі турбокомпресори можна розділити на групи за такими ознаками:

- за конструкцією робочого профілю турбокомпресора: з постійною геометрією; з змінною геометрією;
- за наявністю перепускного клапана: без перепускного клапана; з внутрішнім пропускним клапаном;
- за конструкцією підшипникового вузла: з не обертаючою моно-втулкою (НМ) (ТРК-8,5Н, ТРК-9, ТРК-12); з двома обертовими втулками (ОВ) і торцевим підшипником (ТРК-7Н); з не обертаючою моно-втулкою і торцевим підшипником (НМТ) (ТРК-6).

Розглянемо докладніше основну частину турбокомпресора – підшипниковий вузол. Серед всіх конструкцій турбокомпресорів виділяють різні схеми:

В першій схемі (рис. 2.1) втулка підшипника (НМТ) від провертання утримує спеціальний фіксатор. Мастило для змащення підшипників ковзання подається від системи мащення двигуна через підводну трубку до каналу в середньому корпусі.

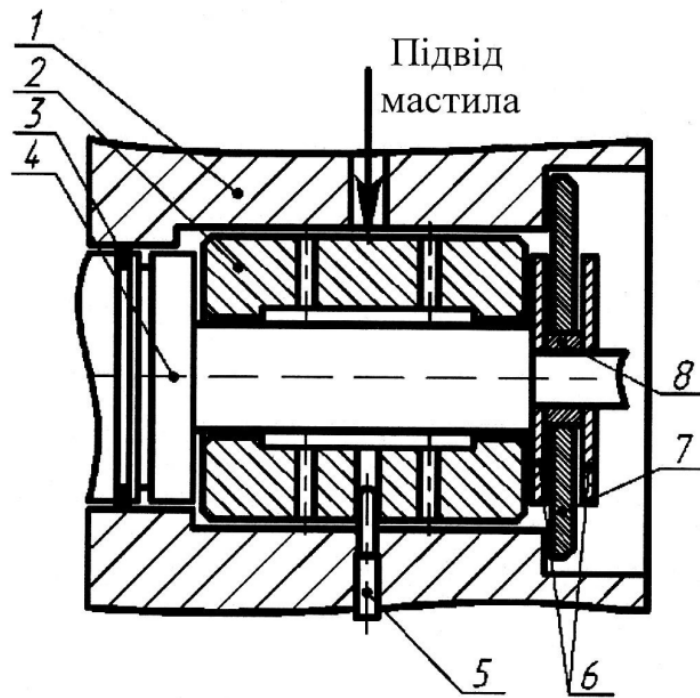


Рисунок 2.1 – Підшипниковий вузол з не обертаючою моно-втулкою і торцевим підшипником (НМТ): 1 – середній корпус, 2 – втулка підшипника, 3 – кільця газомасляного ущільнення, 4 – вал ротора, 5 – фіксатор, 6 – дистанційні втулки, 7 – торцевий підшипник, 8 – втулка

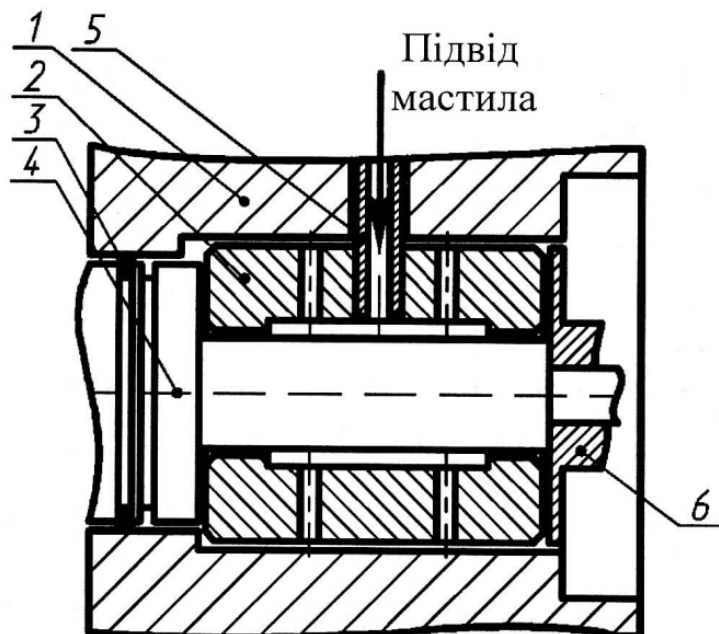


Рисунок 2.2 – Підшипниковий вузол з не обертаючою моно-втулкою (НМ): 1 – середній корпус, 2 – втулка підшипника, 3 – кільця газомасляного ущільнення, 4 – вал ротора, 5 – фіксатор, 6 – масловідбивач

У другій схемі (рис. 2.2) втулка підшипника (НМ) від провертання також утримується фіксатором (в деяких конструкціях фіксатор служить одночасно і штуцером для підведення мастила). У даній конструкції торцеві поверхні втулок підшипника є робочими поверхнями, утримуючи вал від осьового переміщення [2].

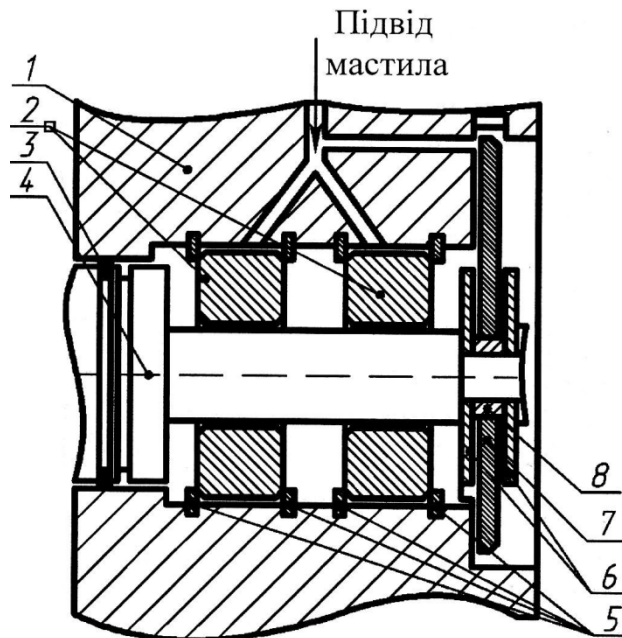


Рисунок 2.3 – Підшипниковий вузол з обертаючими втулками: 1 – середній корпус, 2 – втулка підшипника, 3 – кільця газомасляного ущільнення, 4 – вал ротора, 5 – стопорні кільця, 6 – дистанційні втулки, 7 – торцевий підшипник, 8 – втулка

В третій схемі (рис. 2.3) конструкція передбачає наявність двох обертових втулок (ОВ), розташованих в середньому корпусі. Від осьового переміщення вони утримуються за допомогою стопорних кілець, розташованих в проточках середнього корпусу. Система змащення сконструйована таким чином, що забезпечується індивідуальне змазування кожної втулки [2].

Умови роботи вузла підшипників турбокомпресора обумовлені широким діапазоном режимів роботи дизельних двигунів. І працездатність ТКР повинна бути забезпечена при наступних найбільш несприятливих поєднаннях цих режимів: при пуску і зупинці в умовах нестачі мастильного матеріалу; при прогріванні, коли має місце низька температура і високий тиск мастильного

матеріалу; при різко змінних швидкісних режимах в умовах мінливої температури; при збільшених зазорах в результаті зношування підшипників і розбалансованому роторі; при різкому падінні тиску мастильного матеріалу перед ТКР, пов'язаних з відмовою вузлів і деталей системи змащення. Одним з головних умов працездатності вузла підшипників є збереження стійкого обертання ротора (з мінімальним відхиленням положення осі валу від осі обертання корпусу під підшипник).

Різні конструкції підшипникових вузлів мають свої переваги і недоліки.

Вузол підшипників з не обертаючою моно-втулкою (рис. 2.1) може працювати при вдвічі більших внутрішніх зазорах, ніж вузол підшипників з обертовою втулкою (рис. 2.3).

У вузлі підшипників з НМ у міру зростання зовнішнього зазору стабілізується обертання ротора, (відбувається зближення положення осі валу з віссю підшипника). Крім того у вузла підшипників тривалість роботи більша, а також менша чутливість вузла підшипників з НМ до частинок розміром близько 0,1 мм. Це пояснюється тим, що в ТКР з НМ можна використовувати ефект від видалення частини масла перед упорним підшипником через тангенціально розташований паз.

Вплив зовнішнього зазору в порівнюючих вузлах підшипників протилежна, збільшення його в вузлі підшипників з ОВ (рис. 2.3) призводить до появи нестійких режимів роботи.

Аналогічно змінюються залежності і при менших частотах обертання. Причину такого різкого впливу зазорів в вузлі підшипників з ОВ слід шукати в зміні демпфуючих властивостей підшипника при зміні частоти обертання плаваючої втулки [3].

У вузлах з обертовими втулками в сполученнях «підшипник робоча поверхня вала ротора» в зв'язку зі зниженням відносних швидкостей величина зносу менше ніж у сполученні «корпус зовнішня поверхня втулки підшипника».

2.2 Аналіз причин відмов і дефектів деталей турбокомпресора.

Розглянемо основні причини відмов турбокомпресора. Вони діляться на дві групи: дефекти пов'язані з руйнуванням, в результаті попадання стороннього предмета; дефекти пов'язані зі зношуванням основних деталей в різних режимах роботи.

Сторонні предмети, як фрагменти тканини, ущільнювача, герметика, можуть викликати серйозні наслідки. Зазвичай лопатки загинаються назад, а в критичних випадках елементи лопаток можуть руйнуватися, внаслідок втоми металу.

Істотну небезпеку несуть маленькі частинки іржі (з випускного колектора). Твердий предмет що попадає на турбіну пошкоджує вхідні кромки лопаток крильчатки, виводячи тим самим, турбокомпресор з ладу. До твердих предметів, які часто потрапляють на лопатки турбінного колеса, відносяться:

- уламки частин клапанів, направляючих втулок, сідел, відламаних частин поршнів ДВЗ;
- неправильно встановлена прокладка (частини прокладки можуть відірватися і потрапити в випускний колектор);
- болти, гайки і шайби, які при заміні турбокомпресора падають в випускний колектор.

Маючи високу кінетичну енергію, здатні завдати суттєві пошкодження компонентів, що обертається з високою швидкістю, навіть при незначному своєму розмірі, призводять до значних ушкоджень турбінного колеса. Абразивні речовини, у вигляді твердої фракції, які проникли у впуск, викликають ерозію лопаток, неминуче ведуть їх до руйнування.

Руйнування турбінних коліс може відбуватися через втрату стійкості роботи на режимах, що призводить до помпажу, при якому виникають різкі періодичні коливання тиску і витрати повітря. При помпажі відбувається значне збільшення амплітуди вібрації лопаток і накопичення в них втомних пошкоджень.

Пошкодження даного типу можуть бути викликані і дотиком обертового ротора об корпус турбокомпресора рис. 2.4, внаслідок зносу деталей в сполученні підшипникового вузла рис. 2.5.



Рисунок 2.4 – Пошкодження країв лопаток колеса об корпус турбокомпресора

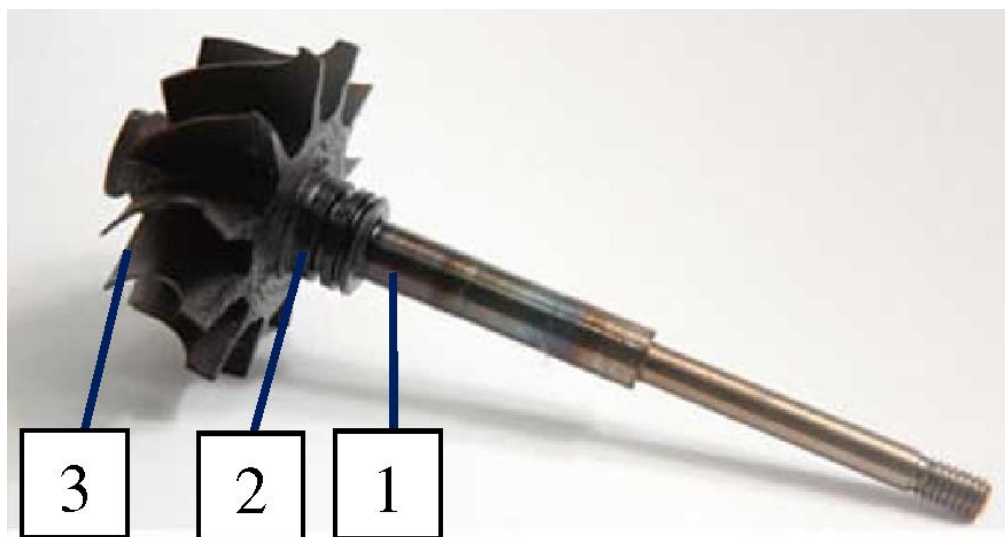


Рисунок 2.5 – Пошкодження вала ротора: 1 – перегрів, 2 – нагар мастила, 3 – пошкодження лопаток ротора

Для кожного типорозміру ТКР повинен бути визначений свій критерій моменту торкання крильчатки турбіни, корпусу і подальшого вибору можливості застосування різних ремонтно-відновлювальних впливів, з метою відновлення працездатності агрегату.

