

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ
УКРАЇНИ
МІНІСТЕРСТВО ВИЩОЇ ОСВІТИ І НАУКОВИХ
ДОСЛІДЖЕНЬ АЛЖИРУ**

**Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу, Україна
Університет М'амед Буггара, м. Бумердес, Алжир**

**Б. В. Копей, А. Бенмуна, В. І. Слободян, А. Беллауар,
С. І. Галій, Д. Халімі, А. М. Найда**

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ
ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ**

МОНОГРАФІЯ

**Івано-Франківськ
2012**

УДК 622.691.4
ББК 39.76
К 65

Рецензенти:

Осадчук В. А. – завідувач кафедри зварювального виробництва, діагностики та відновлювання металоконструкцій Національного університету «Львівська політехніка», професор, доктор фізико-математичних наук;

Капцов І. І. – завідувач відділу транспорту газу УкрНДІгазу, доктор технічних наук;

Парайко Ю. І. – доцент кафедри нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, кандидат технічних наук.

*Рекомендовано до друку
Вченою радою Івано-Франківського національного технічного
університету нафти і газу, протокол № 05/513
від «25» квітня 2012 р.*

Копей Б. В.

К65 Підвищення надійності газотранспортних систем: монографія / Б. В. Копей, А. Бенмуна, В. І. Слободян, А. Беллауар, С. І. Галій, Д. Халімі, А. М. Найда. Серія «Нафтогазове обладнання», том 8 – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2012. – 300 с.

ISBN 978-966-694-174-2

Монографія присвячена аналізу надійності газотранспортних систем, зокрема газоперекачувальних агрегатів та газопроводів. Отримані результати з прогнозування ресурсу газоперекачувальних агрегатів на основі віброконтролю. Удосконалено лабіринтні ущільнення типу "газ-масло" на основі оптимізації конструкції з використанням тривимірного моделювання та методу скінченних елементів. Запропоновано композитні бандажі та оцінено їх ефективність при зміцненні труб з дефектами.

Монографія призначена для спеціалістів з експлуатації газотранспортного обладнання, може бути корисною для студентів, магістрів та аспірантів відповідного профілю.

УДК 622.691.4
ББК 39.76

ISBN 978-966-694-174-2

© Б. В. Копей, А. Бенмуна,
В. І. Слободян, А. Беллауар,
С. І. Галій, Д. Халімі, А. М. Найда,
© ІФНТУНГ, 2012

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 ГАЗОТРАНСПОРТНІ СИСТЕМИ УКРАЇНИ, РОСІЇ, АЛЖИРУ ТА ІНШИХ КРАЇН СВІТУ	7
1.1 Сучасний стан газотранспортних систем України, Росії, Алжиру та інших країн світу.....	7
РОЗДІЛ 2 ХАРАКТЕРИСТИКА СУЧАСНИХ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ В УКРАЇНІ ТА СВІТІ	10
2.1 Сучасні газоперекачувальні агрегати в Україні і світі	10
2.2 Аналіз стану газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях УМГ "Черкаситрансгаз".....	12
2.3 Аналіз стану газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях Богородчанського ЛВУМГ УМГ "Прикарпаттрансгаз".....	16
2.4 Газоперекачувальні агрегати компресорних станцій світу	16
Література до розділу	22
РОЗДІЛ 3 КЛАСИФІКАЦІЯ ТА АНАЛІЗ ПРИЧИН ВІДМОВ ГПА	23
3.1 Класифікація відмов ГПА	23
3.2 Аналіз причин виникнення несправностей ГПА	28
Література до розділу	44
РОЗДІЛ 4 ВІБРОДІАГНОСТИКА ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ	45
4.1 Стаціонарний комплекс вібродіагностування газоперекачувального агрегату ГПА-10	46
4.2 Вібродіагностична система виявлення дефектів ГПА	47
4.3 Аналіз причин вібрацій газоперекачувальних агрегатів	49
4.4 Вібродіагностика і аналіз технічного стану ГПА-Ц-6,3	50
4.5 Методика вібродіагностики технічного стану газоперекачувальних агрегатів ГПА-10 і ГПА-10-01	51
4.6 Методологія побудови діагностичних ознак дефектів ГПА за параметрами вібрації	54
4.7 Ефективність методів і приладів віброконтролю і вібродіагностування ГПА	59
4.8 Дослідно-промислова експлуатація стаціонарно системи віброзахисту і діагностики	60
4.9 Дослідження коливань конструктивних елементів газоперекачувальних агрегатів	61
4.10 Визначення спектра частот коливань ГПА	63
4.11 Дослідження вібраційних характеристик газоперекачувального агрегату ГТН- 25	65
4.12 Проблеми нормування рівня вібрацій ГПА	70
4.13 Нормування роторних гармонік спектру віброшвидкості ГПА	73
4.14 Нормування вібрації газоперекачувальних агрегатів за результатами віброобстежень	74

4.15	Вплив резонансних режимів роботи газоперекачувального агрегату ГПА-10 на довговічність коробки приводів	76
4.16	Вплив інформаційних показників газоперекачувальних агрегатів природного газу на їх технічний стан	79
4.17	Вплив факторів роботи газоперекачувальних агрегатів на їх напрацювання	84
	Література до розділу	90

РОЗДІЛ 5

УДОСКОНАЛЕННЯ ЛАБІРИНТНОГО ВУЗЛА УЩІЛЬНЕННЯ "ГАЗ - МАСЛО" ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ

5.1	Аналіз роботи лабіринтного ущільнення	96
5.1.1	<i>Механізм роботи ЛУ</i>	96
5.1.2	<i>Теорія розрахунку перетікання середовища в ЛУ</i>	99
5.2	Удосконалення і оптимізація конструкції лабіринтного ущільнення ..	101
5.2.1	<i>Розробка скінченно-елементної моделі лабіринтного ущільнення ...</i>	102
5.2.2	<i>Вибір раціональних параметрів лабіринтного ущільнення</i>	105
5.2.3	<i>Аналіз результатів</i>	111
	Література до розділу	136

РОЗДІЛ 6

ЖАРОМІЦНІ СПЛАВИ ТА ЗНОСОСТІЙКІ ПОКРИТТЯ ДЛЯ ЛОПАТОК ТУРБІН ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

6.1	Причини руйнування лопаток турбін	137
6.2	Сплави стійкі до окислення. Промислові сплави без покриття	139
6.2.1	<i>Нікелеві сплави типу Fe-Ni-Cr</i>	139
6.2.2	<i>Сплави на основі нікелю і суперсплави</i>	140
6.2.3	<i>Сплави на основі Ti-Al</i>	144
6.3	Покриті сплави або модифіковані поверхні. Дифузійні покриття	145
6.3.1	<i>Збагачення сплаву алюмінієм, хромом, кремнієм чи поєднанням цих елементів</i>	145
6.3.2	<i>Покриття на основі нанотехнологій</i>	148
	Література до розділу	150

РОЗДІЛ 7

НАДІЙНІСТЬ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЇХ РЕМОНТУ

7.1	Моделювання і оптимізація витрат на попереджувальні ремонти парку газоперекачувальних агрегатів	153
7.2	Залежність об'єму запасних частин від кількості стендів для ремонту ГПА	165
7.3	Забезпечення експлуатаційної надійності протипомпажних ліній ГПА ГТК-25 і КС-39 «У-П-У» після капітального ремонту	176
7.4	Вибір стратегій технічного обслуговування газоперекачувальних агрегатів на основі комп'ютерних баз даних та аналізу ABC	180
7.4.1	<i>База даних</i>	181
7.4.2	<i>Збір даних</i>	182
7.4.3	<i>Інформаційна база даних</i>	183
7.4.4	<i>База даних з програмним забезпеченням MS Access</i>	184
7.4.5	<i>Кодифікування аварій</i>	185
7.4.6	<i>Аналіз ABC</i>	185
7.4.7	<i>Аналіз даних</i>	186
	Література до розділу	191

РОЗДІЛ 8

ДІАГНОСТИКА ТА НАДІЙНІСТЬ ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ.....	193
8.1 Надійність та стратегії технічного обслуговування газомотокомпресора МК-8М на основі аналізу АВС	194
8.2 Надійність газомотокомпресорів 10ГК	198
8.3 Визначення технічного стану газомотокомпресора 10ГКН за екологічними параметрами вихлопних газів	202
8.4 Дослідження вібраційного діагностування детонаційного згоряння в силових циліндрах газомотокомпресорів 10ГКН	208
8.5 Вплив циклічної температурної дії на виникнення тріщин в силових циліндрах газомотокомпресорів	215
8.6 Аналіз надійності та оптимізація термінів проведення ремонтів шатунних підшипників газомотокомпресорів 10 ГКН за різної експлуатаційної потужності	217
8.7 Виявлення дефектів шатунних підшипників газомотокомпресорів 10ГКН методами вібродіагностики	223
8.8 Вплив зміни експлуатаційної потужності газомотокомпресорів 10ГКН на діагностичні ознаки дефектів шатунних підшипників.....	231
Література до розділу	238

РОЗДІЛ 9

ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ НАФТОГАЗОПРОВІДІВ

БАНДАЖАМИ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ.....	241
9.1 Надійність трубопроводів, встановлених на слабких ґрунтах	241
9.1.1 <i>Випадок повітряних ділянок трубопроводу з опорами</i>	<i>241</i>
9.1.2 <i>Випадок ділянок підземних трубопроводів</i>	<i>246</i>
9.1.3 <i>Процес оптимізації, оснований на ризику</i>	<i>249</i>
9.1.4 <i>Результати і обговорення</i>	<i>251</i>
9.2 Технологія ремонту трубопроводів бандажами з полімерно-композитних матеріалів	255
9.3 Оптимізація товщини композитних бандажів при ремонті трубопроводів з дефектами	263
9.4 Методика визначення залишкового ресурсу трубопроводів з композитними бандажами	272
9.5 Залишковий ресурс зміцнених композитними бандажами трубопроводів з дефектами	279
9.6 Експериментальна оцінка ефективності бандажів для зміцнення пошкоджених трубопроводів	291
Література до розділу	298

ВСТУП

Україна має розгалужену мережу газопроводів, довжина яких складає біля 35 тис. кілометрів, а кількість газоперекачувальних агрегатів (ГПА) досягає 780 одиниць, з яких 96 – газомотокомпресори.

Експерти вважають, що Алжирські первинні доведені запаси газу складають близько 4600 мільярдів кубічних метрів, 80% з них підлягають розробці, тоді як 15% вже експлуатуються і близько 1000 млрд. кубічних метрів розглядаються як вірогідні запаси.

ГПА в Україні відпрацювали свій заводський ресурс і через їх фізичне і моральне старіння не відповідають сучасним вимогам екології та енергоощадливості. Багато проблем виникає і з старінням парку ГПА та трубопроводів в Алжирі.

Проблемі надійності обладнання газотранспортних систем до даного часу приділяли недостатньо уваги. Проте, враховуючи стратегічне значення газотранспортних систем України та Алжиру, необхідно направити зусилля науковців та інженерів на оцінку технічного стану та підвищення надійності як обладнання компресорних станцій, так і лінійної частини магістральних газопроводів.

В пропонованій авторами монографії на основі фактичних даних, зібраних в Україні та Алжирі, викладені основні шляхи підвищення надійності ГПА та магістральних газопроводів.

В першому і другому розділі подана характеристика газотранспортних систем, в тому числі ГПА, України, Росії та інших країн світу.

Третій розділ присвячений класифікації відмов ГПА та причинам їх виникнення.

В четвертому розділі зроблено аналіз літератури з вібродіагностики ГПА та описано вплив роботи ГПА на їх напрацювання з врахуванням рівня вібрацій опорних підшипників.

П'ятий розділ описує результати з удосконалення лабіринтного ущільнення за допомогою скінчено-елементної моделі, що дозволило оптимізувати його конструкцію та покращити характеристики ущільнення.

У шостому розділі описані жароміцні сплави та зносостійкі покриття для лопаток турбін ГПА, які можна одержати з використанням нанотехнологій.

У сьомому розділі автори дають характеристику надійності ГПА та їх обв'язки і пропонують стратегії технічного обслуговування на основі комп'ютерних баз даних та аналізу АВС.

Діагностика та надійність газомотокомпресорів МК-8М та 10ГКН описана в восьмому розділі, де подані результати вібраційного діагностування силових циліндрів і шатунних підшипників компресорів.

Дев'ятий розділ присвячений оцінці залишкового ресурсу трубопроводів та його підвищенню бандажами з полімерних композитних матеріалів, внесок в який зробили Найда А. М. та алжирські колеги Абдельбакі Н., Бетайеб М. та інші.

Автори з вдячністю сприймуть всі зауваження, висловлені читачами.

РОЗДІЛ 1

ГАЗОТРАНСПОРТНІ СИСТЕМИ УКРАЇНИ, РОСІЇ, АЛЖИРУ ТА ІНШИХ КРАЇН СВІТУ

1.1 Сучасний стан газотранспортних системи України, Росії, Алжиру та інших країн світу

Основні розвідані запаси природного газу зосереджені на Близькому Сході – 73,33 трлн. м³, в країнах СНД – 57,421 трлн. м³, Африці – 14,126 трлн. м³, Азії – 11,644 трлн.м³, в Північній Америці – 7,359 трлн.м³, а також в Латинській Америці – 6,238 трлн.м³ і Західній Європі – 6,908 трлн. м³ (дані 2004 року [1]).

За запасами газу перше місце займає Росія – 47,57 трлн. м³, за нею – Іран – 26,84 трлн. м³, Катар – 25,63 трлн. м³, Саудівська Аравія – 7,15 трлн. м³, США – 5,98 трлн. м³, Абу-Дабі – 5,62 трлн. м³, Нігерія – 5,21 трлн. м³, Венесуела – 4,71 трлн. м³, Алжир – 4,5 трлн. м³, Ірак – 3,17 трлн. м³. В Україні розвідані запаси газу складають 1,1 трлн. м³.

Провідні фірми, що проводять видобування природного газу, мають доказані запаси газу в об'ємі (113 трлн. м³) [2]:

Газпром (Росія)	–	35,0
Qatar Petroleum (Катар)	–	24,0
НІОС (Іран)	–	21,0
ЕххонМобіл (США)	–	7,0
Saudi Aramco (Саудівська Аравія)	–	6,0
Shell (Голландія)	–	5,0
BP (Великобританія)	–	4,5
Iraqi Oil Ministry (Ірак)	–	4,0
Sonatrach (Алжир)	–	3,5
NNPC (Нігерія)	–	3,0.

Перший в світі трубопровід природного газу був побудований в 1885 році між Пансильванією і Буффало в США і мав діаметр 200 мм і довжину 135 км.

Основні газопроводи зосереджені в Північній Америці, країнах СНД, Північній Африці, Мексиці, Аргентині і Ірані.

В Україні транспорт газу почався ще в 1924 році. Зараз через Україну транспортують 110-130 млрд. м³ газу в рік і загальна протяжність газопроводів досягає 34,8 тис. км. Проектна пропускна спроможність газотранспортної системи на вході до України може досягати 292 млрд. м³ в рік. У структурі газопроводів в Україні: 15,8% – трубопроводи діаметром 1420 мм, 23,3% –

діаметром 1020-1220 мм, 14,9% – діаметром 720-820 мм. У газотранспортній системі ДК «Укртрансгаз» експлуатується 780 ГПА різних типів вітчизняного і зарубіжного виробництва, зокрема 450 агрегатів з газотурбінним приводом, 158 електроприводних ГПА та 96 газомотокомпресорів.

Після розпаду СРСР основними експортерами газу стали країни СНД (29% продажі на світовому ринку), Канада (18%), Голландія (13%), Алжир (10%), Індонезія (9%) і Норвегія (7%).

Основними імпортерами газу в даний час є ФРН (19%), США (18%), Японія (15%), Італія (10%), Франція (9%), Бельгія (4%).

У Алжирі в даний час відкриті величезні запаси природного газу. Перший комерційний експортний термінал був відкритий в м. Арзев в Алжирі в 1964 році. Експорт газу проводився до Великобританії, потім до Франції і США.

Алжир планує інвестиційну програму у вуглеводневий сектор в розмірі близько 45,60 млрд. доларів США на період 2007-2011 роки, з яких 26,20 млрд. виділено на програми розвитку і експлуатації вуглеводнів. Завдяки програмі, яка дозволить Алжиру збільшити свій виробничий потенціал, видобування досягне 2 млн. барелів нафти і 85 млрд. кубічних метрів газу до 2010 року. Крім того, в доповіді OVG [3] відмічено, що цим джерелом енергії легше проводити перевезення, тому природний газ стає джерелом енергії найбільш необхідним в Алжирі. Цей аргумент в доповіді OVG заснований на зауваженні Мохамеда Мезіана, генерального директора, в якому мовиться, що "сегмент газу стане основним напрямом діяльності Sonatrach і національна компанія прагне повністю використовувати можливості газопроводів". Це означає здійснення комплексної стратегії експлуатації родовищ газу, виробництва і транспортування газу на національному і міжнародному рівнях, а потім зосередитися на розвитку скрапленого природного газу (СПГ) і отримати максимальну користь з його доданої вартості. У тій же доповіді підкреслюється той факт, що Алжир забезпечує 94% експорту природного газу всього Середземноморського регіону. Це третій по величині постачальник Європейського союзу і 4-й експортер на світовому ринку, після Росії, Канади і Норвегії. Енергетики вважають, що Алжирські первинні доведені запаси газу складають близько 4600 мільярдів кубічних метрів, 80% з них підлягають розробці, тоді як 15% вже експлуатуються і близько 1000 млрд. кубічних метрів розглядаються як вірогідні запаси.

Алжир має намір реалізувати два проекти по виробництву скрапленого природного газу продуктивністю 4,5 млн. тонн кожна. Обидва проекти повинні початися в 2011-2012 роках і Алжир буде збільшувати свій щорічний експорт газу на 30%. В даний час експорт складає близько 62 мільярдів кубічних метрів, причому половина з них у вигляді скрапленого природного газу, в основному в США і Європейський Союз. Тим часом, Sonatrach підписав 2 березня 2008 року угоду з норвезькою компанією StatoilHydro про те, що вона може збільшити своє виробництво скрапленого природного газу в Алжирі. У свою чергу, Sonatrach матиме доступ на один з її терміналів за кордоном. Каре Rosandhaug, генеральний директор StatoilHydro, на засіданні

OBG сказав, що "ця угода дозволить, з одного боку, Sonatrach мати засоби скраплювання газу потужністю близько 20 млрд. м³ в рік з 2009 року протягом 15 років. З іншого боку, це також дозволить доступ StatoilHydro до 1 млрд. м³/рік, які забезпечує Sonatrach, на період 15 років з 2009 року".

Британська консалтингова фірма також указує на те, що Алжирський експорт газу в даний час забезпечує 30% доходів від продажу нафтопродуктів, або 15-18 млрд. дол. США в рік, в результаті якої в майбутньому Алжир зможе збільшити їх виробництво не тільки тому, що є ресурси, але і укріпити свої прибутки на європейському ринку, основним постачальником якого є Алжир. Проекти в області транспорту слідуватимуть цій логіці дуже уважно, про що свідчить робота над трубопроводами Medgaz і Galsi газопроводу, який пов'яже безпосередньо Алжир з Європою. Перший пов'яже Алжир з Іспанією продуктивністю 8-10 мільярдів кубічних метрів на рік, а другою – проляже з Алжиру до Італії, точніше в Сардинію, причому первинний потенціал постачань складе 8 мільярдів куб. метрів в рік.

Роберт Argiolas, директор "Газ де Франс" говорить OBG, що " Medgaz, який створений як консорціум п'яти світових лідерів газу (Sonatrach, Cepsa, Iberdrola, Endesa і Gaz de France) почне функціонувати в другій половині 2008 р. і Алжир збереже своє домінуюче положення в Південно-Східній Європі ". Oxford Business Group вважає, проте, що найсміливішим і новаторським, поза сумнівом, є проект Транссахарського газопроводу (TSGP), який, з його довжиною 4128 км., пройде через три країни (2310 км в Алжирі, 841 км в Нігері і 137 км в Нігерії) і зв'яже родовища газу в Гвінейській затоці з бережжям Середземного моря і призначений для Європи. Цей трубопровід транспортуватиме 20-30 мільярдів кубічних метрів на рік загальною вартістю оцінюваною в 13 мільярдів доларів.

Офіційно оголошено в березні минулого року в м. Абуджі (Нігерія) нігерійським міністром енергетики паном Odrein Ajumogobia і паном Хелілом, що цей проект, який відкриє свої засувки в 2015 році, сприятиме зміцненню ролі Африки на європейському ринку газу, чії прогнози розвитку передбачає дефіцит газу починаючи з 2015 року.

РОЗДІЛ 2

ХАРАКТЕРИСТИКА СУЧАСНИХ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ В УКРАЇНІ ТА СВІТІ

2.1 Сучасні газоперекачувальні агрегати в Україні і світі

В даний час в Україні і Росії використовують нові моделі ГПА (табл. 2.1).

В Україні газоперекачувальні агрегати випускає ВАТ «Сумське НВО ім. М. В. Фрунзе» (рис. 2.1), проте в Україні устаткування, яке виготовляє ВАТ, застосовується в обмежених масштабах. Наприклад, з 2500 газоперекачувальних агрегатів (ГПА), виготовлених у ВАТ за 30-річний період, до України поставлено 185 одиниць агрегатів потужністю 6,3 і 16 МВт для компресорних станцій газової і нафтової промисловості, а також устаткування деяких компресорних станцій (КС), зокрема, КС «Анастасьєвська», «Солоха» і деякі інші.

Таблиця 2.1 – ГПА нового покоління РАО „Газпром” та ДК "Укртрансгаз"

Привод	Потужність, МВт	К.к.д., %	Рік серійного виробництва привода	Модель ГПА	Рік серійного виробництва ГПА
Росія					
НК-14СТ	6,3(8)	29(30)	1996	ГПА-Ц-6,3Б	1997
ГТП-6У	6,3(8)	30,5	1997	ГТН-6У	1998
ПС-90А	12	34	1995	ГПА-12 Урал	1996
АЛ-31СТ	16	36,5	1998	ГПА-Ц-16АЛ	1996
НК-38СТ	16	36,3	1997	РGT-21S	1998
ПС-90А	16	34	1998	ГПА-16 Рева	1998
ГТНР-16	16	34,5	1995	ГПА-16Волга	1998
НК-36СТ	25	31	1993	ГПА-16 Урал	1997
ГТН-25-1	24,5	35	1999	ГПА-Ц-25	1993
				ГПА-25НК	1999
				ГТН-21-1	1999
				ГТН-25-2	1999
Україна					
ДТ-71	6,3	30,5	1994	ГПА-Ц-6,3С	1997
Д-336	6,3	30	1995	ГПА-Ц-6,3А	1997
ДН-70	10	34	1997	ГПА-16МГ90	1996
ДГ-90	16	34	1994	ГПА-Ц-16С	1997
ДН-80	25	35	1996	ГПА-25МН80	1996

Примітка. Величини к.к.д. вказані для станційних умов в складі ГПА, для отримання величин за умовами ISO 2314 до даних таблиці додається приблизно +1%.

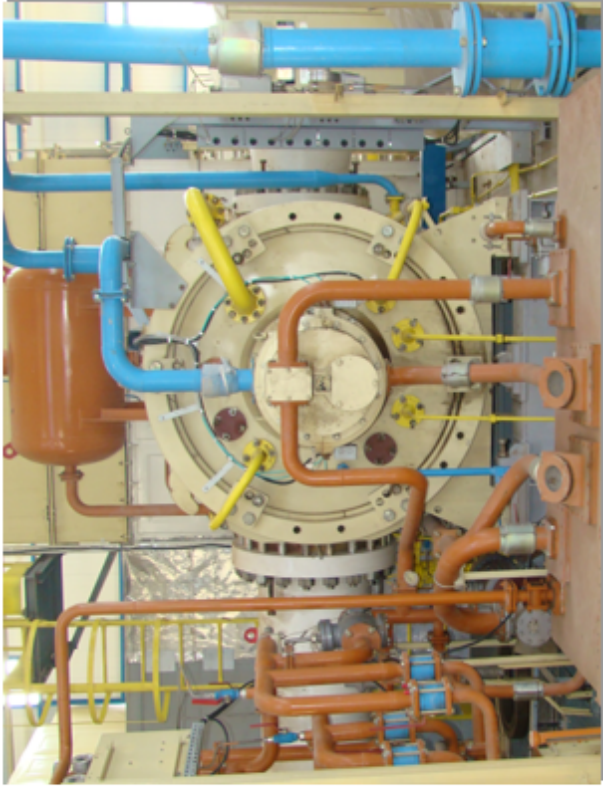


Рисунок 2.1 - Відцентрові компресори та установки виробництва ВАТ "Сумське НВО ім. М.В.Фрунзе

Структура парку ГПА ДК "Укртрансгаз" наступна: газотурбінні ГПА – 83%, електроприводні – 15%, газомотокомпресори – 2%.

У РАО «Газпром» компресорний парк з газотурбінним приводом складає 85 %, з електричним – 14% і лише 1% – з поршнеvim приводом і налічує 20 типів агрегатів загальною кількістю 3000 штук одиничною потужністю від 2,5 до 25 МВт, ККД яких знаходиться в межах від 23 до 34% [4].

Надійність ГПА нового покоління повинна бути високою і забезпечувати програму технологічного обслуговування в межах до 8-12 тис. годин для гарячого тракту, 20-25 тис. годин – середнього ремонту і 40-50 тис. годин – капітального ремонту.

2.2 Аналіз стану газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях УМГ "Черкаситрансгаз"

Аналізуючи технічний стан газотурбінних ГПА (табл. 2.2, табл. 2.3), слід зазначити, що основна кількість парку ГПА УМГ "Черкаситрансгаз" складають ГТК-10І виробництва AEG Kanis і ГТК-25І виробництва фірми "Nuovo Pignone" [3]. Майже все ГПА даних типів, які зарекомендували себе як високонадійне устаткування, вже практично відпрацювали свій ресурс або наближаються до такого стану. Це загрожує виходом з ладу окремих КС, якщо не приймати термінові заходи.

Таблиця 2.2 – Характеристика парку ГПА УМГ "Черкаситрансгаз"

Газо-привід	Тип привода	Привод	Нагнітач	N, МВт	К.к.д., %	Загальна кількість
Союз	Газотурбінний	ГТК-10І	Купер	10	27	28
Союз	Газотурбінний	ГТК-10І	Демаг	10	27	35
УПУ	Газотурбінний	ГТК-25І	PCL	25	27	12
УПУ	Газотурбінний	ДН-80Л	650-21-2	25	34,5	3
Прогрес	Газотурбінний	ДН-80Л	650-22-2	25	34,5	2
Прогрес	Газотурбінний	ГПУ-16	НЦ-16	16	31	4
Прогрес	Газотурбінний	ГПУ-10-01	235	10	28	7
Прогрес	Газотурбінний	СТД-12,5	235-21-1	12,5	-	7
Прогрес	Газотурбінний	ЕГПА-25	650-21-2	25	-	3
КРАБ	Газотурбінний	ГТК-10-4Б	Н-235	10	29	23
Н-Ш	Газотурбінний	ГТН-6	Н-6-56	6	29	6
Двигуни, які знаходяться в дослідно-промисловій експлуатації						
Прогрес	Газотурбінний	ДН-80Л	650-22-2	25	34,5	1
Прогрес	Газотурбінний	ГПУ-16К	НЦ-16	16	44,5	1
КРАБ	Газотурбінний	ДН-70Л	Н235-21-1	10	34,5	1

Таблиця 2.3 – Характеристика парку ГПА УМГ "Прикарпаттрансгаз"

Газопровід	Назва КС	Тип ГПА	Тип двигуна	Тип нагнітача	Потужність приводу, МВт	ККД приводу, %	Загальна кількість	
"Союз"	КС Богородчани	ГТК-101	MS 3002 (газотурбінний)	RF 2BV-30	10	27	7	
	КС Хуст	ГТК-101	MS 3002 (газотурбінний)	RF 2BV-30	10	27	7	
"Уренгой-Помари-Ужгород"	КС Богородчани	ГТК-251	MS 5002 (газотурбінний)	PCL-804-2/36	25	28	3	
	КС Голятин	ГТК-251	MS 5002 (газотурбінний)	PCL-804-2/36	25	28	3	
"Прогрес"	КС Богородчани	ЕГПА-25РЧ	4В 284-02Н (електропривід)	650-21-2	25	96,3	3	
	КС Голятин	ГТУ-10	ДР-59	235-21-1	10	28	8	
"Кременчук-Ананьів-Чернівці-Богородчани"	КС Хотин	ГПА-Ц-6,3	НК-12СТ	НЦВ-6,3-56	6,3	26,1	5	
	КС Богородчани	СТД-4000	СТД-4000-2 ГРУХЛ4 (електропривід)	280-12-7	4	97,5	6	
"Шебелинка-Дніпропетровськ-Кривий Ріг-Ізмаїл"	КС Березівка	СТД-4000	СТД-4000-2 ГРУХЛ4 (електропривід)	280-12-7	4	97,5	5	
	КС Орловка	ГПА-Ц-6,3	НК-12СТ	НЦ-6,3-56У	6,3	26,1	3	
"Долина-Ужгород-Держжордон"	КС Долина	ГТК-10-2	стац.ГПА	520-12-1	10		2	
		ГТНР-10	стац.ГПА	520-12-1	10		4	
		ГТК-10-4	стац.ГПА	520-12-1	10		3	
	КС Россаш	ГПА-16С	ДГ-90Л2		16ПЦ2-395/53-76С	16		5
		ГТК-10-4	стац.ГПА		520-12-1	10	29	6
		ГТК-10-4	стац.ГПА		520-12-1	10	29	6
КС Ужгород	ГТК-10-2			520-12-1	10		3	
	ГТНР-10			520-12-1	10		3	
"Ананьів-Тирасполь-Ізмаїл"	КС Орловка	ГПА-Ц-6,3С	ДТ-71П	6,3ПЦ2-204/38-56С	6,3		7	
		ГТН-6	стац.ГПА	Н-6-56-2	6	24,5	6	
"Ананьів-Тирасполь-Ізмаїл"	КС Ананьів	ГТН-16	стац.ГПА	Н-16-76/1,44	16	19	4	
	ДКС Биків	10 ГКНА	ГМК	5/250	1,1		15	
		ДКС	МК-8М	ГМК	4/280	2,1		6
Богородчани	МК-8М	ГМК	ГМК	4/280	2,1		4	

Спостереження за експлуатаційними параметрами агрегатів ГТК-10-4Б виробництва НЗЛ м. Санкт-Петербург (Росія) підтверджує зниження потужності, ККД і погіршення екологічних характеристик, не дивлячись на чималий запас моторесурсу. Основними причинами такого погіршення ефективності роботи ГПА є:

- порушення герметичності регенераторів і, як наслідок, зниження ступеня стиснення осьового компресора;
- погіршення стану проточної частини газотурбінних приводів.

Спроби ремонту регенераторів шляхом заварювання тріщин виявили повну їх ремонтнепридатність. У агрегатах цього типу для відновлення їх ефективності доцільно замінити пластинчасті регенератори на більш довершені трубчасті і модернізувати проточну частину приводу, що дасть можливість відновити ККД і потужність агрегату.

Слід зазначити, що через фізичне і моральне старіння ГПА з газотурбінним приводом різних типів і схем не відповідають сучасним вимогам екології і енергозбереження.

Вимогою часу є перехід до експлуатації ГПА за технічним станом, який є реальністю за наявності сучасних систем автоматичного контролю (САК). Слід зазначити, що в УМГ "Черкаситрансгаз" замінюються системи автоматичного управління на різних типах ГПА на системи нового покоління як закордонного, так і вітчизняного, виробництва. Модернізація САК дає можливість отримати такі переваги:

- забезпечувати управління основним і допоміжним устаткуванням ГПА з високою надійністю;
- проводити аналіз термодинамічних параметрів ГПА з метою його діагностування і визначення необхідності ремонту;
- здійснювати надійну протипомпажне регулювання і захист відцентрових нагнітачів;
- оптимізувати технологічні процеси роботи як окремої КС, так і газотранспортної системи УМГ "Черкаситрансгаз" в цілому.

Газоперекачувальний агрегат ГПА-Ц-6,3А

Сьогодні на КС України експлуатується 85 агрегатів ГПА-Ц-6,3 з газотурбінними двигунами НК-12СТ. За технічними умовами ККД двигунів першої модифікації НК-12СТ-01 складає 22,5%, ККД двигунів наступної модифікації НК-12СТ-02 дорівнює 23,5%. За технічними умовами ККД двигунів НК-12СТ в процесі експлуатації протягом міжремонтного періоду знижується на 3% (відносних).

Відцентровий нагнітач природного газу приводиться в дію конвертованим авіаційним газотурбінним двигуном Д-33б (серійно випускається запорізьким ПО «Моторсіч»), який розроблений на базі газогенератора високоефективного авіаційного двигуна Д-13б, який використовується для могутнього гвинтокриля Мі-26.

Технічна характеристика:	
Номінальна потужність, МВт	6,3
ККД двигуна відповідно до умов КС %	30,2
Продуктивність нагнітача, млн. м ³ /добу	11,87
Ступінь стиснення ВН	1,45
Кінцевий тиск ВН, МПа	5,49
Політропний ККД ВН %	83
Частота обертання роторів двигуна, об/хв.:	
КНТ-ТНТ.....	9520
КВТ-ТВТ.....	13400
силової турбіни і ВН.....	8200

Система автоматизованого контролю ГПА виконана на базі мікропроцесорних засобів. Вона забезпечує: автоматичний пуск, нормальну і аварійну зупинку агрегату за заданим алгоритмом; автоматичне регулювання і контроль необхідних параметрів ГПА на всіх режимах роботи; попереджувальну і аварійну сигналізацію; захист агрегату на всіх режимах роботи; розподіл електроживлення і захист від навантажень і коротких замикань; збір, обробку і видачу інформації, яка характеризує режими роботи ГПА; зв'язок агрегату з цеховою або станційною САК технологічного процесу і обробку команд; робота ГПА в двох режимах управління: автоматичному за командами і завданнями САК цехового рівня і автономному за командами і завданнями оператора. Конструкція газотурбінного двигуна (ГТД) виконана за модульним принципом збирання, який забезпечує простоту і доступність обслуговування і мінімальні витрати часу на заміну двигуна або його модулів на КС. Ремонт ГТД виконується на заводі.

Стійкість проти ерозійного зносу і високий ресурс двигуна забезпечуються широким використанням в компресорі титанових сплавів, в турбіні – жаростійких сплавів на нікелевій і кобальтовій основі, жаростійких захисних покриттів і ефективної системи охолодження робочих і соплових лопаток. Багатошарові і багатокомпонентні (металеві і керамічні) жаростійкі і теплозахисні покриття наносяться на деталі проточної частини турбіни електроно-променевим або дифузійним способом для їх захисту від високотемпературної газової корозії.