Найбільш слабкими ланками ТКР є сполучення «вал ротора -підшипники» і «зовнішня поверхня підшипника - отвір корпусу», вузла газомасляного ущільнення довговічність яких визначає ресурс агрегату рис. 2.6 – 2.8.



Рисунок 2.6 – Зношування вала ротора ТРК

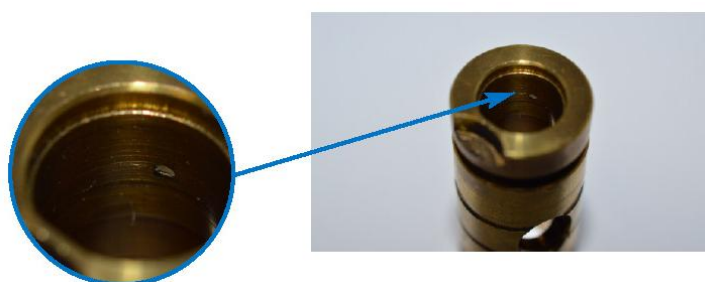


Рисунок 2.7 – Зношування внутрішньої поверхні підшипника ТРК

Спрацювання поверхонь



Рисунок 2.8 – Спрацювання втулок радіального підшипника при потраплянні сторонніх частинок в мастило

Турбокомпресори встановлені на дизелі, працюють спільно з поршневими двигунами і використовують низькотемпературну частину загального

теплого напору відпрацьованих газів. Швидкість обертання ротора ТКР залежить від кількості газів, тиску і температури, що надходять від двигуна, які в свою чергу, залежать від навантаження двигуна і частоти обертання колінчастого вала [3].

Номинальні частоти обертання роторів сучасних турбокомпресорів досягають 10000-120000 хв⁻¹, максимальні - доходять до 250000 об/хв. і вище [2]. Високий швидкісний режим роботи турбокомпресорів значно посилює умови роботи, як самого ротора, так і деталей які контактують з ним.

В процесі експлуатації на робочі колеса турбокомпресорів діють відцентрові сили і пульсуючий тиск газів. Під дією змінних зусиль виникають вібрації диска і лопаток [3].

У важких умовах працює колесо турбіни, що сприймає дію високих нестабільних температур і стрибків тиску. Температура газів перед турбіною при тривалій роботі досягає 700 °С, температура корпусних деталей досягає 107...147 °С з боку компресора і 670...720 °С з боку турбіни [2].

Втулка підшипників ТКР сприймає навантаження, при обертанні вала ротора, як в радіальному, так і в осьовому напрямку (в схемі з НМ) (рис. 2.1). Змащення підшипників здійснюється примусовою подачею мастила під тиском із системи мащення двигуна.

На підшипники ТКР в радіальному напрямку діють:

- вага ротора;
- сила від тиску відпрацьованих газів, змінна за величиною і постійна по напрямку;
- відцентрові сили невіднованих мас ротора, сили від гіроскопічного моменту;
- відцентрові сили, що виникають внаслідок прецесії вала ротора.

Сили від невіднованих мас ротора залежать в основному від точності його балансування. Вал ротора в підшипнику внаслідок сил, що виникають від дисбалансу, при сталому режимі роботи описує деяку замкнуту траєкторію, близькою до кругової.

Нерівність мас і відцентрових сил від неврівноваженості ротора з боку коліс компресора і турбіни призводить до того, що ротор здійснює процесійний рух, яке визначається динамічними характеристиками системи ротор - підшипник - опори. Траєкторія переміщення кінця вала складається з високочастотних коливань, відповідних частоті обертання валу і низькочастотних, є результатом вібрацій у внутрішньому і зовнішньому шарі мастильного матеріалу вузла підшипників [2].

Осьове навантаження на торцевий підшипник ТКР виникає від пульсуючих тисків газу та повітря в проточних частинах турбіни і компресора. Під дією цих сил ротор здійснює коливальний рух уздовж його поздовжньої осі. У пульсуючому потоці газу підшипник навантажується динамічною силою з частотою, рівній частоті роботи циліндрів двигуна.

Як заходи захисту від попадання мастила в стиснуте повітря і відпрацьованих газів, а також для запобігання перетікання відпрацьованих газів в корпус підшипників з боку турбіни і компресора встановлюються спеціальні ущільнюючі пристрої у вигляді чавунних пружних кілець.

При роботі турбокомпресора кільця ущільнювачів під дією сил пружності притиснуті до поверхні отвору втулки середнього корпусу і не обертаються. В результаті роботи ТКР зазор у вузлі торцевого підшипника збільшується [4, 2], що призводить до збільшення осьового переміщення і як наслідок зносу отвору втулки середнього корпусу, яка має контакт з кільцями ущільнювачів і зовнішнього діаметра кілець. При обертанні вала ротора відбувається знос торцевих поверхонь кілець ущільнювачів і бічних поверхонь канавок під кільця ущільнювачів втулки ущільнення ротора і масловідбивач.

Таким чином зносу деталей газомасляних ущільнень і виходу їх з ладу сприяють висока частота обертання і автоколивання ротора, коливання ротора від незбалансованих мас, прецесія вала ротора, збільшення радіального і осьового зазору в підшипниковому вузлі в результаті зносів, наявність абразивних частинок в змащувальному матеріалі.

Знос сполучених робочих поверхонь газомасляних ущільнень призводять до великого витоку масла через ущільнення в бік турбіни або компресора, отже, до втрати працездатності ТКР і його відмови [1].

Найбільш несприятливим експлуатаційним режимом роботи двигуна, що впливає на надійність вузла підшипників ТКР, є режим пуску, особливо при мінусових температурах. При відсутності попереднього прокачування в систему мащення мастило до підшипників надходить з деякою затримкою і мінімально необхідний тиск мастила 0,15 МПа досягається не раніше ніж через 30 секунд після пуску двигуна [2], що призводить до так званого «граничного тертя» і інтенсивно зношується пара тертя.

Недостатня подача мастила при високій частоті обертання ротора призводить до втрати його стійкості, зменшенню демпфірування в підшипниках, в результаті чого зростає амплітуда коливань, в тому числі і за рахунок наявності незбалансованих мас ротора і прецесії вала ротора. Це призводить до контакту поверхонь тертя вала ротора і підшипника, і при наявності в мастилі абразивних частинок - до абразивного зносу. При збільшених зазорах в підшипниковому вузлі помітно погіршується герметичність газомасляних ущільнень, навіть зібраних в повній відповідності з технічними вимогами.

Основним видом зношування деталей підшипникового вузла ТКР є абразивний і гідроабразивний знос. Незважаючи на наявність у двигунів фільтра очищення мастила завжди відбувається попадання абразивного пилу в систему мащення ТКР. Забруднене мастило веде до пошкодження пар тертя турбокомпресора в формі абразивного зносу продуктами коксування мастила або абразивними частинками (бруд). Розміри частинок залежать від якості фільтрації мастила і знаходяться в діапазоні 10...400 мкм. Основною фракцією є частинки розміром 10...150 мкм [2]. Абразивну дію на деталі ТКР можуть надавати кварцові частинки, металева стружка, продукти корозії і т.д. Також часто зустрічаються відкладення в трубопроводах, по яких подається і відводиться мастило в турбокомпресор. Ці відкладення значно зменшують

площу прохідного перетину трубопроводу, а іноді і повністю забивають трубопроводи. Для нормальної роботи турбокомпресора дуже важливо, щоб при важких умовах роботи подавалася певна кількість мастила в підшипники турбокомпресора. Для запобігання пошкоджень має бути гарантовано застосування мастила і фільтрів високої якості, а також гарантована їх своєчасна заміна згідно з приписами заводу-виробника.

Пошкодження внаслідок застосування забрудненого мастила можуть мати такі причини:

- - пошкоджений, засмічений або низької якості масляний фільтр;
- - потрапляння бруду під час ремонтних робіт;
- - несправність обхідного клапана масляного фільтра;
- - низькоякісне мастило з коксівним утвореннями або мастило не рекомендоване виробником.

Внаслідок використання забрудненого мастила, особливо на зовнішній поверхні підшипника добре помітні сліди кавітаційного зносу і гідроабразивного зносу.

Аналіз роботи і умов навантаження деталей ТКР показує:

- пара тертя ковзання «вал ротора - підшипник» схильна до абразивного (в моменти недостатньої подачі мастильного матеріалу: пуск двигуна, різка зупинка двигуна та зниження тиску мастила) і гідроабразивного (при сталому режимі роботи) зносу;
- в парі тертя «підшипник – корпус середній» за схемою НМ переважає кавітаційний і гідроабразивний знос в схемах з ОВ має абразивний вид зносу;
- в парах тертя «кільце ущільнювача – канавка масловідбивача» і «кільце ущільнювача - канавка втулки ущільнення ротора» - абразивне зношування;
- в парах тертя «кільце ущільнювача – диск ущільнення компресора», «кільце ущільнювача – отвір середнього корпусу» - абразивне зношування;
- в парах тертя «фіксатор – втулка підшипників» абразивний вид зношування і фретинг-знос.

Підвищений опір на впуску, причинами якого можуть бути повітряний фільтр, пошкоджені з'єднання або патрубки недостатнього діаметра, веде до зменшення кількості повітря, що надходить в циліндри і підвищенню температури відпрацьованих газів. Якщо не міняти повітряний фільтр відповідно до вимог виробника, то існує висока ймовірність відкладення бруду в корпусі компресорного колеса, що призведе до зменшення надходження повітря в циліндри і далі до перегріву. При впливі цих чинників відбуваються швидкі зміни в структурі матеріалу і внаслідок фазових змін відбувається порушення пружності газомасляних ущільнень, що призводить до витoku масла.

Таким чином встановлено, що ресурс ТКР визначається довговічністю підшипникового вузла, який за своїм призначенням повинен забезпечувати працездатність вузла при максимальній частоті обертів та в умовах підвищених температур. Це обумовлює необхідність проведення досліджень роботи підшипникового вузла ТКР. В якості вузла для дослідження розглянемо схему підшипникового вузла з НМТ (рис. 2.9) турбокомпресорів сімейства ТКР-6.

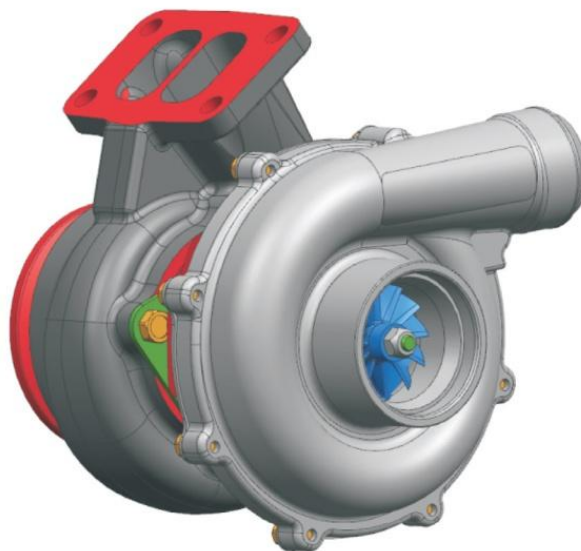


Рисунок 2.9 – Турбокомпресор ТКР-6.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СТРАТЕГІЇ РЕМОНТНО-ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ВПЛИВІВ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ.

Проаналізувавши схеми і методи РВВ зауважимо, що можливість їх застосування буде визначатися виходячи з технічного стану і дефектів турбокомпресора.

Для застосування різних методів РВВ існують критерії які дадуть можливість визначити надійність і якість відремонтованих деталей. Розглянемо деякі критерії які визначають надійність і якість роботи вузла, а саме:

- технічний стан, визначається на основі мікрометричних досліджень та аналізу розмірних ланцюгів, які визначають ресурс вузла;
- встановлення допоміжної деталі, критерієм який визначає надійність являється величина натягу спряжених деталей з новою;
- ремонтний розмір, критерієм являється конструкційна міцність, яка визначається пружно-деформованим станом;
- ремонтна деталь, основним показником являється час виготовлення та використання обладнання;
- відновлення шляхом нанесення шару металу, використовується для вибраних пар тертя, а відновлений шар не повинен поступатися характеристикам нових деталей.

3.1 Аналіз розмірних ланцюгів для визначення технічного стану деталей турбокомпресора.

Однією зі складових при виборі схеми ремонтно-відновлювальних впливів є визначення технічного стану турбокомпресора. Воно жорстко пов'язано величинами зазорів між основними деталями підшипникового вузла. На основі аналізу ескізу (рис. 3.1) видно, що в конструкції турбокомпресора існують два зазори, що визначають технічний стан A_1 - зазор між корпусом турбокомпресора і колесом турбіни, A_2 - зазор між поверхнею отвору під кільця

ущільнювачів середнього корпусу турбокомпресора і зовнішньою поверхнею втулки ущільнення вала ротора. Ці зазори пов'язані величинами: зазором між внутрішньою поверхнею корпусу і зовнішньою поверхнею втулки (Z_1) і зазором між внутрішньою поверхнею втулки і опорною поверхнею вала (Z_2).