2.3 Аналіз стану газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях Богородчанського ЛВУМГ УМГ «Прикарпаттрансгаз»

Аналізуючи технічний стан газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях Богородчанського ЛВУМГ, слід відмітити, що ГПА з газотурбінним приводом (ГТК-10і, ГКТ-25і) вже відпрацювали свій заводський моторесурс). Напрацювання ГПА (ГТК-10і) на КС-21 «Союз» станом на 01.07.2011 року становить 130-148 тис. годин, а ГПА (ГТК-25і) на КС-39 «У-П-У» 118-127 тис. годин. На всіх ГПА даних КС проведено роботи по продовженню моторесурсу до 200 тис. годин. Через фізичне і моральне старіння дані ГПА з газотурбінним приводом не відповідають сучасним вимогам екології та енергозбереження.

Напрацювання електроприводних ГПА на КС-39 «Прогрес» станом на 01.07.2011 року становить 30-39 тис. годин при встановленому моторесурсі виробником – 100 тис. годин. Але при експлуатації ЕГПА-25РЧ часто виникають збої в роботі системи регулювання «Siemens». Для вирішення даного питання необхідно замінити аналогові системи керування на сучасні мікропроцесорні.

2.4 Газоперекачувальні агрегати на компресорних станціях світу

В світі використовуються ГПА різних типів і еволюція основних моделей агрегатів і їх ранжирування по потужності показана в таблицях 2.4-2.7.

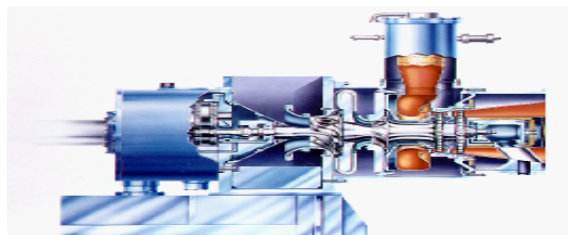
Таблиця 2.4 – Розвиток і ранжирування моделей ГПА за потужністю в світі

MS 1002	MS 7001F
1968 MS 1002 5000HP	1987 MS 7001F 135 MW
1995 MS 1002 6400HP	1995 MS 7001FA 159 MW
MS 3002	MS 9001
1952 3002A 5000HP	1975 MS 9001A 85 MW
1995 3002J 14,600HP	1995 MS 9001E 123 MW
MS 5001	<u>1995 MS 9001F 220 MW</u>
1957 NON PACKAGED 10MW	<u>1995 MS 9001FA 226 MW</u>
1961 MS 5001D 11.5 MW	<u>1998 MS 9001H 480 MW</u>
1995 MS 5001PA 26 MW	LM's
MS 5002	LM 1600 (13.4 MW)
1971 MS 5002A 25,000HP	LM 2500 (22MW)
1995 MS 5002A 27,130HP	LM 5000 (33MW)
1971 MS 5002B 31,000HP	LM 6000 (40MW)
1995 MS 5002B 37,500HP	PGT's
MS 6001	PGT2 (2MW)
1978 MS 6001A 31 MW	PGT5 (5MW)
1995 MS 6001B 38 MW	PGT10 (10MW)
1996 MS 6001F 70 MW	PGT16 (13.7MW)
MS 7001	PGT25 (22.4MW)
1970 MS 7001A 47 MW	
1995 MS 7001EA 83 MW	

Номенклатура зарубіжних турбін, використовуваних в нафтогазовій промисловості, зокрема для приводу відцентрових нагнітачів, показана на рис. 2.2

PGT 2

2.0 MW



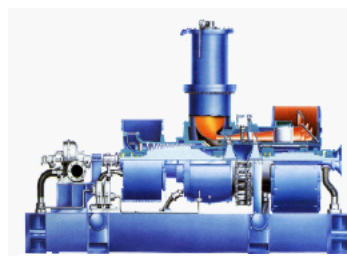
PGT 5/1

5.2 ÷ 5.9 MW



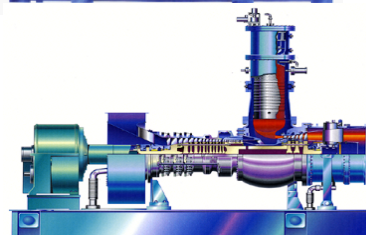
PGT 5/2

5.4 ÷ 6.2 MW



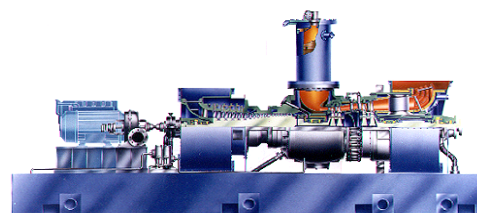
PGT 10/1

11.7 MW



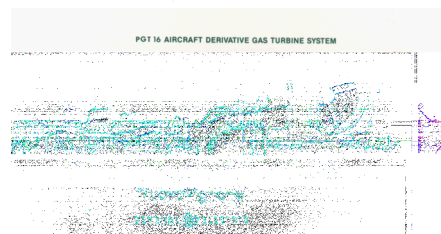
PGT 10/2

10.5 ÷ 12 MW



LM1600/PGT 16

14.2 MW



LM2500/PGT 25

23.2 MW

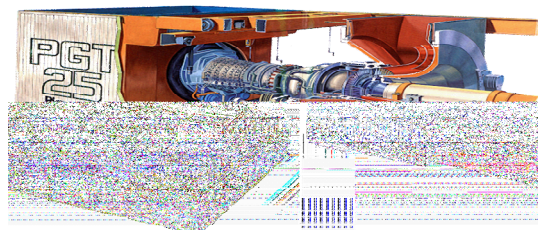
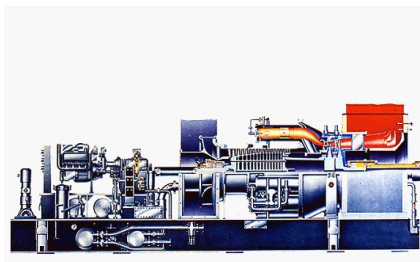


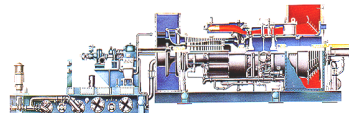
Рисунок 2.2 - Турбіни, які використовуються в нафтогазовій промисловості

MS5001 **26.3 MW**

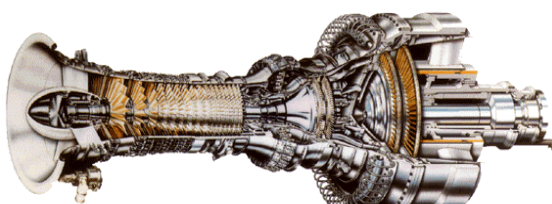


MS5002 **28.3 ÷ 32.5 MW**

MODEL SERIES
5002
HEAVY-DUTY
GAS TURBINE
18,000-30,000 kW



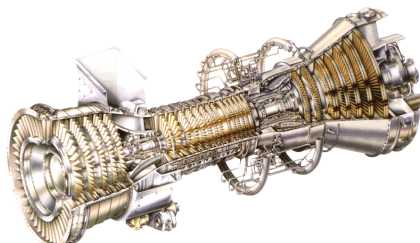
LM2500+/PGT 25+ **29.9 MW**



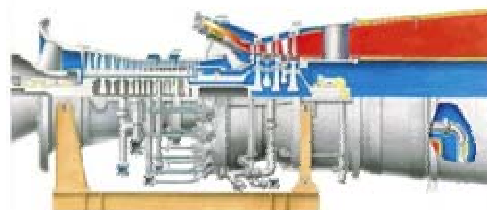
MS 6001B **42 MW**



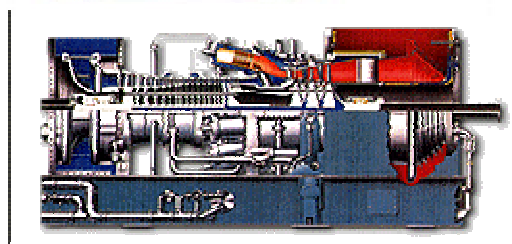
LM6000 **44.8 MW**



MS7001 EA **81.5 MW**



MS9001 E **123.4 MW**



Продовження рисунку 2.2

Таблиця 2.5 – Технічна характеристика газоперекачувальних агрегатів провідних світових фірм

Модель ГПА		$N_{\text{вих}},$ кВт	ККД, %	Теплова потужність, кДж/кВт·год.	Подача газу, кг/с	$T_{\text{вих}},$ °С	$n_{\text{ном-вала}},$ хв^{-1}	Маса, кг
PGT 5/1		5220	26,9	13.422	24,6	524	11.140	28000
PGT 5/2		5450	26,9	13.422	24,6	524	11.140	28000
GE 5/1		5500	30,7	11.740	19,6	574	16.630	23900
GE 5/2		5600	31,5	11.428	–	–	–	24000
PGT 10 А (два вали)	MD	10660	32,5	11.250	42,3	493	10.800	34000
	GD	10220	31,4	11.540	42,1	484	10.800	
GE 10/1		11250	31,4	11.481	47,5	482	11.000	34000
GE 10/2		11615	32,5	11.121	46,9	488	7.900	40000
PGT 16	MD	14252	36,2	9.939	47,4	493	7.900	19000
	GD	13735	34,9	10.314	47,4	493	7.900	
PGT 25	MD	23261	37,7 (вал)	9.560 (вал)	68,9	525	6.500	38000
	GD	22417	36,3 (ел.)	9.919 (ел.)	68,9	525	6.500	
PGT 25+		31364	41,1	8.754	84,3	500	6.100	–
MS 5001		26300	26,3	12.650	124,1	487	5.100	87430
MS 5002C		28340	28,8	12.470	124,3	517	4.670	1100.00
MS 5002D		32580	29,4	12.239	141,4	509	4.670	110000
MS5002E		30000	36,4	6.100	–	523	–	117000
LM 6000		43076	41,3	8.707	131,0	449	3.600	31000
MS 6001 B	MD	43530	33,1(вал)	10.852(вал)	145	544	5.133	96000
	GD	42.100	32,06(ел.)	11.230 (ел.)	145,8	552	5.100	
MS 7001EA	MD	81590	32,67(вал)	11.020(вал)	278	546	3.600	121000
	GD	85100	32,73(ел.)	11.000 (ел.)	300	537	3.600	
MS 9001 E		126100	33,8	10.650	418	543	3.000	217500
MS 9001F		220000	–	–	–	–	–	–
MS 9001FA		226000	–	–	–	–	–	–
MS 9001H		480000	–	–	–	–	–	–

На рис. 2.3 показані відцентрові компресори провідних виробників світу.



Найбільший тиск – 12,7 МПа,
Найбільша подача – 100000 м³ / год.

Відцентровий компресор API 617



BCL 406/V + BCL 305/C + BCL 305/D
компресор, який приводиться газовою
турбіною MS5002



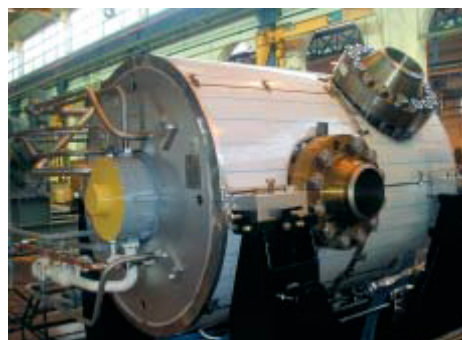
Змішаний агрегат AN 200 з осьовим
компресором та відцентровим нагніта-
чем 2BCL 806



Компресор PCL 1002 на трубопроводі
Союз



Компресор PCL 800 San Fergus



Компресор ПАО "Газпром" для подачі
газу зі сховища до газопроводу

Рисунок 2.3 – Відцентрові компресори провідних виробників світу

Таблиця 2.6 – Технічні характеристики відцентрових компресорів

Модель	Найбільший тиск всмоктування, МПа	Подача, м ³ /год.	Максимальний тиск, МПа	Максимальна потужність, кВт	Діапазон швидкостей, хв ⁻¹
Відцентрові вертикальні LP/MP BCL, RB, RH, VH	-0,09	до 60,000	20,0	40000	3000-20000
Відцентрові вертикальні HP BCL	8,3	до 15,000	70,0	30,000	7,000-18,000
Трубопровідні PCL	2,0	до 100,000	13,0	40,000	3,600-13,000
Осьовий AN	0,09	100,000-600,000	2,5	70,000	–

Таблиця 2.7 – Коротка технічна характеристика відцентрових нагнітачів

Тип нагнітача	Добова продуктивність, млн.м ³	Степінь підвищення тиску	Номинальна частота обертань ротора нагнітача, хв ⁻¹	Споживана потужність, кВт	Тип привода
280-11-1	13,0	1,23	79020	4000	СТД-4000-2
280-11-2	13,0	1,23	79020	3750	ГТ-700-4
280-12-2	13,0	1,23	79020	4250	ГТ700-5
280-12-4	13,0	1,22	79050	4250	ГТ-700-5
260-12-1	16,0	1,25	5400	4400	ГТК-5
370-13-1	14,0	1,22	5400	4400	ГТК-5
370-12-1	17,0	1,25	5600	6000	ГТ-750-6
370-14-1	19,5	1,25	5400	6000	ГТ-750-5
370-17-1	19,5	1,25	5300	6000	ГТ-750-6
НГ-280-9	25,0	1,21	5000	9000	ГТН-9-750
Н-300-1,23	19,0	1,23	6100	6000	ГТ-6-750
520-12-1	29,0	1,25	4800	10000	ГТК-10-2
650-21-1	53,0	1,45	3700	26000	ГТК-25
Н-196-1,45	19,0	1,45	8200	6300	ГПА-Ц-6,3
370-18-1	37,0	1,23	4800	10000	ГТК-10-4
Н-16-56	51,0	1,25	4600	16000	ГТК-16
“Купер-Бесемер”	16,5	1,51	6200	9700	ГТК-10И (США)
“Нуово-Піньоні”	55	1,51	4600	25000	ГТН-25И (Італія)
RF 288-30	21,8	1,50	5000	12900	“Коберра-182” (США)

Література до розділу

1 Report of Program Committee В IGU. Strategy, Economy and Regulation – 23rd World Gas Conference, Amsterdam, 2006. – 124 pp.

2 О. Г. Дзьоба. Аналіз потенційної ресурсної бази для диверсифікації джерел та шляхів постачання природного газу в Україну. Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. № 2(20), 2009. – с.12-23.

3 Доклад Британской консалтинговой фирмы, Oxford Business Group (OBG), Суббота, 5 апреля 2008 года. – 26 с.

4 Седых А. Д. ГПА нового поколения / А. Д. Седых, В. А. Щуровский // Газовая промышленность. – 1997. – №5 – С. 36–37.

5 Мониторинг силовых агрегатов на компрессорных станциях / Е. О. Антонова, И. А. Иванов, О. А. Степанов, М. Н. Чекардовский. — М.: Недра, 1998. – 216 с.

РОЗДІЛ 3 КЛАСИФІКАЦІЯ ТА АНАЛІЗ ПРИЧИН ВІДМОВ ГПА

3.1 Класифікація відмов ГПА

Класифікація дефектів і несправностей наводиться в багатьох роботах, присвячених тематиці надійності, діагностики, прогнозування та підвищення ресурсу ГПА [1, 2]. Елементи й вузли ГПА за частотою відмов розташовуються в такій послідовності:

- робочі лопатки, направляючі лопатки, ротор і діафрагма турбіни;
- підшипники;
- камера згоряння і газоходи гарячих газів;
- робочі колеса та направляючі лопатки компресора;
- теплообмінники та вихідні газоходи;
- корпус і ущільнення;
- допоміжні пристрої та системи контролю;
- фундамент та інші вузли [52, 54].

Перелік можливих несправностей ГПА в процентному стані представлений нижче.

Перелік експлуатаційних несправностей ГПА компресорних станцій

№ п/п	Найменування несправності	Число несправностей від загальної кількості, %
1	Робочі та направляючі лопатки ОК	7,1
2	Направляючі та робочі лопатки ТВТ	9,4
3	Робочі та направляючі лопатки ТНД	2,2
4	Ротори турбокомпресора	1,8
5	Ротор ТНД	4,8
6	Ротор ЦБН	8,3
7	Робочі колеса ЦБН	1,3
8	Вкладиші підшипників	32,3
9	Колодки підшипників	15,7
10	Торцеві ущільнення ВЦН	12,3
11	Елементи камери згоряння	4,8

Причини несправностей основних вузлів і деталей ГПА, їх характер і умови виникнення наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Характер і причини несправностей основних вузлів і деталей ГПА

Вузли й деталі ГПА	Характер несправностей	Умови виникнення несправностей
Лопатки ОК	Втомні руйнування, газо-абразивний знос	Зачіпання, робота в режимі помпажу і області резонансних обертів при пусках і зупинках; нерівномірність потоку циклового повітря;
Ротор ОК	Тріщини в пазах установок робочих лопаток	Запиленість повітря Спільна дія високих статичних і динамічних напружень в поєднанні з концентраторами напружень
Робочі лопатки ТВТ	Тріщини, втомні руйнування, знос утонченої (запобіжної) кромки	Пульсація потоку газу; змінні термічні напруження при пусках і зупинках; зачіпання
Напрямні лопатки ТВТ	Втомні руйнування	Пульсація потоку газу; змінні термічні напруження при пусках і зупинках; градієнт температур за камерою згоряння
Лопатки ТНТ	Втомні руйнування	Пульсація потоку газу; змінні термічні напруги при пусках і зупинках
Диск ТВТ	Торцеве биття	Зачіпання лопаток ТВТ в сполученні з порушеннями умов охолодження диска і його невірноваженістю
Ротор нагнітача	Риски, задири на шийках і упорному диску	Механічні домішки і висока температура масла; вібрація і осьові зрушення роторів
Колесо нагнітача	Знос лопаток, зруйноване покриття диска	Абразивні частинки в газі; відкладення солей; робота нагнітача в помпажному режимі
Ущільнення «масло-газ»	Знос і руйнування	Абразивні частинки і підвищена температура масла; вібрація ротора
Підшипники	Знос, руйнування бабітової заливки	Механічні домішки та підвищена температура масла; вібрація ротора; зменшення натягів вкладишів; осьові зрушення роторів
Камера згоряння	Прогари, тріщини, руйнування елементів	Місцеве підвищення температури; пульсаційний характер горіння
Зубчасті з'єднання	Знос робочих поверхонь; втомні руйнування	Розцентрування; незадовільні умови роботи мастила і вібрація

Для здійснення процесу розпізнавання несправностей необхідно всі несправні стани відповідним чином класифікувати і описати їх ознаки. Кількість класів залежить від того, наскільки достовірно і повно описані всі несправні стани, які мають ясно виражені ознаки у вигляді характерних змін параметрів робочого процесу.

Інформацією про несправні стани є реалізація деяких параметрів робочого процесу, які можуть бути прийняті як діагностичні ознаки. Реалізація ознак і ймовірностей несправних станів визначає апріорні відомості про стан агрегатів. У загальному випадку кількість несправних станів і їх класів нескінченно велике. Для формулювання і рішення задачі розпізнавання приймається допущення про те, що всі несправності можна об'єднати в кінцеве число класів, кожен з яких характеризується кінцевим числом ознак. До певного класу відносяться несправності одного найменування і виду.

Несправності ГПА можна класифікувати за такими ознаками:

- Належність до окремих вузлів.
- Вплив на працездатність:
 - а) несправності, що приводять до зниження ресурсу вузлів і деталі;
 - б) несправності, що приводять до зміни характеристик функціонування.
- Описують їх ознаки:
 - а) несправності, діагностичні параметри яких визначаються прямим вимірюванням;
 - б) несправності, які діагностуються;
 - в) несправності, які оцінюються за умовами, що призводить до їх виникнення, визначаються за непрямими ознаками.

На підставі аналізу даних по експлуатації газопроводів виявлено основні несправності турбін і вказані методи їх визначення. Ці дані наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Основні несправності газотурбінних двигунів

Несправність	Діагностичні параметри	Методи діагностування
1	2	3
Осьовий компресор		
Руйнування лопаток	Момент відриву лопаток, параметри шуму і вібрації, падіння частоти обертання вала ОК, зростання температури продуктів згоряння	Віброакустичний, газодинамічних параметрів, візуально-оптичний
Втомні тріщини	Розподіл напружень по лопатках, амплітуда і частота коливань, параметри вібрації і шуму	Безконтактне вимірювання коливань лопаток, віброакустичний, візуально-оптичний, ультразвуковий, магнітний
Втрата натягу між антивібраційними полками лопаток	Зазор між лопатками, параметри вібрації	Інструментальна пряма оцінка зазору, віброакустичний
Ерозійний знос лопаток	ККД, витрата повітря, газу	Газодинамічних параметрів

Продовження таблиці 3.2

1	2	3
Знос втулок в замках лопаток шарнірного типу	Зазор	Інструментальна пряма оцінка зазору, візуально-оптичний
Камера згорання		
Термічні втомні тріщини, деформація, викривлення, прогар, розтріскування	Довжина і місце розташування тріщин, температура камери згорання (локальна)	Візуально-оптичний, рентгенографія, пірометричний
Нагароутворення-збудження резонансних коливань лопаток турбіни	Параметри шуму, вібрації, локальна температура, місце розташування нагару	віброакустичний, пірометричний, візуально-оптичний
Знос сполучних деталей КЗ, сліди фретинг-процесу	Ступінь зносу, параметри шуму і вібрації	Візуально-оптичний, рентгенографія, віброакустичний
Засмічення форсунок	Тиск палива перед КЗ, розпорощення і витрата палива, температура продуктів згорання, температурне поле перед турбіною	Інструментальна оцінка прямим виміром, газодинамічний, пірометричний
Пульсаційне горіння	Тиск палива перед КЗ, в КЗ, шум і вібрація	Інструментальна оцінка прямим виміром, віброакустичний
Турбіна		
Перегрів полотна диска	Нагар, вороніння, лакування поверхні, витяжка диска	Інструментальна оцінка прямим вимірюванням, віброакустичний, пірометричний
Тріщини в пазах диска	Параметри вібрації, довжина і місце розташування тріщин	Вібраційний, візуально-оптичний, ультразвуковий
Нерівномірний знос елементів замкового з'єднання «диск-лопатка»	Ступінь зносу	Візуально-оптичний
Лопатки турбіни		
Руйнування лопаток	В момент руйнування параметри шуму і вібрації, при подальшій роботі збільшення амплітуди і частоти коливання лопаточного апарату, падіння частоти обертання турбіни, зростання витрати палива і температури продуктів згорання	Віброакустичний, безконтактне вимірювання коливань лопаток, газодинамічний

Продовження таблиці 3.2

1	2	3
Витяжка лопаток	Витяжка лопаток, надир на корпус, зазор між торцем лопатки і корпусом, параметри шуму і вібрації, вибіг ротора, підвищення температури продуктів згоряння і витрата палива	Інструментальна оцінка прямим виміром, візуально-оптичний, віброакустичний, газодинамічний
Обгорання лопаток	Нерівномірність температурного поля перед турбіною, підвищена температура продуктів згоряння	Пірометричний
Резонансні коливання лопаток	Амплітуда і частота коливань, межа напруження, витрата палива перед палниками, температурне поле перед турбіною	Безконтактне вимірювання коливань лопаток, інструментальна оцінка прямим вимірюванням, пірометричний
Втомні і термічні тріщини лопаток	Розмір і місце розташування тріщин	Візуально-оптичний, ультразвуковий, магнітний
Перегрів лопаток	Температурне поле перед турбіною	Пірометричний
Тріщини по пазах хвостовиків лопатки	Розмір тріщини, геометричні розміри замкового з'єднання	Ультразвуковий, магнітний, візуально-оптичний
Знос доріжок кочення підшипника	Параметри вібрації і шуму, температура масла на виході з опори, стружка в маслі, межа напружень в місцях контакту підшипника з опорою, вибіг ротора, радіальний і осьовий зазор в підшипнику, частота обертання сепаратора, хімічні і фізичні параметри масла	Віброакустичний, термометрування, спектральний аналіз оливи, візуально-оптичний, тензометрування, інструментальна оцінка прямим вимірюванням зазору
Система мащення		
Витік масла	Температура і тиск масла на виході і вході, температура підшипників	Інструментальна оцінка прямим вимірюванням, візуально-оптичний
Засмічення маслофільтра, утворення повітряного корку на вході в нагнітаючий маслонасос	Теча масла, тиск і температура масла, частинки в маслі і на маслофільтрі	Інструментальна оцінка прямим вимірюванням, візуально-оптичний, спектральний аналіз оливи
Розгерметизація масляної системи і руйнування качає вузла	Теча масла, падіння тиску масла на виході з насоса, металеві частинки на фільтрі, температура опор підшипників ротора, параметри вібрації і шуму	Візуально-оптичний, фізико-хімічні, інструментальна оцінка прямим вимірюванням, віброакустичний
Руйнування маслопроводів, тріщини	Розмір і місце розташування тріщин, параметри вібрації і шуму	Візуально-оптичний, віброакустичний

Розглянувши більш детально причини виникнення основних несправностей, шляхи їх виявлення та усунення, можна зробити висновки про значущість основних параметрів, які характеризують виникнення і розвиток несправного стану агрегату.

3.2 Аналіз причин виникнення несправностей ГПА

Лопатки ОК виходять з ладу з наступних причин: динамічні напруження через дію зусиль з боку потоку циклового повітря і відцентрових сил (від маси), що діють на всіх режимах роботи ГТД; низька конструктивна надійність лопаточного апарату; поганий стан поверхні, порушення посадки лопаток, порушення технології виготовлення. Руйнування лопаток призводить до порушення сталої роботи ОК і всього агрегату в цілому. Дуже рідко, але трапляються руйнування пазів лопаток з їх викидом в проточну частину, що призводить до найбільш важких поломок.

Як правило, руйнування лопаток починається з утворення втомних тріщин, які виникають в основному на вихідних кромках і рідше на вхідних. Ознаками руйнування металевих деталей компресора при оцінці технічного стану лопаточного апарату є вкраплення, риси, задири, обломи. Відхилення від технології виготовлення призводять до порушення частотних характеристик лопаток як ротора, так і статора, а отже, до розширення діапазону резонансних режимів лопаток, що може служити причиною утворення тріщин. До утворення тріщин також може призводити зрив потоку з появою на кінцях лопаток вихорів, через які виникають коливання лопаток, причому форми коливання можуть бути згинально-крутильними або пластинчастими в залежності від частот резонансних коливань. У зв'язку з цим при оцінці стану лопаток як діагностичний параметр розглядається не тільки максимальне напруження σ_{\max} , а й амплітуда напружень $\sigma_{\max}/\sigma_{\min}$.

Основні причини, що впливають на розкид напружень в межах проточної частини ОК, носять конструктивно-виробничий та експлуатаційний характер.

До конструктивно-виробничих відносяться випадкові відхилення в геометрії профілю, в технології виготовлення, регулювання, до експлуатаційних – нерівномірність повітряного потоку при відхиленнях робочих режимів, різне напрацювання окремих лопаток, а отже, і їх різний знос. Дуже часто руйнування лопаток відбуваються внаслідок ерозійного зносу, причому він тим більше, чим більше концентрація пилу. На знос також впливає взаємне розташування напрямних і робочих лопаток ротора і статора і характер механічних домішок. Причому найбільше цього виду зносу схильні вхідна і вихідна кромка, верхня частина робочих лопаток і лопатки направляючого апарату.

Руйнування лопаток ОК пов'язано з високим рівнем динамічних навантажень, викликаних потоками циклового повітря і нестійкістю роботи ОК.

При постійній частоті обертання і нестійкої роботи спостерігається зменшення витрати циклового повітря та збільшення ступеня підвищення тиску.

Причинами виникнення нестійкості роботи компресора є наступні експлуатаційні фактори: підвищення опору всмоктуючого тракту внаслідок забруднення фільтрів; ерозійний знос лопаток, тріщини і обрив напрямних і робочих лопаток, що погіршує ККД компресора η , так і незадовільний стан проточної частини через забруднення лопаточного апарату, тобто збільшення опору $\delta_{ок}$.

Втрата стійкості, помпаж проявляються в підвищенні температури перед турбіною T_z , зменшенні частоти обертання n , підвищенні витрати паливного газу M_T , а також у підвищенні рівня вібрації ротора турбокомпресора і всього агрегату. Для діагностування стану ОК ефективні методи термогазодинамічних параметрів, віброакустичні, візуально-оптичний метод для визначення тріщин і інструментальний для вимірювання зазорів. Несправності дисків турбін виникають через неправильне їх складання, низької якості поковок і механічної обробки, корозії поверхні, поганого контролю диска після його виготовлення і через перегрів під час роботи.

Стан диска і лопаток турбіни пов'язано з дією високих температур, що викликають прогари і викривлення в корпусі турбін, тріщини у дисках ротора турбіни, тріщини і обрив робітників і соплових лопаток, що пов'язано зі зміною політропічного коефіцієнта корисної дії турбіни η_m і площі соплового апарату F_c . До основних несправностей відносяться також зростання витоків у газоповітряному тракту високого тиску внаслідок руйнування лабіринтових ущільнень, а також забруднення газоповітряного тракту і зміни його геометрії, що пов'язано зі зміною гідравлічного опору δ . Для контролю стану дисків і лопаток турбіни використовуються віброакустичний і термогазодинамічний методи, перегрів і обгорання лопаток визначаються параметричним методом, втомні і термічні тріщини – візуально-оптичним, ультразвуковим методами.

Основні несправності камери згоряння, що зустрічаються в експлуатації: тріщини і прогар жарових труб термічного походження внаслідок нагароутворення на стінках труб і робочих форсунок, що пов'язано з неповним згорянням палива, що характеризується $N_{кз}$, і викликає значну нерівномірність температурного поля перед турбіною високого тиску; забруднення фільтрів і закоксованість пальників, що позначається на зменшенні витрат паливного газу і зміні температури робочого тіла після камери згоряння. Руйнування в камері згоряння можуть стати причиною вторинних руйнувань лопаток і дисків турбіни. Тому важливе місце в експлуатації ГПА займає огляд камери згоряння за допомогою рентгенівських променів, гамма-променів, візуально-оптичних засобів при зупинці агрегату на поточний ремонт, а також віброакустичне діагностування ротора, термогазодинамічний метод за умови порушення подачі палива.

Підшипники опор ротора можуть вийти з ладу, якщо використовувався матеріал з дефектами, порушувалися технології виготовлення і монтажу деталі і вузлів опор, умова роботи підшипника, відбувався зрив масляного клину або спостерігалася хоча б короткочасне припинення подачі масла в опору. Всі зазначені причини призводять до втомних процесів.

Одними з основних причин виходу з ладу підшипників опор є зміна зазорів і посадок і припинення подачі масла. Зазор змінюється внаслідок температурних перепадів при пуску двигуна в умовах низьких температур, провертання кілець на валу або корпусі через порушення технології зборки. При припиненні подачі масла до рухомих частин підшипника можливі оплавлення поверхні сепаратора і його гнізда, при недостатній подачі мастила або її періодичному порушенні бігові доріжки мають прироблену, гладко укатану поверхню з завальцованими краями, а наплавлений шар має гладку поверхню і рівномірну товщину по всьому колу бігових доріжок. У цьому випадку відбувається підвищення температури поверхонь тіл кочення, в результаті чого зазор зменшується і може статися заклинювання і ковзання по біговій доріжці. Це призводить до оплавлення матеріалу тіл кочення і його налипання на бігові доріжки, матеріал кілець піддається посиленому зносу, оплавляються і зношуються гнізда під тіла кочення. Як показує досвід експлуатації, в першу чергу руйнується підшипник середньої опори, що розташований у зоні вищих температур. Передні і задні підшипники, як правило, руйнуються при роботі турбіни тривалий час в умовах недостатньої подачі масла. Руйнування середньої опори призводить до зміщення ротора в осьовому напрямку, вибору зазору між деталями ротора і корпусу, в результаті чого відбувається інтенсивне зношування деталей ротора і корпусу і виникає різке гальмування ротора через зачіпання його лопаток за лопатки направляючого апарату з подальшим помпажем і заклинюванням ротора. Ротор ГТУ може зазнавати пошкоджень при роботі на критичних режимах внаслідок виникнення високого рівня вібрації при резонансах. Це може привести до появи тріщин на силових стійках елементів корпусу, одностороннього зносу опор, руйнування сепараторів підшипників, деформації вала, заклинювання ротора і т.п.

Погіршення стану регенератора пов'язано з підвищенням опору тракту низького тиску, а також зі зростанням витоків робочого тіла через нещільність теплообмінних поверхонь.

Працездатність нагнітача визначається стійкістю роботи, надійністю ущільнення «масло-газ», упорного підшипника, станом проточної частини. Аеродинамічні навантаження, що виникають за нестійкої роботи, передаються на елементи робочого колеса і опорні підшипники, викликаючи їх руйнування, що обумовлює збільшення моменту опору, зростання рівня вібрації ротора силової турбіни. Руйнування підшипників характеризується зростанням температури мастила підшипника. Для оцінки стану нагнітача за аналогією з ОК газотурбінних двигунів можна використовувати віброакустичні і термогазодинамічні методи, візуально-оптичний та інструментальний. Стан підшипників можна оцінити за допомогою віброакустичних методів, термометрування, за спектральним аналізом масла.

Несправності в системах КВП і А, мастила, регулювання, охолодження, подачі паливного газу також є причинами аварійних ситуацій і відмови устаткування.

Основний дефект ротора ТВТ – підвищене торцеве биття, що приводить до неврівноваженості ротора, а отже, до підвищеної вібрації. Цей дефект виникає головним чином на роторах, що мали його раніше і відремонтованих на заводі. Таким чином, вторинна поява торцевого биття пояснюється незадовільною технологією відновних робіт. Первісне торцеве биття виникає в результаті дії змінних сил при зачіпанні лопаток.

У процесі тривалої експлуатації відбувається поступове погіршення фізичних і механічних властивостей матеріалу, порушення з'єднань окремих вузлів і деталей, зростання статичних, динамічних, термічних напружень в елементах агрегатів. Виникають процеси старіння, зносу, жолоблення, розтріскування матеріалів. Окремі вузли та деталі приходять в несправний стан. Хоча в цілому агрегат продовжує зберігати працездатність, такий стан визначається як поступова відмова. Виникнення поступових відмов пов'язано з тривалістю роботи агрегатів і проявляється в погіршенні технічних показників цих агрегатів.