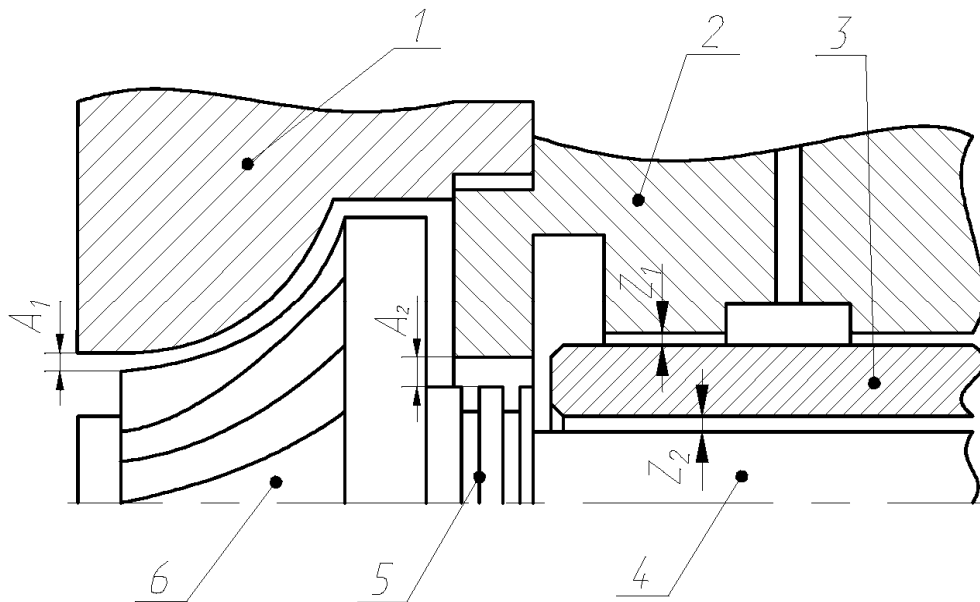
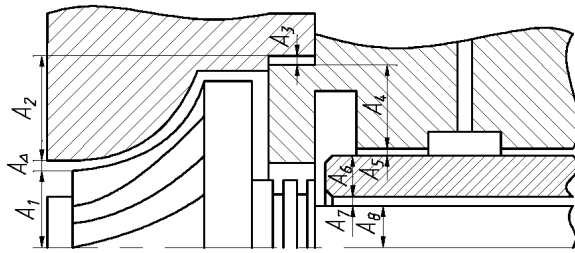


Рисунок 3.1 – Схема розташування технологічних зазорів: 1 – корпус турбіни; 2 – середній корпус; 3 – втулка підшипника; 4 – вал ротора; 5 – втулка газомасляних ущільнень; 6 – колесо турбіни

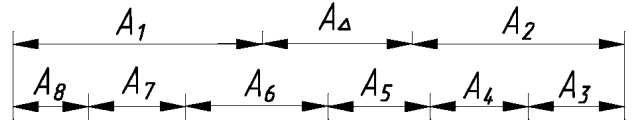
В процесі експлуатації сумарний внутрішній зазор (Z_1 , Z_2) збільшується унаслідок процесів зношування. Внаслідок цього змінюється поточний стан вала ротора. При збільшенні значення зазору A_1 , понад допустимого, відбувається дотик лопаток колеса турбіни за її корпус. Збільшення зазору A_2 призводить до торкання втулки ущільнення вала ротора і поверхні отвору під кільця ущільнювачів середнього корпусу. Виникнення хоча б одного з перерахованих вище умов призводить до різкого зростання величини дисбалансу ротора, і внаслідок цього, поверхні піддаються аварійному зношуванню.

Отже, в процесі експлуатації турбокомпресора, гранично допустиме переміщення вала ротора не повинно перевищувати гранично допустиму величину зазору в розглянутих сполученнях.

Розглянемо сполучення між корпусом турбокомпресора і колесом турбіни з урахуванням технологічних зазорів. На основі ескізу (рис. 3.2 а) був складений розмірний ланцюг (рис. 3.2 б) [5].



а) ескіз сполучення



б) розмірний ланцюг

Рисунок 3.2 – Схема розташування розмірів для визначення зазору між поверхнями «корпус турбіни – колесо турбіни»

Для розрахунку параметрів замикаючої ланки (A_{Δ}) розмірного ланцюга, через велику кількість ланок, був застосований розрахунок теоретико-ймовірний методом по РД 50-635-87.

Основне рівняння розмірного ланцюга:

$$A_{\Delta} = \sum A_{\text{ув}} - \sum A_{\text{ум}}, \text{ мм} \quad (3.1)$$

де $\sum A_{\text{ув}}$ – сума всіх збільшуючих ланок, мм;

$\sum A_{\text{ум}}$ – сума всіх зменшуючих ланок, мм.

Допуск замикаючої ланки TA_{Δ} :

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}, \text{ мм} \quad (3.2)$$

де ξ_i^2 – передаточне співвідношення і-тої ланки розмірного ланцюга;

λ_i^2 – коефіцієнт відносного розсіювання значень відповідно замикаючого і і-го складає ланку розмірного ланцюга $\lambda_i^2 = 1/9$;

t – коефіцієнт ризику, $t=0,27$;

T_i – допуск і-ї ланки розмірного ланцюга.

Чисельні значення коефіцієнтів асиметрії і відносного розсіювання визначаються в залежності від виду остаточної обробки досліджуваної поверхні по табличних даних відповідно до [5].

Середнє значення T_{cp} допуску складових ланок:

$$T_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}}, \text{ мм} \quad (3.3)$$

де TA_{Δ} – допуск замикаючої ланки, мм;

ξ_i^2 – передавальне відношення і-ї ланки розмірної ланцюга;

λ_i^2 – коефіцієнт відносного розсіювання значень відповідно замикаючого і і-го складає ланку розмірного ланцюга, $\lambda_i^2=1/9$;

t – коефіцієнт ризику, $t=0,27$;

T_i – допуск і-ї ланки розмірного ланцюга.

Оскільки складовими ланками розмірного ланцюга є відхилення осей, то при розрахунках зручніше використовувати величину половини поля допуску δ_i :

$$\delta_i = \frac{1}{2} \cdot T_i, \text{ мм.} \quad (3.4)$$

Координата середини поля розсіювання замикаючої ланки обчислюють за формулою Δ_{ω} :

$$\Delta_{\omega} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \cdot \Delta_{\omega 1}, \text{ мм.} \quad (3.5)$$

де $\Delta_{\omega 1}$ – допуск середини поля розсіювання, мм;

Визначення граничних відхилень останнього у ланки:

Верхнє відхилення ESA_{Δ} :

$$ESA_{\Delta} = \Delta_{\omega} + t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{TA_{\Delta}}{2} \right)_i^2}, \text{ мм.} \quad (3.6)$$

Нижнє відхилення EIA_{Δ} :

$$EI A_{\Delta} = \Delta_{\omega} - t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\frac{TA_{\Delta}}{2} \right)_i^2}, \text{ мм.} \quad (3.7)$$

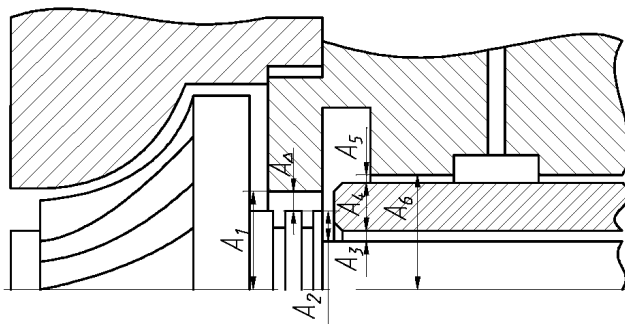
Ланки розмірного ланцюга, а також їх номінальні значення і граничні відхилення представлені в таблиці 3.1.

Підставляючи відомі дані в формули (3.1 - 3.7) отримаємо значення замикаючої ланки $A_{\Delta} = 0,575_{-0,103}^{-0,064}$.

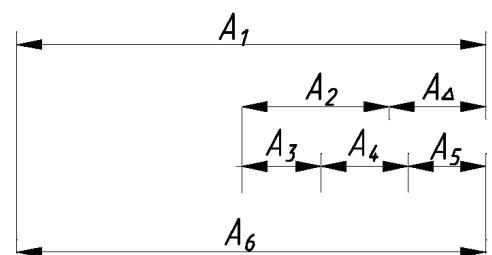
Таблиця 3.1 – Значення ланок розмірного ланцюга

Позначення	Номінальні значення, мм	Відхилення, мм	
		ES	EI
A_1	24,0	0	-0,01
A_2	15,5	0	-0,07
A_3	0,01	0,01	0
A_4	30	0	-0,11
A_5	0,04	+0,02	+0,01
A_6	5,5	-0,03	-0,049
A_7	0,025	0	-0,01
A_8	4,5	-0,03	-0,02
A_{Δ}	0,575	-0,064	-0,103

Розглянемо сполучення між втулкою ущільнення вала ротора і отвором середнього корпусу під кільця ущільнювачів. На основі ескізу (рис. 3.3 а) був складений розмірний ланцюг (рис. 3.3 б).



а) ескіз сполучення



б) розмірний ланцюг

Рисунок 3.3 – Схема розташування розмірів для визначення зазору сполучення «втулка ущільнення вала ротора - отвір корпусу під кільця ущільнювачів»

Ланки розмірної ланцюга, а також їх номінальні значення і граничні відхилення представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Значення ланок розмірного ланцюга

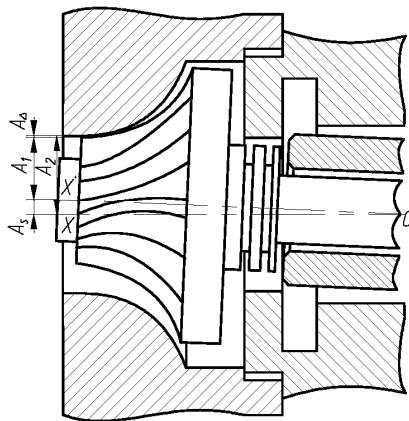
Позначення	Номінальні значення, мм	Відхилення, мм	
		ES	EI
A_1	9,000	0	-0,016
A_2	4,100	0,02	-0,014
A_3	0,025	0,01	0
A_4	5,500	-0,03	-0,049
A_5	0,040	+0,01	0
A_6	10,00	0,01	-0,049
A_Δ	0,475	-0,023	-0,069

Після проведення необхідних розрахунків отримаємо $A_\Delta = 0,475_{-0,069}^{-0,023}$.

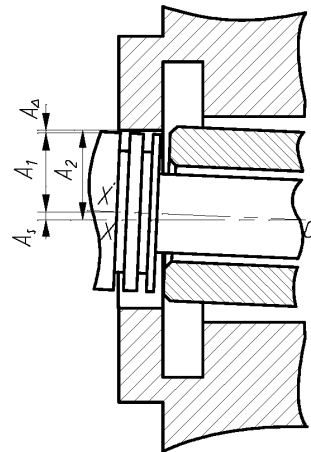
В процесі експлуатації турбокомпресора під впливом зовнішніх факторів (дисбаланс, помпаж і т. д.) можливий перекус осей деталей підшипникового вузла турбокомпресора.

Визначимо величину зміщення осі вала ротора A_s з урахуванням максимально можливого перекосу осей деталей підшипникового вузла. Розглянемо два випадки, при яких можливо дотик обертових частин ротора деталей корпусу.

У першому варіанті (рис. 3.4 а) був розглянутий випадок при якому, імітується дотик колеса турбіни до корпусу турбіни.



а) поєднання колеса турбіни - корпус турбіни

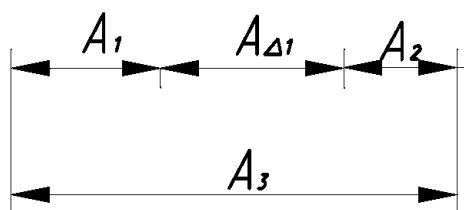


б) сполучення втулки ущільнення вала ротора - отвір середнього корпусу під кільця ущільнювачів

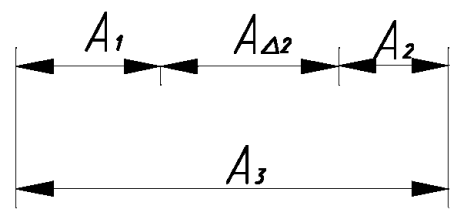
Рисунок 3.4 – Схеми турбокомпресора при критичних величинах кута перекосу осей деталей підшипникового вузла

У другому варіанті (рис. 3.4 б) було розглянуто випадок при якому, імітується дотик втулки ущільнення турбіни об поверхню отвору середнього корпусу під кільця ущільнювачів.

На підставі схем (рис. 3.4) були складені розмірні ланцюги (рис. 3.5) і зроблено розрахунок величини перекосу осей методом максимуму-мінімуму. За результатами розрахунку були складені таблиці 3.3 і 3.4.