Негативні наслідки поступових відмов полягають у зниженні потужностей і ККД ГПА, збільшенні витрат на відновлення його працездатності, створення передумов для появи аварійних ситуацій. Для ГПА найбільшу небезпеку представляють раптові відмови, внаслідок яких руйнується механічна частина агрегату і втрачається його працездатність. Виникає необхідність аварійної зупинки ГПА для зменшення наслідків руйнувань і для безпеки персоналу КС.

До найбільш напружених елементів агрегатів відносяться: ОК, турбіна, нагнітач і камера згоряння. Їх деталі працюють в умовах дії високих статичних, динамічних і теплових навантажень і визначають надійність механічної частини агрегатів у цілому. Надійність ОК визначається головним чином надійністю лопаточного апарату. Основне навантаження на лопатковий апарат ОК створюють динамічні зусилля з боку потоку циклового повітря і відцентрові сили від власної ваги, які діють постійно при всіх режимах роботи ГПА.

Надійність турбіни визначається працездатністю диска ТВТ і апарату лопаток, які схильні до дії різних навантажень. Найбільш сприятливим по температурі режимом для диска ТВТ є пусковий. У момент пуску виникають підвищені термічні напруження, які в поєднанні з напруженнями від відцентрової сили можуть значно погіршити стан вузла посадки диска на вал і привести до перевантаження штифтів.

Найбільш небезпечний режим для лопаток турбіни - аварійна зупинка агрегату, коли відключається камера згоряння і різко знижується температура потоку. При цьому внаслідок значної нерівномірності темпера турного поля виникають високі напруження розтягу, що складаються з напруженнями від відцентрових сил.

Надійність нагнітача визначається працездатністю колеса, ущільнення «масло-газ» і упорного підшипника. Колеса нагнітачів при роботі навантажені відцентровими силами власної ваги та силами аеродинамічного характеру, вплив яких залежить від об'ємної продуктивності. При малих витратах і висо-

ких ступенях стиснення можлива нестійка робота нагнітача, при якій на колесо з боку потоку газу діють значні змінні зусилля. Відбувається різке коливання тиску і витрати газу. Нестійка робота нагнітача, тобто помпажний режим, може виникнути через збільшення опору на вході або виході з нагнітача і т. д.

Працездатність торцевого ущільнення залежить від перепаду тиску і стиснення пружини, частоти і температури масла, вібрації ротора.

Працездатність камери згоряння істотно впливає на надійність ГПА, оскільки пошкодження її елементів приводить до вимушених зупинок, а незадовільна організація горіння знижує довговічність лопаток турбіни. Основні елементи камери згоряння (жарова труба, екран, змішувач, фронтний пристрій і полум'яперекидний патрубков) працюють при високих температурах і схильні до впливу пульсацій потоку продуктів згоряння.

До важливого фактору, що визначає працездатність ГПА, відноситься рівень вібрації опорних систем ОК і турбіни. Вібрація підшипників нагнітача не є показовою характеристикою діючих зусиль, оскільки корпус має незрівнянно вищу жорсткість і масу в порівнянні з ротором, і тому зміна вібраційного стану ротора практично не міняє рівень вібрації його підшипників.

Аналіз умов виникнення та характеру протікання поступових відмов, що проводиться методами теорії надійності, дозволяють прогнозувати час виходу параметрів технічного стану за допустимі межі, намітити терміни профілактичних оглядів вузлів і деталей, визначити їх довговічність. Негативні наслідки поступових відмов полягають у зниженні потужності і ККД газоперекачувального агрегату, збільшенні витрат на відновлення його працездатності, у створенні передумов для виникнення аварійної ситуації. Для ГПА найбільшу небезпеку представляють раптові відмови, коли в результаті руйнування механічної частини агрегат втрачає працездатність і для безпеки та зменшення наслідків руйнування виникає необхідність в аварійній зупинці.

Практика експлуатації показує, що відмови можуть бути двох видів:

1 Раптові, які відбуваються в довільний момент часу через непередбачуване, раптове зростання зовнішніх навантажень. Вони характеризуються різкою зміною параметрів технічного стану і підкоряються експоненціальному закону розподілу;

2 Поступові, виникненню яких передувало накопичення несправностей і дефектів. Для відмов цього виду характерним є поступове погіршення параметрів технічного стану.

Закон розподілу таких відмов у більшості випадків нормальний. Зазвичай раптовим відмовам можна запобігти шляхом створення раціональної системи контролю працездатності. Найчастіше раптовість появи відмов пояснюється наступними причинами: недостатньою оснащеністю агрегатів засобами контролю, несправністю наявних засобів контролю, низьким рівнем знань, відсутністю досвіду у експлуатаційного персоналу, порушенням правил технічної експлуатації.

До найбільш напружених елементів агрегатів відносяться: осьовий компресор, турбіна, нагнітач і камера згоряння. Їх деталі працюють в умовах дії

високих статичних, динамічних і теплових навантажень і визначають надійність механічної частини агрегатів у цілому. Розглянемо умови роботи основних деталей і вузлів механічної частини ГПА з точки зору можливості появи несправності і руйнування.

ОСЬОВИЙ КОМПРЕСОР

Надійність осьового компресора визначається головним чином надійністю лопаточного апарату. Основне навантаження на лопатковий апарат ОК – динамічні зусилля з боку потоку циклового повітря і відцентрові сили від власної ваги, які діють постійно при всіх режимах роботи ГПА.

Найбільшою мірою динамічні зусилля небезпечні для перших ступенів робочих лопаток у зв'язку з їх відносно низьким віброналаштуванням. Робота ОК за частоти обертання 2800-4200 об/хв. являє собою резонансний режим для робочих лопаток першої ступені, тому допустимий час роботи ГПА має бути не більше 2 хв.

При нормально функціонуючій системі регулювання, установленій заводом, час проходження резонансних небезпечних обертів достатньо для виведення агрегату на режим холостого ходу без накопичення втомних ушкоджень в лопатках осьового компресора.

Випробування лопаткового апарату показали, що робочі лопатки перших ступенів агрегатів виробництва Невського заводу (Росія) мають високі динамічні напруження при робочих режимах.

Перевищення динамічних напружень над розрахунковими обумовлено конструктивними особливостями організації підведення повітря до осьового компресора. Поворот потоку на 90° перед напрямним апаратом першої ступені призводить до нерівномірності потоку перед робочими лопатками і сприяє появі збурюючих сил.

Збереження схеми підведення циклового повітря до осьового компресора при створенні агрегатів більшої одиничної потужності призвело до зниження запасів вібронадійності лопаткового апарату агрегатів виробництва Невського заводу. Зокрема, витрата циклового повітря у турбоагрегаті ГТК-10 порівняно з ГТ-750-6 збільшилася в 1,59 рази і складає 310 т/год., що відповідно призвело до зростання енергії потоку і, як наслідок, до збільшення збурюючих зусиль.

Аварійні зупинки агрегатів ГТК-10 через руйнування лопаткового апарату ОК почали відбуватися в середньому через 5000 год. експлуатації. Аналіз умов роботи агрегатів, які передують руйнуванню лопаток, підтвердив переважно вплив низької конструктивної надійності.

Для забезпечення надійності лопаткового апарату, виготовленого Невським заводом, були здійснені конструктивні заходи.

Підведення повітря до осьового компресора турбоагрегату ГТ-6-750 виконано майже осесиметрично, що практично усуває можливість появи збурень з боку потоку і значна збільшує ресурс роботи лопаткового апарату, на

надійність якого великий вплив має стійкість роботи компресора. Нестійка робота компресора при постійній частоті обертання може виникнути в разі зменшення витрат і збільшення ступеня підвищення тиску.

Нестійка робота компресора створюється під впливом наступних експлуатаційних факторів:

- при підвищенні опору всмоктуючого тракту внаслідок забруднення фільтрів, обмерзання напрямних лопаток і закриття жалюзі;

- при пусках агрегатів з гарячого стану;

- при недостатній витраті паливного газу через нестійкий тиск, закоксованість пальників і забруднення фільтрів;

- при незадовільній роботі системи регулювання та автоматики – неправильному налаштуванні вихідних та протипомпажних клапанів, несвоєчасному запалюванні камери згоряння і т. д.;

- при різкому виході і зростанні навантаження.

Виникненню нестійкої роботи компресора сприяє також незадовільний стан проточної частини, а саме: збільшені радіальні зазори і забруднення лопаточного апарата. Втрата стійкості роботи компресора призводить до помпажу, при якому виникають сильні періодичні коливання тиску та витрати повітря, а також зниження ступеня стиснення.

Помпаж компресора проявляється в підвищенні температури перед турбіною, падінні частоти обертання, зростанні вібрації ротора і всього агрегату. При помпажі внаслідок пульсації потоку повітря відбуваються вібрація лопаток і накопичення в них втомних ушкоджень. Запас стійкої роботи осьового компресора, тобто його здатність до безпомпажної роботи, залежить від сумісної дії експлуатаційних факторів. При всіх інших рівних умовах вірогідність помпажа внаслідок обмерзання зростає при температурі атмосферного повітря від 0 до -10 °С. Накопиченню втомних пошкоджень в лопатках ОК сприяють зачіпання об статор, які відзначаються переважно при пусках агрегатів після проведення капітальних ремонтів. Опір втомним руйнуванням значно знижується при погіршенні стану поверхні лопаток через вміст в потоці повітря твердих частинок. Крім того, зміна геометрії лопаток внаслідок зносу призводить до зриву потоку з лопаток та зменшення запасу стійкості.

У міру збільшення напруження агрегатів відзначаються випадки появи тріщин в пазах установки робочих лопаток, випучування бочок роторів ОК і вильоту робочих лопаток. Таке явище відбувається при тривалій спільній дії високих статичних і динамічних напружень в поєднанні з концентраторами напружень. Місцеве підвищення напружень може бути створено при заміні лопаткового апарату ступені і часто виникає в районі «замкової» лопатки.

При складанні лопаток робочих ступенів необхідно забезпечити необхідні величини натягів. Відхилення величин натягів від заданих заводом допусків приводить до місцевого збільшення напружень в бочці ротора ОК, змінює частотне налаштування лопаток, наближаючи її до резонансної області.

ТУРБИНА

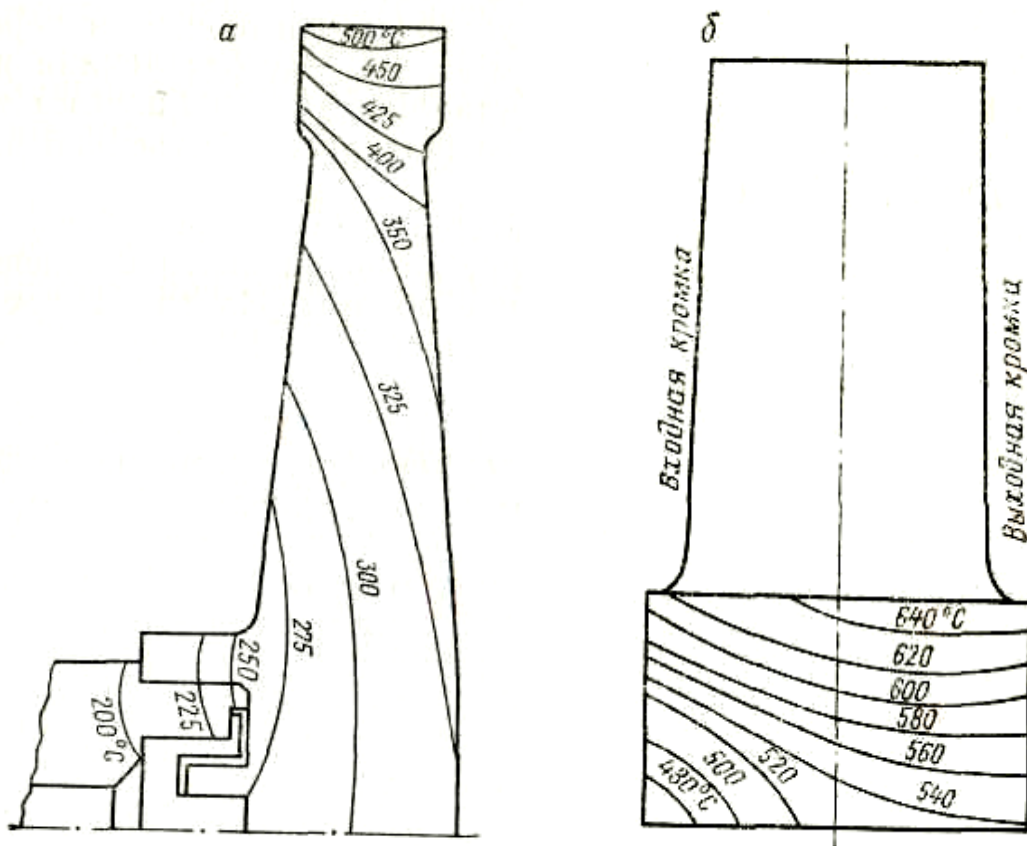
Надійність турбіни визначається працездатністю диска ТВТ і апарату лопаток, які схильні до дії різних навантажень.

На рис. 3.1(*a, б*) показано температурний стан дисків і лопаток ТВТ турбоагрегатів ГТК-10 і ГТ-750-6 на сталому режимі.

Найбільш несприятливим по температурі режимом для диска ТВТ є пусковий. У момент пуску виникають підвищені термічні напружки, які в поєднанні з напружками від відцентрових сил можуть значно погіршити стан вузла посадки диска на вал і привести до перевантаження штифтів.

Температурний стан диска, представлене на рис. 3.1*a*, відповідає нормально функціонуючій системі охолодження. При порушеннях системи охолодження, тобто зменшенні витрати повітря на охолодження диска, різниця температур істотно збільшується, послаблюється посадка диска, а навантаження від крутного моменту і сил неврівноваженості сприймаються лише радіальними штифтами. У процесі пуску на штифти може діяти додаткове навантаження, що з'являється в результаті зачіпань робочих лопаток про об'єму.

Спільна дія зазначених несприятливих факторів, особливо зачіпань робочих лопаток, призводить до поломки штифтів і порушення посадки диска. У результаті з'являється значно неврівноважена сила, що викликає підвищену вібрацію всієї установки.



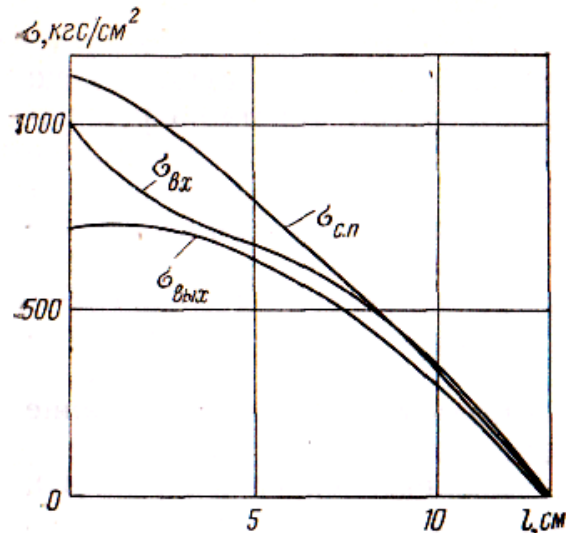
a – в диску ТВТ турбоагрегату ГТК-10; *б* – в лопатці першого ступеня турбіни ГТ-750-6

Рисунок 3.1 – Розподіл температур

Ознакою порушення посадки є торцеве биття, що в основному властиво турбоагрегатам ГТ-750-6 і ГТ-700-5, і порушення посадки диска. У результаті з'являється значна невірноважена сила, що викликає підвищену вібрацію всієї установки.

У робочих лопатках турбіни є напруження при встановленому режимі (розтяг від відцентрових сил; вигин і кручення від дії потоку газу) і на нестаціональному режимі, коли до напружень при стаціонарному режимі додаються термічні напруження, що виникають внаслідок різких змін температури.

На рис. 3.2 показано розподіл напружень по довжині лопатки турбоагрегату ГТ-750-6 при сталому режимі.



$\sigma_{вх}$ і $\sigma_{вих}$ – напруження від дії відцентрових сил і газового згину на вході і виході лопаток;
 $\sigma_{с.п.}$ – напруження від дії відцентрових сил і газового згину по середньому перерізу лопаток

Рисунок 3.2 – Розподіл напружень по довжині, коли до напружень при довжині робочої лопатки першого ступеня при стаціонарному режимі добавлені напруження ступені турбіни ГТ-750-6

В процесі експлуатації агрегатів в лопатках турбіни можуть виникати додаткові змінні напруження, обумовлені пульсацією потоку внаслідок нестійкості процесів горіння в камері згоряння та зачіпань лопаток. Частота зусиль на лопатки від пульсуючого потоку становить 10-15 Гц. Частота коливань лопаток при зачіпанні відповідає власній частоті вільних коливань.

Зачіпання лопаток ТВТ характерні для турбоагрегатів ГТ-700-5 і ГТ-750-6. Вирішальний вплив на виникнення зачеплень надає температурний стан обойми. На рис. 3.3 подані результати термометрування обойми ТВТ турбоагрегатів ГТ-700-5 і ГТ-750-6.

При сталому режимі обойма має нерівномірне температурні стан з різницею по температурі приблизно 150°C. Це призводить до її деформації і різниці радіальних зазорів у вертикальному та горизонтальному напрямках, що становить приблизно 5 мм. Нерівномірність температурного стану обойми визначається непостійними умовами охолодження, проривом газів через горизонтальний роз'єм і т. д.

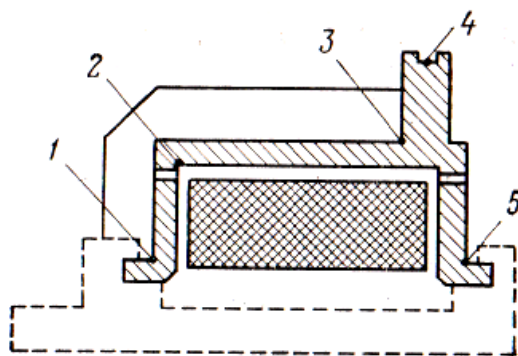


Рисунок 3.3 – Місця розподілу температур в обоймі ТВТ турбоагрегатів ГТ-700-5 і ГТ-750-6 до і після модернізації (табл. 3.3)

Таблиця 3.3 – Середнє значення температури в місцях розподілу температур в обоймі ТВТ турбоагрегатів ГТ-700-5 і ГТ-750-6 до і після модернізації

Місце заміру (точки)	Середнє значення температури, °С			
	ГТ-700-5		ГТ-750-6	
	до модернізації	після модернізації	до модернізації	після модернізації
1	658	444	730	337
2	651	338	710	320
3	–	–	545	308
4	388	193	–	228
5	–	–	550	289

У турбіні турбоагрегату ГТ-750-6 використовується система струменевого охолодження, проектна схема якого передбачає розхід повітря: 500 кг/год. – на обойму ТВТ, 800 кг/год. – на передню частину диска ТВТ і 1870 кг/год. – на ТВТ і ТНД через проставки.

Якщо величина середньої радіального зазору між лопатками ТВТ і обойми на сталому режимі становить 5 мм, то вчасно пуску вона дорівнює або менше 0,5 мм. Таким чином, теплова деформація обойми є основною причиною зачіпань при пускових режимах.

Час повного прогріву елементів турбіни турбоагрегату ГТ-750-6 при взятті номінального навантаження складає: 1 год. – для диска ТВТ; відповідає часу по зміні температури газів перед ТВТ – для робочих лопаток ТВТ; 20 хв. – для обойми ТВТ.

Крім накопичення втомних ушкоджень у лопатках і биття по торцю диска ТВТ при зачіпанні відбувається також знос тонкої частини, що призводить до зниженню приведеної потужності турбіни. При перехідних режимах і швидких змінах температури газу вхідні і вихідні кромки лопаток нагріваються швидше, ніж середня частина, і при цьому є найбільш навантаженими

ділянками. Зміна температури вхідних і вихідних кромок відбувається практично відразу ж за зміною температури газу з різницею в кілька десятків градусів. Максимальні напруження на кромках виникають з боку випуклої частини лопаток, причому при пусках – напруження стиску, при зупинках – напруження розтягу.

Найбільш небезпечний режим для лопаток турбіни – аварійна зупинка агрегату, коли відключається камера згоряння і різко знижується температура потоку. При цьому внаслідок значної нерівномірності температурного поля виникають високі напруження розтягу, що складаються з напруженнями розтягу від відцентрових сил.

Умови роботи напрямних лопаток турбіни мають наступні відмінності від умов роботи робочих лопаток:

1) якщо температури робочих лопаток не розрізняються і відповідають середній температурі за камерою згоряння, то температура напрямних лопаток відповідає температурному полю за камерою згоряння, нерівномірність якого досягає приблизно 30°C ;

2) напрямні лопатки не відчувають напружень від відцентрових сил, в той же час термічні напруження в них вище, ніж у робочих, так як вони безпосередньо сприймають потік газів, в якому може бути незгорілий в камері згоряння конденсат.

НАГНІТАЧІ

Надійність нагнітача визначається працездатністю колеса, ущільнення «масло - газ» і упорного підшипника.

Колеса нагнітачів при роботі навантажені відцентровими силами власної ваги і силами аеродинамічного характеру, величина яких залежить від об'ємної продуктивності. При малих витратах і високих ступенях стиску можлива нестійка робота нагнітача, при якій на колесо з боку потоку газу діють значні змінні зусилля. Відбувається різке коливання тиску і витрати газу. Нестійка робота нагнітача, тобто помпажний режим, може виникнути через зростання опору на вході або виході з нагнітача, зміні режиму роботи газопроводу і т. д.

Аеродинамічні зусилля, що виникають при роботі нагнітача в помпажній зоні, передаються на опорні підшипники, збуджують коливання елементів робочого колеса (лопаток, покриваючого і робочого дисків). Дії аеродинамічних зусиль носять складний характер. Найбільш напруженою ділянкою робочого колеса є периферійна частина покриваючого диска, що має безліч форм власних коливань, які можуть збігатися з частотами збуджуючих сил.

Для усунення резонансних коливань і підвищення надійності коліс на периферії покриваючого диска між лопатками вирізують частина металу.

У колесі нагнітача після його перенасадки, при сольових відкладеннях і ерозійному зносі можлива поява небалансу, невірноважені зусилля, від якого передаються на опорні підшипники.

Важливу роль у забезпеченні надійності та безпеки експлуатації газоперекачувальних агрегатів грає працездатність ущільнення «масло - газ».

У нагнітача 520-12-1, 260-12-1, 370-14-1, 370-17-1 і 370-18-1, виготовлених на Невському заводі, використовується торцеве ущільнення контактного типу. У порожнину між торцевим ущільненням і ущільнювальним підшипником гвинтовим насосом подається масло під тиском, що перевищує тиск газу на 0,2-0,4 МПа. Зусилля, з яким ущільнювальне кільце притискається до обертального кільця, складається з перепаду тиску і величини стиснення пружини, що дорівнює 0,05-0,25 МПа.

Кільце ущільнювача виготовляється з вуглеграфіту 2П-1000 і боросіліційованого графіту БСГ-30, для обертального кільця використовують загартовані сталі 40Х або 38ХГВ, азотована сталь 38ХМ10А, а також графіт БСГ-30.

Працездатність торцевого ущільнення залежить від величини перепаду тиску і стиснення пружини, чистоти і температури масла, вібрації ротора, а також від величини биття упорного бурта.

Для вуглеграфітових кілець поширеною несправністю вважається знос контактованих поверхонь.

Кільця з боросіліційованого графіту руйнуються більшою частиною внаслідок теплових і залишкових напружень.

Тепло, що виділяється при терті ущільнювального кільця об метал, відводиться за допомогою масла, що проходить через опорний підшипник. Розрахункові витоку масла через контактні поверхні ущільнення становлять 0,5 л/год.

У нагнітача Н-300-1, 23, виготовлених Уральським турбомоторним заводом (УТМЗ), застосовано комбіноване ущільнення лабіринтно-гідралічного типу. У лабіринтової частини ущільнення газ дроселюється до тиску 1,0 МПа. Потім газ герметизує ущільнювальний підшипник, до якого подається масло під тиском 1,2 МПа. Лабіринтне ущільнення виготовляють з дюралю Д-1. Працездатність ущільнення нагнітача Н-300-1, 23 визначається рівнем вібрації ротора, ступенем обводнення, загазованості і розрідження конденсатом масла, а також станом газу, що транспортується.

При пусках і зупинках надійність нагнітача значною мірою залежить від працездатності упорного підшипника []. На працездатність упорного підшипника впливають величина і напрямок осьового зусилля, тиск і стан масла мащення, справність конструктивних елементів. Залежно від режиму роботи нагнітача осьове зусилля змінюється як по величині, так і за напрямком. У всіх нагнітачах використовуються колодки типу Мітчела. Виняток складає нагнітач 370-18-1, у якого для сприйняття навантажень, спрямованих у бік турбіни, в даний час застосовують компенсаційний пристрій за типом Кінсбері, який забезпечує рівномірне навантаження всіх колодок.

При пусках з заповненням газом контуром нагнітача до закриття кранів вирівнюючого контуру, а також при зупинках агрегатів після відкриття цих же кранів, коли степінь стиску $E = 1$, на настановні колодки діє значне осьове зусилля, яке, наприклад, для нагнітача 370-18-1 при тиску в контурі 7,5 МПа перевищує 140 кН. Значні осьові зусилля в поєднанні з незадовільним станом поверхні упорного гребеня і забрудненням масла приводили до розплавлення настановних колодок.

Після закриття кранів вирівнюючого контуру і прийняття навантаження напрямок осьового зусилля змінюється.

При зупинці агрегату після відкриття кранів вирівнюючого контуру у разі запізнення у закритті кранів, встановлених на всмоктуючій і нагнітальній лініях нагнітача, і відкриття розділового крана магістрального газопроводу можлива короткочасна робота нагнітача із ступенем стиску $E = 1$. При цьому осьове зусилля на настановні колодки передає зусилля під час пуску, що в ще більшій мірі збільшує ймовірність осьового зсуву. Режим пуску з незаповненим контуром для роботи настановних колодок є більш сприятливим, так як осьове зусилля діє на них короткочасно і вже після утворення стійкої масляної плівки. Однак пуск із незаповненим контуром виключає можливість автоматизації управління ГПА.

КАМЕРА ЗГОРЯННЯ

Працездатність камери згоряння істотно впливає на надійність ГПА, оскільки пошкодження її елементів призводить до вимушених зупинок, а незадовільна організація горіння знижує довговічність лопаток турбіни. Основні елементи камери згоряння (жарова труба, екран, змішувач, фронтний пристрій і полум'яперекидний патрубков) працюють при високих температурах і схильні до впливу пульсації потоку продуктів згоряння.

Повітря, що надходить в камеру згоряння (в турбоагрегаті ГТ-6-750 камера згоряння блокова і складається з десяти секцій, з'єднаних полум'яперекидними патрубками), з коефіцієнтом надлишку повітря, рівним 7, поділяється на два основні потоки. Перший потік, що складається з 30% загальної кількості повітря, подається в головну частину камери згоряння, де відбувається згоряння палива. У зоні горіння середня температура продуктів згоряння дорівнює 1600-1800°C. Другий потік повітря (70% загальної кількості) служить для охолодження жарових елементів камери згоряння та забезпечення заданої температури продуктів згоряння.

Рівномірність поля температур досягається: в конструкціях НЗЛ – за допомогою завихрювачів, в конструкціях УТМЗ – використання секційності. На зниження надійної роботи камери згоряння впливають такі фактори:

1) нестійка робота компресора, що призводить до зміни витрати і тиску повітря; коливання витрати паливного газу через незадовільну роботу системи регулювання. Ці явища викликають нестабільність процесу горіння, пульсацію потоку і нерівномірність температурного поля продуктів згоряння;

2) попадання конденсату, що викликає місцеве зростання температури в камері згоряння, зміна температурного поля і перевищення температури перед турбіною високого тиску (ТВТ).

ОПОРНА СИСТЕМА

До важливого фактору, що визначає працездатність газоперекачувальних агрегатів, відноситься рівень вібрації опорних систем осевого компресора і турбіни. Вібрація підшипників нагнітача не є показною характеристикою діючих зусиль, оскільки корпус має незрівнянно високі твердість і масу в порівнянні з ротором, і тому зміна вібраційного стану ротора практично не змінює рівень вібрації його підшипників.

Опорна система осевого компресора і турбіни більш податлива і менш стабільна. Наприклад, у турбоагрегаті ГТ-750-6 в робочому діапазоні частоти обертання відзначається два резонансних режими у вертикальному і поперечному напрямках:

- перший резонанс в діапазоні 1200-2100 об/хв.;
- другий резонанс в діапазоні 3300-4200 об/хв.

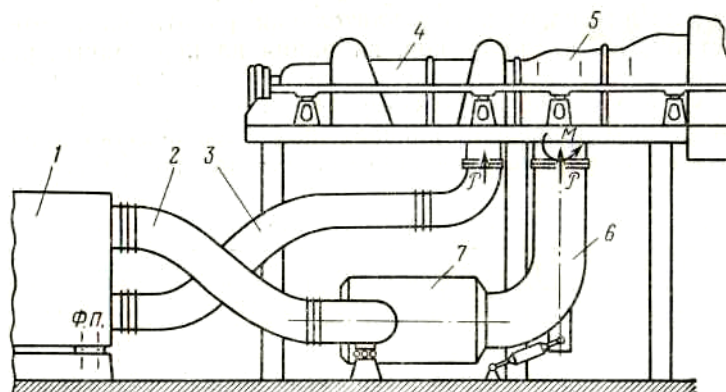
Під опорною системою прийнято розуміти пружно пов'язані між собою підшипник, корпус, стійку і фундамент.

Динамічний стан опорних систем, тобто їх близькість чи віддаленість від резонансу, залежить головним чином від стану корпусів і від правильності складання опорних підшипників. При викривленні корпусів відбувається нерівномірний розподіл навантажень на опорні стійки, а також зміна жорсткості опорних систем.

Викривлення корпусів може бути викликано двома причинами:

1) дією навантажень з боку приєднаних патрубків, некомпенсованих попередньо встановленим натягом. На рис. 3.4 показана схема дії таких навантажень (зусиль). Причому допустима величина зусилля не повинна перевищувати 10 кН для зосередженої сили і 5 кН – для пари сил;

2) внаслідок місцевої нерівномірності температури корпусу турбіни, які з'являються при порушеннях теплової ізоляції або при односторонньому охолодженні.



1 – регенератор, 2, 3 – димарі, 4 – корпус осевого компресора; 5 – корпус турбіни, 6 – перехідний патрубок; 7 – камера згоряння; Ф. П. – фікс пункт

Рисунок 3.4 – Схема силового впливу патрубків на корпуси турбоагрегату ГТ-750-6

ОПОРНІ ПІДШИПНИКИ

На рис. 3.5, а, б показані два можливих положення корпусів ГТУ по горизонтальному гнізді в холодному (Х. С.) та гарячому (Г. С.) станах. Відрив лап призводить до небезпечного збільшення вібрації всієї опорної системи, маслопроводів і т. д.

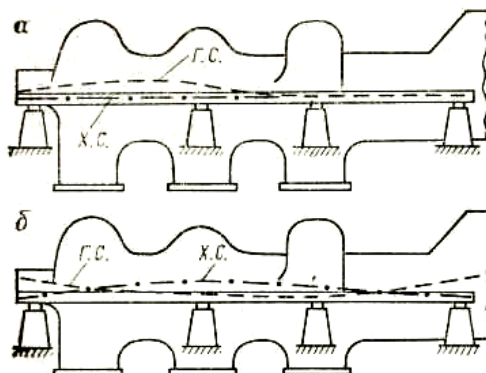


Рисунок 3.5 – Деформація корпусів ГТУ по горизонтальному гнізді при роботі під навантаженням в гарячому (Г. С.) і холодному (Х. С.) станах

В процесі експлуатації агрегатів під впливом різних факторів відбувається знос бабітової заливки, який викликає наступні негативні наслідки:

- змінюється центрування роторів ТНД і нагнітача;
- зношуються ущільнення і змінюються зазори в проточній частині;
- збільшується витрата масла через ущільнювальний підшипник нагнітача;
- створюються умови для виникнення нестійкої роботи ротора на масляній плівці.

На величину зносу впливають такі чинники:

р е м о н т н і – зменшення або збільшення натягів вкладишів підшипників щодо допустимих, нерівномірне прилягання вкладишів до корпусу, перекис шийки ротора і вкладиша, перепал бабіту при його наплавленні, стан шийок: риси, шорсткість, еліптичність і конусоподібність;

е к с п л у а т а ц і й н і – тривала робота на валоповоротному пристрої, число пусків, вібрація на перехідних режимах, тиск, витрата і стан масла. Як ілюстрації кількісного характеру зносу опорних підшипників ГПА в табл. 3.4 наведені показники зносу підшипників турбоагрегату ГТ-750-6 та основних факторів, що впливають [45].

Працездатність опорних підшипників ТНД і нагнітача залежить головним чином від розцентрування роторів, яка проходить під впливом: нерівномірності теплових переміщень фундаментних колон під ГТУ і нагнітачем; теплових переміщень корпусів турбіни; відносних переміщень корпусів турбіни і нагнітача під дією зусиль з боку патрубків. Розцентрування в поєднанні з невірноваженістю роторів чинить також несприятливий вплив на роботу зубчастих з'єднань.

Тривала експлуатаційна надійність механічної частини ГПА тісно пов'язана зі станом таких допоміжних систем, як: камера згоряння, повітрязабірна камера, регенератор, системи масло-та електропостачання, КВП та А.

У табл. 3.5 наведено несправності допоміжних систем і характер їх впливу на працездатність елементів механічної частини ГПА. З таблиці 3.5 цілком зрозуміла важливість аналізу відмов ГПА, розроблення та впровадження заходів по забезпеченню безвідмовності допоміжних систем.