а) поєднання колесо турбіни - корпус турбіни



б) сполучення втулка ущільнення вала ротора - отвір середнього корпусу під кільця ущільнювачів

Рисунок 3.5 – Розмірні ланцюги

Таблиця 3.3 – Значення складових ланок розмірного ланцюга сполучення колесо турбіни - корпус турбіни

Позначення	Номінальні значення, мм	Граничні відхилення, мм	
		ES	EI
A_1	24,00	0	-0,084
A_2	0,00	-	-
A_3	24,50	+0,084	0
$A_{\Delta 1}$	0,50	+0,16	0

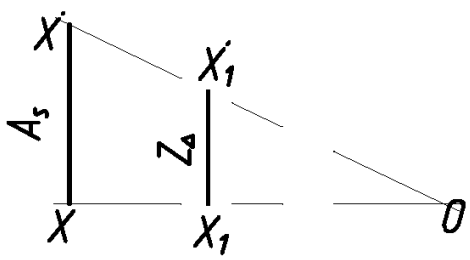
Таблиця 3.4 – Значення складових ланок розмірного ланцюга сполучення втулка ущільнення вала ротора отвір середнього корпусу під кільця ущільнювачів

Позначення	Номінальні значення, мм	Граничні відхилення, мм	
		ES	EI
A_1	8,60	0	-0,08
A_2	0,00		
A_3	9,00	0,05	0
$A_{\Delta 2}$	0,40	0,13	0

Таким чином, величина зміщення осей при якому відбувається дотик в сполученні колесо турбіни - корпус турбіни дорівнюватиме 0,5 мм, а в сполученні втулка ущільнення вала ротора - отвір середнього корпусу під кільця ущільнювачів буде дорівнювати 0,4 мм.

На основі отриманих даних з урахуванням геометричних параметрів розрахуємо мінімальний сумарний зазор в підшипниковому вузлі, при якому буде спостерігатися дотик розглянутих поверхонь. Всі необхідні дані і результати розрахунків внесемо в таблицю 3.5

Таблиця 3.5 – Значення складових розрахунку сумарного зазору

Ескіз	Позначення		Номінальні значення, мм
	Випадок 1	OX	25,5
		OX ₁	50,5
		A _s	0,5
		Z _{Δ1}	0,25
	Випадок 2	OX	22,5
		OX ₁	33,5
		A _s	0,4
		Z _{Δ1}	0,335

Як видно з розрахунків величина сумарного зазору в першому (торкання крильчатки і корпусу турбіни) випадку менше в порівнянні з другим. Тому дотик в сполученні крильчатка-корпус турбіни при збільшенні сумарного зазору (при зношуванні деталей підшипникового вузла) буде спостерігатися раніше і як наслідок, призводить до передчасного виходу з ладу турбокомпресора.

Результати дослідження дозволили:

- виявити максимальний сумарний зазор в підшипниковому вузлі і в сполученні, в якому спостерігається дотик обертових деталей ротора корпусних деталей;
- використовувати величину зміщення як засіб визначення технічного стану турбокомпресора. Значення величини зсуву буде основним параметром на початковому етапі вибору стратегії РВВ (стадія визначення технічного стану).

3.2. Методика проведення мікрометричних досліджень елементів турбокомпресора.

Як об'єкти для мікрометричних досліджень були обрані турбокомпресори ТКР-6 які були в експлуатації. Дослідженням піддавалися деталі підшипникового вузла, середнього корпусу, валу-ротора, газомасляні ущільнення [5].

Перед проведенням первинної дефектації та мікрометричних досліджень агрегати розбиралися, промивалися в мийній машині Madigo L152, миючим засобом «МС-20» і просушувалися.

Дефекти деталей (руйнування, зломи, риски) визначалися зовнішнім оглядом, знос - інструментальними методами контролю які перераховані в таблиці 3.6. Виміри проводилися в двох взаємно перпендикулярних площинах і в декількох перетинах.

Величину зносу I , для охоплених і охоплюючих поверхонь відповідно обчислимо за формулами:

$$I = D - D_{\max}^{\text{доп}}, \quad (3.8)$$

$$I = d_{\max}^{\text{доп}} - d, \quad (3.9)$$

де D , d – дійсний розмір деталі охоплений, а також охопленої поверхні відповідно, мм;

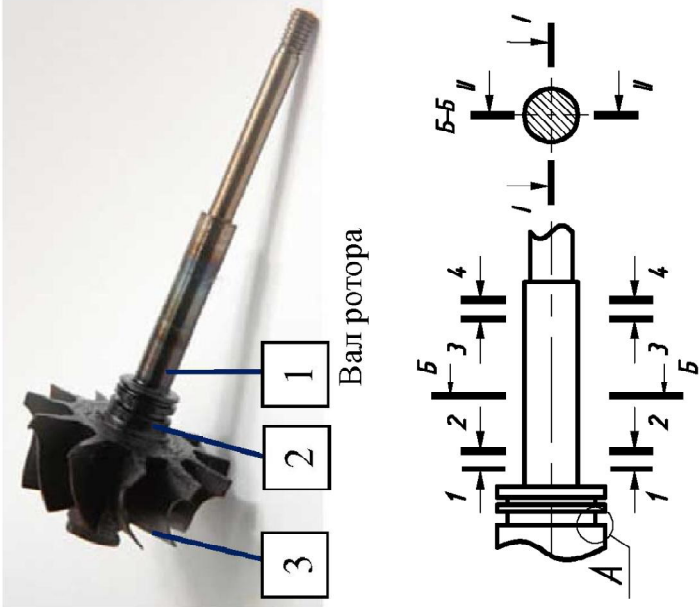
$D_{\max}^{\text{доп}}$, $d_{\max}^{\text{доп}}$ – максимально (для охопленої поверхні) або мінімально (для охопленої поверхні) допустимий розмір деталі.

Статистична обробка даних мікрометричних досліджень включала в себе:

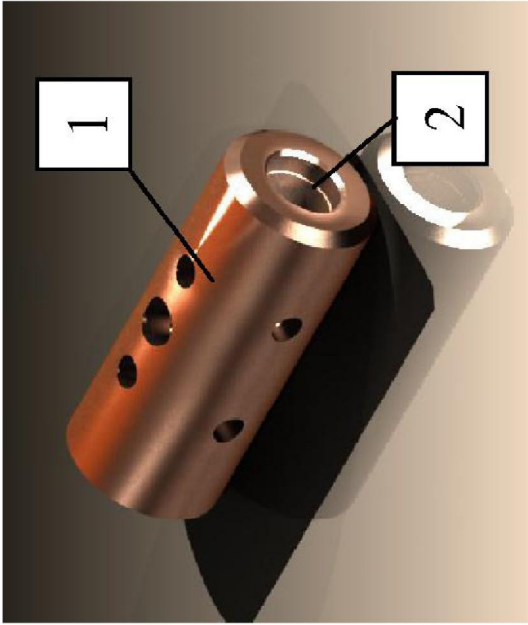
- побудова статистичного ряду і визначення основних характеристик (математичного очікування m_x , середнє відхилення σ_x , коефіцієнта варіації v і ін.) емпіричного розподілу розмірів (зносів) поверхонь деталей.

Статистична обробка мікрометричних даних проводилася на ПК з використанням прикладних пакетів статистичних програм Excel.

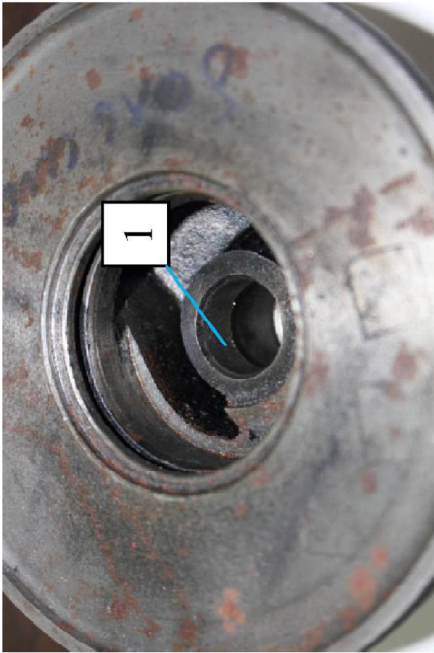
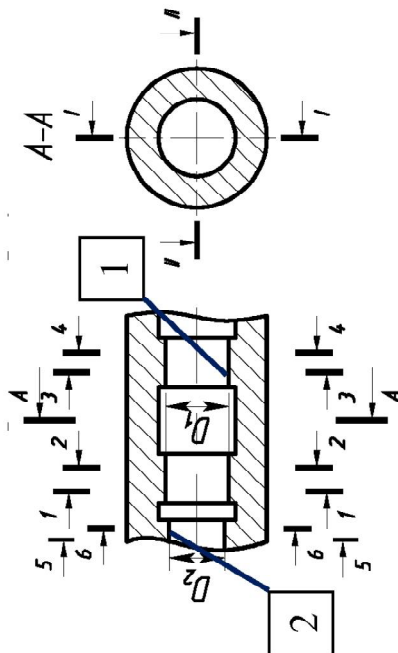
Таблиця 3.6 – Досліджувані деталі турбокомпресора ТРК-6

Номер рисунок	Найменування деталі і контролюємий дефект	Найменування поверхні	Контролюємий дефект	Відхилення від номінального розміру, мм	Спосіб і методи контролю
1	2	3	4	5	6
Рис. 3.6	 Вал ротора	1 – опорна поверхня вала ротора під підшипник	Задири і ризики Спрацювання в перерізах (1-1) – (4-4) відносно Б-Б	Не більше 0,01	Важільний мікрометр МРП 0-25 ГОСТ 11098- 75 з точністю 0,001 мм. Кінцеві міри 3-Н2 ГОСТ 9038-90
		2 – канавки газомасляних ущільнювачів	Спрацювання в перерізі: 1-1 відносно 2-2	Не більше 0,01	Кінцеві міри 3-Н2 ГОСТ 9038-90
		3 – лопатки колеса турбіни	Порушення геометричної цілісності (зколи, тріщини, обломи)		Візуальний огляд

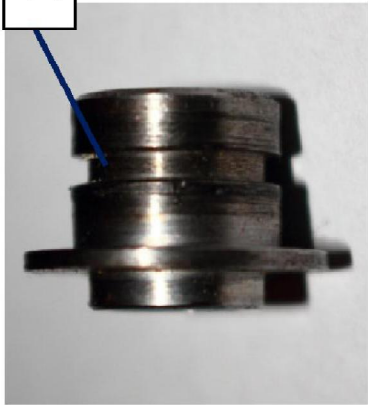
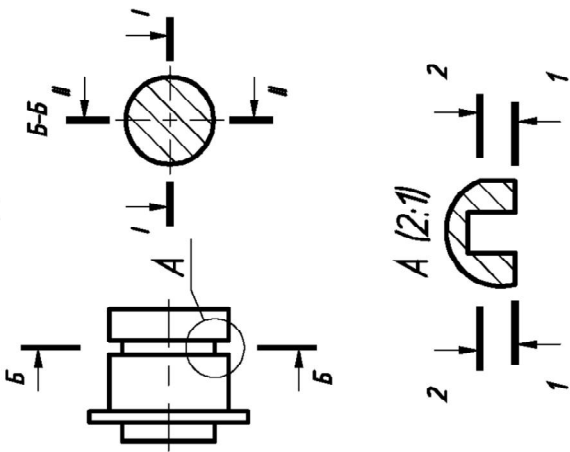
Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4	5	6
Рис. 3.7	 Втулка підшипника	1 – зовнішня поверхня	Задирки і риски Спрацювання в перерізах (1-1) – (4-4) відносно В-В	Не більше 0,01	Візуальний огляд Важільний мікрометр МРП 0-25 ГОСТ 11098-75 з точністю 0,001 мм. Кінцеві міри 3-Н2 ГОСТ 9038-90
		2 – посадочна поверхня під вал ротора	Задирки і риски Спрацювання в перерізах (1-1) – (4-4) відносно розміру вала ротора в перерізі Б-Б з урахуванням технологічного зазору	Не більше 0,01	Індикаторний нутромір 6-10 ГОСТ 9244-75 з точністю індикаторної голівки 0,001 мм. Кінцеві міри 3-Н2 ГОСТ 9038-90

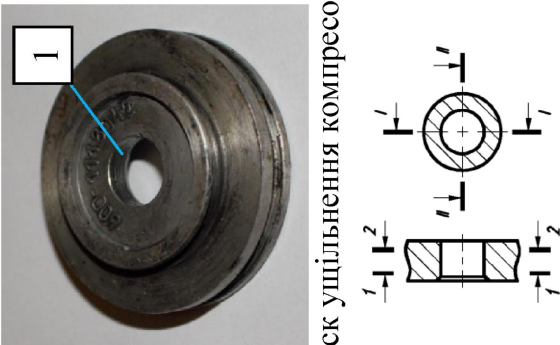
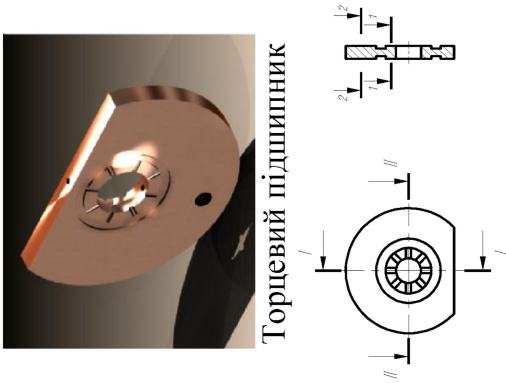
Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4	5	6
	 Середній корпус 	1 – поверхня (отвір під підшипник)	Задири і риски Спрацювання в перерізах (1-1) – (4-4) відносно розміру втулки в перерізі В-В з урахуванням технологічного зазору	Не більше 0,01	Важільний мікрометр МРП 0-25 ГОСТ 11098-75 з точністю 0,001 мм. Кінцеві міри 3-Н2 ГОСТ 9038-90
Рис. 3.8		2 – поверхня отвору під ущільнююче кільце	Задири і риски Спрацювання 5-5 6-6	Конусності і овальності не більше 0,01	Індикаторний нутромір 10-18 ГОСТ 9244-75 з точністю індикаторної головки 0,002 мм. Кінцеві міри 3-Н2 ГОСТ 9038-90

Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4	5	6
Рис. 3.9	 Масловідбивач 	1 – торцеві поверхні- канавки газомасляних ущільнень	Спрацювання в перерізі 1-1 відносно 2-2	Не більше 0,01	Кінцеві міри 3-Н2 ГОСТ 9038-90
			Задири і риски		Візуальний огляд

Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4	5	6
			Задири і риски		Візуальний огляд
Рис. 3.10	 Диск ущільнення компресора	1 – поверхня під ущільнюючі кільця	Спрацювання 1-1 2-2	Конусноподібність і овальність не більше 0,01	Індикаторний нутромір 10-18 ГОСТ 9244-75 з точністю індикаторної головки 0,002 мм. Кінцеві міри 3-Н2 ГОСТ 9038-90
			Задири і риски		Візуальний огляд
Рис. 3.11	 Торцевий підшипник	1 – торцева поверхня підшипника	Спрацювання 1-1 2-2	Не більше 0,01	Важільний мікрометр МРП 0-25 ГОСТ 11098-75 з точністю 0,001 мм. Кінцеві міри 3-Н2 ГОСТ 9038-90

За окремими результатами вимірювання вираховували математичне очікування значення:

$$m_x = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i, \quad (3.10)$$

де m_x – математичне очікування;

x_i – значення одиничного показника вимірювання;

n – кількість показників [6].

Коефіцієнт варіації v вираховували за такими залежностями:

$$v = \frac{\sigma_x}{m_x}, \quad (3.11)$$

де σ_x – середньоквадратичне відхилення;

m_x – математичне очікування.

Параметри теоретичних законів розподілу визначали аналітичним методом. Параметр b закону розподілу Вейбулла визначали за табличними даними [6], параметр a обчислювався за формулою:

$$a = \frac{\sigma_x}{c_b}, \quad (3.12)$$

де c_b – табульовані коефіцієнти, які визначаються за таблицями [6].

Результати мікрометричних досліджень і обробки експериментальних даних представлені в пункті 4.1.

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати мікрометричних досліджень елементів турбокомпресора.

Для дослідження дефектів і величин зносів деталей турбокомпресорів, що надійшли в ремонт, була проведена первинна дефектація і мікрометричне дослідження відповідно до методики, наведеної в п. 3.2.

У таблиці 4.1 представлені основні види дефектів [7], виявленні в процесі проведення досліджень, а також існуючі і передбачувані способи їх усунення.

У таблиці 4.1 представлені характерні дефекти деталей турбокомпресора.

Таблиця 4.1 – Основні дефекти турбокомпресора.

Найменування дефекту	Повторюваність дефекту, %	Способи усунення	
		Існуючий	Передбачуваний
1	2	3	4
1. Знос опорних поверхонь вала ротора під підшипник	82	Відрізка вала ротора. Перешліфовка до ремонтного розміру. Хромування, осталування. Електроконтактне припікання порошків. Електроконтактна приварка стрічки	Шліфування під ремонтний розмір (МРР). Електроіскрова обробка
2. Знос канавок під кільця ущільнювачів втулки ротора	90	Механічна обробка канавки до видалення слідів зносу (МРР)	Механічна обробка канавки до видалення слідів зносу (МРР)
3. Вигин валу ротора	35	Відрізка вала ротора, приварка заготовки вала ротора з наступною механічною обробкою. Шліфування до ремонтного розміру.	Правка вала. Заміна вала ротора в зборі
4. Перегрів вала ротора	15	Відрізка вала ротора, приварка заготовки вала ротора з наступною механічною обробкою. Шліфування до ремонтного розміру.	Шліфування під ремонтний розмір. (МРР). Електроіскрова обробка.
5. Сліди зачіпання колеса турбіни за нерухомі деталі	5	Заміна вала ротора в зборі	Заміна вала ротора в зборі

Продовження таблиці 4.1.

1	2	3	4
6. Тріщини або обломи колеса турбіни будь-якого розміру і розташування	7	Заміна вала ротора в зборі	Заміна вала ротора в зборі
7. Знос отвору підшипника під вал ротора	90	Обтиснення по зовнішньому діаметру. Термодифузійне нарощування.	Виготовлення ремонтних деталей, (МРД). Розточування (МРР). Метод установки додаткової деталі (МДД)
8. Знос зовнішньої поверхні підшипника	70	Обтиснення по зовнішньому діаметру фігурними роликками з наступною механічною обробкою. Термодифузійне нарощування. Електроконтактна приварка стрічки. Газоплазмове напilenня порошку	Виготовлення ремонтних деталей, (МРД). Метод установки додаткової деталі (МДД)
9. Знос поверхні диска ущільнення компресора під кільця ущільнювачів	82	Заміна диска ущільнення компресора під ущільнюючі кільця. Метод установки додаткової деталі	Метод установки додаткової деталі (МДД).
10. Знос отвору середнього корпусу під підшипник	65	Розточка під ремонтний розмір. Розточування та запресовка ремонтної втулки. Формоутворення зношеної поверхні композиційними матеріалами. Електролітичне цинк-нікелеве покриття. Електроконтактна приварка стрічки.	Розточка під ремонтний розмір, розгортання (МРР).
11. Знос поверхні середнього корпусу під кільця ущільнювачів	90	Розточування середнього корпусу, запресовка ремонтної втулки.	Розточка під ремонтний розмір, розгортання (МРР). Метод установки додаткової деталі (МДД)

Продовження таблиці 4.1.

1	2	3	4
12. Знос канавок масловідбивача під кільця ущільнювачів	75	Заміна масловідбивача	Заміна масловідбивача. Механічна обробка канавки до видалення слідів зносу (МРР).
13. Сліди зачіпання зовнішньої поверхні масловідбивача за диск ущільнення	25	Заміна масловідбивача	Заміна масловідбивача
14. Знос торцевого підшипника	89	Заміна торцевого підшипника	ЕЮ, притирання (МРР). Заміна торцевого підшипника.

Дефекти, виявлені в результаті візуального контролю, виникають внаслідок зовнішніх впливів, що відбуваються в процесі експлуатації. Розглянемо причини утворення дефектів на деталях турбокомпресора. Вал ротора є основною деталлю і згідно з таблицею 4.1 найбільш схильний до зносу. Знос опорної поверхні вала ротора має конусоподібну форму. Максимальні значення величин зносів спостерігаються в перетинах 1, 4 (рис. 3.7), розташованих ближче до кінців вала. З боку колеса турбіни знос поверхні вала більший ніж з боку колеса компресора. Це пов'язано з дією великих відцентрових сил від неврівноважених мас важкого колеса турбіни. Поверхня канавок втулки ротора під кільця ущільнювачів схильна до зносу по ширині. Сліди зачіпання втулки ротора і зачіпання колеса турбіни спостерігаються при критичному зносі підшипникового вузла. При такому стані в режимі експлуатації, під дією сил відбувається перекис осі обертання валу і утворюється пляма контакту з сполученою поверхнею корпусу.

Одним з основних дефектів робочої поверхні є «перегрів» [8] (тобто значне нагрівання робочих поверхонь, при якому може бути знижена поверхнева твердість) його робочої частини. Основною ознакою якого є поява «кольорової плями» на робочих поверхнях (рис. 3.6). Причому зустрічається два випадки:

перший перегрів вала супроводжується значним зносом поверхонь під радіальний підшипник, другий - знос практично відсутній. Перегрів виникає при перевищенні нормального температурного режиму в процесі експлуатації і тривалою роботою в даному режимі. Важливим фактором негативного впливу, виступає момент зниження тиску масла в системі змащення внаслідок зупинки двигуна або порушення в системі мащення. Поєднання цих факторів призводить до підвищення температури в районі переходу втулки турбінного колеса і робочої поверхні валу ротора. Перевищення температури більш 500 °C а потім охолодження створює умови структурних змін в кристалічній решітці, тим самих змінюючи фізико-механічні властивості матеріалу. Також критичне підвищення температури, негативно впливає на кільця газомасляного ущільнення. Матеріал кілець відчуває перетворення на міжмолекулярному рівні в кристалічній решітці, тим самим змінюючи свої фізико-механічні властивості. Внаслідок цього відбувається втрата пружності і порушення герметичності вузла газомасляних ущільнень [9, 10].

В отворі середнього корпусу під підшипник найбільший знос переважає в перетинах 1, 4 (рис. 3.10), розташованих ближче до торців робочих поверхонь втулки підшипника. Це пов'язано з вібраціями втулки, відданих від вала ротора під впливом діючих на нього навантажень. Кавітаційного зносу піддаються поверхні в перетинах 2, 3. Природа виникнення даного типу зносу ймовірно, пов'язана з процесами кавітації при подачі масла під тиском через отвір невеликого перерізу.

Механізм зносу зовнішньої поверхні втулки підшипника аналогічний зношуванню отвору середнього корпусу під підшипник. Ймовірність виникнення зносу у зовнішній поверхні більший внаслідок низької твердості матеріалу втулки підшипника турбокомпресора. Знос отвору втулки підшипника нерівномірний і в перетинах 1 і 4 (рис. 3.7) має максимальне значення. Виникнення механізму зносу аналогічний, що відбувається на робочих поверхнях вала в перетинах 1, 4.

У режимі нормальної роботи турбокомпресора, поверхні отворів під кільця ущільнювачів середнього корпусу і диска ущільнення компресора зношуються нерівномірно в поздовжньому напрямку в місцях зіткнення кілець ущільнювачів з поверхнею отвору корпусу. Як показали дослідження, знос під кільця ущільнювачів середнього корпусу більший, ніж у диска ущільнення. Це пов'язано з великими амплітудами вібрації ротора з боку більш важкого колеса турбіни.

У масловідбивача зношується канавка під кільце ущільнювача по ширині.

У процесі досліджень також було проведено аналіз стану газомасляних ущільнюючих кілець. Більшість кілець були піддані нерівномірному зносу торцевої і зовнішньої циліндричної поверхні. Найімовірніше, причиною виникнення даної картини зносу служать переміщення вала ротора турбокомпресора в поздовжніх і поперечних площинах при нормальній експлуатації.

Знос торцевого підшипника відбувається в результаті осьового переміщення дистанційних кілець вала ротора, а також кільця вала ротора і з торцевим підшипником з іншого боку. Крім цього підвищеному зносу піддані підшипники внаслідок недостатньої подачі мастила, в умовах виникнення граничного тертя. Недостатня подача мастила виникає в результаті механічного забруднення масляних каналів торцевого підшипника через використання неякісного мастила і несправності системи мащення.

Після дефектації проводилися мікрометричне дослідження деталей турбокомпресора. Визначалися щільності розподілу зносів робочих поверхонь деталей і зазорів з'єднань.

За результатами первинної обробки мікрометричних даних були визначені основні статистичні параметри розподілів розмірів деталей таблиця 4.2.

Таблиця 4.2 – Основні статистичні параметри розподілу розмірів.

Найменування параметрів	Параметри вибірки значень			Параметри законів розподілу значень			
	Значення, мм			Параметри розподілення Вейбулла		Математичне сподівання, μ_x	Рівень значущості за критерієм Холандера-Прохана, р.
	$U_{\min}$	$U_{\max}$	$\bar{U}$	a	b		
1. Знос опорних поверхонь вала ротора під підшипник	0	0,38	0,082	0,07	0,8	0,04	0,9
2. Знос канавок газомасляних ущільнень вала	0,01	0,05	0,151	0,14	1	0,09	0,98
3. Знос отвору підшипника під вал ротора	0,02	0,77	0,110	0,14	0,9	0,09	0,78
4. Знос зовнішньої поверхні підшипника	0	0,06	0,027	0,03	1,4	0,02	0,92
5. Знос отвору середнього корпусу під підшипник	0,01	0,16	0,038	0,038	1,1	0,02	0,72
6. Знос отвору середнього корпусу під кільця ущільнювачів	0	0,5	0,110	0,1	0,8	0,06	0,74
7. Знос торцевого підшипника	0	0,13	0,063	0,07	1,4	0,05	0,78
8. Знос поверхні диска ущільнення компресора під кільця ущільнювачів	0	0,22	0,068	0,07	0,1	0,05	0,79
9. Знос канавок газомасляних ущільнень масловідбивача з боку компресорного колеса	0,01	0,19	0,062	0,07	1,7	0,05	0,93

Щільність розподілу фактичного зазору в парі вал-підшипник представлена на рисунку 4.1 [5].