Таблиця 3.4 – Значення зносу підшипників турбоагрегату ГТ-750-6 і впливаючих факторів

Показники	Опорні підшипники	
	турбіни	нагнітача
Величина зносу $\bar{h} = h \pm \sum h_i$, мм	0,135±0,058	0,051±0,0105
Інтенсивність зносу $\bar{I} \cdot 10$, мм/год.	0,188±0,07	0,069±0,044
Тривалість міжремонтного періоду \bar{T} , год.	7300±3400	7300±3400
Число пусків \bar{k}	14 ± 10	14 ± 10
Температура підшипників $\bar{t}_{подш}$, °С	67±12	65±8
Вібрація підшипників, $2\bar{A}$, мкм	15±8	4±2

Таблиця 3.5 – Несправності допоміжних систем ГПА

Допоміжні елементи та системи ГПА	Характерні несправності допоміжних елементів ГПА	Характер впливу несправностей на механічну частину ГПА
Повітрязабірна камера	Втрати тиску; нерівномірне поле швидкостей; запилення повітря; відсутність підігріву	Вібрація лопаток (пульсаційне горіння; забруднення і знос лопаток (помпаж ОК, обмерзання)
Регенератор (для турбоагрегату, виготовленим НЗЛ) Камера згоряння	Виток циклового повітря; нерівномірне поле температури; пульсація потоку продуктів згоряння	Зниження приведеної потужності; вібрація лопаток турбіни; підвищення температури окремих лопаток направляючого апарату турбіни
Система маслопостачання	Зменшення витрати і тиску; підвищення температури масла; збільшення вмісту в маслі механічних домішок, води і конденсату; загазованість масла	Знос, плавлення і руйнування підшипників; зниження працездатності ущільнення "масло - газ"
КВП і А	Неправильні покази приладів; помилкове спрацювання захисту; затримки в спрацюванні кранів	Робота на неприпустимих режимах (частота обертання, температура, робота в помпажній зоні); збільшення кількості пусків та аварійних зупинок
Система електропостачання	Перерви в електропостачанні, що призводять до збільшення кількості зупинок і пусків ГПА	Робота лопаточного апарату, опорних систем при резонансних режимах; виникнення термічних напружень в напрямних і робочих лопатках турбіни

Література до розділу

1 Терентьев А. Н., Седых З. С., Дубинский Г. С. Надежность газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. М., Недра, 1979

2 Копей Б. В., Беллауар А., Абдельбаки Н. Надежность газоперекачивающих агрегатов с центробежным нагнетателем RF-2BB-30 "Купер-Бессемер" Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. № 3(21), – 2009, – с. 92-98.

РОЗДІЛ 4

ВІБРОДІАГНОСТИКА ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

Нині існують дві концепції систем діагностики (СД) – це переносні і стаціонарні системи [1-4].

Переносні системи – перед збором інформації виконується монтаж і підключається до СД необхідна кількість первинних вимірювальних перетворювачів, проводиться калібрування, прочитується інформація, яка потім обробляється по певних алгоритмах.

Стаціонарні системи – монтаж і калібрування перетворювачів виконуються заздалегідь, інформація прочитується через встановлені проміжки часу, проводиться її обробка по алгоритмах діагностування, комп'ютер підключений постійно і керує причитуванням, обробкою інформації і ухваленням рішення. З точки зору використовуваної для діагностики інформації СД можна класифікувати їх як параметричні і вібраційні. Проте кращі результати в діагностуванні можна отримати тільки у разі одночасного застосування обох напрямів.

Враховуючи вищесказане, для підвищення достовірності результатів діагностування розроблена СД, що виконує параметричне і вібраційне діагностування [4-7]. При цьому розширення штатної системи автоматизації полягає, в основному, в додаткових каналах виміру віброприскорення (віброшвидкості), пристрої введення вимірювальної інформації в комп'ютер і додаткового програмного забезпечення.

При розробці СД враховувалися вимоги експлуатаційних служб і виконувався аналіз умов роботи компресорної станції (КС). Він показав, що СД повинна мати елементи експертної системи і вирішувати ряд специфічних завдань. До них, окрім власне діагности і прогнозування технічного стану агрегату, відносяться завдання підвищення безпеки і ефективності функціонування КС шляхом оптимізації режимів роботи з урахуванням реального технічного стану технологічного устаткування.

Пропонована експертна СД розроблена для турбокомпресорних машин, вживаних в газо-, нафтовидобувній і переробній промисловості, і може бути адаптована до інших роторних типів машин.

Кількість вимірювальних каналів складає: 64 – для статичних, 16 – для динамічних сигналів. Частотний діапазон сигналу : 10-12000Гц. Діагностика по вібраційних параметрах виконується з різною мірою деталізації, умовно названої першим і другим рівнями.

Використовуючи розроблені алгоритми, можна визначати наступні несправності агрегату :

- дисбаланс;
- неспівмісність валів;

- підвищений зазор в підшипнику;
- вихростворення в підшипнику ковзання;
- піттинг зубчастого зачеплення;
- викришування зубчастого зачеплення;
- заїдання зубчастого зачеплення;
- тріщина і злам зуба зубчастого зачеплення;
- вихроутворення в проточній частині.

4.1 Стационарний комплекс вібродіагностування газоперекачувального агрегату ГПА-10

Метою роботи [1] є розробка і впровадження в дослідно-промислову експлуатацію на КС "Зіньків" і КС "Ромненська" автоматизованого комплексу вібромоніторингу "Simon", призначеного для безперервного контролю вібрації агрегатів ГПА-10 (рис. 4.1). Комплекс "Simon" формує сигнали обмежень, які пов'язані із зміною контрольованих загальних рівнів вібрації, складових спектру (перетворення Фур'є) з роздільною здатністю 1 Гц.

Комплекс забезпечує: вимірювання середньоквадратичного значення (СКЗ) віброшвидкості; індикацію результатів вимірів на дисплеї; змін кількості усереднювань в процесі вимірювання з ряду: 1,2,4,8; зв'язок із зовнішнім персональним комп'ютером (ПК), завдання СКЗ рівнів аварійної і попереджувальної сигналізації; формування сигналів управління про перевищення рівнів аварійної і попереджувальної сигналізації (для системи протиаварійного захисту).

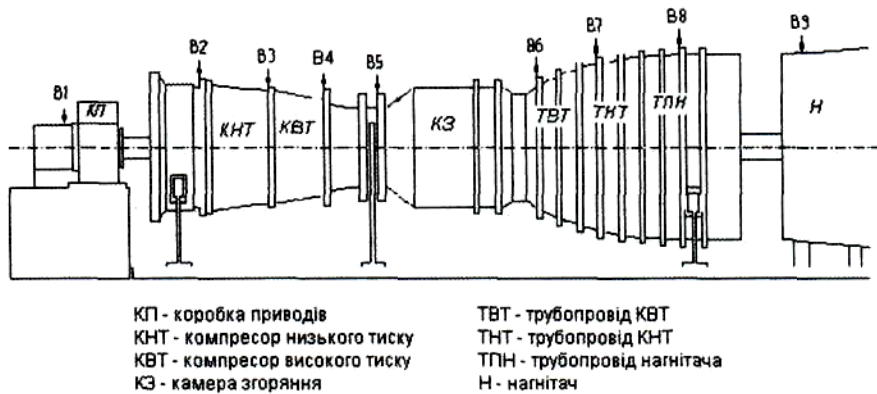


Рисунок 4.1 – Місця встановлення та орієнтація вібродавачів

Комплекс вібромоніторингу встановлено на агрегатах КС "Зіньків" і КС "Ромненська". Комплекс знаходиться в дослідно-промисловій експлуатації. Контроль правильності вимірів вібрації і працездатності комплексу здійснюється за допомогою переносного колектора-збирача даних фірми SKP (США) "Мікробалка" спеціалізованими бригадами. Крім того, за допомогою термопар контролюється розподіл температур по корпусу ГПА поблизу встановлених вібродатчиків. Вимірювані параметри вібрації і температур статис-

тично обробляються по усьому парку ГПА і по окремих ГПА у встановлені терміни часу. Статистичні характеристики вібрації ГПА : математичне очікування, середні, стандартні відхилення і коефіцієнти варіації – використовуються для контролю стаціонарного комплексу і уточнення діючих норм вібрації, характерних складових спектру. Дані порівняльних досліджень переносної і стаціонарної систем погоджуються між собою.

4.2 Вібродіагностична система виявлення дефектів ГПА

Багаторічна практика експлуатації ГПА на компресорних станціях показала, що в агрегатах з приводом від турбін стаціонарного типу виникає ряд певних дефектів, що впливають на показники надійності. Ці дефекти викликають основний потік відмов, збуджуючи високий рівень вібрації і призводячи до поломок деталей і вузлів агрегату.

Вібродіагностика ГПА проводиться в два етапи. На першому етапі перевіряється придатність агрегатів до експлуатації і приймається рішення про переміщення його між ремонтом і експлуатацією. На цьому етапі реалізується перший рівень регламенту вимірів і використовується середньоквадратичне значення вібрації (загальний рівень). На другому етапі в задачі вібраційного діагностування входить розпізнавання конкретного дефекту, а також прогнозування його розвитку. Основним методом рішення цього завдання є спектральний аналіз вібрації, який проводився апаратурою фірми "Брюль і Кьєр".

Як віброперетворювач використовувався акселерометр 4370 з підсилювачем заряду 2635. Сигнал з підсилювача заряду подавався на вхід вузькосмугового фільтру 1621, який працював в комплекті з самописцем рівня 2306.

Дослідження спектру вібрації стаціонарних газотурбінних ГПА виявило, що в усьому досліджуваному діапазоні частот від 20 до 2000 Гц спостерігається суцільний безперервний спектр з дискретними викидами на частотах, відповідних розрахунковим. Рівні віброшвидкості дискретних частотних складових на 10-30 дБ перевищують рівень безперервного спектру. Прийнято рівень безперервного суцільного спектру вважати акустичним шумом, а дискретні частотні складові роторні гармоніка використовувати для виявлення залежності їх рівня від наявності дефекту і міри його розвитку.

Дослідження спектрів вібрації проводилося на 80 ГПА типу ГТК-10, встановлених на КС ВО "Куйбишевтрансгаз" і "Баштрансгаз", і на ГТ-750-6 ВО "Шебелинкагазпром".

Статистична обробка експериментальних даних дозволила встановити діагностичні ознаки дефектів, а для визначення діагностичної ознаки бездефектного агрегату проведено теоретичне обґрунтування убудування амплітуд роторних гармонік спектру віброшвидкості згідно із законом, близькому до експоненціального.

При зникненні натягу на вкладишах підшипника експоненціальний закон порушується, а збільшений рівень віброшвидкості другої роторної гар-

моніки спектру є діагностичною ознакою цього дефекту. В цьому випадку корпус підшипника отримує два імпульси при перекиданні ротора за один оберт, а траєкторія центру ротора має форму сильно витягнутого еліпса.

При зникненні натягу на вкладишах підшипника ковзання агрегату ГТ-750-6 був виявлений автоколивальний процес ротора з частотою, рівною 39 Гц (при частоті обертання ротора 80 Гц). Амплітуда автоколивань значно перевищує допустимі норми вібрації, дослідження агрегату показало, що частота 39 Гц в спектрі вібрації не змінюється із зміною частоти обертання ротора в усьому робочому діапазоні, що підтверджує її автоколивальний характер. Встановлено, що спектр віброшвидкості включає ряд частот з цілої кратністю частоти автоколивань, що свідчить про існування кратних гармонік автоколивань.

При розцентруванні роторів, що сполучаються зубчастими муфтами, і при несправному стані самих муфт ротор отримує від муфти два імпульси за один оберт. Це явище пояснюється тим, що за наявності помилок у виготовленні зачеплення навантаження між зубами розподіляється нерівномірно. Зусилля в муфті передаються одиничними зубами, а частина зубів навантаження не несе, що призводить до виникнення результативного радіального зусилля, що сприймається ротором. Проте друга роторна гармоніка в спектрі вібрації не виникає, оскільки ротор отримує імпульси, спрямовані в протилежні сторони ($\Delta\varphi=180^\circ$). Діагностичною ознакою є зростання першої роторної гармоніки. При зрушенні осей перша роторна гармоніка виникає в радіальних напрямках, а при переломі осей внаслідок кривошипного ефекту – в осьовому.

Крім того, при розцентруванні збуджується висока власна частота коливань ротора з модульованою амплітудою, залежною від періоду імпульсів муфти. В деяких випадках власна частота може знаходитися в резонансі з роторними гармоніками (ультра-гармонічний резонанс). Наприклад в агрегаті ГТК-10И збуджується третя власна частота ротора 300 Гц, що знаходиться в резонансі з третьою роторною гармонікою, а в нагнітачі 280-11 з приводом СТД-4003 збуджується частота 500 Гц в резонансі з четвертою роторною гармонікою. При розцентруванні загальний рівень вібрації не залежить від частоти обертання ротора, а збільшення або зменшення частоти не призводить до зниження рівня вібрації.

Викривлення корпусних деталей відбувається при порушенні свободи теплових розширень або порушень технічних умов монтажу. Короблення корпусу призводить до відриву опорних лап агрегату, зміни зусиль у фланцевих з'єднаннях корпусів, значним зміщенням внутрішніх і зовнішніх корпусів один відносно одного. Наявність цього дефекту позначається на характеристиках міцності деталей і систем ГПА, зміна яких зрушує власні частоти в робочу зону і обумовлює резонансні режими роботи. Цей дефект супроводжується зростанням першої роторної гармоніки і при зміні ω_k пропорційним зростанням надгармонік без порушення закону їх зменшення. Необхідно відмітити, що дефект викривлення корпусних деталей являється майже в усіх

випадках першопричиною виникнення інших дефектів, а для його усунення не завжди необхідно виконувати розбирання двигуна, яке несприятливо позначається на технічному стані агрегату.

Резонансні коливання маслопроводів виникають при послабленні кріплення або монтажних дефектах. Діагностичною ознакою є зростання рівня тільки першої роторної частоти, який досягає 40 Гц.

4.3 Аналіз причин вібрації газоперекачувальних агрегатів

Найбільш причинами підвищеної вібрації ГПА ГТ-6-750, що часто зустрічаються, є наступні:

- розбаланс ротора і промвалів;
- незадовільний попередній холодний натяг лінзового компенсатора вихлопного газоходу;
- збільшені розцентрування ротора ТНТ з ротором відцентрового нагнітача і валом головного масляного насоса;
- відсутність проміжку, неспіввісність парних шпонок із з'єднанням шпони турбогрупи;
- знижена жорсткість опорних систем ГТУ;
- порушення горизонтальності укладання роторів;
- вібрація, обумовлена неврівноваженістю ротора ТВТ, яка через раму-маслобак, опорні системи, валопровід передається на ТНТ, нагнітач.

Динамічне балансування роторів ТВТ на верстатах балансувань в умовах КС трудомістке, особливо у тих агрегатів, які мають підвищені вібрацій вузлів після монтажу. Як правило, ротори цих агрегатів показують на верстатах балансувань нестабільні амплітуди коливання, які значною мірою залежать від температури шийок, стану мастильного шару, температури повітря приміщення, наявності протягів. Ймовірно, чималу роль грає і якість сполучення диска ТВТ з компресорною частиною, тому мали місце випадки повторного перебалансування роторів ТВТ у власних підшипниках їх агрегатів.

При урівноваженні роторів ТНТ, відцентрового нагнітача, промвалів особливих труднощів не зустрічалось. Тривала робота агрегатів із залишковими неврівноваженими масами викликає інтенсивний знос напівмуфт роторів, що сполучаються, руйнування апарату лопатки, послаблення кріплення і інші побічні явища, що знижують моторесурс агрегату.

4.4 Вібродіагностика і аналіз технічного стану ГПА-Ц-6,3

Найбільші несправності ГПА, що часто зустрічаються, були розбиті по укрупнених вузлах: нагнітач (Н-196), опорна система. Аналіз включає наступні несправності:

— двигун: спотворення граток лопаток турбокомпресора (ТК); дефекти і ушкодження підшипників ТК і вільної турбіни (СТ); дисбаланс ротора ТК; розцентрування ротора СТ і ротора нагнітача; дисбаланс ротора СТ, перекіс і послаблення кріплення кожуха торсіонного валу;

— нагнітач: знос і послаблення натягу підшипників; ерозійний знос робочих коліс нагнітача і закладних; інше;

— опорна система: ушкодження фундаментної рами; ушкодження підмоторної рами; неякісне укладання двигуна, заклинювання опорних цапф; знос цапф і ковзаючих пальців опорних вузлів.

Поняттям "агрегат з підвищеною вібрацією" визначається такий агрегат, який має одне з наступних поєднань вібраційних параметрів: рівень віброшвидкості в якій-небудь точці вимірювання на двигуні або підмоторній рамі перевищує 30 мм/с; рівень віброшвидкості на кришках підшипникових камер нагнітача перевищує 13 мм/с.

Аналіз по опорній системі проведений окремо для серійних (важільних), модернізованих (балочних) і лафетних рам. Найменший процент підвищеної вібрації мають лафетні рами (17,7%), що свідчить про перспективність їх впровадження. По двом іншим типам – відповідно до 55,3 і 50,0%. В цілому по опорній системі (без розбиття по типах) – 32,8% рам мають підвищену вібрацію, 44,2% несправностей визначаються виробничими дефектами, пов'язаними з виготовленням і монтажем; 55,8% – з експлуатаційними ушкодженнями, що виникають в процесі експлуатації.

По двигуну: 36,6% двигунів, що знаходяться в експлуатації, мають підвищену вібрацію. Найбільш поширені причини: спотворення граток лопаток ТК, дисбаланс ротора СТ, дефекти і ушкодження підшипників. 73,5% несправностей визначаються виробничими причинами, 26,5% – експлуатаційними.

По нагнітачу: 23,3% нагнітачів мають підвищену вібрацію. Основна несправність: знос і послаблення натягу підшипників. 9,4% несправностей визначається виробничими причинами, 90,6% – експлуатаційними.

Аналіз показав, що основна кількість несправностей визначається: по двигуну – виробничими причинами; по нагнітачу – експлуатаційними; по опорній системі – першими і другими приблизно однаково, з невеликим переважанням експлуатаційних причин.

4.5 Методика вібродіагностики технічного стану газоперекачувальних агрегатів ГПА-10 і ГПА-10-01

Газотурбінний судновий двигун ДР59Л блокового виконання використовується як привід відцентрового нагнітача Н-520 ГПА-10-01 для забезпечення транспортування природного газу на компресорних станціях (КС) магістральних газопроводів.

Двигун ДР59Л складається з компресора низького тиску, компресора високого тиску, камери згорання, турбін високого і низького тиску, виносної коробки приводів, вільної турбіни, маслоагрегатів і рами.

Особливістю конструкції двигуна є те, що компресори і турбіни, що приводять в обертання, сполучені загальним корпусом, утворюють два каскади – каскад низького тиску (КНД) і каскад високого тиску, які працюють з різними частотами обертання. Ротор КНД знаходиться усередині ротора КВД і вони пов'язані між собою роликівим проміжним підшипником, внутрішня обойма якого обертається з частотою ротора КНД ($f_2 = 87$ Гц), а зовнішня – з частотою ротора КВД ($f_3 = 120$ Гц).

Вільна турбіна з частотою обертання $f_1 = 73$ Гц приводить в обертання ротор нагнітача.

Багаточастотне збудження вібрації ГПА з частотами f_1, f_2 і f_3 , їх роторними і комбінаційними складовими показує, що як контрольований параметр інтенсивності вібрації ГПА не досить приймати загальний рівень середньоквадратичного значення віброшвидкості.

Методика діагностування ГПА призначена для виявлення дефектів агрегату, що найчастіше зустрічаються в процесі експлуатації, і заснована на наявних прямих залежностях прояву цих дефектів і рівнів амплітуд в спектрах вібрації. Робота кожного вузла агрегату супроводжується збудженням вібрації в певних діапазонах частот. Значення рівнів вібрації на характеристичних частотах є діагностичною ознакою технічного стану вузла, бездефектному стану вузла відповідає один рівень вібрації, при зародженні і розвитку дефектів рівень вібрації росте, при сильному дефекті досягає певного значення, по якому судять про необхідність вживання заходів.

Вказані рівні вібрації в певних діапазонах частот, відповідні різним якісним станом агрегату, є опорними масками вібраційного спектру. Опорні маски вібраційного спектру для ГПА-10 отримані на підставі статистичного аналізу вібраційних параметрів парку у кількості 310 агрегатів, а також на підставі відомих імовірнісних математичних методів. Залежно від інтенсивності спектральних складових вібрації, передбачені наступні якісні оцінки їх вібраційного стану : "відмінно", "добре", "задовільно", "незадовільно". Середньоквадратичні значення рівнів віброшвидкості опорних масок для оцінки якісних станів обчислювалися за наступними імовірнісними формулами:

$$\begin{aligned} V_c^{\text{відм}}(f) &= M(V_c) - 0,5s(V_c) & V_c^{\text{доб}}(f) &= M(V_c) + 0,5s(V_c) & (4.1) \\ V_c^{\text{зад}}(f) &= M(V_c) + 2s(V_c) & V_c^{\text{незад}}(f) &= M(V_c) + 3s(V_c) \end{aligned}$$

де $M(V_c)$ і $s(V_c)$ – математичне очікування і середньоквадратичне відхилення рівнів віброшвидкості в заданому частотному діапазоні.

Крім того, в методиці використані рекомендації ІСО 2372, в яких вказується, що збільшення амплітуд в 2,5 рази (8 дБ) є значним, а в 10 разів (20 дБ) – серйозним, оскільки може привести до погіршення оцінки стану агрегату з "доброго" до "неприпустимого".

Діапазон - 10..65 Гц включає частоти обертання сепараторів (Л) усіх підшипників, субгармоніки частоти обертання роторів половинної кратності ($0,5 f_1, 0,5 f_2; 0,5 f_3$) і різницеву частоту ($f_3 - f_2$).

Діапазон - 65...80 Гц включає частоту обертання ротора СТ (f_1).

Діапазон - 80...95 Гц включає частоту обертання ротора КНД (f_2).

Діапазон - 95...130 Гц включає частоту обертання ротора КВД (f_3) і комбінаційну частоту $0,5 (f_2 + f_3)$.

Діапазон - 130.. 160 Гц – включає другу гармоніку частоти ротора СТ ($2f_1$) і субгармоніку ротора КНД ($1,5f_2$).

Діапазон - 160.. 190 Гц – включає другу гармоніку частоти ротора КНД ($2f_2$) і субгармоніку ротора КВД ($1,5f_3$).

Діапазон - 190..260 Гц – включає другу гармоніку частоти ротора КВД ($2f_3$), третю гармоніку частоти ротора СТ ($3f_1$), комбінаційну частоту (f_2+f_3) і субгармоніку ротора КНД ($2,5f_2$).

Діапазон - 260..400 Гц – включає треті гармоніки частот роторів КНД ($3f_2$) і КВД ($3f_3$), субгармоніку ротора КВД ($2,5f_3$) і комбінаційну частоту $1,5(f_2+f_3)$.

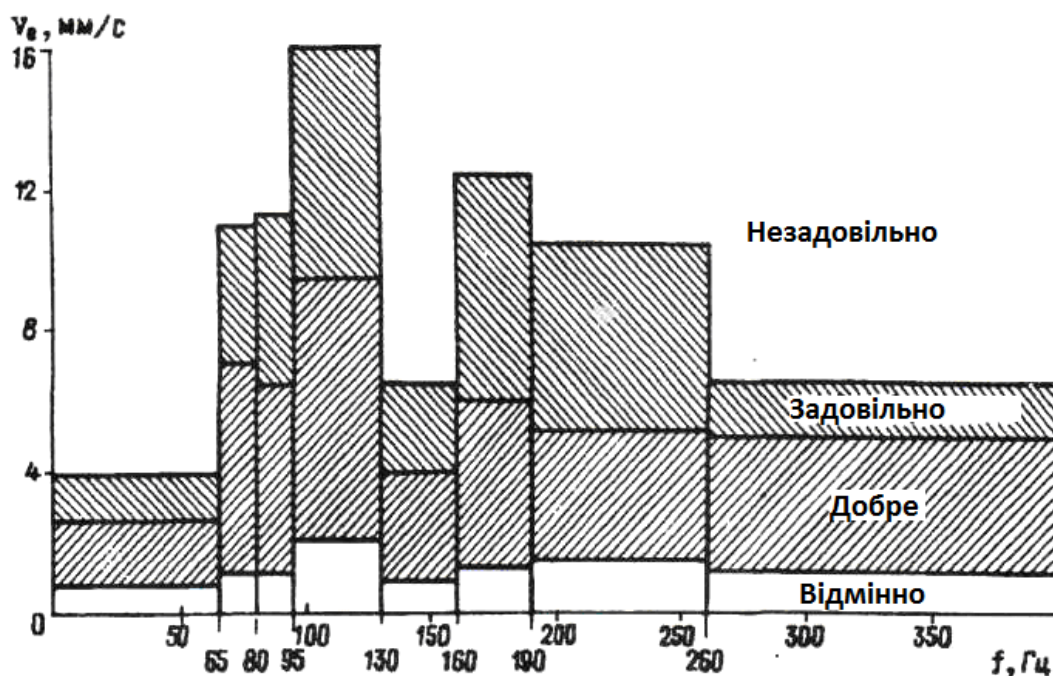


Рисунок 4.2 – Опорна маска спектру віброшвидкості, точка № 3, поперечний напрям

Частотні складові і відповідні їм основні дефекти, визначувані за допомогою таблиці, наступні:

- дисбаланс роторів (перші роторні гармоніки);
- знос і дефекти підшипників кочення (підшипникові частоти і частоти сепаратора і тіл кочення);
- зачіпання ротора об корпус (роторні гармоніки);
- послаблення механічних зв'язків і погане закріплення підшипників (ряд субгармонік і комбінаційних частот);
- перекоє зовнішнього або внутрішнього кільця підшипників (другі роторні гармоніки);
- автоколивання на масляній плівці підшипника ковзання нагнітача (частота автоколивань);
- розцентрування ротора турбокомпресора і нагнітача (роторні гармоніки в поперечному напрямі).

Власна частота нелінійної системи ротор-підшипник близька до половинної частоти обертання ротора, проте, автоколивань в системі не виникає, оскільки аналіз стійкості за допомогою критерію Рауса-Гурвиця свідчить про стійкість коливань. В цьому випадку при певній величині проміжку (δ) або довжині дуга контакту ротора з корпусом з'являються субгармоніки ($1/2 f_3$) або ультрагармоніки ($3/2 f_3$) синхронних коливань. Додатковим індикатором субгармонійних коливань є гостре налаштування на субгармонійний резонанс кратності $1/2$ і поява серії кратних гармонік $k/2f_3$ ($k = 1, 2, \dots$).

Якщо рівні вібрації знаходяться в межах 10.. 12 мм/с, а основними частотними складовими є: частота обертання ротора каскаду низького тиску; частота обертання ротора каскаду високого тиску; частота, рівна різниці частот обертання каскаду високого і низького тиску ($f_3 - f_2$); частота, рівна сумі частот обертання каскаду низького тиску і каскаду високого тиску ($f_2 + f_3$); і при цьому амплітуди основних частотних складових співрозмірні між собою, то технічний стан двигуна характеризується дефектом проміжного роликового підшипника.

Аналіз відмов підшипників задньої опори показує, що залишковий ресурс двигуна з описаним вище розподілом частотних складових оцінюється в середньому від 2 до 7 тисяч годин роботи. Величина залишкового ресурсу залежить від загального напрацювання двигуна і напрацювання після ремонту.

Як показав досвід експлуатації агрегату ГПА-10, основною причиною відмов двигуна ДР59Л (до 80 %) є вихід з ладу задньої опори КВД (кульковий підшипник) або проміжного роликового підшипника. Причина виходу з ладу кулькового підшипника обумовлена тим, що в умовах експлуатації осьове зусилля, діюче на підшипник, іноді не відповідає оптимальному навантаженню, що призводить до перекидання ротора і розпуценості або перекоє підшипника.

4.6 Методологія побудови діагностичних ознак дефектів ГПА за параметрами вібрації

Пропонована модель [2] реалізує принцип універсальності побудови діагностичних ознак і від типу ГПА не залежить. Програмна реалізація на ПЕВМ від принципівих труднощів вільна. У загальному випадку створена методологія може бути використана як інструментарій для перспективного розвитку методів діагностики ГПА і синтезу адекватних автоматизованих діагностичних систем, у тому числі з додатком до спектрального аналізу і параметричної діагностики з метою їх подальшого вдосконалення і поглиблення.

Як початкова інформація в процесах навчання розпізнаванню дефектів (побудова діагностичних ознак і меж їх розподілу) і власне ідентифікації дефектів використовується інтегральний вібраційний сигнал вимірів в трьох ортогональних напрямках (вертикальне, поперечне і осьове) в задалегідь встановлених контрольних точках. Повний набір контрольних точок для різних типів ГПА визначається діючим діагностичним регламентом.

Як характеристика інтенсивності вібрації використовується безрозмірний коефіцієнт вібростану k , визначуваний як відношення вимірної віброшвидкості v до нормативної встановленою $[v]$:

$$k = v / [v] \quad (4.2)$$

База даних (навчальна вибірка) для практичних розрахунків діагностичних ознак формувалася як статистика (k_i, T_i) значень k , з прив'язкою до конкретного дефекту і відповідного часу напруцювання T_i від останнього капітального ремонту (точка регенерації). Помилка наступних розрахунків визначається статистичною помилкою процедури виміру віброшвидкості V і не перевищує 13 %.

Стратегія обробки статистик вібраційних відгуків дефектів G_i зводиться до агрегації статистик (k_i, T_i) j з кроком ΔT і усереднюванню величин $(k_i, T_i)_j$ по кожному з отриманих блоків агрегації. Чисельне значення ΔT визначається діагностичним регламентом і прийнятою періодичністю вібраційного обстеження ($\Delta T=1000$ год.).

На виході процедури агрегації маємо діагностичний ряд виду

$$k_T = \zeta(T) + \varepsilon T \quad (4.3)$$

де $\zeta(T)$ – величина контрольованого параметра, що характеризує його середній рівень; εT випадковий процес з нульовим середнім і кінцевою дисперсією σk^2 , визначальний розкид значень kT .

Компоненти kT динамічного ряду (4.3) згладжуються по ваговій ковзаючою середньою, де ваги розраховуються по формулі,

$$W_i = \frac{n_i}{\max n_i e^{\delta_i / m_i}}, \quad (4.4)$$

де n_i – число величин i -го блоку, що агрегуються; $\max n_i$ – максимальне значення n_i по усіх блоках; m_i , σ_i – середні значення і квадратичне відхилення для величин i -го блоку; W_i – ваговий коефіцієнт i -го блоку.

Згладжувані динамічні ряди $\{k_i, T_i\}$ досить добре (у сенсі надійного коефіцієнта кореляції R) апроксимуються лінійною або експоненціальною залежністю. Виходячи з цього на вхід наступної процедури лінійної регресії поступає як масив $\{k_i, T_i\}_j$, так і масив $(l_n k_i, T_i)_j$, що не суперечить представленню динамічного ряду у вигляді двокомпонентної моделі (4.3).

Вибір тієї або іншої залежності визначається найбільшим значенням коефіцієнта кореляції R , з попередньою оцінкою його надійності.

Для уточнення тенденції розвитку вібраційних відгуків дефектів в часі (після встановлення зв'язку по $\max R_i$, $i=1,2$) згладжені динамічні ряди піддаються обробці по процедурах повторного згладжування і лінійної регресії. На виході маємо рівняння регресії:

$$k = mT + k_0. \quad (4.5)$$

Величина T є параметром перетворення повороту для початкових динамічних рядів $\{k_i, T_i\}$ відповідно до виразу

$$k_i = (k_i - T_i \operatorname{tg} \alpha) \cos \alpha, \quad (4.6)$$

де $\operatorname{tg} \alpha = m$.

Необхідність перетворення повороту диктується відомим положенням, згідно з яким ортогональне перетворення, що мінімізує середню квадратичну відстань для сукупності векторів $[k_i]$, за умови незмінності об'єму простору, є перетворення повороту (обертання) з наступним діагональним перетворенням W . Відповідно до принципу максимуму ентропії і згідно з експериментальними гістограмами для статистичних ансамблів $\{k_i\}_j$ приймається гіпотеза нормальності щільності розподілу по усім i .

В цілях перевірки працездатності запропонованої моделі використовувалася інформація про вібраційні відгуки наступних дефектів: дисбаланс турбін високого (ТВТ) і низького (ТНТ) тисків; дефекти опорно-упорних підшипників ТВТ і ТНТ; розцентрування валів ТНТ-нагнітач; несправність промвалу; дефект підшипника нагнітача. Принцип формування цього списку S_j визначався тільки з наявності встановленого зв'язку вібраційної інформації і відповідних даних ремонтних формулярів.

Очевидно, завдання діагностування завжди можна представити у вигляді двох основних етапів. На першому необхідно встановити, чи знаходиться даний вузол ГПА в стані "справний" або ні (тобто чи є який-небудь дефект без

його конкретизації). Статистика (k_i, T_i) формується за тривалий час в заданій контрольній точці по усій групі еквівалентності ГПА для цієї КС. На другому етапі, у тому разі коли стан вузла ГПА знаходиться в зоні "несправний", необхідно встановити який з можливих дефектів має місце.

Розглянемо динамічний ряд $\{k_i, T_i\}$ для якої-небудь контрольної точки ГПА, де k_i, T_i як і раніше мають сенс середніх значень по блоках агрегації, а i -номер відповідного блоку.

Нехай, починаючи з блоку i , виконується умова

$$k_i < k_{i+1} < k_{i+2} < k_{i+3}. \quad (4.7)$$

Проведемо дезагрегування $\{k_i, T_i\}$ до i -го блоку включно і вичислимо знову по сформульованому масиву (k_i, T_i) середнє значення \bar{k}^* і середнє квадратичне відхилення середнього $\sigma_{k_i}^*$. За верхню межу стану "справний" для i бої ортогональної складової має сенс вибрати величину

$$\theta_i = \bar{k}_i^* + 3\sigma_{k_i}^*. \quad (4.8)$$

Чисельне значення величини θ_i розраховується по усіх трьох ортогональних складових (В, П, О). Вирішальне правило має вигляд:

$$\begin{aligned} k_i \leq 0 & - \text{стан "справний"}; \\ k_i > 0 & - \text{стан "несправний"}; \end{aligned}$$

де $\theta_i = \sqrt{\theta_B^2 + \theta_P^2 + \theta_O^2}$ відповідно до (4.8).

Введемо деякі нові позначення. Опустимо індекс (i) в масивах $(k_i)_j$, тобто $(k_i)_{j_i} \equiv (k)_j$. Для розподілу масивів $(k)_j$ по ортогональних складових побудуємо відповідність

В	П	О
1	2	3

Тоді \bar{k}_α і σ_k – відповідно середнє значення і середньоквадратичне відхилення по статистичному ансамблю $(k)_j$ для кожної з ортогональних складових, $\alpha=1, 2, 3$. Мінімуму середньоквадратичної відстані точки k і сукупності $(k)_j$ відповідає максимум скалярного добутку

$$X = (W^2 \bar{k}, k) = \sum_{\alpha=1}^N (\omega_{\alpha\alpha} \bar{k} k_\alpha) \quad (4.9)$$

По усім k , де $k_\alpha \in \{k_\alpha\}_j$, $N=3$

$$\omega_{\alpha\alpha} = \left(\prod_{\alpha=1}^N \sigma_{k_\alpha} \right)^{1/N} \frac{1}{\sigma_{k_\alpha}} \quad (4.10)$$

W – діагональна матриця.

Нехай $\omega_{\alpha\alpha}^2 \bar{k}_\alpha = Y_\alpha$ і $Y_\alpha k_\alpha = Z_\alpha$, де $\omega_{\alpha\alpha}^2 \bar{k}_\alpha$ – елемент діагонального перетворення середнього по масиву $(k)_j$ вектора \bar{k} . В якості можливих діагностичних ознак дефектів апіорі вибираються:

$$1 \quad \bar{X} = \frac{\sum_k X}{n}; \quad (4.11)$$

$$2 \quad \bar{Z} = \frac{\sum_k Z_\alpha}{n}; \quad (4.12)$$

$$3 \quad \bar{Z}_{\alpha.\beta} = \frac{\sum_k (Z_\alpha / Z_\beta)}{n}, \quad (4.13)$$

де n – об'єм відповідної статистики; α, β – ортогональні складові – В, П, О, $k \in \{k\}_j$. Відношення Z_α / Z_β можуть бути вираховані як для одної і тієї ж контрольної точки ГПА, так и для різних. Для одної и тієї ж контрольної точки вузла ГПА $\alpha \neq \beta$.

Як показник інформативності ознаки приймається значення коефіцієнта

$$\rho_{ij} = \frac{|P_i - P_j|}{3(\sigma_{P_i} + \sigma_{P_j})} \quad (4.14)$$

де P_i, P_j – середнє значення величин з (4.11- 4.13) для дефектів G_j і G_i ; $\sigma_{P_i}, \sigma_{P_j}$ – відповідні середні квадратичні відхилення. Признак вважається інформативним, якщо $\rho_{ij} \geq 0,67$ і неінформативним в іншому випадку. Як інтегральна ознака розділення дефектів може бути використана логічна функція "або" по всім індивідуальним ознакам з $\rho_{ij} \geq 0,67$. Нехай k_0^{oj} – верхня межа зони стану "справний" для j -ї контрольної точки ГПА, $\alpha = 1; 2; 3$ и нехай діагностична ознака P , побудована на базі вимірювань за контрольними точками. Тоді, в загальному випадку, при ідентифікації дефекту G_j за діагностичною ознакою P_i , ступінь його розвитку визначається як

$$v_i = \max_j \max_{\alpha} \frac{k_j^{\alpha} - k_0^{\alpha j}}{1 - k_0^{\alpha j}}, \quad (4.15)$$

де k_j^{α} – вимірний вібраційний відгук дефекту G_j ; в j -ій контрольній точці; 1 – межа нормативної зони стану "аварійний", $j=1, \dots, n$; $\alpha = 1, 2, 3$ (ортогональні складові коефіцієнта k_j – В, П, О).

Межі діапазонів значень діагностичних ознак, відібраних за критерієм $\rho_{ij} \geq 0,67$, можна встановити наступними способами: за величиною розмаху зміни R значень k ; за величиною $k \pm 2\sigma k$, де k – середнє значення діагностичної ознаки, а величина $\pm 2\sigma k$ визначає довірливу вірогідність $\beta = 0,95$ покриттів 95% можливих значень діагностичної ознаки інтервалом $k \pm 2\sigma k$ методами теорії статистичних рішень, виходячи з гіпотези нормальності щільності розподілу чисельних значень діагностичних ознак.

Найбільш прийнятними, в сенсі надійності розподілу дефектів на реальному матеріалі (не на матеріалі навчальної вибірки), є два останніх.

Перші два з перерахованих вище методів встановлення меж діапазонів значень діагностичних ознак цілком спираються на дані експериментів по встановленню кореляції віброактивності в контрольних точках ГПА і реальних дефектів, виявлених в процесі ремонтних робіт. Додаткової апріорної інформації в цьому випадку не вимагається. Надійність і точність кінцевих результатів цілком і повністю визначається достовірністю початкової інформації і коректністю установлених кореляційних зв'язків. Навпаки, використання методів теорії статистичних рішень вимагає залучення тієї або іншої додаткової апріорної інформації.

Практичні розрахунки діапазонів значень діагностичних ознак і порогових величин для розподілу класів дефектів показали:

- діапазони значень діагностичних ознак для навчальних вибірок, побудовані за величинами R і $k \pm 2\sigma k$, не перетинаються;
- помилка розподілу класів дефектів при використанні основних методів теорії статистичних рішень не перевищує 6 % .

Ідентифікація дефектів і визначення міри їх розвитку, розрахунок залишкового ресурсу експлуатації ГПА від поточного значення віброактивності до нормативної установки в блоці прогнозування дозволяє поставити і вирішити завдання оцінки технічного стану вузлів ГПА.

У загальному випадку технічний стан вузла ГПА по рівню віброактивності можна представити у виді деякої функції $f(\Delta T, v, C)$, де ΔT – залишковий ресурс експлуатації вузла ГПА до нормативної зони "аварійна" на момент віброобстеження; v – міра розвитку дефекту цього вузла; C – постійна.

Функція $f(\Delta T, v, C) = 0$, повинна, по сенсу, задовольняти наступним умовам:

$$\begin{aligned} f(\Delta T, v, C) &= 0, \text{ якщо } \Delta T = 0 \text{ (} v=1\text{);} \\ f(\Delta T, v, C) &= 1, \text{ якщо } \Delta T = T_{\text{рес}} \text{ (} v=0\text{),} \end{aligned}$$

де $T_{\text{рес}}$ – максимально можливий ресурс експлуатації ГПА. Перша умова дозволяє побудувати загальний вигляд функціональної залежності, зокрема, у формі

$$f(\Delta T, \nu, c) \sim C \Delta T \left(1 - \frac{1}{e^{1-\nu}}\right). \quad (4.16)$$

Для визначення значення постійної C використовуємо другу умову

$$1 = C T_{\text{рес}} \left(1 - \frac{1}{e}\right),$$

Звідки

$$C = \frac{1}{T_{\text{рес}} (1 - e^{-1})}. \quad (4.17)$$

Остаточну оцінку технічного стану вузлів ГПА представляється можливим проводити за формулою

$$f(\Delta T, \nu, C) = \frac{\Delta T}{T_{\text{рес}} (1 - e^{-1})} \left(1 - \frac{1}{e^{1-\nu}}\right) \quad (4.18)$$

де $T_{\text{рес}}$, ΔT – розраховуються в блоці прогнозування.

4.7 Ефективність методів і приладів віброконтролю і вібродіагностування ГПА

У відповідності з положенням про планово-попереджувальні ремонти незалежно від технічного стану в певні інтервали часу здійснюються зупинки ГПА і компресорних установок (КУ) для ремонту, однак недопустимо часто агрегати виводяться в аварійний ремонт. Для підвищення ефективності експлуатації газоперекачувального обладнання за рахунок отримання оперативної інформації про його фактичний стан розроблено апаратні і програмні засоби стаціонарних систем віброконтролю і вібродіагностування основних вузлів ГПА типу ГТН-25 (СПВК-14), ГПА-16 с двигуном ДЖ-59 и ГТ-750-6 (СПВК-8), КУ АГНКС (СПВК-3), ГМК 10 ГКН ("ПУЛЬСАР-В"), переносну систему вібродіагностування основних вузлів електроприводних ГПА (ЕГПА) СТД-4000 (АВ-ЕГПА), переносні прилади для вібродіагностування шатунних підшипників (ПИП), циліндро-поршневої групи (ЦПГ) і турбокомпресора (ТК) газомоторного компресора (ГМК) 10ГКН (Свик-ГМК), підшипникових вузлів ГМК МК8,

Др12, Z-330 (прилади на базі Свик-ГМК для діагностування основних вузлів п'яти типів КУ АГНКС (АСОК), удосконалені прилади Свик-60, Свик-100 і програмні засоби для ГПА типу ГТ-750-6 і ГТК-10. Стационарні системи інтегровані в автоматизовані системи керування агрегатів.

Згідно з методичними положеннями визначення прибутку від впровадження науково-технічних заходів і використання об'єктів промислової власності в транспортуванні газу, якщо впровадження заходу зменшує кількість вимушених зупинок ГПА і вартість ремонту після зупинки, прибуток від впровадження визначається за формулою:

$$П = B_6 \cdot П_{р.б} - B_n \cdot П_{р.н} - B_{нтп}, \quad (4.19)$$

де B_6, B_n – витрати на проведення ремонту після зупинки ГПА, відповідно, за базовим і новим варіантом, грн.; $П_{р.б}, П_{р.н}$ – кількість ремонтів на рік за базовим і новим варіантом, відповідно; $B_{нтп}$ – додаткові витрати, пов'язані із заходом за новим варіантом, грн.

Якщо досягнуто запобігання зниженню об'єму транспортування газу (окрім зменшення кількості і вартості ремонтів), прибуток визначається за формулою:

$$П = B_6 \cdot П_{р.б} - B_n \cdot П_{р.н} - B_{нтп} + (Ц_{тр.г} - C_1') \cdot \Delta Q_{тр}, \quad (4.20)$$

де $Ц_{тр.г}$ – тарифи на послуги з транспортування газу, грн./1000 м³; C_1' – умовно змінна частина собівартості транспортування газу, грн./1000 м³; $\Delta Q_{тр}$ – додатковий порівняно з базовим варіантом об'єм транспортування газу, тис. м³.

Витрати на розробку, впровадження і експлуатацію науково-технічного заходу (ВНТП), обчислюють за формулою:

$$B_{нтп} = B_d + B_{ндр} / T_{нтп}, \quad (4.21)$$

де B_d – додаткові експлуатаційні витрати, які пов'язані з функціонуванням заходу, грн.; $B_{ндр}$ – вартість науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, грн.; $T_{нтп}$ – термін експлуатації заходу.

4.8 Дослідно-промислова експлуатація стаціонарної системи віброзахисту і діагностики

У 1996-1997 рр. стаціонарна система віброконтролю впроваджена для чотирьох агрегатів ГПА-16 Гребінківської КС. Дослідний зразок встановлений також на агрегаті ГТ-750-6 ст. № 5 Шебелинської КС.

Система включає: пристрій для контролю і аналізу вібраційних параметрів; методику визначення вібраційних характеристик, які використовуються як діагностичні ознаки і ознаки для представлення попереджувальних і аварійних сигналів; програмне забезпечення для вібродіагностування основних вузлів.

Пристрій для контролю і аналізу вібраційних параметрів СПВК-14 (СПВК-8) складається з таких основних елементів [2]:

- віброперетворювачів з підсилювачами заряду;
- блоку обробки і аналізу вібраційних параметрів;
- програмних засобів діагностики.

Віброперетворювачі 1ПА-26 і їх кабелі зберігають працездатність при високих температурах (до 250°C або 400°C). Віброперетворювачі можна встановлювати на підшипниках або на корпусі ГПА, їх чутливість достатня для використання кабелю завдовжки до 15-20 м між підсилювачем заряду і віброперетворювачем. Підсилювач заряду забезпечує передачу сигналу без перешкод від машинного залу до пульта управління, де встановлюється апаратура віброконтролю, на відстань до 200 м.

Блок обробки і аналізу вібраційних параметрів здійснює фільтрацію сигналів, їх інтеграцію, виведення осереднених значень вібраційних параметрів на вимірник і індикатор, автоматичне порівняння вібраційних сигналів з попереджувальним і аварійним пороговими рівнями, логічний аналіз вібраційного стану усього агрегату і формування аварійного і попереджувального сигналів.

Порівняно з аналогами система віброконтролю має такі переваги: забезпечує достовірність і надійність формування аварійних сигналів у разі високого рівня вібрації, а також виключає представлення аварійних сигналів у разі випадкових, короткочасних підвищень рівня вібрації; дає можливість використовувати систему вібродіагностування на базі портативного приладу для збору і обробки вібродіагностичної інформації або із застосуванням узгоджувального пристрою і ПЕВМ із застосуванням розробленого програмного забезпечення.

4.9 Дослідження коливань конструктивних елементів газоперекачувальних агрегатів

Причинами збудження коливань тривальних газоперекачувальних агрегатів (ГПА) є дисбаланс ротора, коливання в газовому потоці, температурні деформації, неспіввісність і перекося валів і тому подібне. На практиці виникають накладення коливань, викликаних різними джерелами, внаслідок чого використання традиційних спектральних методів і існуючих інформаційних даних не забезпечують однозначної ідентифікації дефектів. Наприклад, підвищення амплітуди коливань на частоті першої гармоніки обертання ротора може бути викликано як збільшенням дисбалансу ротора, так і неспіввісністю валів або перекосям. У разі наявності двох і більше різних дефектів їх ідентифікація ускладнена. В цьому випадку діагности дефекту за допомогою таких традиційних параметрів, як амплітуда і частота, не завжди можливо.

Пропонований метод оцінки жорсткості підшипникових опор ГПА без його зупинки. Зміна жорсткості може бути викликана появою тріщин і послабленням кріплень. Методика полягає в тому, що, задавши два різні зна-

чення частот обертання валу в робочому діапазоні, вимірюють відповідні амплітуди A_1, A_2 коливань з першою роторною гармонікою. Можна показати, що жорсткість підшипникової опори визначається за формулою:

$$C = \frac{m\omega_1^2\omega_2^2(A_2 - A_1)}{A_2\omega_1^2 - A_1\omega_2^2}, \quad (4.22)$$

де A_1, A_2 – відповідно, амплітуди коливань з першою роторною гармонікою на двох різних режимах роботи; ω_1, ω_2 – відповідно, значення частот обертання валу; m – маса підшипникового вузла.

Цей метод дає можливість оперативно і ефективно контролювати жорсткості підшипникових опор з урахуванням умов експлуатації (температурний режим, впливи зв'язків конструктивних елементів агрегату з підшипником).

Вимірюванням вібраційних переміщень підшипників і за допомогою розрахунків можна провести загальний аналіз силових дій, які збуджують вібрацію у вузлах ГПА, враховуючи при цьому вплив демпферної дії мастильного шару, податливості опор і роторів. Можна показати, що збуджуючу вібрацію сили можливо розділити на складені, зокрема, доцентрові сили і моменти \vec{P}_B, \vec{M}_B і періодичні сили і моменти \vec{P}_Π, \vec{M}_Π , які діють уздовж деякого фіксованого напрямку. Формули, які дають можливість представити збуджуючі вібрацію сили, представляють у виді

$$\vec{P} = \vec{P}_B + \vec{P}_\Pi, \vec{M} = \vec{M}_B + \vec{M}_\Pi, \quad (4.23)$$

де \vec{P}, \vec{M} – збуджуючі сили і моменти, \vec{P}_B, \vec{M}_B – доцентрові сили і моменти; \vec{P}_Π, \vec{M}_Π – періодичні сили і моменти, які діють уздовж деякого фіксованого напрямку.

За час експериментальних досліджень змін в часі вібраційних характеристик часова реалізація вібросигналу $V(t)$ в числовому виді вводилась в комп'ютер і розбивалась на рівні інтервали часу $[t_i, t_{i+1}]$ тривалості T . В інтервалах $[t_i, t_{i+1}]$ вираховували середнє значення віброшвидкості V_i , середні значення $V_{\text{ср}}$ і дисперсії S за формулами:

$$V_i = \frac{1}{T} \left[\int_{t_i}^{t_{i+1}} V^2(t) dt \right]^{0,5}, \quad V_{\text{ср}} = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} V_i, \\ s = \frac{1}{N} \left[\sum_{i=0}^{N-1} (V_i - V_{\text{ср}})^2 \right]^{0,5}, \quad (4.24)$$

де $V(t)$ – тимчасова реалізація сигналу; T – тривалість інтервалу часу.

Результати розрахунків вибірових середніх значень $V_{\text{ср}}$ і дисперсій s для різних тривалостей часових інтервалів T для деяких двовальних і тривальних ГПА наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вибіркові середні значення V і вибіркові дисперсії S для різних усереднювань T , мм/с

Тип ГПА	Параметр	Тривалість тимчасового інтервалу T , с						
		0,017	0,1	0,5	1	5	10	50
ГТН-25	V_{CP}	11,434	11,44	11,46	11,46	11,48	11,45	11,44
	S	9,3435	6,055	3,166	1,056	0,578	0,296	0,176
ГТН-6	V_{CP}	5,556	5,556	5,599	5,524	5,514	5,517	5,526
	S	1,3	1,0	0,7	0,3	0,2	0,116	0,116
ГТ-750-6	V_{CP}	5,126	5,147	5,157	5,173	5,112	5,132	5,111
	S	1,176	0,977	0,527	0,373	0,222	0,124	0,121

Результати, приведені в таблиці 4.1, свідчать, що розсіювання значень віброшвидкості у тривального ГПА ГТН- 25 істотно вище, ніж у двовальних ГПА.

4.10 Визначення спектру частот коливань ГПА

В результаті неурівноваженості окремих деталей і вузлів ГПА під час його експлуатації виникають різні рівні вібрацій, які можуть досягати критичних величин, що призводять до швидкого виходу агрегату з робочого стану. Для вибору і призначення робочих частот агрегату пропонується розрахований за допомогою математичного моделювання еталонний спектр власних частот для ГПА "Коберра-182" і його основних елементів.

Розробка досконалих алгоритмів розрахунку, що відображають подробиці пристрою складних систем, привела до виникнення математичних моделей коливальних систем, які дозволяють виробляти експериментальні дослідження коливань і вивчення впливу на них різних елементів конструкції і їх параметрів. Можливості математичного моделювання важко переоцінити і для розробки методів прогнозування стану і надійності ГПА, для розрахунку і оцінки вібраційних характеристик двигунів, що виникають в процесі їх експлуатації, і призначаються при проектуванні.

Конструкція ротора турбіни високого тиску ГПА складається з великої кількості різнотипних за своєю конфігурацією деталей. Відносно коливань вони утворюють складну пружну систему, що має велику кількість частот і форм власних коливань. Окремі деталі конструкції зазвичай розраховуються за коливаннями як ізольовані елементи. Елемент, що для цього розраховується, виділяється з загальної системи, а його взаємодія з відкинутими частинами системи замінюється певними умовами закріплення, зафіксованими у вигляді граничних умов. Були прораховані власні частоти роторів компресора і

турбіни – основних елементів ГПА. Повний спектр частот можна отримати, розглядаючи взаємодіючі елементи системи як єдине ціле. У зв'язку з цим розрахунок елементів як ізольованих деталей є справедливим в певному діапазоні частот, якому відповідають вибрані для розрахунку граничні умови.

Певні частоти власних коливань, знайдені розрахунковим шляхом для ізольованих елементів, можуть бути близькими за своїм значенням до деяких частот власних коливань усієї системи. Ця обставина підтверджуватиме правильність вибору розрахункової схеми і граничних умов для цього ізольованого елемента.

Знаючи власні частоти і форми коливань окремих елементів системи, можна вирахувати їх енергію. Характер розподілу енергії по елементах ГПА відбиває основні динамічні властивості цієї системи. Як показала практика, для розрахунку складних коливальних систем можна користуватися методом початкових параметрів або методом динамічних жорсткостей. Для розрахунку власних частот роторів компресора, турбіни і усієї складної системи ГПА використовувався метод початкових параметрів, який є алгоритмом, де за відомими значеннями тих же величин – переміщень і внутрішніх сил – на початку ділянки обчислюються їх значення у кінці ділянки. Переходячи, таким чином, від ділянки до ділянки, можна дійти до межі даної системи, де переміщення або сили пов'язані умовами закріплення. При цьому розрахунок виробляється повністю в числовій формі.

З використанням цього методу були розраховані власні частоти і форми поперечних коливань роторів компресора, турбіни і усього агрегату "Коберра-182". При цьому ротор компресора був розбитий на 33 ділянки. У таблиці 4.2 приведені значення власних частот поперечних коливань ГПА "Коберра-182" і його основних елементів (Гц).

Таблиця 4.2 – Власні частоти поперечних коливань ГПА "Коберра-182" і його основних елементів

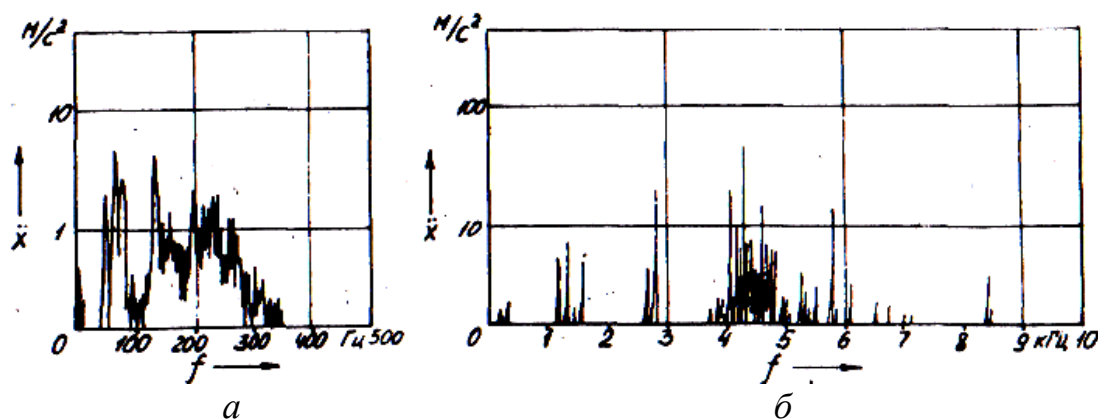
Елементи ГПА	Частоти, Гц						
	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7
Ротор компресора	116	462	1028	1838			
Ротор турбіни	41	290	750	1014	644	830	1079
Ротор ГПА	39	131	278	447			

Отриманий спектр частот власних коливань системи ГПА можна прийняти за еталонний при теоретичних дослідженнях коливного процесу, а також для розробки методів прогнозування стану і надійності системи, для розрахунку і оцінки вібраційних характеристик агрегату. Він дає теоретичне обґрунтування для проведення заходів щодо усунення небезпечних рівнів вібрації, дозволяє вибрати діапазон робочих частот агрегату.

4.11 Дослідження вібраційних характеристик газоперекачувального агрегату ГТН-25

У статті [1] викладаються результати експериментальних досліджень вібраційних характеристик ГПА ГТН-25. Метою досліджень стало: виявлення частотних смуг, в яких локально зосереджена енергія вібраційних сигналів; визначення передбачуваних джерел, збуджуючих вібрацію в різних частотних смугах в точках установки віброперетворювачів; дослідження динаміки змін різних вібраційних характеристик на одних і тих же режимах роботи залежно від напрацювання агрегату після проведення ремонту; визначення за допомогою пасивного експерименту вібродіагностичних ознак окремих дефектів, що мали місце на досліджуваному агрегаті. Вимірювання вібрації проводили на ГПА ГТН-25 в умовах експлуатації на компресорній станції магістрального газопроводу.

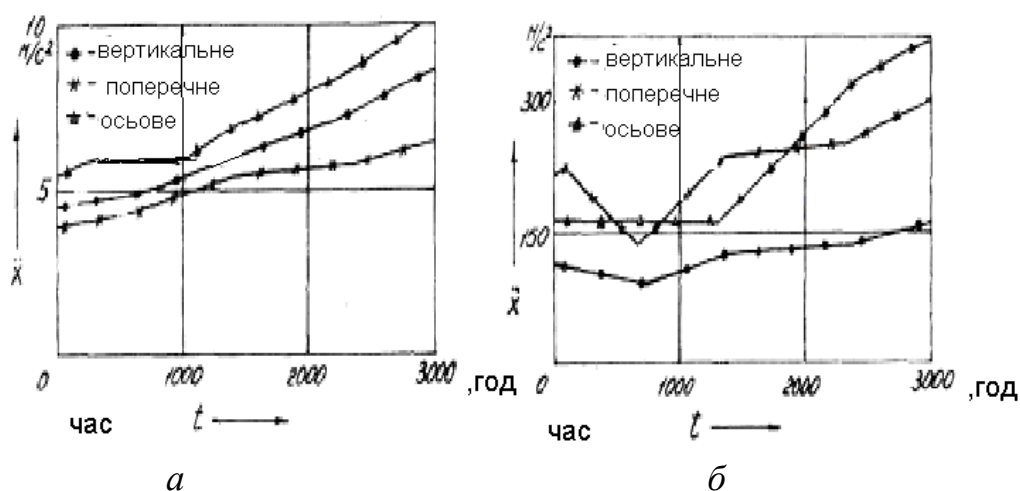
Віброперетворювачі встановлювалися під час ремонту на підшипникові вузли ГПА на штатні місця установки датчиків контрольно-сигнальної апаратури ВВК-331. На кожному підшипниковому вузлі встановлювалися три віброперетворювача ІС-313, які реєструють вібрацію у вертикальному, поперечному і осьовому напрямках. Надалі, протягом всього міжремонтного часу експлуатації, регулярно проводилися реєстрація і спектральний аналіз вібраційних сигналів на підшипникових вузлах і корпусі ГПА в певних місцях. Спектральний аналіз проводився за допомогою смугового аналізатора С5-3. На рис. 4.3 показані характерні спектри вібрації, зареєстровані на підшипникових вузлах. Аналіз спектрів дозволяє виявити передбачувані елементи конструкції ГПА, що є джерелами вібрації в різних частотних смугах, а також оцінити їх рівень.



a – спектр вібрації в діапазоні частот 0-350 Гц;
б – спектр вібрації в діапазоні частот 0-10 кГц

Рисунок 4.3 – Спектри вібрації підшипника ГПА ГТН-25 в поперечному напрямі

На рис. 4.3а представлений спектр вібрації другого підшипника в діапазоні 0-350 Гц. Представлений спектр ілюструє структуру вібрації підшипника. На спектрі виділяються три складові вібросигналу на частотах 81, 70, 60 Гц, які рівні частотам обертання турбіни високого тиску (ТВТ), низького тиску (ТНТ) і СТ відповідно. Всі три вказані складові мають місце на кожному підшипнику агрегату, а також його корпусі. Можливе виділення вібрації на частотах, відповідних другим гармонікам обертання ТВД, ТНД і СТ (див. рис. 4.3а). Виділення третіх гармонік коливань тривального ГПА ГТН-25 утруднене унаслідок значних модуляцій, а також перешкод від автоколивальних процесів в газоповітряному тракті, що приводить до спектру, близького до суцільного (див. рис. 4.3а). Вивчення коливань на частотах, відповідних гармонійним складовим вище других, може бути здійснене за допомогою чисельних методів. Загальні рівні вібрації в смузі 0-300 Гц і рівні вібрації на частотах обертання ТВТ, ТНТ і СТ (81, 70, 60 Гц), які мали місце на досліджуваному агрегаті через 48 годин експлуатації після ремонту, приведені в таблиці, з якої виходить, що вібрація підшипникових вузлів має порівняно високий рівень. Найбільші складові віброшвидкості мали місце на частотах обертання ТНТ (70 Гц): на першому підшипнику 15,7 мм/с (72 мкм) – вертикальний напрям; на другому – 10,7 мм/с (48 мкм) – вертикальний напрям; на третьому і четвертому – 6,6 мм/с (30 мкм) – поперечний напрям; на п'ятому 38,6 мм/с (174 мкм) – вертикальний напрям. Для підшипникових вузлів агрегату ГТК-25И, що має таку ж потужність, фірмами-виробниками встановлюються граничні рівні вібрації 12,7 мм/с (попереджувальний сигнал) і 25,4 мм/с (спрацьовування захисту по вібрації). Рівень вібрації підшипників (розмах коливань), що допускається, згідно ГОСТ 21199-82 не повинен перевищувати 35-40 мкм. На рис. 4.4 представлені графіки, що характеризують динаміку зміни загального рівня вібрації ГПА ГТН-25 на третьому і п'ятому підшипниках залежно від напрацювання.



а – в діапазоні частот 0-350 Гц; б – в діапазоні частот 0-10 кГц

Рисунок 4.4 – Залежності рівнів вібрації в вертикальному, поперечному і осьовому напрямках від напрацювання

З графіків виходить, що у міру збільшення напрацювання рівні вібрації ростуть і до кінця міжремонтного періоду зростають приблизно в 1,5-2,0 рази по відношенню до рівнів, що мали місце після ремонту. Відзначимо, що вібрації на частотах обертання турбін характеризують неврівноваженості деталей, що обертаються. Рівні вібрації на частотах, відповідних другим гармонікам, досягають 5,0 мм/с і характеризують погіршеності форми деталей (розцентрування, перекося осей обертання щодо корпусних деталей і т.д.). Наявність високих рівнів вібрації на інших гармоніках підтверджує результати досліджень, що виявили істотні взаємні температурні зсуви елементів корпусу агрегату під час його роботи.

Таблиця 4.3 – Рівні вібрації підшипників ГПА ГТН-25

Місце установки датчика	Напрямок вібрацій	Віброприскорення, (м/с ²)				Віброшвидкість, (мм/с)		
		0-300 Гц	81 Гц	70 Гц	60 Гц	81 Гц	70 Гц	60 Гц
1 підшипник	Вертикальне	7,1	1,2	6,9	0,9	2,4	15,7	2,4
	Поперечне	2,5	0,8	0,9	0,9	1,6	2,0	2,4
	Осьове	-	-	-	-	-	-	-
2 підшипник	Вертикальне	4,5	1,6	4,7	0,3	3,1	10,7	0,8
	Поперечне	3,4	0,4	2,2	0,5	0,8	5,0	1,3
	Осьове	5,7	2,0	1,4	0,9	3,9	3,2	2,4
3 підшипник	Вертикальне	5,0	2,6	1,6	0,6	5,1	3,6	1,6
	Поперечне	4,0	2,0	2,9	0,9	3,9	6,6	2,4
	Осьове	6,0	0,7	0,8	0,8	1,4	1,8	2,1
4 підшипник	Вертикальне	4,0	8,0	1,4	0,8	1,6	3,2	2,1
	Поперечне	4,2	0,5	2,9	0,6	1,0	6,6	1,6
	Осьове	4,0	0,8	0,9	0,3	1,6	2,0	0,8
5 підшипник	Вертикальне	17,1	0,9	17,0	0,9	1,8	38,6	2,4
	Поперечне	11,4	1,2	11,0	0,9	2,4	25,0	2,4
	Осьове	3,6	1,6	2,9	0,7	3,1	6,6	1,9

На рис. 4.4б показаний характерний спектр вібрації другого підшипника в поперечному напрямі в діапазоні 0-10 кГц і шириною смуги пропускання фільтру 6 Гц. На спектрі розрізняються складові вібрації в діапазоні 1-3,5 кГц, збуджувані різними ступенями компресора низького тиску. На спектрі можуть бути виділені вібросигнали від перших ступенів КНТ (смуга 1,0-2,0 кГц) і його останніх ступенів (вібрація на частоті, близькій до 3,0 кГц). Зіставлення і аналіз спектрів вібросигналів в різних напрямках в смузі 1,0-3,5 кГц указують на принципову можливість виділення і вимірювання вібрації від кожного окремого ступеня КНТ, що може бути використане для діагностики несиметрії газового потоку в КНТ. Проте слід зазначити, що в смузі 1,0-3,5 кГц знаходяться деякі власні частоти лопаток різних ступенів, що ускладнює виділення з вібраційних сигналів чисто вимушених складових. У смузі 3,8-5,8 кГц спостерігається велика кількість гармонійних складових про високим рівнем, що приводить до майже суцільного спектру. Аналіз спектрів, зареєстрованих на різних кутових швидкостях обертання турбін, указує на можливість виділення з вібросигналів складових з частотою, пропорційній

частоті обертання, і складових, частота яких не залежить від кутової швидкості. Аналогічно визначаються джерела високочастотної вібрації на інших підшипниках. Таким чином, виділені частотні смуги, в яких зосереджена в основному енергія високочастотних коливань підшипникових вузлів, а також визначені передбачувані їх джерела. Найвищі рівні вібрації мають місце в смугах: у першого підшипника 1,2-2,0 і 3,0-8,0 кГц; у другого – 1,0-3,5 і 3,8-6,8 кГц; у третього – 1,5-3,0 і 4,0-6,5 кГц; у четвертого – 3,3-7,0 кГц; у п'ятого – 3,0-5,5 і 6,5-8,5 кГц. Слід зазначити, що у деяких підшипників є високий рівень вібрації на частотах, близьких або рівних 3,5 кГц.

Ця частота рівна власній частоті віброперетворювачів штатної контрольно-сигнальної апаратури ВВК-331, що є однією з причин її незадовільної роботи. Рівні вібрації в діапазоні 0-10 кГц на однакових режимах роботи ГТУ змінюються залежно від напруцювання. На рис. 4.4 представлений графік, що характеризує динаміку зміни рівня вібрації підшипників в діапазоні 0-10 кГц. Рівні вібрації в діапазоні 0-10 кГц (так само, як і в діапазоні 0-350 Гц) мають тенденцію до зростання при збільшенні напруцювання. Дослідження і статистична обробка залежностей рівнів вібрації від напруцювання може бути використана для прогнозування вібраційного стану ГПА.

Після зупинки ГПА і виводу в ремонт на агрегаті були знайдені наступні дефекти: забої і вириви на кромках силової турбіни; протікання масла; руйнування лабіринтових ущільнень; руйнування підшипників турбодетандера, лінзового компенсатора і деякі інші дефекти. Найвірогіднішими причинами руйнувань, що мали місце, є температурні зсуви і підвищена вібрація.

Таким чином, в результаті проведених досліджень встановлене наступне.

На досліджуваному агрегаті ГТН-25 вібрація в низькочастотній області має порівняно високий рівень. На двох підшипниках (з п'яти досліджуваних) мали місце значення вібрацій, що перевищують рівні, встановлювані ГОСТ 21199-82 для енергетичних машин. Тому актуальним є проведення досліджень по виявленню причин вібрації ГПА ГТН-25, які найбільш, часто мають місце в умовах експлуатації, і вдосконалення проведення ремонтних робіт.

Виявлений ряд джерел високочастотної вібрації, за якими необхідно здійснювати контроль про метою пошуку вібродіагностичних параметрів. Є ряд інтенсивних джерел високочастотної вібрації на частотах, близьких до частоти 3,5 кГц, рівній власній частоті віброперетворювачів контрольно-сигнальної апаратури ВВК-331, що є, мабуть, однієї з причин її незадовільної роботи. Як віброперетворювачі доцільно використовувати датчики з власною частотою 20-40 кГц.

Одержані залежності рівнів вібрації від напруцювання агрегату. Статистична обробка аналогічних залежностей для інших агрегатів може дозволити прогнозувати вібраційний стан ГПА ГТН-25 і використовувати їх для планування ремонтних робіт.

Дослідження спектрів вібрації проводилося нами також на ГПА типа ГТК-10, встановлених на КС Богородчани (табл.4.4).