Значення фактичного зазору в парі вал-підшипник з урахуванням нормативних вимог знаходяться в межах 60...960 мкм, при середньому значенні 270 мкм.

Розглянемо щільність розподілу фактичного зазору в парі підшипник-корпус представлена на рисунку 4.2.

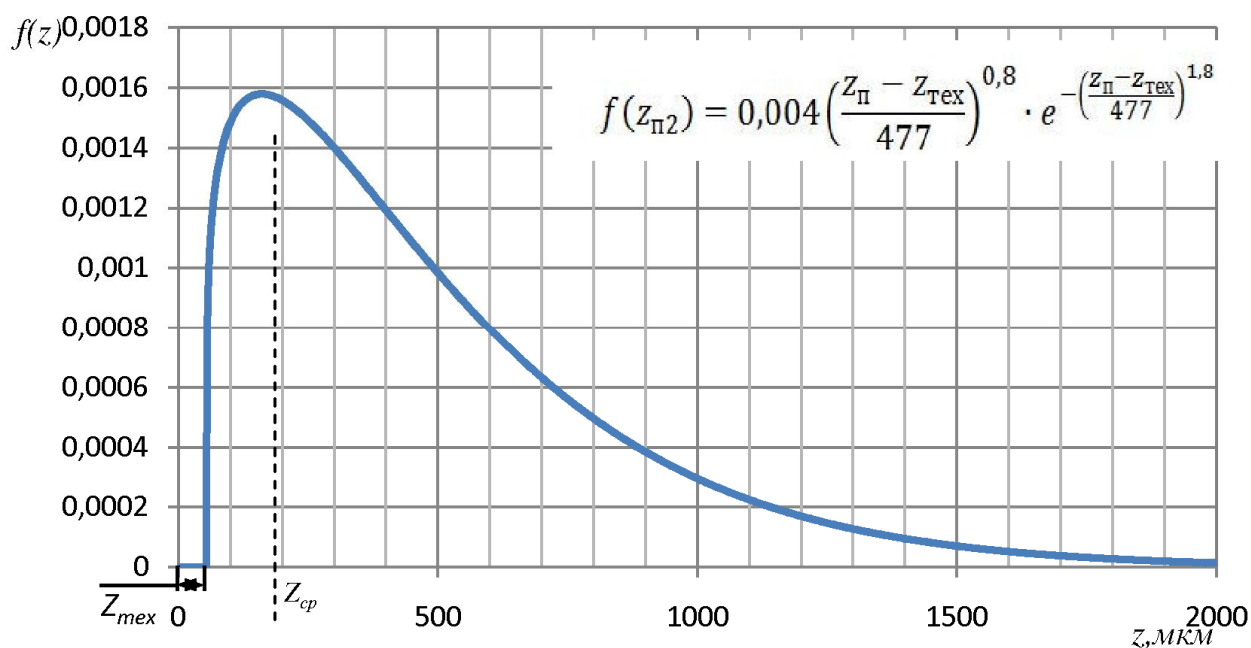


Рисунок 4.1 – Щільність розподілу фактичного зазору в парі вал-підшипник:
 $z_{\text{тех}}=60$ мкм - середній технологічний зазор в парі; $z_{\text{п.ср}}=270$ мкм - середній фактичний зазор з урахуванням нормативних вимог

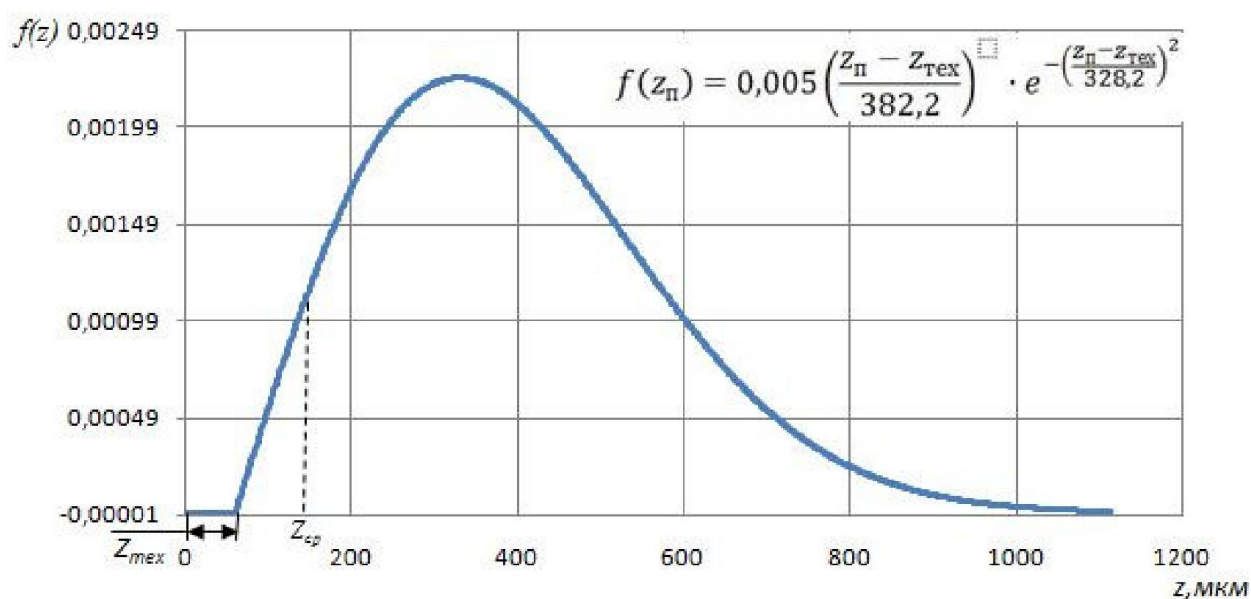


Рисунок 4.2 – Щільність розподілу фактичного зазору в парі корпус-підшипник:
 $z_{\text{тех}}=80$ мкм - середній технологічний зазор в парі; $z_{\text{п.ср}}=118$ мкм - середній фактичний зазор з урахуванням нормативних вимог

Значення фактичного зазору в парі підшипник-корпус з урахуванням нормативних вимог знаходяться в межах 50...960 мкм, при середньому значенні 118 мкм.

На рис. 4.3 представлені щільності розподілу зносів робочої поверхні, канавок газомасляних ущільнень вала і сполученої поверхні підшипника.

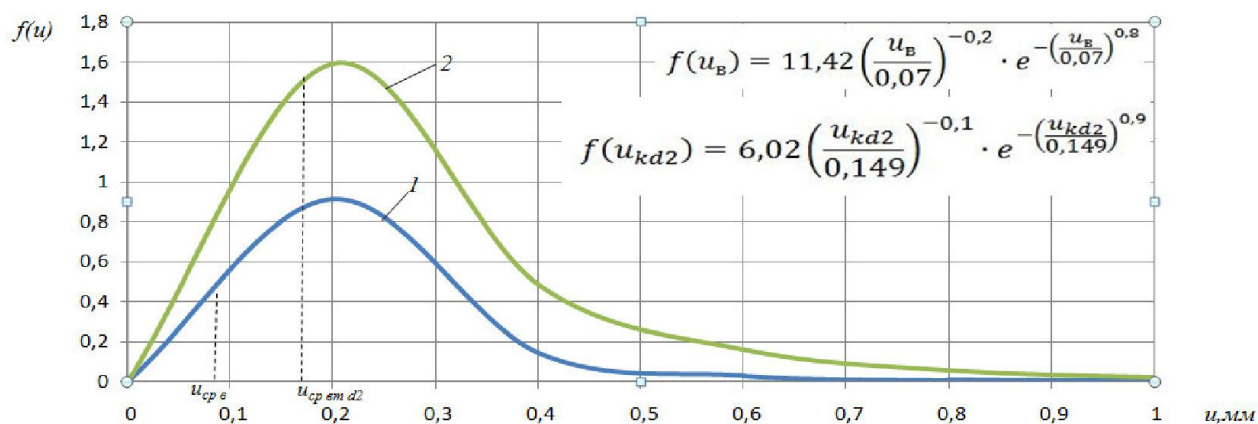


Рисунок 4.3 – Щільність розподілу зносів робочої поверхні вала, канавок газомасляних ущільнень і сполученої поверхні підшипника: 1 - знос робочої поверхні вала; 2 - сполучена поверхня підшипника; $u_{cp.в}=0,082$ мм - середній робочої поверхні вала; $u_{cp.вт.d2}=0,166$ мм - сполученої поверхні підшипника

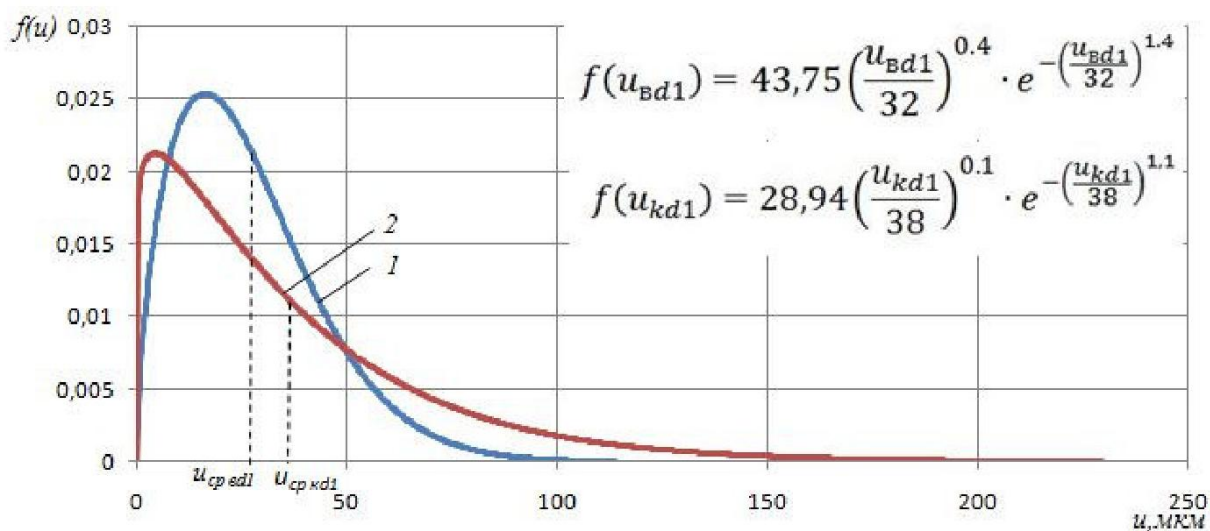


Рисунок 4.4 – Щільність розподілу зносів зовнішньої поверхні підшипника й отвору вала корпуса: 1 - знос зовнішньої поверхні підшипника; 2 - знос отвору корпуса d1; $u_{cp.в.d1}=27$ мкм - середній знос зовнішньої поверхні підшипника; $u_{cp.к.d1}=38$ мкм - середній знос зовнішнього отвору корпуса

Значення зносу робочої поверхні вала лежить в межах 0...0,38 мм при середньому значенні 0,082 мм., для сполученої поверхні підшипника знаходиться в межах 0,07...0,7 мм при середньому значенні 0,166 мм.

На рис. 4.4 представлені щільності розподілу зносів зовнішньої поверхні підшипника і отвору корпусу.

Значення зносу зовнішньої поверхні підшипника лежить в межах 0...60 мкм при середньому значенні 27 мкм. Знос отвору корпусу знаходиться в межах 0...162 мкм при середньому значенні 38 мкм. Середній знос поверхні підшипника практично дорівнює отвору в середньому корпусі.

На рис. 4.5 представлена щільність розподілу зносів канавок газомасляних ущільнень і сполученої поверхні отвору під кільця ущільнювачів корпусу.

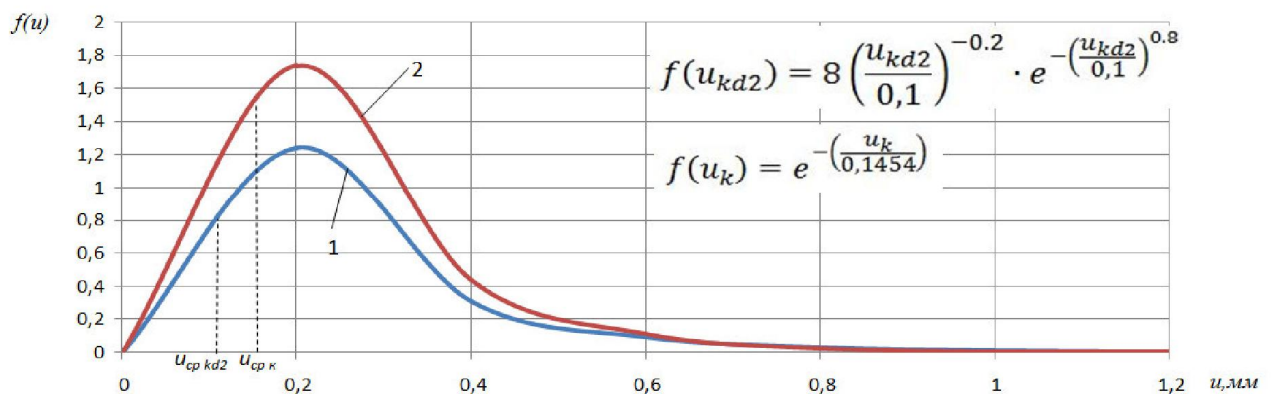


Рисунок 4.5 – Щільність розподілу зносів канавок газомасляних ущільнень і сполученої поверхні отвору під кільця ущільнювачів корпусу, 1 - отвори під кільця ущільнювачів корпусу, 2 - канавок газомасляних ущільнень вала:

$u_{\text{ср.к.d2}}=0,120$ мм - середній знос отвору під кільця ущільнювачів корпусу;

$u_{\text{ср.кан}}=0,151$ мм - канавок газомасляних ущільнень

Значення максимального зносу отвору корпусу лежить в межах 0...0,5 мм при середньому значенні 0,12 мм.