Таблиця 4.4 – Вібраційний стан газоперекачувальних агрегатів ГТК-10 через кожні 2000 годин наробітку

№ П/П	Дата контролю	Т°С вихлопа	Тиск, $P_{вх}/P_{вих}$ атм	Турбіна, мм/с		Нагнітач, мкм				Примітка	
				підш. №1	підш. №2	опорний підшипник		опорно-упорний підшипник			осьовий зсув, мм
						гориз.	вертик.	гориз.	вертик.		
ГПА № 1											
1	28.04.2004	518	50/69,3	4,4	2,3	21	17	16	16	0,29	після КР
2	03.08.2004	447	50/63,2	4,6	2,2	19	16	19	16	0,25	
3	14.12.2004	518	48,4/69	5,0	3,0	25	21	20	24	0,27	
4	06.06.2005	511	49/69	4,4	2,9	19	17	22	20	0,3	
5	03.01.2006	512	52,2/69,6	4,7	2,8	17	17	18	17	0,2	
6	26.07.2007	480	52/68,5	4,5	2,9	17	17	19	19	0,25	після КР
7	16.12.2007	512	48,5/68,5	5,3	2,9	17	21	21	21	0,28	
8	21.03.2008	520	50,1/68,8	5	3,4	17	21	21	23	0,3	
ГПА № 2											
1	06.04.2006	520	52/71,5	2,8	2,2	17	21	18	18	0,26	після КР
2	31.12.2006	495	49,8/68,9	3,6	2,4	18	19	12	15	0,2	
3	31.05.2007	519	56,1/69,5	3,1	2,5	17	18	11	16	0,18	
4	04.11.2007	498	50,4/69,4	3,5	2,5	19	19	11	14	0,25	
5	14.02.2008	519	46,6/67,9	3,8	2,9	21	19	11	15	0,28	
ГПА № 3											
1	18.01.2007	514	50,1/68,9	4	2,4	23	22	16	14	0,27	після КР
2	12.06.2007	470	52/68	2,6	2,4	21	24	15	15	0,22	
3	19.09.2007	517	52/68	3,5	2,7	21	22	16	15	0,2	
4	26.01.2008	519	49,5/67,5	3	2,8	21	21	16	15	0,28	
ГПА №4											
1	03.01.2006	513	52,5/70,3	2,7	2,5	20	20	11	11	0,2	після КР
2	05.06.2007	519	52/68,5	3,2	2,1	12	12	17	17	0,19	
3	01.10.2007	520	54,2/70,7	2,8	2,6	21	21	13	14	0,16	
4	24.01.2008	520	49,7/70,4	2,5	3	17	19	17	10	0,2	
5	14.05.2008	519	46,1/64,2	2,8	2,4	17	20	19	10	0,2	
ГПА № 5											
1	06.05.03	510	53,5/67,1	4,4	2,3	17	10	12	11	0,22	після КР
2	28.12.03	520	49,8/70,4	5,6	3,0	19	16	11	10	0,28	
3	5.05.04	520	52,1/70,8	5,0	3,8	26	28	11	10	0,25	
4	14.10.04	512	49,1/66,9	5,4	1,7	25	14	15	16	0,27	
5	6.06.05	485	49,0/69,0	5,4	3,4	32	18	16	14	0,2	
6	21.01.06	515	43,6/65,5	4,7	1,9	33	17	17	14	0,18	
7	7.12.06	519	48,2/66,8	4,8	1,9	27	27	13	12	0,22	
8	4.06.07	520	51,9/68,5	3,9	1,8	30	23	13	13	0,18	
9	7.02.08	515	48,4/69,0	3,8	2,1	34	21	11	15	0,24	
10	01.04.08	518	47,7/64,3	3,8	2,0	36	25	12	14	0,22	
ГПА № 6											
1	12.02.2005	520	47/67,6	6,1	3,7	18	22	15	14	0,32	після КР
2	27.08.2005	494	52,7/71,6	6,4	3,6	18	22	21	22	0,31	
3	21.01.2006	519	43,6/65,5	7,2	3,8	18	20	23	24	0,32	
4	22.12.2006	512	49/68,6	8,0	5,4	17	22	20	26	0,34	
5	22.05.2008	519	50,2/65,9	4,9	2,8	17	16	17	15	0,24	після КР
											700 год.
ГПА № 7											
1	04.01.2007	519	52/69,1	3	6,8	45	35	30	32	0,26	після КР
2	05.04.2007	520	52,4/72	2,8	3,6	43	35	30	33	0,33	
3	18.07.2001	515	53,4/67,1	2,7	2,6	48	40	36	37	0,34	
4	06.11.2007	520	47,6/68,7	2,5	6,2	47	35	30	33	0,24	
5	26.01.2008	520	49,5/67,9	2,4	4,5	49	37	31	32	0,27	
6	25.04.2008	520	50,8/70,3	2,4	3,2	51	34	31	33	0,25	

Примітка. КР – капітальний ремонт ГПА

Одержані дані (рис. 4.5) дозволяють оцінити граничний стан підшипника нагнітача ГПА і прогнозувати його ресурс. Наприклад, граничними величинами амплітуд коливань опорного підшипника є рівні вібрацій 65 мкм (попереджувальна величина) і 75 мкм (гранична амплітуда, що вимушує зупинити агрегат). Тоді ресурс ГПА за рівнем вібрацій досягає за 30 тис годин роботи – 58,6 мкм, при 35 тис годин – 71,4 мкм, а при напрацюванні більше 36 тис. годин необхідно зупинити агрегат.

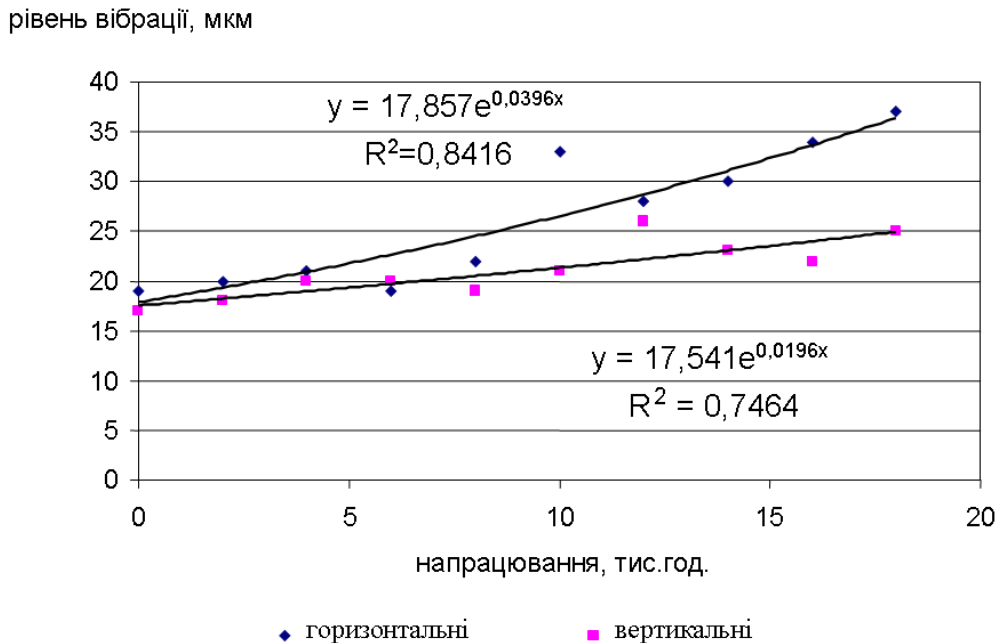


Рисунок 4.5 – Рівень горизонтальних і вертикальних вібрацій опорного підшипника нагнітача в часі і рівняння регресії, що описують їх

4.12 Проблеми нормування рівня вібрацій ГПА

У практиці експлуатації широко застосовується контроль вібрації, призначення якого – визначення технічного стану ГПА і вироблення стратегії по подальшій його експлуатації. Визначення технічного стану ГПА з використанням вібраційних сигналів складає суть вібраційної діагностики (ВД). ВД починається з постановки завдання, тобто з визначення об'єктів діагностування (ГПА в цілому, окремі вузли, несправності). Далі виробляється їх ідентифікація або визначення вібродіагностичних параметрів (ВДП), що дають якісний опис об'єктів в просторі ознак. Застосування різних ВДП (загальні рівні в широкій смузі або" у вузьких смугах частот, а також узагальнені вібродіагностичні параметри – ОВД) визначає відповідний рівень розпізнавання (на рівні ГПА, вузла, несправності). Подальше завдання полягає в кількісному розподілі станів, тобто в ступінчастій їх оцінці. Розподіл станів - мета нормування; визначення принципів розподілу складає його суть. Нормування в сукупності з прогнозуванням складає кількісний рівень ВД, є її невід'ємною частиною і логічно витікає з постановки завдання і ідентифікації.

Проблема нормування включає вибір критерію нормування (КН) і принципу розподілу станів. Початковою інформацією для нормування є ВДП.

Критерій нормування – деяка фізична або математична величина, яка зв'язує технічний стан з вібраційними параметрами. Як КН застосовуються: вірогідність безвідмовної роботи, енергетичні критерії зсуву напружень при згині, суб'єктивні "вольові" критерії та ін. Відсутність єдиного підходу у виборі КН пов'язана з трудностю отримання відповідної інформації про технічний стан об'єктів. КН – це проміжна ланка між станом і вібрацією, і саме стан є загальний еквівалент усіх критеріїв. Таким чином, вибір КН фактично зводиться до визначення принципів розподілу станів.

Принципи розподілу станів – сукупність методів, що дозволяють з певною достовірністю виробляти ступінчастий розподіл працездатного стану об'єктів на деякі області, починаючи від повністю справного до граничного. Найширше застосовуються принцип граничного нормування і формальний принцип розподілу станів. Перший полягає у визначенні гранично допустимого рівня, ВДП зазвичай загальний рівень вібрації або з точки зору санітарних вимог, або виходячи з умов міцності і надійності (наприклад, за результатами ресурсних випробувань). Застосування граничного нормування для систем захисту ГПА є найпростішою системою діагностики. Формальний принцип розподілу (ФП) відрізняється від граничного тим, що вводяться декілька розділяючих рівнів. Наприклад, розділяючі рівні йдуть з рівномірним кроком – 1,6. Основне протиріччя ФП – розподіл значень ВДП на окремі зони, відірваний від відповідного розподілу фактичного стану, оскільки трактування розподілу на "відмінно", "добре", "задовільно" і так далі з точки зору міцності або надійності недостовірні і вимагає штучного застосування проміжних КН для кожного з перерахованих станів. Застосування ФП визначається необхідністю оцінки стану ГПА при прийманні із заводу-виробника і з ремонту, коли відсутня закінчена діагностична модель. За наявності достовірних ВДП доцільно застосовувати діагностичне нормування (ДН). Принципова відмінність ДН – розподіл станів здійснюється без проміжних КН за допомогою ВДП, однозначно пов'язаних із станом. Уся область працездатного стану розділяється на дві зони – зона справного і несправного станів, їх межа в просторі ВДП (рівень початку розвитку несправності – Н) визначається з деякою достовірністю статистичним методом як найбільш несприятлива статистична оцінка (ННСО). Для розрахунку ННСО застосовується наступний метод. Заздалегідь із загальної вибірки виключаються свідомо несправні агрегати за критерієм "викидів", а вибірка, що залишилася, приводиться до нормального виду. З урахуванням цього, формула розрахунку ННСО має вигляд

$$\theta_{\max} = \bar{\theta} \left[1 + S/\bar{\theta} \left(U_{1-q}/\sqrt{n} + U_{1-q} \sqrt{1 - U_{1-q} \sqrt{2/f}} \right) \right], \quad (4.25)$$

де θ_{\max} – ННСО ВДП, $\bar{\theta}$ – середнє вибіркоче значення ВДП; S – вибіркоче середнє квадратичне відхилення; n – кількість агрегатів у вибірці; $f = n+1$; U_{1-q} – квантилі розподілу при рівні значущості $q = 1 - P_g$ і довірчою вірогідністю P_g .

Розвиток несправності йде до виникнення аварійної ситуації, а значення ВДП зростає до аварійного рівня (А), вище за яке розташована зона непрацездатного стану. Цей рівень визначається за статистикою аварійних агрегатів за формулою (4.25). Аварійний рівень на ГПА різних типів в 2-3 рази перевищує рівень Н. Рівні Н і А можуть бути розраховані за програмою СПЕКТР, розробленою на підприємстві "Горькийоргенергогаз". Для попередження аварійної ситуації вводиться рівень економічної доцільності ремонту (Р), але на відміну від рівнів Н і А рівень Р не має чіткої фізичної основи і визначається економічними міркуваннями по досвіду експлуатації. Рівень Р на 40-50% менше рівня А.

Таким чином, з розглянутих підходів – останній (ДН), є найбільш обґрунтованим, його застосування дозволяє встановити відповідність між інформативними можливостями ВДП і градацією станів і звести до мінімуму застосування суб'єктивних "вольових" рішень при оцінці технічного стану.

Таблиця 4.5 – Граничні значення віброшвидкості корпусів підшипників ГПА-10

Параметр	Номер точки вимірювання				
	2	3*	4*	5	6*
Середньоквадратичне значення віброшвидкості парку ГПА, мм/с	3,9	4,5	5,0	4,7	5,0
Коефіцієнт гармонік b , з/мм	0,120	0,118	0,114	0,117	0,114
Коефіцієнт шуму a^2	1,05	1,00	1,00	1,00	1,00
Відношення "сигнал - шум" a^2	2,70	2,90	3,92	3,00	3,92
Коефіцієнт запасу поломок К:					
І варіант	2,73	2,82	3,20	2,90	3,20
ІІ варіант	6,36	6,56	7,47	6,76	7,47
Граничні норми віброшвидкості, мм/с	30	-	-	30	-

*Додаткові точки вимірювань (в порівнянні із заводськими нормами).

Подальшу градацію норм вібрації з оцінкою "Вимагає вживання заходів" можна отримати у відповідності з рекомендаціями Міжнародних стандартів ISO 2372, UDI 2056 і існуючих норм [2], зменшуючи граничний рівень V_n в 2,5 рази (8 дБ). Потім наступну градацію норм "Допустимо" отримаємо, зменшуючи V_n на $2 \times 8 = 16$ дБ. У деяких випадках [2] клас стану розбивається на дві частини по 4 дБ в кожній, що в сумі відповідає 8 дБ, тобто раніше розглянутому класу.

4.13 Нормування роторних гармонік спектру віброшвидкості ГПА

Розглянемо роторні гармоніки спектру віброшвидкості головного зразка вітчизняного аналога ротора для нагнітання РР-2ВВ-30 фірми «Соорег Bessemer», що входить до складу агрегату ГТК-10И. Випробування проводилися на КС "Першотравнева" ВО "Експорттрансгаз". Рівень вібрації вимірювався вимірником шуму і вібрації ИШВ-1, а потім аналізувало на аналізаторі спектру СК-4-56. Дослідження головного зразка вітчизняного аналога ротора проводилися при фактичних параметрах газу в трубопроводі в режимах роботи КС з використанням штатної системи КПП і А.

На спектрі віброшвидкості корпусу опорно-упорного підшипника вібраційні характеристики не перевищують гранично допустимих значень. Порівняння набутих значень загального рівня і спектральних складових вібрації агрегатів ГТК-10И з вітчизняними аналогами і штатними роторами дозволило встановити повну ідентичність їх вібраційних характеристик.

При нормуванні граничного рівня роторних гармонік спектру віброшвидкості використовувалися наступні початкові дані $\delta(X_1) = 0,12$; $\alpha_1 = 1,15$; $\Delta = 0,2$ мм; $\omega = 620$ 1/с; $\eta\eta_1 / \nu_1 = 0,3$; $X_1^{PP} = 20,8$ мм/с. Коефіцієнт варіації і граничне значення першої роторної гармоніки обчислювалися за допомогою статистичної обробки вібрації усіх ГПА з штатними роторами нагнітачів імпортного постачання, а власні частоти і коефіцієнти жорсткості корпусу і ротора – за даними розрахунку динамічної моделі ГПА.

При перевищенні граничного рівня якої-небудь з роторних гармонік потрібна зупинка агрегату для виявлення основних причин підвищеного рівня вібрації: дисбалансу ротора; послаблення кріплення деталей ГПА (механічна нещільність); розцентрування роторів турбіни і нагнітача; виникнення масляного вихору (автоколивання підшипників).

Діагностичною ознакою дефекту підшипник (виникнення масляного вихору) є зростання половинної роторної гармоніки. Розрахункові і експериментальні дослідження показали, що ротор нагнітача РР-2ВВ-30 фірми «Соорег Bessemer», що спирається на сегментні підшипники, стійкий у вібраційному відношенні і має великий запас по стійкості. Проте на перехідних режимах в спектрі вібрації були виявлені амплітуди половинної роторної гармоніки, в 20 разів що перевищують амплітуду першої роторної гармоніки. При цьому відбувалися випадки автоматичного відключення агрегату після спрацьовування автомата безпеки по вібрації при перемиканні нагнітача з кільця в трасу. Таке явище обумовлене "заклинюванням" вкладиша, що втрачає властивості "самовстановлюватися", при цьому вібраційні характеристики сегментного підшипника аналогічні характеристикам циліндричного підшипника, які, як показують розрахунки, за подібних умов обертання ротора і змазування підшипника завжди нестійкі.

4.14 Нормування вібрації газоперекачувальних агрегатів за результатами віброобстежень

Найважливішою проблемою при експлуатації ГПА є оцінка інтенсивності вібрації, що заміряється на підшипниках.

Технічний стан ГПА може бути оцінений статистичними методами, які вимагають визначення допустимого значення рівня вібрації V_n . Статистичний підхід визначення V_n передбачає два шляхи. Перший обґрунтований поточними свідченнями вібрації машин, що знаходяться у хорошому стані, з визначенням V_n для вірогідності, що не перевищує заданий нижній рівень [26]. Використання цього методу обмежується тим, що не враховується вплив на V_n вірогідності безвідмовної роботи машини P_x залежно від проведених ремонтів. Другий шлях заснований на критерії Пірсона, згідно з яким, знаючи лише імовірнісну щільність вібраційного сигналу $p_v(V)$, отриманого при пасивному експерименті на ГПА, що знаходяться у хорошому стані, мінімізується вірогідність виходу з ладу ГПА шляхом визначення оптимального значення заздалегідь заданого рівня A для величини V_n з урахуванням вірогідності безвідмовної роботи. Проте, при визначенні граничного рівня вібрації V_n закон вірогідності безвідмовної роботи ГПА до теперішнього часу не встановлений.

З метою підвищення точності шляхом обліку закону вірогідності безвідмовної роботи ГПА оптимальне значення заданого рівня A можна визначити шляхом відбору критерію для простої гіпотези H , коли ремонт не потрібний. З нею конкурує альтернативна проста гіпотеза H_1 , коли поломка не станеться, якщо вчасно відремонтувати ГПА. Критична область V_n перевіряє просту гіпотезу H на рівні значущості A . Згідно з критерієм Пірсона для граничної величини можна записати:

$$\int_{V_n}^{\infty} p_V(V)dV \Big/ \int_{V_n}^{\infty} p_x(V)dV \leq A. \quad (4.26)$$

Тут $p_x = \int_V p_x(V)dV$, $p_x(V)$ – вірогідність і щільність вірогідності безвідмовної роботи ГПА за умови, що поломка не станеться, у функції рівня вібрації V ; $p_x = \int_{V_n}^{\infty} p_V(V)dV$, $p_V(V)$ – вірогідність і щільність вірогідності вібрації ГПА.

Слід зазначити, що вірогідність безвідмовної роботи ГПА P_x пов'язана з вірогідністю відмови P_0 рівністю :

$$p_x = (1 - P_0) = 1 - \int_{-\infty}^{V_n} p_x(V)dV. \quad (4.27)$$

Перш ніж визначити V_n з нерівності (4.26) отримаємо V_n як випадкову змінну величину для різних V по нерівності Чебишева в наступному виді:

$$P_V(V - \bar{V} \geq z\sigma_V) \leq 1 - \frac{1}{2t^2}, \quad V_n - \bar{V} = z\sigma_V > 0, \quad (4.28)$$

де $P_V(V - \bar{V} \geq z\sigma_V)$ – вірогідність перевищення V граничного значення $V_n = \bar{V} + z\sigma_V$; z – число, що характеризує порядок відхилення середньоквадратичних значень σ_V від середнього значення V .

Враховуючи, що знак рівності в (4.26) і (4.28) мінімізує відмову і оптимізує V_n , об'єднуючи (4.26) і (4.28) і вводячи заміну $A = KP_V$, отримуємо

$$K = \frac{1}{2P_x P_V z^2}, \quad (4.29)$$

де K – коефіцієнт запасу відмов, що підтверджує гіпотезу про те, що ремонт не потрібний ($K = 1..3$ – звичайні відмови, $K = 3..10$ – відмови з небезпечними наслідками); середнє і середньоквадратичне значення вібрації (віброшвидкості) парку агрегатів обчислюються за відомими формулами математичної статистики.

Щоб вичислити вірогідність відмови P_0 помітимо, що ГПА складається з багатьох елементів, кожен з яких має свою функцію розподілу відмови. Встановлена класифікація причин відмов ГПА за наступними групами: конструктивні дефекти; технологічні дефекти; експлуатаційні дефекти; старіння (знос) деталей і вузлів. При цьому мають місце наступні схеми виникнення відмов: миттєві ушкодження, зміни, що накопичуються, релаксації і дія декількох незалежних причин.

Алгоритм обробки експериментальних даних однакової як при дослідженні апарату лопатки турбоагрегату і надійності підшипників, так і при дослідженні надійності усього ГПА. Використовуючи математичний апарат теорії надійності, на підставі початкових статистичних даних можна скласти варіаційний ряд випадкової величини t_r . Отримаємо емпіричний розподіл, характеристиками якого є кількість досліджуваних ГПА (n), час безвідмовної роботи (t_i), кількість відмов ($m(t_i)$). Емпіричний розподіл приводиться до виду, зручного для аналізу. Для цього визначається в кожному інтервалі частковість $V(t_i) = m(t_i)/n$, а потім будується гістограма. По виду гістограми і на підставі раніше проведених теоретичних і експериментальних досліджень розподілом величини t_i служить логарифмічно нормальний розподіл або розподіл Вейбула. Наближена перевірка гіпотези про нормальність емпіричного розподілу проводиться за допомогою величин асиметрії і ексцесу, обчислюваними за наступними формулами:

$$S = m_3 / \sigma_t^2, \quad E = m_4 / \sigma_t^4 - 3, \quad (4.30)$$

де $m_3 = \sum_{i=1}^N (t_i - \bar{t})^3 / n$, $m_4 = \sum_{i=1}^N (t_i - \bar{t})^4 / n$ – емпіричні центральні моменти третього і четвертого порядку; σ_t – середньоквадратичне відхилення; $\bar{t} = \sum_{i=1}^N t_i / n$ – середній час між відмовами.

В результаті розрахунків для агрегату ГПА-10 отримаємо: $\gamma = 2,1$; $\beta = 4,6107$; вірогідність безвідмовної роботи $P_x(t)$ при розподілі Вейбула-Гнеденко виразимо формулою:

$$P_x(t) = 1 - F(t) = \exp(-t^\gamma / \beta) . \quad (4.31)$$

Вираз для вірогідності безвідмовної роботи ГПА (4.31) отриманий у функції часу напрацювання ГПА. Для того, щоб в співвідношення (4.31) внести замість параметра часу напрацювання відповідне значення віброшвидкості необхідно отримати залежність зміни вібрації ГПА в часі. Згідно з літературними даними динаміка збільшення рівня вібрації від часу напрацювання описується аналітичними залежностями, графіки яких укладаються між прямою лінією і експонентою. Для розрахунку на їх основі поточних рівнів вібрації вимагається знання гранично допустимих значень. Пропонується метод оцінки рівнів вібрації, заснований на фізиці процесів, що протікають в агрегаті при його деградації у виді :

$$V^m (T_r - t) = const, \quad (4.32)$$

де T_r – повний ресурс; m – показник міри, залежний від збільшення рівнів вібрації залежно від поточного напрацювання t .

4.15 Вплив резонансних режимів роботи газоперекачувального агрегату ГПА-10 на довговічність коробки приводів

Перспективним напрямом досліджень є оцінка напруженого стану і довговічності деталей і вузлів, яке ґрунтується на випробуваннях на втомну міцність партії агрегатів. За даними експериментальних вимірів вібраційних параметрів встановлюються межі втоми матеріалу за рівнем вібрації і алгоритми розрахунку накопичених втомних ушкоджень і довговічності окремих агрегатів. Такий підхід дає можливість передбачати аварійний стан ГПА і встановити його залишковий ресурс.

Метою роботи [25] являється підвищення точності розрахунку напруженого стану і довговічності коробки приводів, яке базується на аналізі резонансних режимів і визначенні кривої втоми матеріалу за даними вібродосліджень парку агрегатів ГПА-10, які проводили в умовах експлуатації

на компресорних станціях (КС) "Ромненська", "Зинків", "Решетилівка" УМГ "Київтрансгаз". Вібросвідкість вимірювалася в п'яти точках коробки приводів відповідно до діючої методики. Для отримання віброхарактеристик використовувалася апаратура спектрального аналізу фірми "Брюль і Кьєр" моделі 2034 і збирачі "Мікробалка" і "Діамех" з акселерометрами.

Характерний спектр (залежність середньоквадратичного значення віброшвидкості від частоти), отриманий на масляному баку коробки приводів містить в основному два спектральні викиди (рис. 4.6) на частоті обертання ротора компресора низького тиску $f_p = 90$ Гц і частоті зубозачеплення шестерні масляного насоса двигуна $f = 665$ Гц, $i = 0,67$ – передавальне відношення шестерень; $Z_{III} = 11$ – число зубів шестерні.

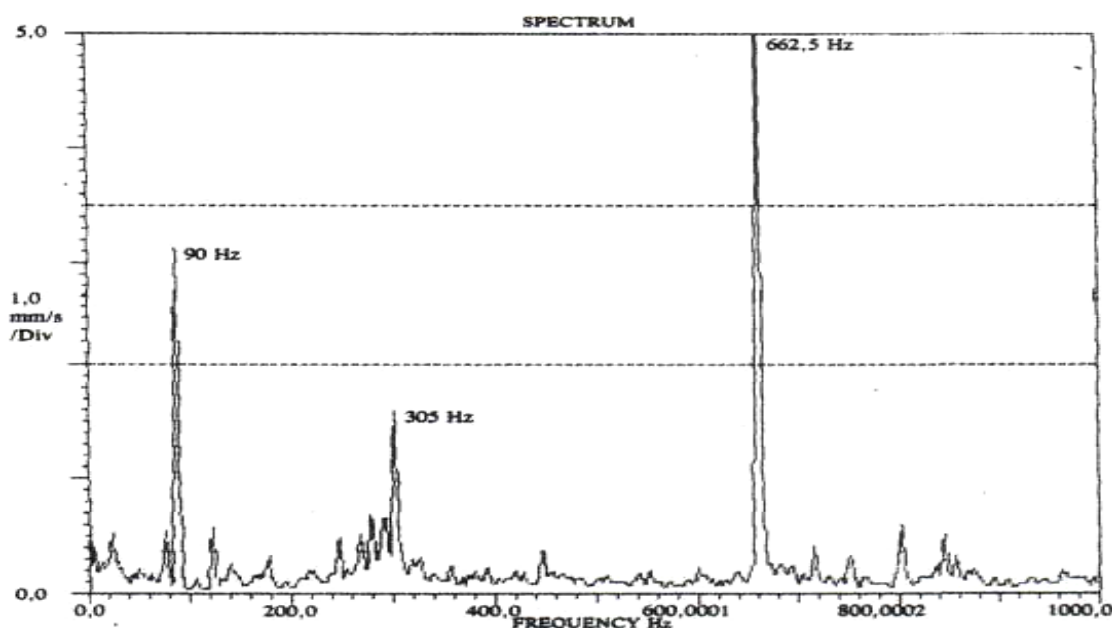


Рисунок 4.6 – Спектр віброшвидкості коробки приводів ГПА-10

Тріщини в масляному баку мають явновиражений втомний характер, який обумовлено близькістю частоти звернення ротора до резонансного режиму. У зв'язку з цим експериментально визначалася власна віброчастота масляного бака. Приладовим забезпеченням є двоканальний аналізатор сигналів моделі 2034, ударний молоток з датчиком сили і акселерометр, за допомогою якого вимірюється сигнал реакції. Крім того, використовувалася процедура виміру імпульсної перехідної функції збирачем "Мікробалка". Амплітудно-частотна характеристика, зафіксована аналізатором спектру 2034, свідчить, що масляний бак має слабо пов'язані коливання. Тому масляний бак виглядає як коливальна система з одним ступенем свободи біля резонансних частот. Можна припустити, що усі реакції викликані тільки відповідними резонансами. За амплітудно-частотною характеристикою визначено резонансні власні частоти f_c [5] методом простого виявлення максимальних значень модуля амплітудно-частотної характеристики.

Напруження днища масляного бака коробки приводів, яка конструктивно складається з пластини, укріпленої двома ребрами жорсткості, визначаємо за такою формулою

$$\sigma = \frac{Ql}{W} = \frac{2\pi f_c l^2 \gamma V_c (6\sqrt{2})}{h \left(1 + \frac{2b_1 h_1^2}{h^2 b} \right)}, \quad (4.33)$$

де Q – динамічна сила частоти f , діюча від шестерні насоса на пластину; l , b , h , W , γ – відповідно, довжина, ширина, товщина, момент опору і питома маса пластини; b_1 , h_1 – ширина і товщина ребер жорсткості.

Розрахунок за формулою (4.33) дає можливість поставити у відповідність з характеристиками міцності масляного бака такі показники: межа міцності σ_B , максимальна напруга σ_c і межа витривалості σ_{-1} і аналогічні вібраційні характеристики V_B , V_c , V_{-1} (див. рис. 4.7). Межа втоми з віброшвидкістю $V_0 = 4,7$ мм/с менша межі витривалості і складає $\sigma_0 = 0,376\sigma_{-1}$.

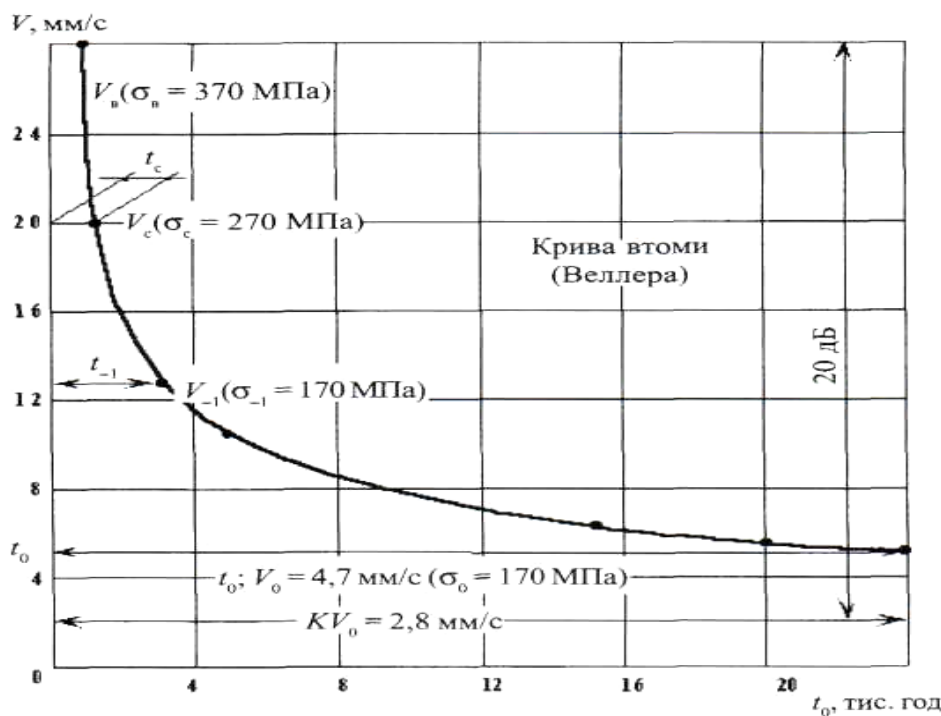


Рисунок 4.7 – Залежність середньоквадратичного значення віброшвидкості коробки приводів від часу на частоті зубозачеплення шестерні масляного насоса

Таке зниження межі втоми залежить від розмірів ушкодження корозією, якості обробки, концентрації напружень пластини і узгоджується з даними лабораторних досліджень на витривалість зразків [25].

Відповідно до розподілу Вейбула рівняння кривої втоми (див. рис. 4.7) середньоквадратичного значення віброшвидкості подамо в аналітичному виді:

$$V^m t = V_0^m t_0. \quad (4.34)$$

Підставляючи у формулу (4.34) середньоквадратичне значення V_c і відповідний йому час t_c з рівняння (4.34), отримаємо вирази для $m(\lg V_c - \lg 0)$. Для загального випадку можна застосувати метод найменших квадратів, який дає $m = 2$.

Середній ресурс масляного бака t_c (довговічність), виражений числом циклів навантаження до появи втомного ушкодження (тріщини), обчислюваний за відомою залежністю:

$$t_c = \frac{t_0 V_0^m (V_c \xi - K V_0)}{(V_c - K V_0) J}, \quad (4.35)$$

де ξ, j – деякі інтеграли, які мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \xi &= \int_{KV_0}^{V_c} \frac{V(F)}{V_c} p(V) dV \\ J &= \int_{V_0}^{V_c} V^m(f) p(V) dV \end{aligned} \right\} \quad (4.36)$$

де $p(V)$ – щільність розподілу вірогідності середньоквадратичних значень амплітуд віброшвидкості. У формулу (4.35) введена величина $K = 0,5-0,7$ (див. рис. 4.7), яка забезпечує кращу відповідність достовірних і розрахункових даних відповідно до коригованої лінійної гіпотези підсумовування втомних ушкоджень. Ця величина відповідає відносному рівню середньоквадратичних значень амплітуд віброшвидкості, що не ведуть до ушкодження, тобто $V(f) \leq K V_0$ і може не враховуватися під час розрахунку на втому.

4.16 Вплив інформаційних показників газоперекачувальних агрегатів природного газу на їх технічний стан

Багаторічна практика експлуатації ГПА на компресорних станціях показала, що в агрегатах з приводом від турбін стаціонарного типу виникає ряд певних дефектів, що впливають на показники надійності. Ці дефекти викликають основний потік відмов, створюючи високий рівень вібрації які приводять до поломок деталей і вузлів агрегату. Вібродіагностика ГПА проводиться в два етапи. На першому етапі перевіряється придатність агрегатів до експлуатації і ухвалюється рішення про переведення його в ремонт чи експлуатацію. На цьому етапі реалізується перший рівень регламенту вимірювань і використовується середньоквадратичне значення вібрації (загальний рівень).

На другому етапі в задачі вібраційної діагностики входить розпізнавання конкретного дефекту, а також прогнозування його розвитку. Основним методом рішення цієї задачі є спектральний аналіз вібрації, який проводиться спеціальною апаратурою.

Дослідження спектру вібрації стаціонарних газотурбінних ГПА виявило, що у всьому досліджуваному діапазоні частот від 20 до 2000 Гц спостерігається суцільний безперервний спектр з дискретними викидами на частотах, відповідних розрахунковим. Рівні віброшвидкості дискретних частотних складових на 10-30 дБ перевищують рівень безперервного спектру. Прийнято рівень безперервного суцільного спектру вважати акустичним шумом, а дискретні частотні складові роторні гармоніка використовувати для виявлення залежності їх рівня від наявності дефекту і ступеня його розвитку.

Дослідження спектрів вібрації проводилося на ГПА типу ГТК-10, встановлених на КС м.Богородчани. Статистична обробка експериментальних даних дозволила встановити діагностичні ознаки дефектів, а для визначення діагностичної ознаки бездефектного агрегату проведено теоретичне обґрунтування зменшення амплітуд роторних гармонік спектру віброшвидкості згідно із законом, близькому до експоненціального.

Останнім часом намітилась тенденція переходу від планового обслуговування газоперекачувальних агрегатів (ГПА) природного газу до обслуговування за їх технічним станом. Для вирішення цієї проблеми необхідно виявити інформаційні показники, які визначають технічний стан ГПА і на цій основі побудувати математичну модель, за допомогою якої можна було б визначити такі стани ГПА як "попередження" та "зупинка". При досягненні останнього стану ГПА детально обстежується і вирішується питання про необхідність його ремонту.

У даній роботі вирішується перша частина задачі – виявлення основних факторів, які впливають на технічний стан ГПА. З цією метою через кожні 2000 годин наробітку визначались такі показники стану ГПА як температура вихлопу, степінь підвищення тиску, осьовий зсув турбіни нагнітача, а також вібраційний стан агрегату. Обстеження наземного механічного технологічного обладнання велось у відповідності з методиками, які викладені в [66] і [67]. За отриманими експериментальними даними були побудовані графіки зміни інформаційних ознак у функції від часу наробітку, аналіз яких показав, що вони мають певний тренд.

Найбільш поширеним методом [68] виявлення тренду є апроксимація даних багаточленом невисокого порядку за допомогою методу найменших квадратів.

Якщо заданий поліном порядку n

$$y = a_0 + a_1u + a_2u^2 + \dots + a_nu^n \quad (4.37)$$

і маємо N даних ($N \geq n$), то параметри апроксимуючого полінома обчислюють шляхом мінімізації квадрату різниць заданої послідовності $\tilde{y}_1, \tilde{y}_2, \dots, \tilde{y}_N$ і

значень багаточлена, які обчислені при $u = u^{(1)}$, $u = u^{(2)}$, ..., $u = u^{(N)}$. Ці значення позначимо через y_1, y_2, \dots, y_N . Тоді мінімізація виразу

$$Y(\bar{a}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N (\tilde{y}_i - y_i)^2 \quad (4.38)$$

дає можливість визначити параметри a_0, a_1, \dots, a_n полінома (1). Слід зауважити, що в результаті мінімізації $Y(a)$ отримують не дійсні значення параметрів полінома (4.37), а його оцінки, які є випадковими величинами. Це пояснюється обмеженим числом даних, які отримані в рамках експериментального дослідження.

Мінімізація виразу (4.37) приводить до такого результату [68]:

$$\bar{a} = CF^T \tilde{Y}, \quad (4.39)$$

де $\bar{a}^T = (a_0, a_1, \dots, a_n)$ – вектор оцінок параметрів полінома (1); C – дисперсійна матриця;

$$F = \begin{bmatrix} 1 & u^{(1)} & u^{(1)2} & \dots & u^{(1)n} \\ 1 & u^{(2)} & u^{(2)2} & \dots & u^{(2)n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & u^{(N)} & u^{(N)2} & \dots & u^{(N)n} \end{bmatrix} \quad \text{– матриця розміром}$$

$N \times (n+1)$; $\tilde{Y}^T = (\tilde{y}_1, \tilde{y}_2, \dots, \tilde{y}_N)$ – вектор даних.

Дисперсійна матриця C обчислюється за такою формулою: $C = M^{-1}$, де $M = F^T F$ – матриця Фішера.

В нашому випадку був вибраний поліном першого порядку ($n = 1$):

$$y = a_0 + a_1 u, \quad (4.40)$$

де u – має зміст часу t (наробітку ГПА), а y – це один із дев'яти інформаційних параметрів ГПА.

У результаті обчислень були визначені параметри a_0 і a_1 регресійної моделі (4.40) (табл. 4.6). Аналіз табл. 4.6 показує, що цілий ряд значень коефіцієнта a_1 близький до нуля і можна поставити запитання: чи дійсно $a_1=0$ і його відмінність від нуля є випадковою, чи в дійсності вихідні дані мають тренд?

Висунемо гіпотезу $H_0: a_1=0$ і альтернативну їй гіпотезу $H_1: a_1 \neq 0$.

Введемо безрозмірну t_{st} – статистику Стьюдента

$$t_{st} = \frac{a_1 - \mu_0}{S_{a_1}},$$

де $\mu_0 = M[a_1]$ – математичне сподівання випадкової величини a_1 ; $S_{a_1}^2$ – оцінка дисперсії випадкової величини a_1 .

Дисперсія $S_{a_1}^2$ обчислюється за формулою [68]:

$$S_{a_1}^2 = (c_{1,1})S_y^2,$$

де $c_{1,1}$ – діагональний елемент дисперсійної матриці C ;

$$S_y^2 = \frac{1}{N-2} \sum_{j=0}^{N-1} (\tilde{y}_j - y_j)^2 - \text{дисперсія вихідної величини.}$$

Якщо виконується умова [68] $|a_1| < t_{1-\alpha/2} S_{a_1}$, то гіпотеза H_0 приймається.

Результати обчислень, які наведені у табл. 4.6 показують, що має місце як гіпотеза H_0 , так і альтернативна гіпотеза H_1 . Тут можуть мати місце два випадки.

Таблиця 4.6 – Аналіз технічного стану агрегату (через 2000 годин наробітку)

Показники технічного стану ГПА			Параметри регресії		Гіпотеза H_0 ($a_0=0$)	
			a_0	a_1		
Температура вихлопу			510,4667	0,5333	Приймається	
Вібрація, мм/с	Турбіна	підшипник № 1	5,5467	-0,1576	Не приймається	
		підшипник № 2	3,0533	-0,1206	Приймається	
	Нагнітач, мкм	Опорний	горизонтальна	17,8	1,8364	Не приймається
			вертикальна	13,8	1,1091	Не приймається
	ОУП		горизонтальна	12,9333	0,0303	Приймається
			вертикальна	10,7333	0,3939	Не приймається
Осьовий зсув			0,2527	-0,0048	Приймається	
Степінь підвищення тиску			1,348	0,0054	Приймається	

По-перше, може мати місце помилка другого типу, коли гіпотеза H_0 відкидається, хоч насправді вона є вірною. Такі помилки виникають тоді, коли об'єм вибірки обмежений. Нехай β ймовірність помилки другого типу. Тоді при будь-якому розмірі вибірки N ймовірність помилки першого типу можна зробити досить малою за рахунок зменшення рівня довіри α . Але при цьому зростає ймовірність β помилки другого типу. Єдиний спосіб одночасно зменшити α і β полягає у збільшенні розміру вибірки N [68].

По-друге, на протязі вказаного проміжку часу дійсно мав місце тренд і інформаційний параметр в середньому збільшувався (зменшувався). Але таке збільшення (зменшення) може бути незначним і ним можна знехтувати. Для оцінки можливих діапазонів зміни \hat{y} в часі побудуємо довірливий інтервал для лінії регресії (4.40).

Верхню і нижню межі довірливого інтервалу обчислюємо за формулами [69]:

$$U_i = Y_i + t_{1-\alpha/2} S_i, \quad (4.41)$$

$$L_i = Y_i - t_{1-\alpha/2} S_i, \quad (4.42)$$

$$\text{де } S_i^2 = S_y^2 \left[\frac{1}{N} + \frac{(t_i - t_c)^2}{\sum_{j=0}^{N-1} (t_j - t_c)^2} \right]; \quad t_c = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=0}^{N-1} t_j.$$

Для інформаційних параметрів, перелік яких наведений у табл. 4.6 рівень довіри $\alpha = 0,1$. Як приклад аналізу одного із інформаційних показників розглянемо горизонтальну складову вібрації опорного підшипника нагнітача. У відповідності з формулою (4.39) були знайдені коефіцієнти моделі (4.40) $a_0 = 17,8$, $a_1 = 1,8364$. Оскільки перевіряється гіпотеза, що $a_1 = 0$, то $\mu_0 = M[a_1] = 0$. Знаходимо $S_{a_1}^2 = 0,35396$, а для рівня довіри $\alpha = 0,1$ і $N - 2$ степенів свободи статистика Стьюдента $t_{1-\alpha/2} = 1,8595$. Так як $a_1 = 1,8364$ і $t_{1-\alpha/2} S_{a_1} = 0,6582$, то має місце нерівність $|a_1| > t_{1-\alpha/2} S_{a_1}$ і приймається альтернативна гіпотеза H_1 ($a_1 \neq 0$). Детальніше результати аналізу відтворює рис. 4.8.

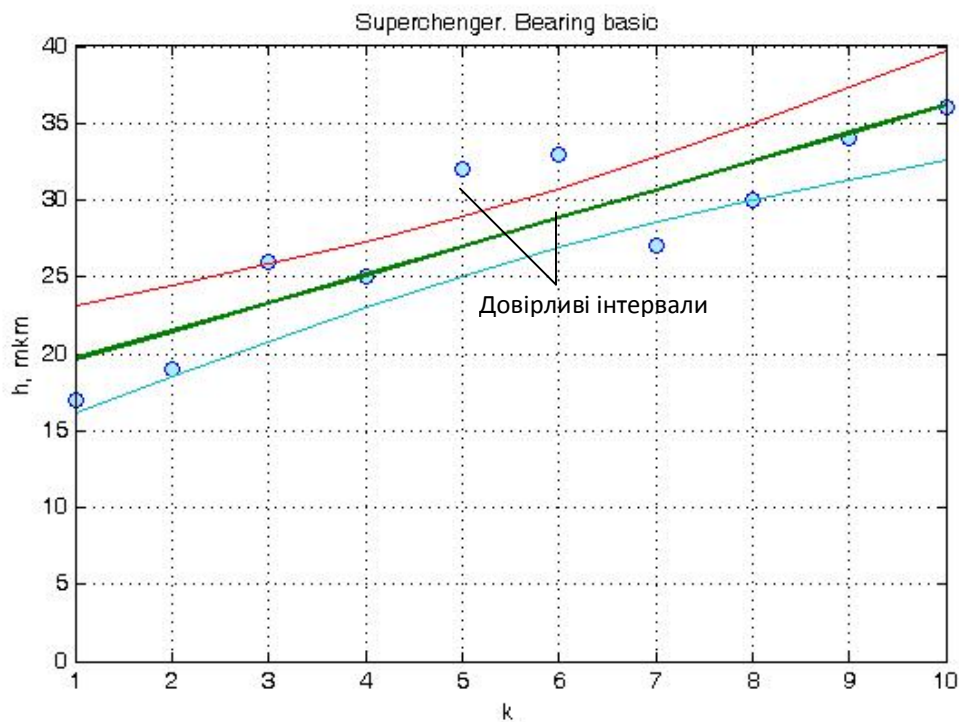


Рисунок 4.8 – Зміна у часі вібраційного стану опорного підшипника нагнітача (горизонтальна складова вібрації)

Таким чином, зроблений статистичний аналіз інформаційних показників показав, що частина із них не змінюються з плином часу і не впливають на технічний стан ГПА. Інша частина змінюється у часі внаслідок зношення механічних деталей ГПА, що може привести до необхідності зупинку агрегату для його подальшого ремонту. Отримані результати будуть використані для розробки методу прогнозування технічного стану ГПА, що дозволить перейти від планового обслуговування до його обслуговування за технічним станом.

4.17 Вплив факторів роботи газоперекачувальних агрегатів на їх напрацювання

Багаторічна практика експлуатації газоперекачувальних агрегатів (ГПА) на компресорних станціях показала, що в агрегатах з приводом від турбін стаціонарного типу виникає ряд певних дефектів, що впливають на показники надійності ГПА. Ці дефекти викликають основний потік відмов, створюючи високий рівень вібрації, які призводять до поломок деталей і вузлів агрегату. Вібродіагностика ГПА проводиться в два етапи. На першому етапі перевіряється придатність агрегатів до експлуатації і ухвалюється рішення про переведення його в ремонт чи експлуатацію. На цьому етапі реалізується перший рівень регламенту вимірювань і при цьому використовується середньоквадратичне значення вібрації (загальний рівень). На другому етапі вібраційної діагностики проводиться розпізнавання конкретного дефекту, а також прогнозування його розвитку. Основним методом вирішення цього завдання є спектральний аналіз вібрації, який проводиться за допомогою спеціальної апаратури.

Дослідження спектру вібрації стаціонарних газотурбінних ГПА виявило, що у всьому досліджуваному діапазоні частот – від 20 до 2000 Гц спостерігається суцільний безперервний спектр з дискретними викидами на частотах, що відповідають розрахунковим. Рівні віброшвидкості дискретних частотних складових на 10-30 дБ перевищують рівень безперервного спектра. Прийнято рівень безперервного суцільного спектра вважати акустичним шумом, а дискретні частотні складові роторної гармоніки використовувати для виявлення залежності їх рівня від наявності дефекту і ступеня його розвитку.

Дослідження спектрів вібрації проводилося на ГПА типу ГТК-10, встановлених на КС м. Богородчани. Додатково фіксувались: температура вихлопу, осьовий зсув турбіни нагнітача (мм) та ступінь підвищення тиску природного газу.

Постає завдання – виявлення залежностей напрацювання ГПА T_w від чинників, що характеризують його технічний стан. З цією метою через кожні 2000 годин напрацювання, крім трьох перерахованих вище показників, визначався вібраційний стан агрегату (табл. 4.7): для турбіни – віброшвидкість підшипників № 1 і № 2 (мм/с); для нагнітача: горизонтальні і вертикальні складові амплітуди опорного та опорно-упорного (ОУП) підшипників (мкм) [70].

Таблиця 4.7 – Технічний стан ГПА через кожні 2000 годин напрацювання

Дата	t° вихлопу, $^\circ\text{C}$	Турбіна		Нагнітач				Осьовий зсув, мм	Ступінь підвищення тиску
		Підшипник № 1	Підшипник № 2	Опорний		ОУП			
				горизонтальний	вертикальний	горизонтальний	вертикальний		
06.05.2003	510	4,4	2,3	17	10	12	11	0,22	1,25
28.12.2003	520	5,6	3,0	19	16	11	10	0,28	1,41
05.05.2004	520	5,0	3,8	26	28	11	10	0,25	1,36
14.10.2004	512	5,4	1,7	25	14	15	16	0,27	1,36
06.06.2005	485	5,4	3,4	32	18	16	14	0,20	1,41
21.01.2006	515	4,7	1,9	33	17	17	14	0,18	1,50
07.12.2006	519	4,8	1,9	27	27	13	12	0,22	1,38
04.06.2007	520	3,9	1,8	30	23	13	13	0,18	1,32
07.02.2008	515	3,8	2,1	34	21	11	15	0,24	1,42
01.04.2008	518	3,8	2,0	36	25	12	14	0,22	1,35

Методом статистичного аналізу було виявлено, що тільки частина показників впливають на величину T_w [71]. Серед них: віброшвидкість підшипника № 1 (v_h), горизонтальні (a_h) та вертикальні (a_v) складові амплітуди опорного підшипника та вертикальна складова (A_h) амплітуди ОУП. Отже, будемо шукати залежність

$$T_w = f(v_h, a_h, a_v, A_h). \quad (4.43)$$

Завдання полягає в тому, щоб за результатами експериментального дослідження ідентифікувати залежність (4.43), яку можна подати як функціональну залежність між відомим набором факторів $\bar{x}^T = (v_h, a_h, a_v, A_h)$ і величиною

$$T_w = f(\bar{x}).$$

У дійсності величина T_w спотворена перешкодою e . Тому спостереженню доступна інша функція $\hat{T}_w = \hat{f}(\bar{x}, e)$. Як правило, припускають, що перешкода \bar{e} є адитивною по відношенню до T_w , тобто

$$\hat{T}_w = \hat{f}(\bar{x}) + e.$$

Таким чином, завданням ідентифікації є знаходження залежності $\hat{f}(\bar{x})$ за умови дії на досліджуваній об'єкт (ГПА) перешкод, статистичні характеристики, як правило, невідомі.

Проблема знаходження залежності може бути розв'язана двома шляхами. Перший з них передбачає, що залежність $\hat{f}(\bar{x})$ можна вивести із теоретичних міркувань з точністю до певного числа невідомих параметрів. Зважаючи на надто складний характер залежності (4.43), отримання її аналітичним шляхом здається малоімовірним.

Другим шляхом є експериментальний підхід. В цьому випадку для побудови математичної моделі повинні бути використані відомості про об'єкт дослідження, на основі яких можна було би зробити висновок про адекватність моделі. Задача знаходження наближення (апроксимації) експериментальних даних до деякої функції має назву задачі ідентифікації, а модель (4.43), отримана в процесі розв'язання цієї задачі, є емпіричною моделлю.

Як правило, у результаті розв'язання поставленої задачі знаходять регресійну модель, недоліком якої є те, що її структура вибирається довільною. Коефіцієнти моделі розраховуються за методом найменших квадратів (МНК). Такий критерій апроксимації результатів експерименту поліноміальною залежністю (регресійною моделлю) називається [72] внутрішнім критерієм. Вибір внутрішнього критерію призводить до хибного результату: чим складніша модель – тим вона точніша. Складність поліноміальної моделі оцінюється числом і максимальним степенем доданків. Отримана у такий спосіб математична модель може досить точно описувати табличні дані експерименту, але вона може дати досить хибне уявлення як про структуру моделі, так і про властивості досліджуваного об'єкта. Це пояснюється неточністю вихідних експериментальних даних, оскільки на вимірювані значення факторів v_h , a_h , a_v і A_h накладається перешкода, яка значною мірою може спотворювати шукану залежність (4.43).

Альтернативою такому підходу до побудови математичних моделей є індуктивний метод моделювання [73], заснований на принципі самоорганізації і мінімального обсягу апріорної інформації про об'єкт. На відміну від методу регресійного аналізу, індуктивний метод самоорганізації моделей ґрунтується на зовнішніх критеріях, тобто при його визначенні використовуються нова інформація – експериментальні дані, які не використовувались для синтезу моделі. У відповідності з теоремою Геделя про необхідність зовнішнього доповнення [74] тільки зовнішні критерії дають можливість вибрати єдину модель оптимальної складності. Структура моделі оптимальної складності відповідає мінімуму зовнішнього критерію. Величину мінімального значення критерію – глибину мінімуму – можна розглядати як оцінку якості моделювання і надійності моделі [74].

Характерною особливістю індуктивного методу побудови оптимальних моделей є те, що початкова вибірка експериментальних даних розбивається на три множини: множина A – навчальна; множина B – перевірна і множина C – екзаменаційна. Множина A слугує для визначення коефіцієнтів моделей. Вибір моделі оптимальної складності із множини можливих є багатозначною і некоректною задачею [74]. Для того, щоб отримати однозначну модель, додатково формулюють зовнішні критерії як на множині B , так і на

множині C . До таких критеріїв відносять [74]: критерій регулярності $\Delta^2(B)$ та критерій зміщення (непротиріччя) моделі n_{3M}^2 .

Критерій регулярності визначає середньоквадратичне відхилення на множині B

$$\Delta^2(B) = \frac{\sum_{t \in N_B} (T_{w,t}^{(M)} - T_w)^2}{\sum_{t \in N_B} T_{w,t}^2}, \quad (4.44)$$

де $T_{w,t}^{(M)}$ – експериментальні значення величини T_w на множині B ; $T_{w,t}$ – значення величини T_w , яка розрахована за моделлю оптимальної складності; t – номери точок відліку T_w через кожні 2000 годин напрацювання ГПА; M – кількість елементів (експериментальних точок) множини B .

Критерій зміщення визначають як середньоквадратичне значення відхилень виходів моделей $T_{w,t}^A$ і $T_{w,t}^B$, визначених на множинах A і B для всієї вибірки N

$$n_{3M}^2 = \frac{\sum_{t \in N} (T_{w,t}^A - T_{w,t}^B)^2}{\sum_{t \in N} T_{w,t}^2}. \quad (4.45)$$

В алгоритмах методу групового врахування аргументів (МГВА) рекомендують такий розподіл даних спостережень:

критерій регулярності – $N_A = 0,7N$; $N_B = 0,2N$; $N_C = 0,1N$;

критерій зміщення – $N_A = 0,5N$; $N_B = 0,4N$; $N_C = 0,1N$.

При самоорганізації моделей використовується деякий генератор моделей-претендентів, який визначає структури різної складності. Самоорганізація (оцінка за критеріями) дає можливість вилучити співвідношення і зв'язки, які є зайвими чи випадковими. Після виключення явно непридатних моделей, інші оцінюються за критерієм (4.44) або (4.45) і, як результат, вибирається модель оптимальної складності.

У ході реалізації індуктивного методу моделювання припускається, що модель (4.43) задана у вигляді поліноміальної залежності

$$T_w = \sum_{t=1}^N a_t \prod_{k=1}^r x_k^{\alpha_{kt}}, \quad \sum_{k=1}^r \alpha_{kt} \leq n, \quad (4.46)$$

де a_t – коефіцієнти моделі, визначають на множині A ; α_{kt} – степені аргументів, які приймають значення $0, 1, \dots, n$ і задовольняють вказаному обмеженню; r – кількість аргументів моделі (у нашому випадку $r = 4$).

Число N членів полінома (4.46) визначається за такою формулою [75]:

$$N = \frac{1}{r!} \prod_{k=1}^r (n+k).$$

Так як $\prod_{k=1}^r (n+k) = \frac{1 \cdot 2 \cdot \dots \cdot n \cdot (n+1) \cdot (n+2) \cdot \dots \cdot (n+r)}{n!} = \frac{(n+r)!}{n!}$, то

$$N = \frac{(n+r)!}{r! n!}. \quad (4.47)$$

Визначення моделі за алгоритмом оптимальної складності відбувається у два етапи [75]. На першому етапі із повного набору моделей різної складності за критерієм регулярності або зміщення вибирається K кращих структур. На другому етапі для K структур, відібраних на першому етапі, перераховуються коефіцієнти на всій вибірці експериментальних даних. При цьому визначається середньоквадратична похибка апроксимації $\Delta(A+B)$ і екстраполяції $\Delta(C)$. Кінцевий вибір моделі здійснюється самим дослідником шляхом порівняльного аналізу структур отриманих K моделей, середньоквадратичних похибок $\Delta(A+B)$ та $\Delta(C)$.

У відповідності з табл. 4.7 кількість експериментальних точок $N_G = 10$. Оскільки був вибраний критерій регулярності, то отримані дані спостережень були розбиті на дві множини: $N_A = 7$ і $N_B = 3$. Прийmemo позначення: $y = T_w$; $x_1 = v_h$; $x_2 = a_h$; $x_3 = a_v$; $x_4 = A_h$ та виберемо модель (4), у якій $n \leq 2$. У результаті отримаємо

$$y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 x_4 + a_5 x_1^2 + a_6 x_1 x_2 + a_7 x_2^2 + a_8 x_1 x_3 + a_9 x_2 x_3 + a_{10} x_3^2 + a_{11} x_1 x_4 + a_{12} x_2 x_4 + a_{13} x_3 x_4 + a_{14} x_4^2. \quad (4.48)$$

Для побудови моделі оптимальної складності був вибраний критерій зміщення, а кількість моделей, що підлягали відбору – три.

У середовищі MatLab створено програму, за допомогою якої отримано залежність (4.43) у вигляді полінома (4.48). Результат роботи програми відтворює табл. 4.8 та рис. 4.9.

Обчислення коефіцієнтів часткових моделей здійснювалось за методом найменших квадратів. Для коректного розв'язання такої задачі необхідно [75], щоб матриця Фішера була добре обумовленою. Як свідчать чисельні розрахунки, цього можна досягти, якщо як вхідні, так і вихідні величини об'єкта привести до безрозмірного вигляду

$$x_{ij} = \frac{X_{ij} - X_{j \min}}{X_{j \max} - X_{j \min}},$$

$$y_i = \frac{Y_i - Y_{\min}}{Y_{\max} - Y_{\min}},$$

де $X_{j \min} = \min_{1 \leq i \leq M} X_{ij}$, $X_{j \max} = \max_{1 \leq i \leq M} X_{ij}$, $Y_{\min} = \min_{1 \leq i \leq M} Y_i$, $Y_{\max} = \max_{1 \leq i \leq M} Y_i$; $i = \overline{1, M}$, $j = \overline{1, r}$; M – число експериментальних точок (довжина масиву).

Таблиця 4.8 – Значення коефіцієнтів полінома (4.48)

Коефіцієнти моделей	Моделі оптимальної складності		
	Перша модель	Друга модель	Третя модель
a_0	-0.0753312	0.0410446	0.0505501
a_1	0.679601	0	0
a_2	1.08041	0	0
a_3	0.123268	0	0
a_4	-0.769022	0	0
a_5	-0.265478	0	0
a_6	0	0	0
a_7	0	0	0
a_8	-1.3184	0	0
a_9	-1.94017	0	0.398625
za_{10}	1.1254	0.187766	0
a_{11}	0	0	0
a_{12}	0	-0.0242062	0
a_{13}	2.0461	1.55785	1.20654
a_{14}	0.232751	0	0

Було отримано три моделі

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_4 + a_5x_1^2 + a_8x_1x_3 + a_9x_2x_3 + a_{10}x_3^2 + a_{13}x_3x_4 + a_{14}x_4^2, \quad (4.49)$$

$$y = a_0 + a_{10}x_3^2 + a_{12}x_2x_4 + a_{13}x_3x_4, \quad (4.50)$$

$$y = a_0 + a_{10}x_3^2 + a_{13}x_3x_4. \quad (4.51)$$

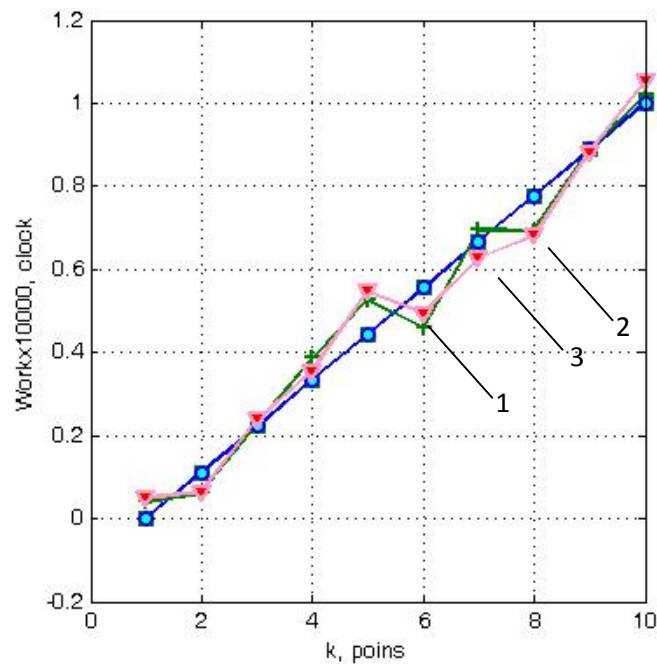


Рисунок 4.9 – Залежність часу напрацювання від факторів роботи ГПА

Критерій регулярності для кожної із трьох моделей набув таких значень:

- для першої моделі: $\Delta^2(B) = 5.42983 \cdot 10^{-15}$;
- для другої моделі $\Delta^2(B) = 0.0943417$;
- для третьої моделі $\Delta^2(B) = 0.0972551$.

Аналіз отриманих результатів свідчить, що найточніше результати експерименту апроксимує залежність (4.50). Її графік на рис. 4.9 позначено цифрою "1".

Отримане рівняння дає можливість за показниками вібрації (віброшвидкість підшипника № 1, горизонтальні та вертикальні складові амплітуди опорного підшипника та вертикальна складова амплітуди ОУП) прогнозувати значення часу напрацювання ГПА і, як наслідок, визначати його технічний стан як "попередження", або як "зупинка"[76]. Остання обставина відкриває можливості для переходу від планового обслуговування ГПА до обслуговування за його фактичним технічним станом.

Література до розділу

1 Добров В. Л., Игуменцев Е. А., Марчук Я. С. Комплекс защиты и мониторинга технического состояния газоперекачивающего агрегата ГПА-10 «SIMON» // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2006. – №1. – С.18-26

2 Сапрыкин С. А. Методы и технические средства вибрационной диагностики газоперекачивающего оборудования. – Х., 2009. – 368 с.

3 Стационарна система моніторингу і діагностики газоперекачувальних агрегатів / В. Є.Петренко, О. О.Чердинцев, С. В. Лозня, М. І.Торхов // Інформаційний огляд ДК «Укртрансгаз». – 2005. – №2. – С.16.

4 Седых А. Д. ГПА нового поколения / А. Д.Седых, В. А. Щуровский // Газовая промышленность. – 1997. – №5 – С. 36-37.

5 Мониторинг силовых агрегатов на компрессорных станциях / Е. О. Антонова, И. А.Иванов, О. А.Степанов, М. Н.Чекардовский. – М.: Недра, 1998. – 216 с.

6 Бандалетов В. Ф. Диагностическое обеспечение ГТУ нового поколения авиационного типа: Научно-технический сборник / В. Ф. Бандалетов, Е. М. Ногин, М. В. Семичев и др. // Диагностика оборудования и трубопроводов. – 1999. – №1. – С. 13-6.

7 Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов [Ю. Н. Васильев, М. Е. Бесклетный, Е. А. Игуменцев и др.] – М.: Недра, 1987. – 197 с.

8 Иванов В. А., Эксплуатация энергетического оборудования газопроводов Западной Сибири / В. А. Иванов, Г. В. Крылов, Л. Г. Рафиков. – М.: Недра, 1987. – 143 с.

9 Иванова А. Н. Исследование вибронагруженности и методов повышения надежности ГПА: дисс. ...канд. техн. наук: 05.02.13 / Иванова Анна Николаевна – Тюмень, 2001. – 182 с.

10 Ковалев А. А. Вопросы динамической прочности современных газотурбинных двигателей / А. А. Ковалев. – Казань: Научн. произв. изд., 1998. – 232 с.

11 Микаэлян Э. А. Повышение качества, обеспечение надежности и безопасности магистральных газонефтепроводов для совершенствования эксплуатационной пригодности / под ред. Маргулова Г. Д. – М.: Топливо и энергетика, 2001. – 640 с.

12 Микаэлян Э. А. Техническое обслуживание энерготехнологического оборудования газотурбинных газоперекачивающих агрегатов системы сбора и транспорта газа. Методология, исследования, анализ и практика / Э. А. Микаэлян. – М.: Топливо и энергетика, 2000. – 314 с.

13 Сидоренко М. К. Виброметрия газотурбинных двигателей / М. К. Сидоренко. – М: Машиностроение, 1973. – 224 с.

14 Фесенко С. С. Повышение эффективности эксплуатации дожимных компрессорных станций на поздней стадии разработки Заполярных газовых месторождений: дисс. ... канд. техн. наук : 25.00.19 / Фесенко Сергей Сергеевич – Тюмень, 2002. –220 с.

15 Микаэлян Э. А. Эксплуатация газотурбинных газоперекачивающих агрегатов / Э. А. Микаэлян. – М.: Недра, 1994. – 304 с.

16 Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных перекачивающих агрегатов / Ю. Н. Васильев, М. Е. Бесклетный, Е. А. Игуменцев, В. Л. Христензен. – М.: Недра, 1987. – 197 с.

17 Горбійчук М. І. Вплив факторів роботи газоперекачувальних агрегатів на їх напрацювання // М. І. Горбійчук, Б. В. Копей, А. Беллауар, І. В. Щупак // Нафтогазова енергетика. – 2008. – № 3(8). – С.55-58.

18 Горбійчук М. І. Інформаційні показники технічного стану газоперекачувальних агрегатів природного газу / М. І. Горбійчук, Б. В. Копей, А. Беллауар та ін. // Методи та прилади контролю якості. – 2008. – №20. – С. 47-50.

19 Овечкин Е. И. Анализ причин вибрации газоперекачивающих агрегатов / Е. И. Овечкин // Транспорт и хранение газа. Реф.сб. ВНИИЭгазпрома. – 1980. – вып.2. – С. 11–17.

20 Игуменцев Е. А. Методика вибродіагностики технічного стану газоперекачивающих агрегатов ГПА-10 и ГПА-10-1 в условиях эксплуатации на компрессорных станциях газовой промышленности / Е. А. Игуменцев, В. И. Работягов, В. В. Шмидт // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 1996. – №1. – с. 11–20.

21 Толстов А. Г. Методология построения диагностических признаков дефектов ГПА по параметрам вибрации / А. Г. Толстов // Газовая пром-сть. – 1991. – №10. – С. 36–37.

22 Бойко М. В. Исследование вибрационных характеристик газоперекачивающего агрегата ГТП-25 / М. В. Бойко // Транспорт и подземное хранение газа. Отеч.произв.опыт: ЭИ ВНИИЭгазПром. – 1987. – №10. – С. 8-13.

23 Саприкін С. О. Ефективність методів та приладів віброконтролю і вібродіагностування газоперекачувальних агрегатів та компресорних установок / С. О. Саприкін // Нафтова і газова промисловість. – 2006. – №4. – С. 23-26.

24 Горбійчук М. І. Контроль технічного стану газоперекачувальних агрегатів / М. І. Горбійчук, М. І. Когутяк, О. А. Скріпка // Методи та прилади контролю якості. – 2005. – №13. – С. 18-21.

25 Игуменцев Е. О. Вплив резонансних режимів роботи газоперекачувального агрегату ГПА-10 на довговічність коробки приводів / Е. О. Игуменцев, Я. С. Марчук // Нафтова і газова промисловість. – 2004. – №4 – С. 32-36.

26 Игуменцев Е. А. Нормирование вибрации газоперекачивающих агрегатов по результатам виброобследований / Е. А. Игуменцев, Е. А. Прокопенко, Я. С. Марчук // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2004. – №2. – С. 23-27.