Значення зносу робочої поверхні канавок газомасляних ущільнень знаходиться в межах 0,1...0,5 мм при середньому значенні 0,151 мм.

На рис. 4.6 представлена щільність розподілу зносів торцевого підшипника.

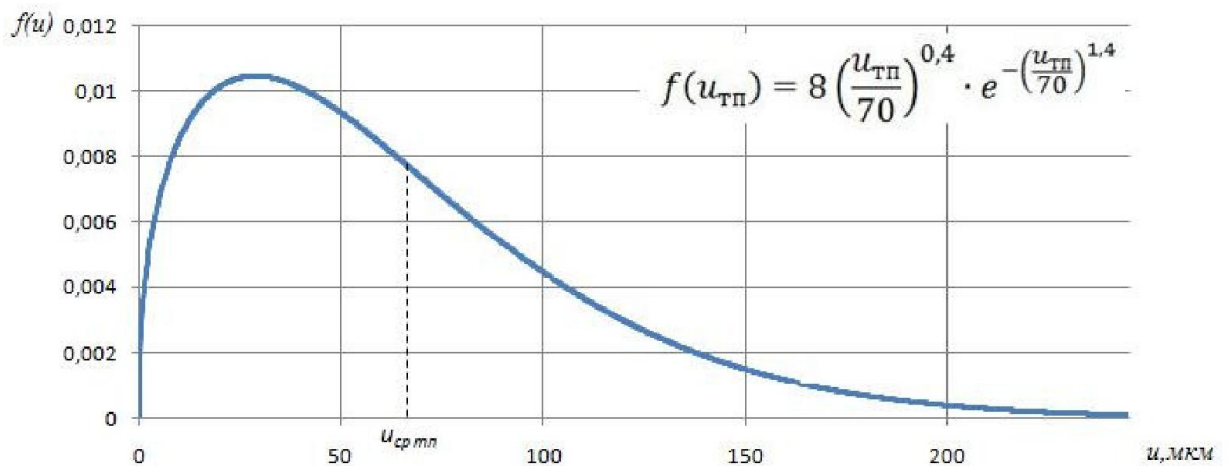


Рисунок 4.6 – Щільність розподілу зносів торцевого підшипника: $u_{\text{cp.тп}}=63$ мкм - середній знос торцевого підшипника

Значення максимального зносу торцевого підшипника лежить в межах 0...130 мкм при середньому значенні 63 мкм.

На рис. 4.7 представлена щільність розподілу зносу отвору під кільця ущільнювачів диска з боку компресора зносів і канавки масловідбивача з боку компресорного колеса.

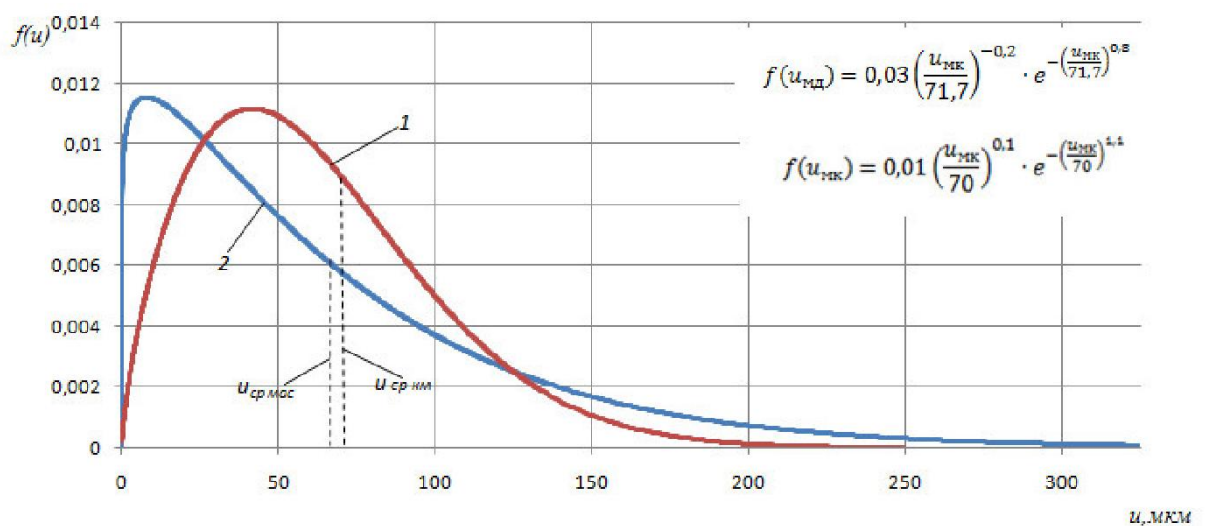


Рисунок 4.7 – Щільність розподілу зносів отвору під кільця ущільнювачів диска ущільнення з боку компресора і канавки масловідбивача з боку компресорного колеса: 1 - отвори під кільця ущільнювачів диска ущільнення, 2 - канавок газомасляних ущільнень вала: $u_{\text{cp.мас}}=68$ мкм - середній знос отвору під ущільнювальні кільця диска з боку компресора: $u_{\text{cp.км}}=62$ мкм - середній знос канавки масловідбивача з боку компресорного колеса

Значення максимального зносу отвору під кільця ущільнювачів диска з боку компресора лежить в межах 0...220 мкм при середньому значенні 68 мкм.

Значення зносу канавки масловідбивача з боку компресорного колеса лежить в межах 0...190 мкм при середньому значенні 62 мкм.

Аналізуючи результати мікрометричних досліджень деталей турбокомпресорів ТКР-6, що надійшли на ремонт було виявлено наступне:

- величини ресурсовизначаючих зазорів перевищують зазначення в технічних вимогах на виготовлення;

- знос отвору підшипника відбувається нерівномірно: в районі торців підшипника він помітно більший. Це відбувається внаслідок перекосу вала ротора в процесі впливу сил, що виникають в результаті роботи турбокомпресора. Крім цього зношування відбувається у вигляді овального отвору. Дослідження показали, що великому зносу підлягає отвір підшипника під вал ротора. Причина в тому, що твердість матеріалу втулки у багато разів менша твердості вала ротора;

- знос зовнішньої поверхні підшипника має мінімальне значення і характер гідроабразивного і кавітаційного зношування. Це в більшій мірі пов'язане з конструкцією підшипникового вузла. Втулка підшипника закріплена фіксатором, що захищає її від обертання навколо поздовжньої осі. Проводячи візуальний огляд можна з великою ймовірністю відзначити, що гідроабразивне і кавітаційне зношування будуть створювати найбільший вплив на пару підшипник - корпус. Це доводить картина зносу;

- знос канавок газодинамічних ущільнень вала і масловідбивача має клиноподібну форму зі збільшенням ширини канавки до перетину 1-1 (рис. 3.10).

Отримані статистичні дані були покладені в основу розробки підходу до відновлення, із застосуванням різних способів РВВ. Для способів РВВ надані наступні рекомендації.

Для методу ремонтних розмірів і ремонтних деталей отримана статистична інформація дозволяє здійснити вибір технологічного впливу, що застосовується

устаткування і технологічного оснащення. На основі даних були отримані формули для розрахунку ремонтних розмірів.

Ремонтний розмір для циліндричних поверхонь дорівнює D_r .

Для охоплюючих розмірів:

$$d_r = d_{l_{\min}} - T(U + K), \text{ мм} \quad (4.1)$$

Для охоплюємих розмірів:

$$D_r = D_{l_{\max}} + T(U + K), \text{ мм} \quad (4.2)$$

де $D_{\max}$ – максимальний розмір, мм;

$d_{\min}$ – мінімальний розмір, мм;

T – коефіцієнт що враховує припуск на чистову обробку, $T=1,2$;

U – овальність, мм;

K – конусоподібність, мм.

4.2. Алгоритм вибору ремонтно-відновлювальних впливів.

Після проведення мікрометричних досліджень елементів турбокомпресора наступним етапом є вирішення проблеми відновлення працездатного стану турбокомпресора [11]. Виходячи з алгоритму вибору раціональних стратегій ремонту та на підставі отриманих даних, проведених досліджень було побудовано алгоритм вибору стратегії ремонту. Алгоритм складається з кількох етапів, а саме:

1. Введення даних візуального та інструментального контролю. На даному етапі проводиться введення даних візуального та інструментального контролю згідно з методикою мікрометражних досліджень і заноситься до масиву даних.

2. Попередній вибір ремонтно-відновлювальних впливів. На першому етапі алгоритм розглядає всі методи РВВ, які застосовуються для зношених і дефектних поверхонь основних деталей турбокомпресора. Схема вибору РВВ представлена на рис. 4.8.

Згідно зі схемою проводиться введення даних про стан деталей турбокомпресора, отриманих візуальним контролем. Критерієм оцінки дефектів

буде можливість відновлення геометричних характеристик поверхонь. Якщо хоча б одна з поверхонь деталі має непоправний дефект, вона підлягає заміні. Інакше призначаються можливі методи РВВ.

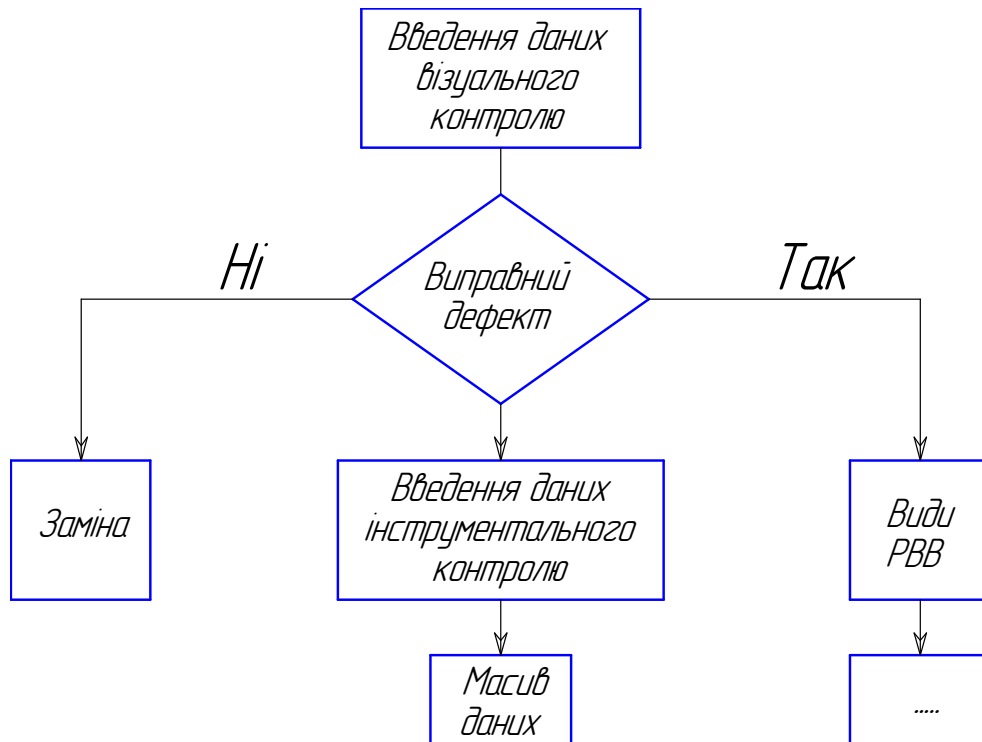


Рисунок 4.8 – Схема алгоритму «Попередній вибір РВВ»

Наступним етапом є введення даних інструментального контролю. За його даними формується масив дійсних величин деталей. Використання масивів дозволяє наочно продемонструвати величини дійсних розмірів та математичним способом зробити аналіз для вибору РВВ.

3. Розрахунок величин розмірів параметрів поверхонь, що піддаються РВВ.

На цьому етапі проводиться розрахунок величин, технологічних розмірів при РВВ. З масиву даних проводиться вибірка наступних значень:

D_0 – діаметр у вимірюваній площині I перерізу $n - n$;

D_{90} – діаметр у площині II перерізу $n - n$;

Dn_{max} – максимальний діаметр поверхні n в перерізах при замірах в площині I;

Dn_{min} – мінімальний діаметр поверхні n в перерізах при замірах в площині I.

4. Перевірка наявності відхилення геометричної форми (конусоподібності та овальності).

Даний етап призначений для перевірки поверхонь, що відновлюються, на предмет відхилення від технологічних вимог, що пред'являються на деталі при виготовленні на підприємствах, згідно з конструкторською документацією.

Для розмірів, що охоплюють (середній корпус, внутрішня поверхня втулки підшипника).

На першому етапі алгоритму рис. 4.9 відбувається введення величини конусоподібності, отримані на попередньому етапі. Відповідно до технологічних вимог виготовлення, допуск конусоподібності (K) повинен становити трохи більше величини допустимого відхилення (K_T). Якщо розмір параметра перевищує допуск, розраховується ремонтний розмір. В іншому випадку здійснюється перехід на наступний крок.

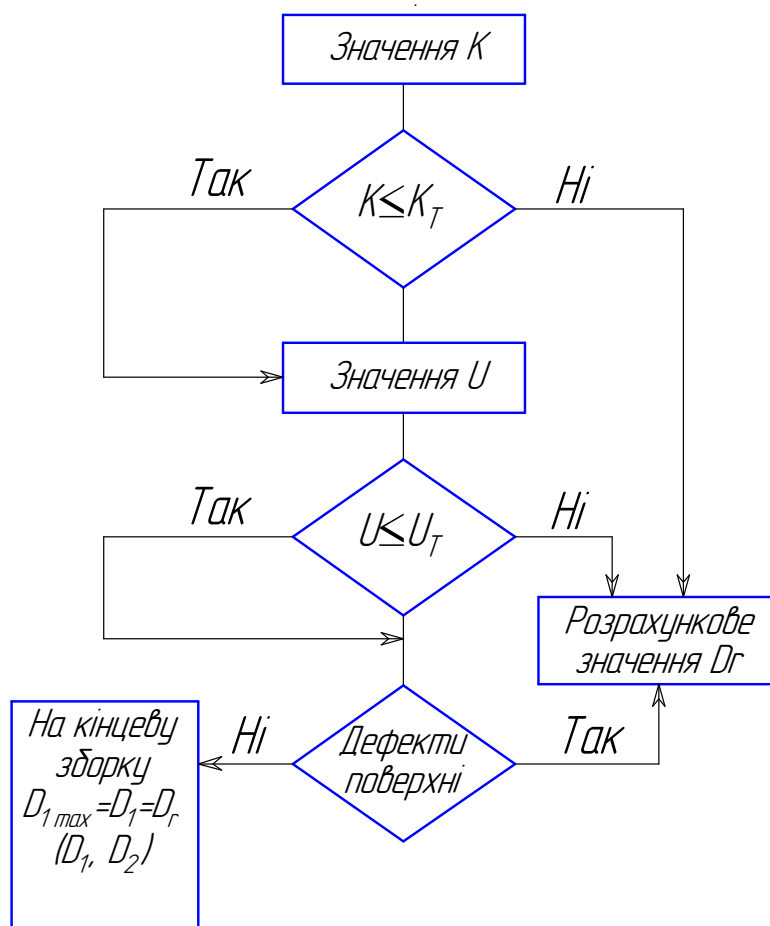


Рисунок 4.9 – Схема алгоритму «Перевірка конусності та овальності для охоплюючих розмірів»

На другому етапі вводиться величина овальності (U). Допуск овальності становить трохи більше величини допустимого відхилення (U_T). Якщо величина параметра перевищує допуск, розраховується ремонтний розмір з урахуванням величини конусоподібності, інакше ремонтний розмір дорівнює значенню максимальної величини, отриманої при вимірюваннях для відповідної поверхні.

5. Для розмірів, що охоплюються (вал ротора, зовнішня поверхня втулки підшипника).

Для перевірки такого розміру рис. 4.10 основним є алгоритм описаний вище.

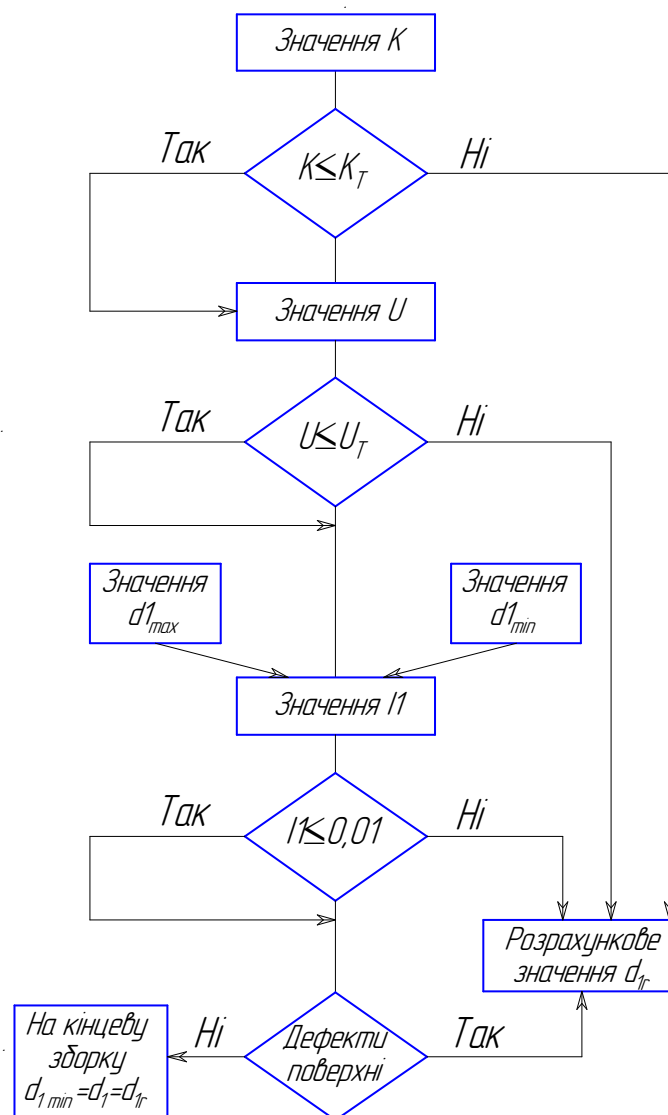


Рисунок 4.10 – Схема алгоритму «Перевірка конусності та овальності для розмірів, що охоплюються»

Однак останнім кроком служить перевірка відхилення величини зносу під підшипник (Π) щодо номінального розміру валу ротора (частині яка не піддавалася зносу). Отже, якщо величина параметра перевищує величину (Π_T), розраховується ремонтний розмір з урахуванням попередніх кроків. В іншому випадку ремонтний розмір дорівнює значенню (мінімальної) величини, отриманої на основі вимірів для відповідної поверхні.

6. Для розмірів канавок масло відбивачів.

Канавки масловідбивача характеризуються величиною та формою зношених поверхонь. Параметром, які визначають дані порушення є конусоподібність. Для визначення величини необхідна послідовність дій вказана на рис. 4.11.

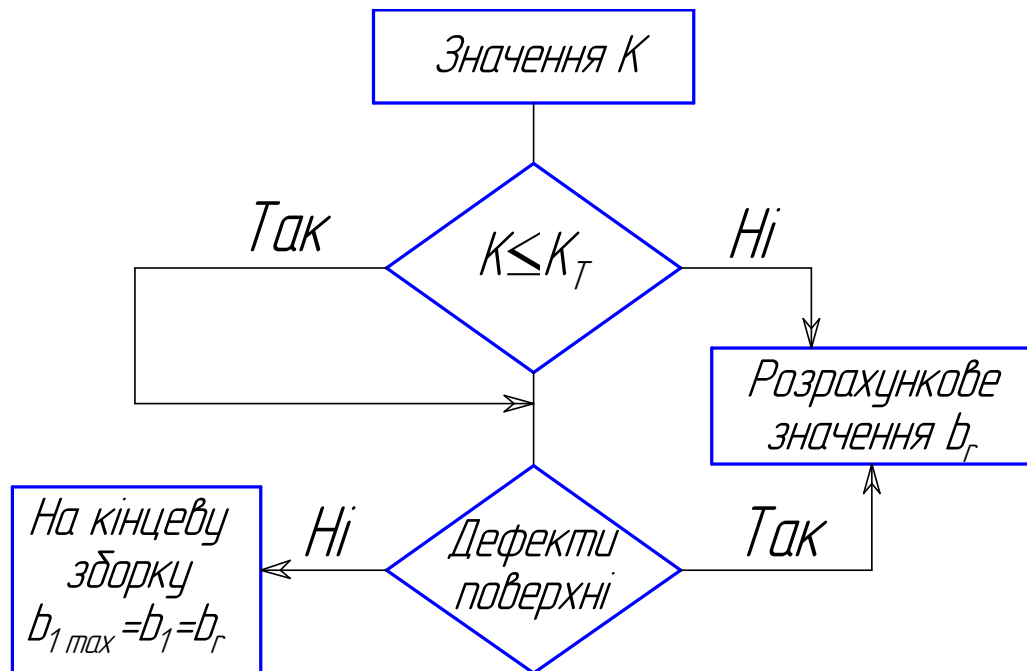


Рисунок 4.11 – Схема алгоритму «Перевірка конусності для ширини канавок масловідбивача»

Відповідно до технологічних вимог на виготовлення, допуск конусоподібності ширини канавки масловідбивача (K) повинен бути не більше допуску на виготовлення K_b . Якщо величина параметра перевищує його, розраховується ремонтний розмір. Інакше розмір ширини канавки визнається придатною і піддається РВВ.

ВИСНОВКИ

В результаті розмірного аналізу ресурсовизначених сполучень ТКР при різних режимах експлуатації визначено критерії оцінки технічного стану і встановлено що при величині сумарного зазору в підшипниковому вузлі більше 0,25 мм буде спостерігатися дотик колеса турбіни до корпусу турбіни, що призводить до виходу з ладу турбокомпресора. Також в результаті статистичної оцінки параметрів дефектів і зносів виявлено: знос робочих поверхонь деталей які підпорядковуються закону розподілу Вейбулла; найбільшому зносу піддаються деталі сполученої поверхні вала ротора і втулки підшипника. Максимальний знос складає 0,38 мм і 0,77 мм відповідно.

Для дослідження дефектів і величин зносів деталей турбокомпресорів, що надійшли в ремонт, була проведена первинна дефектація і мікрометричне дослідження відповідно до розробленої методики.

Розроблений алгоритм стратегії вибору РВВ і технологічних рекомендацій по ремонту турбокомпресорів, що дасть можливість зменшити трудомісткість і загальні витрати за рахунок комбінування різних методів.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Теорія турбокомпресорів: навчальний посібник / Микола Васильович Калінкевич, Олександр Григорович Гусак, Сум. держ. ун-т.– Суми: Сум. держ. ун-т, 2014. – 268 с.
2. Ханин Н.С. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев и др. - М. : Машиностроение, 1991. – 336 с.
3. Симсон А.Э. Турбонаддув высокооборотных дизелей / А.Э.Симсон, В.Н. Каминский., Ю.Б. Моргулис. и др. - М. : Машиностроение, 1976. – 286 с.
4. Байков Б.П. Турбокомпрессоры для наддува дизелей/ Б.П. Байков, В.Г. Бордуков, П.В. Иванов и др. - Л.: Машиностроение, 1975. – 199 с.
5. Котин А.В. Восстановление размерных цепей при ремонте сборочных единиц машин./ А.В. Котин. - Саранск: Издательство «Рузаевский печатник», 1998. – 148 с.
6. Большев Л.Н. Таблицы математической статистики / Л.Н. Большев, Н.В. Смирнов. - М. : Наука, 1965. – 474 с.
7. Денисов А.С. Обеспечение работоспособности турбокомпрессоров автотракторных двигателей : монография / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков, А.Р. Асоян, А.А Коркин. – Саратов : Изд-во Саратов. гос. техн. ун-та, 2012. – 156 с.
8. Давыдков Б.Н. Системы и агрегаты наддува транспортных двигателей : учебное пособие / Б.Н. Давыдков, В.Н. Каминский. – М. : Изд-во МАМИ, 2011. – 126 с.
9. Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И. Турбокомпрессоры. СПб, Изд-во Политехнического Университета, 2008. – 374 с.
10. Коркин, А.А. Повышение долговечности турбокомпрессоров автотракторных двигателей путем использования гидроаккумулятора в системе смазки : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.20.03 / Коркин Алексей Александрович. – Саратов, 2010. – 23 с.

11. Лямцев Б.Ф. Турбокомпрессоры для наддува двигателя внутреннего сгорания. Теория, конструкция и расчет : учебное пособие / Б.Ф. Лямцев, Л.Б. Микеров. – Ярославль : Изд-во Яросл. гос. техн. ун-та, 1995. – 132 с.
12. Турбонаддув высокооборотных дизелей / А.Э. Симсон, В.Н. Каминский, Ю.Б. Моргулис, Г.М. Поветкин, А.Б. Азбель, В.А. Кочетов. – М. : Машиностроение, 1976. – 288 с.
13. Ханин Н.С. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев. – М. : Машиностроение, 1991. – 336 с.
14. Chapman, K.S. Simplified methodology to correct turbocharger field measurements for heat transfer and other effects / K.S. Chapman, R. Nguru, J. Shultz // Final Report for Gas Research Institute, GRI-02/015. – 2002.
15. Giakoumis E.G. Turbochargers and Turbocharging: Advancements, Applications and Research. Nova Science Publishers, New York, 2017. – 550 p.