27 Игуменцев Е. А. Нормирование вибрации газоперекачивающих агрегатов / Е. А. Игуменцев, Я. С. Марчук, С. В. Гетьманенко // Техн. диагностика и неразруш. контроль. – 2002. – №3. – С. 7-12.

28 Микаэлян Э. А. Проблема выбора газотурбинных газоперекачивающих агрегатов для оснащения КС современных строящихся газотранспортных систем / Э. А. Микаэлян, Р. Э. Микаэлян // Нефтегаз. технологии. – 2001. – №1. – С. 11-14.

29 Методы теории самоорганизации для диагностирования неполадок ГПА / И. Р.Байков, О. В.Смородова, З. А.Гареев, Ф. М. Аминеев // Газ. пром. – 1999. – №8. – с. 26-28.

30 Дослідження коливань конструктивних елементів газоперекачувальних агрегатів / В. Г.Соляник, В. Я. Грудз, Л. С. Шлапак та ін. // Нафт. і газ. пром. – 1999. – №4. – с. 38-39.

31 Игуменцев Е. А. Нормирования роторных гармоник спектра виброскорости ГПА // Е. А. Игуменцев, В. В. Погребняк., В. И.Костин // Энергомашиностроение. – 1987. – №3. – с. 23-26.

32 Определение спектра частот собственных колебаний основных узлов газоперекачивающего агрегата // Транспорт и подземное хранение газа / Л. С. Ковалева В. В. Корнеев, Н. Михайлова // Отеч. Опыт: ЭИ ВНИИЭгазпром. – 1988. – №2. – с. 14-16.

33 Проблема нормирования вибрации газоперекачивающих агрегатов / А. З. Крейн, В. Д. Ровинский, В. А. Смирнов В. А. [и др.]. // Транспорт, перераб. и использ. газа в народн. хоз-ве. – 1984. – №9. – С. 6-9.

34 Игуменцев Е. А. Нормирование вибрации газотурбинных ГПА / Е. А. Игуменцев, В. И. Костин // Пробл. прочности. – 1989. – №2. – С. 121-122.

35 Марчук Я. С. Прогнозування залишкового ресурсу та вібромоніторинг газоперекачувального агрегату ГПА-10 / Я. С. Марчук // Нафтова і газова пром-сть. – 2003. – №6. – С. 43-46.

36 Бесклетный М. Е. Определение технического состояния агрегата ГТ-750-6 по спектру виброскорости / М. Е. Бесклетный, Авторы [и др.] // Транспорт и хранение газа. – 1979. – №3. – С. 1-7.

37 Забродин К. В. Повышение надёжности газотурбинных ГПА / К. В. Забродин, В. А. Шуровский // Современное состояние к проблем развития газотурбинного парка газовой промышленности. – 1983. – №2. – С. 15-25. – Сер.: Важнейшие науч.-техн. проблемы газ.пром-сти.

38 Соляник В. Г. Усовершенствование вибродиагностических методов и средств контроля газоперекачивающих агрегатов ГПА-25/76: дисс. ...канд. техн. наук : 05.15.13 / Соляник Владимир Григорьевич. – Ивано-Франковск, 2000. – 150 с.

39 Парафейник В. П. Надёжность газоперекачивающих агрегатов типа ГПА-Ц и повышение эффективности газотранспортной системы Украины / В. П. Парафейник, Е. В. Криницкий, Д. А. Костенко // Нафта і газ України – 96 : наук. практ. конф., Харків, 14 – 16 травня 1996 р. : Матеріали. Харків, 1996. Т.3. – С. 98-99.

40 Микаэлян Э. А. Выбор резерва газоперекачивающих агрегатов на КС // Э. А. Микаэлян, Ю. Э. Микаэлян, В. П. Дорохин // Газовая промышленность. – 1996. – № 3-4. – С. 62-63.

41 Нормы технологического проектирования. – Магистральные газопроводы : . ВСН51-2-79. – М. : Мингазпром, 1979, – 88 с.

42 Установки газотурбинные. – Общие технические требования: ГОСТ 21199-82. : Изд. Стандартов. 1982, – 13с.

43 Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. – Технические требования : ГОСТ 23690-79. – Изд. Стандартов, 1979, – 9с.

44 Забродин Ю. В. Современное состояние и проблемы развития газотурбинного парка газовой промышленности / Ю. В. Забродин, В. А. Шуровский // Важнейшие науч.–техн. проблемы газ. пром-сти. – 1983. – №2. – С. 15-25.

45 Ким А. О. Учёт надёжности при определении остаточного ресурса газоперекачивающих агрегатов / А. О. Ким, А. В. Шибнев // Транспорт и хранение газа. – 1983. – №8. – С. 10-12.

46 Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. – Регламент технического обслуживания : РТМ 108.022.105 77. – М.: 1980. – 57 с.

47 Обслуживание и ремонт агрегата // Газоперекачивающие агрегаты типа. ГПА-Ц-16 с авиационным приводом / : В обз. информ. / ВНИИЭгазпром – 1984.– С. 36–39. – (Сер.: Важнейшие научно-технические проблемы газовой промышленности ; вып. 4).

48 Инструкция по эксплуатации агрегата ГПА-Ц-16.76. – Сумы: Сумской филиал СКБ ТХМ, 1981.

49 А.с. 1052694 СССР, МКИ F 02 С 7/20. Газотурбинная силовая установка. / Быков А. К. и др. (СССР). – № 3394217/25-06; заявл.11.02.82 ; опубл. В БИ, 1983, Бюл. № 41.

50 Грудз В. Я. Вибір оптимальних стратегій та параметрів обслуговування газоперекачувальних агрегатів / В. Я. Грудз, Я. В. Грудз // Розвідка і розроб. нафт, і газ. родовищ. Сер. Транспорт і зберігання нафти і газу: держ. між-від. наук.-техн. зб. – 1995. – Вип.32. – С. 26–29.

51 Бахметьев П. И. Оптимизация обслуживания газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов / П. И. Бахметьев // Транспорт, перераб. и использование газа в нар. хоз-ве. – 1984. – №3. – С. 10-12.

52 Lyonnet P. La maintenance. Mathématique et méthodes / P.Lyonnet. – Paris, Lavoisier: 1988, – 246 pp.

53 Тюстина И. В. Оптимизация системы обеспечения газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов запасными узлами и деталями / И. В. Тюстина // Транспорт и хранение газа: РС ВНИИЭгазпрома. – 1982. – №10. – С. 11–12.

54 Про електронний каталог запасних частин до газоперекачувальних агрегатів / Васильев Е. П., Гінзбург М. Д., Прищепо О.О. та ін. // Нафта і газ України : 6-ої міжнар. наук. прект. конф., Івано-Франківськ, 31 жовтня – Злистопада 2000 р.: матеріали. Івано-Франківськ, 2000. – Т.2. – С. 332–333.

55 Грудз В. Я. Разработка методов диагностики газотранспортных систем на нестационарных режимах и повышения эффективности их обслуживания : дисс. ... д-ра техн. наук: 05.15.13 / Грудз Владимир Ярославович. – Ивано-Франковск. 1994. – 438 с.

56 Игуменцев Е. А. Программа дефектации многороторных агрегатов с прогнозированием ресурса деталей и узлов газоперекачивающих агрегатов / Е. А. Игуменцев, В. И. Работягов // Нафта і газ України – 96: наук. практ. конф., Харків, 14 – 16 травня 1996 р. : Матеріали. Харків, 1996. Т.3. – С.157-158.

57 Микаэлян Э. А. Проблема совершенствования газотурбинных газоперекачивающих агрегатов // Нефть, газ & энергетика. – 2006. – №3. – С. 18-22.

58 Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин / А. Г.Костюк / учеб. для вузов – М.: 2000. – 480 с.

59 Козаченко А. Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов / А. Н. Козаченко. – М., 1999. – 463 с.

60 А.с. 1464586 РФ. Охлаждаемая лопатка газовой турбины / А.М. Дроконов, Ю. И. Фокин, В. В. Тарасов. – опубл. 8.08.88.

61 Коваль А. Д. Принципы легирования жаропрочных никелевых сплавов, стойких к высокотемпературной коррозии / А. Д. Коваль, С. Б. Беликов, Е. Л. Санчугов // Материаловедение и термическая обработка металлов. – 2001. – №10. – С. 5-9.

62 Каблов Е. Н. Сплав на основе интерметаллида Ni3Al - перспективный материал для лопаток турбин / Е. Н. Каблов, Б. С. Ломберг, В. П. Бунтушкин, Е. Р. Голубовский, С. А. Мубояджян // Материаловедение и термическая обработка металлов. – 2002. – № 7. – С. 16-19.

63 Гецов Л. Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин / Л. Б. Гецов. – М.: Недра, 1996. – 591с.

65 Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчёт деталей / Г. С. Скубачевский. – М.: Машиностроение, 1981. – 550с.

66 Компресорні станції. Контроль теплотехнічних та екологічних характеристик газоперекачувальних агрегатів. СОУ. – К.: ДК "Укртрансгаз", 2004. – 117 с.

67 Комплексні обстеження наземного механічного технологічного обладнання компресорних станцій магистральных газопроводів. Стандарт підприємства. – К.: ДК "Укртрансгаз", 2002. – 56 с.

68 Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных: Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 540 с.

69 Химмельблау Д. Анализ процессов статистическими методами: Пер. с англ.- М.: Мир, 1973. – 958 с.

70 Копей Б. В., Горбійчук М. І., Беллауар А. Прогнозирование ресурса газоперекачивающих агрегатов по уровню вибраций подшипников нагнетателя. Нафтогазова енергетика. № 1(10), 2009,с.45-55.

71 Ивахненко А. Г., Степашко В. С. Помехоустойчивость моделирования. – К.: Наукова думка, 1985. – 216 с.

72 Ивахненко А. Г. Индуктивный метод самоорганизации моделей сложных систем. – К.: Наукова думка, 1981. – 296 с.

73 Ивахненко А. Г., Мюллер Й. А. Самоорганизация прогнозирующих моделей. – К.: Техніка, 1985. – 219 с.

74 Справочник по типовым программам моделирования / А. Г. Ивахненко, Ю. В. Коппа, В. С. Степашко и др.; под ред. А. Г. Ивахненко – К.: Техніка, 1980. – 180 с.

75 Ермаков С. М., Жиглявский А. А. Математическая теория оптимального эксперимента. – М.: Наука, 1987. – 320 с.

76 Bellaouar A., Kopey B.V., Abdelbaki N. Influencing of work factors of gas pumping units on their life. Book of abstracts. The 5-th international symposium on hydrocarbons and chemistry (ISHC5), Sidi Fredj, Algiers, May the 23rd to 25th, 2010, p.107.

РОЗДІЛ 5

УДОСКОНАЛЕННЯ ЛАБІРИНТНОГО ВУЗЛА УЩІЛЬНЕННЯ "ГАЗ-МАСЛО" ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ

На сьогоднішній день в нафтогазовій промисловості актуальним є питання підвищення ефективності і економічності роботи ГПА за рахунок підвищення коефіцієнта корисної дії окремих вузлів. Одним з шляхів, що дозволяють підвищити ККД двигуна і нагнітача є зведення до мінімуму паразитних витоків повітря, газу і масла в компресорі, турбіні і в нагнітачі, для чого застосовують різних типів ущільнень в системі охолодження, суфлірування, змашування і тому подібне [1]. В умовах високих окружних швидкостей і великих перепадів тиску зазвичай використовують лабіринтові ущільнення (ЛУ) [1-5].

5.1 Аналіз роботи лабіринтного ущільнення

Ефективність ЛУ залежить від величини радіального зазору, числа гребенів і їх конфігурації. Мінімальна величина радіального зазору визначається технологією виготовлення, радіальним переміщенням ротора і залежить від прогрівання вузлів статорів і роторів.

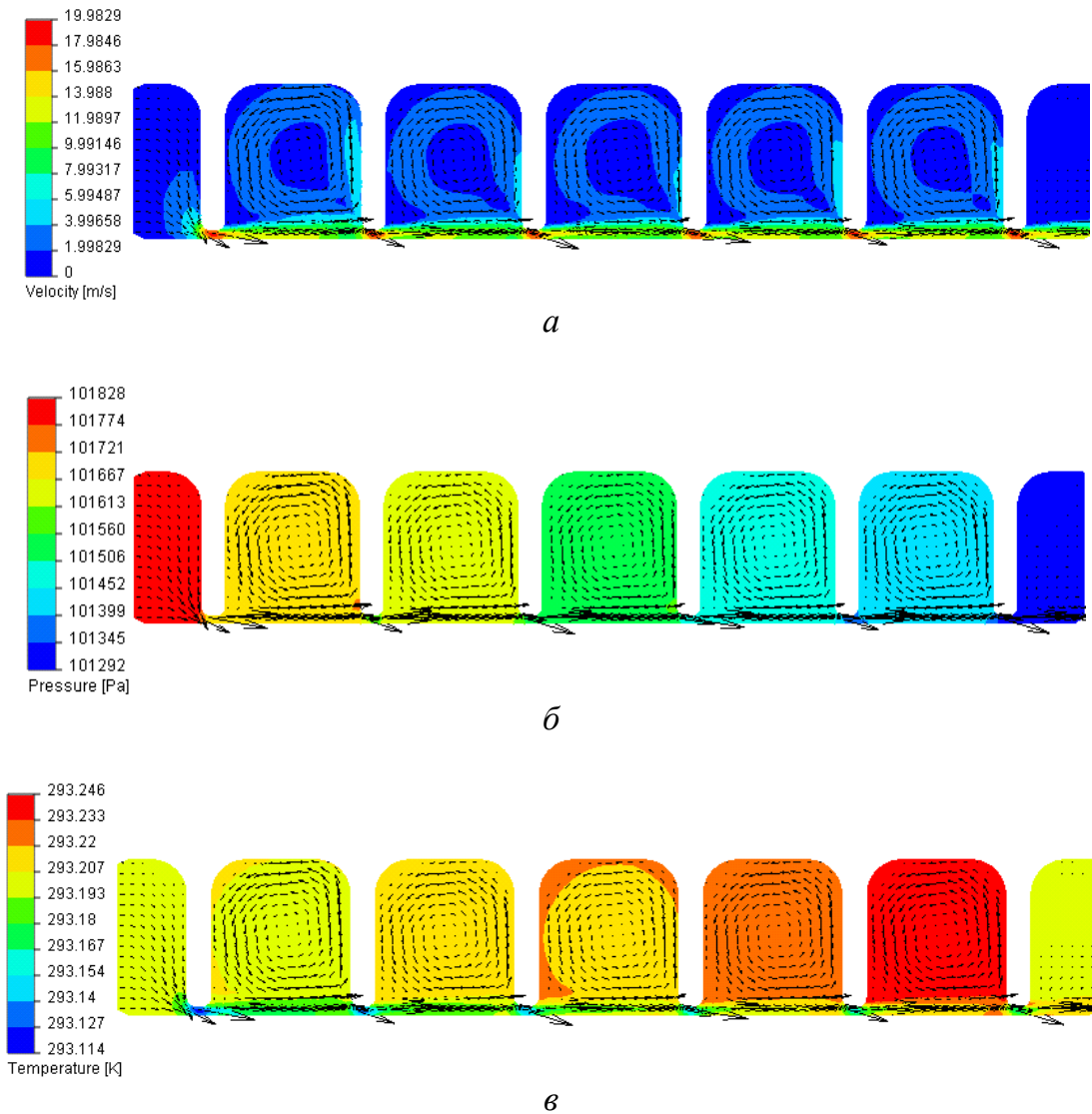
Причиною виходу з ладу даних ущільнень є руйнування лабіринтних гребенів, їх знос або засалювання канавок. Результатом виходу з ладу ущільнення "масло-газ" є висока витрата масла, яке разом з транспортуючим газом потрапляє в газопровід [1].

Різноманітність конструкцій лабіринтних ущільнень, що постійно поповнюється, свідчить про складність розв'язання закладеного в цьому вузлі протиріччя між вимогами економічності (забезпечення мінімального перетікання) і надійності (зменшення небезпеки і полегшення наслідків зачіпань елементів, що обертаються, об нерухомі деталі). З ростом одиничної потужності устаткування виявилася ще одна негативна якість ущільнень з радіальними зазорами - їх витратна характеристика (зростання перетікання при збільшенні зазору, що сприяє появі поперечних аеродинамічних сил, які сприяють виникненню низькочастотної вібрації роторів) [1].

5.1.1 Механізм роботи ЛУ

Механізм роботи лабіринтних газових ущільнень полягає в багатократному дроселюванні робочого середовища (рис. 5.1), що протікає через камери і звуження з прохідними перетинами, що різко змінюються. У щілині,

що звужується, відбувається адіабатичне витікання, що супроводжується збільшенням швидкості, а також падінням тиску і температури потоку. У камері швидкість газу зменшується і відбувається дисипація кінетичної енергії потоку. При цьому температура відновлюється до первинного значення. У наступних звуженнях і камерах процес повторюється з тією лише різницею, що унаслідок щільності потоку ρ , що зменшилася, швидкість, а також падіння тиску і температура під гребенем збільшуються (рис.5.2) [3].



a – швидкість; *б* – тиск; *в* – температура

Рисунок 5.1 – Зміни фізичних параметрів газу в лабіринтних ущільненнях

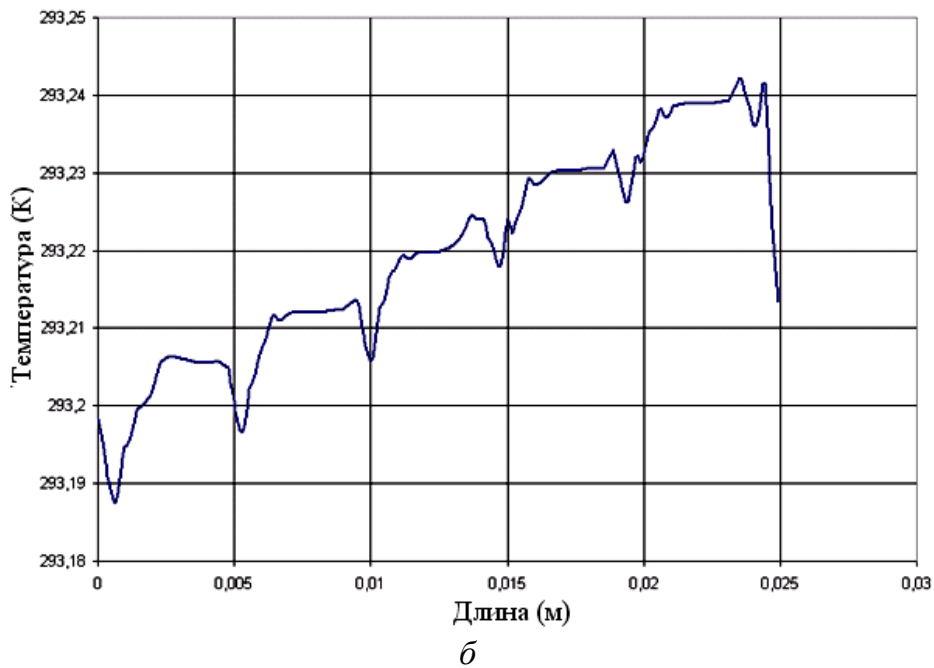
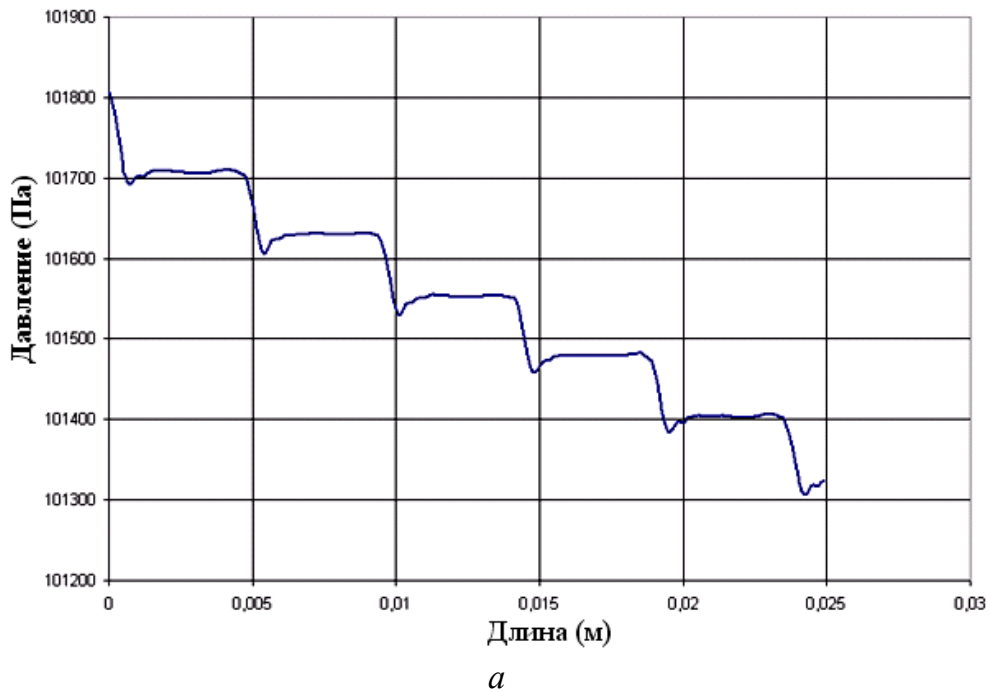


Рисунок 5.2 - Зміна тиску і температури під гребенем по довжині ЛУ

Гідродинамічні характеристики лабіринтних ущільнень істотно залежать від режиму перетікання рідини або газу в щілині. Можливі ламінарний і турбулентні режими течії, відмінність характеру перебігу рідини при яких приводить до відмінності законів опору руху потоку [3].

На рис. 5.3 показано лабіринтне ущільнення з виступами [4], проходячи які струмінь робочої середовища відхиляється на 90° і тече безпосередньо у бік верхньої стінки камери. Далі, огинаючи камеру, струмінь тече уздовж другого каналу, прямуючи до другого зазору.

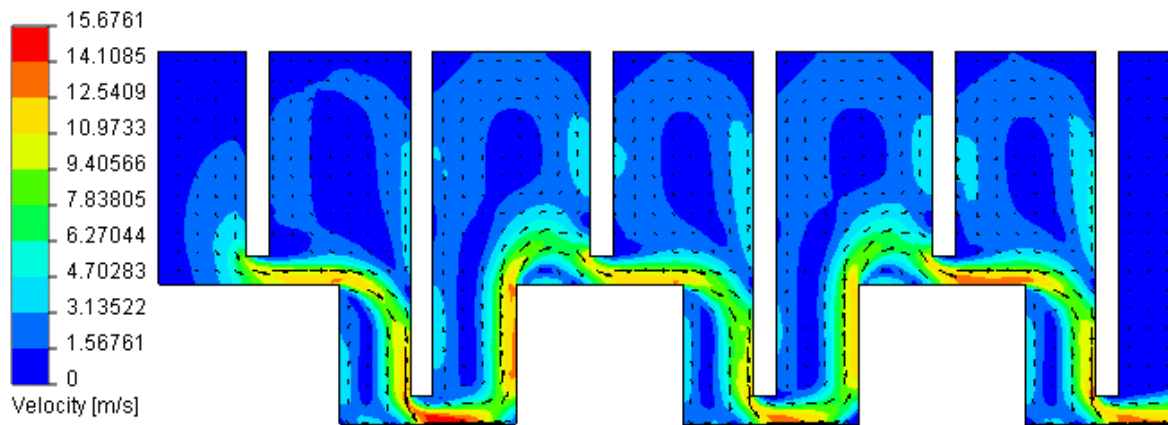


Рисунок 5.3 - Лабіринтне ущільнення з виступами

У камері лабіринту нерухомі маси з навколишнього простору захоплюються протікаючим струменем, унаслідок чого виникає рух цих мас. При цьому утворюються вихрові області. Наявність виступів між гребенями лабіринту подовжує шлях вільного струменя, що ще більш сприяє її загасанню.

Лабіринти з непрямолінійним рухом потоку ефективніші, оскільки довжина шляху струменя в них і, відповідно, опір будуть значно більше, ніж в лабіринтах з прямолінійним перетіканням потоку, проте ЛУ без виступів простіше у виготовленні, ніж ЛУ з виступами.

5.1.2 Теорія розрахунку перетікання середовища в ЛУ

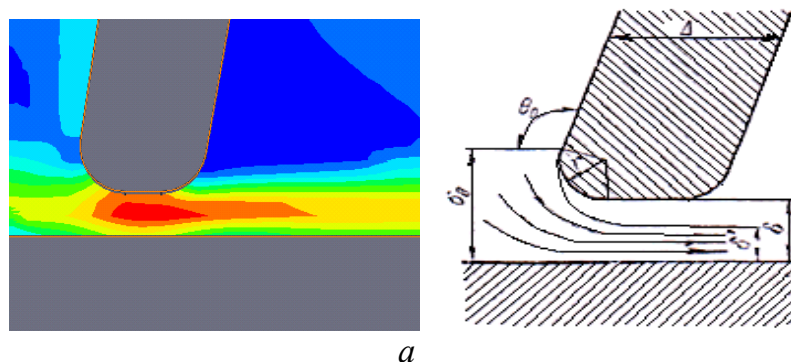
Для розрахунку перетікання робочої середовища через лабіринтні ущільнення і втрати тиску в них, використовуються відомі формули А. Стодоли, Мартіна, Дарсі-Вейсбаха і ін. [1-3]. При кількості зазорів $z \geq 3$ широко використовується відома формула Стодоли [2], заснована на уявленнях про повне гасіння швидкості в камерах і відсутності звуження потоку в зазорах, що уподібнюється послідовному ряду сопел:

$$G = f \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{z p_0 v_0}}, \quad (5.1)$$

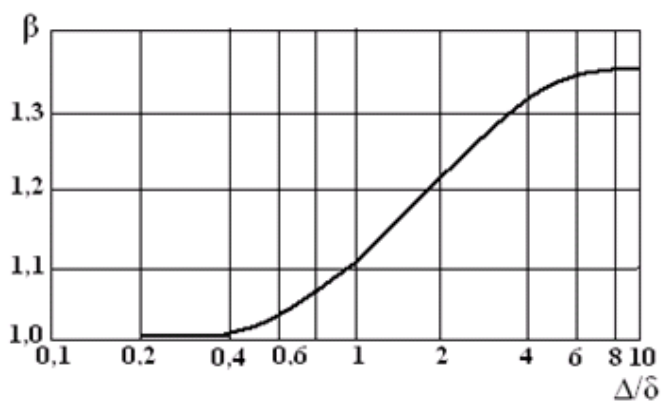
де G – масове перетікання середовища; $f = \pi d \delta$ – прохідний перетин кільцевого зазору δ діаметром d ; z – кількість зазорів в ущільненні; p_0 і v_0 – тиск і питомий об'єм середовища перед ущільненням; p – тиск середовища в останньому зазорі.

Формула А. Стодоли досить проста для розрахунку і її можна застосувати для відносного порівняння ефективності різних варіантів конструкції ЛУ в процесі зміни певних геометричних параметрів. У нашому випадку геометричні параметри формули Стодоли не змінюються, тому при визначенні витoku через лабіринтне ущільнення автори рекомендують брати до уваги лише тиск середовища в останньому зазорі.

При подальшому розвитку турбобудування, обумовленому зміною параметрів робочого середовища, підвищенням потужностей і габаритів машин, довелося піти на збільшення зазорів в ущільненнях до 1-2 мм. При цьому форма щілини почала більш нагадувати отвір з гострою кромкою, ніж сопло із закругленим входом. З даних гідравліки [2] можна укласти, що течія в зазорі шириною δ помітно відрізняється від течії в соплі, що звужується, якщо радіус округлення вхідної кромки $r < 0,68$. В цьому випадку потік відривається від кромки і тече в зазорі неповним перетином, тобто зазнає звуження. Крім того, із збільшенням зазорів значно зменшуються відносні довжини цівок між сусідніми зазорами, що не забезпечує повного гасіння швидкості.



a



b

a – схема течії в зазорі; б – поправка на товщину кромки [2]

Рисунок 5.4 – До визначення поправок на округлення і товщину кромки гребеня ущільнювача

Уточнена теорія для розрахунку перетікань середовища описується формулою [3]:

$$G = \alpha_0 f_0 \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{z p_0 \nu_0}}, \quad (5.2)$$

де $f_0 = \pi d \delta_0$ – прохідний переріз кільцевого зазору δ_0 діаметром d , тут $\delta_0 = \beta(\delta + r(1 - \cos \theta_0))$ – розрахунковий зазор; $\alpha_0 = \mu_0 / \sqrt{1 - \bar{V}^2} \approx \frac{1}{1 - \frac{\delta_0}{H} + \sqrt{1 - \frac{\delta_0}{H} \sin \frac{\theta_0}{2}}}$ – коефіцієнт витрати тут $H = \delta + h$; θ_0 – кут нахилу передньої стінки гребеня до напрямлення потоку за щілиною; $\mu_{01} = \frac{1 + V/W}{2}$; $\mu_{02} = \frac{1 - V/W}{2}$ – коефіцієнт звуження; $\bar{V} = V/W = \varphi(\bar{l})$ – відношення швидкостей безпосередньо до і після зазору тут $\bar{l} = 2l/\delta'$ – відносна довжина струменя, а $\delta' = \delta_0 \mu_0$ – напівширина вузького перетину.

5.2 Удосконалення і оптимізація конструкції лабіринтного ущільнення

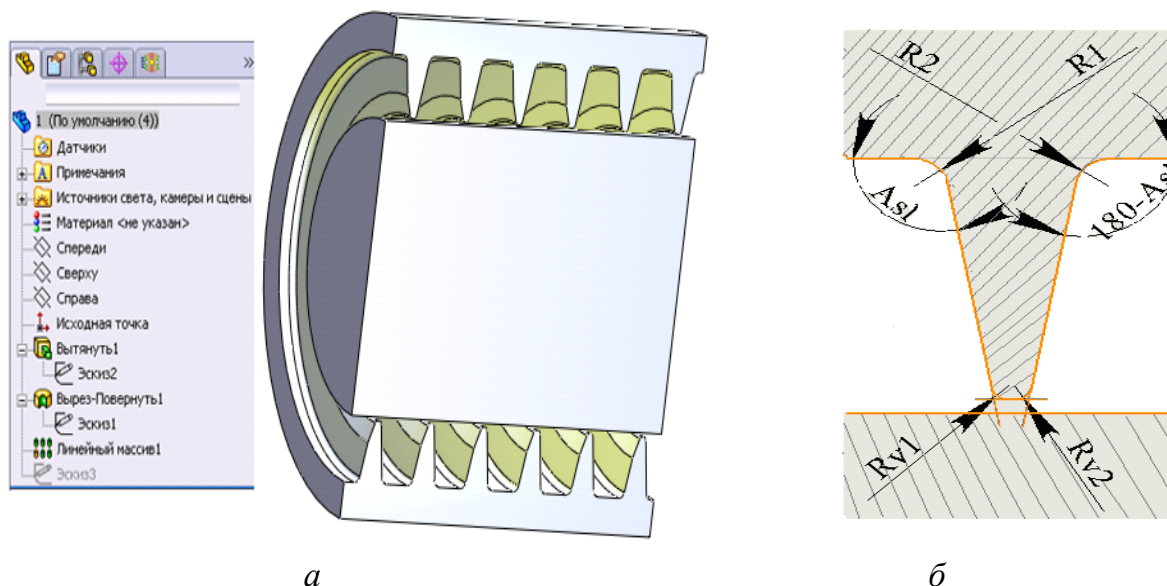
З метою модернізації лабіринтних ущільнень компресора на підприємствах окрім традиційних алюмінієвих матеріалів, застосовують полімерний композиційний матеріал – поліамід-капролон В (ТУ 6-05-988-73) і «РЕЕК», що володіє підвищеною зносостійкістю, низьким динамічним коефіцієнтом тертя, підвищеною стійкістю до хімічної корозії. Завдяки своїй гнучкості гребінці лабіринтного ущільнення, виготовлені з цього матеріалу, при зіткненні з ротором відхиляються, переміщуючись разом з ротором, а після торкання відновлюють свою первинну конфігурацію. При цьому на роторі не залишається жодних пошкоджень. При значному переміщенні ротора в результаті підвищеної вібрації (порушення технологічного режиму експлуатації компресора, помпаж, вихід на робочий режим роботи і так далі) гребені лабіринтного ущільнення, в місцях зіткнення з ротором зазвичай стираються, пружність поліамід-капролону - В дозволяє встановити величину радіального зазору в лабіринтовому ущільненні в межах від 0 до 0,05 мм і підтримувати її стабільною при експлуатації.

Автори запропонували модернізувати конфігурацію лабіринтного ущільнення з метою зменшення перетікання робочого середовища через нього, що дозволить підвищити ККД і надійність ГПА з відцентровим нагнітачем шляхом оптимізації основних геометричних параметрів ЛУ і зведення додаткових перешкод на шляху руху робочого середовища. Для оптимізації конструкції використовувалася скінченно-елементна модель потоку газу в каналах лабіринту.

5.2.1 Розробка скінченно-елементної моделі лабіринтного ущільнення

За допомогою системи автоматизованого проектування SolidWorks створена параметрична тривимірна комп'ютерна модель ЛУ, зручна для оптимізації конструкції тим, що дозволяє легко змінювати окремі геометричні параметри. Таким чином, можна визначити вплив окремих параметрів (табл. 5.1, рис. 5.5) на характеристики ЛУ.

Модель і основні геометричні параметри камери лабіринтного ущільнення показані на рис. 5.5.



а – тривимірна параметрична модель ЛУ в SolidWorks; б – геометричні параметри, що оптимізуються

Рисунок 5.5 – Конструкція камери ЛУ для оптимізації

Таблиця 5.1 – Параметри моделі, що підлягають оптимізації

№ п/п	Параметр	Позначення	Назва в тривимірній моделі	Початкове і граничне значення, крок	Границі допустимих значень
1	Радіус границі камери лабіринта	$R_1, R_2 (R_{12})$	D1@Ескіз1 D7@Ескіз1	від 0 до 1,5 мм з кроком 0,1 мм	$0,01 \leq R_{12} \leq 1,5$
2	Радіус заокруглення вхідної кромки гребеня ущільнювача (у бік більшого тиску)	R_{v1}	D16@Ескіз1	від 0 до 0,689 мм з кроком 0,1 мм	$0,01 \leq R_{v1} \leq 0,689$
3	Радіус заокруглення вихідної кромки гребеня ущільнювача (у бік нижчого тиску)	R_{v2}	D17@Ескіз1	від 0 до 0,689 мм з кроком 0,1 мм	$0,01 \leq R_{v2} \leq 0,689$
4	Радіус двостороннього заокруглення кромки гребеня ущільнювача	$R_{v1}, R_{v2} (R_{v12})$	D16@Ескіз1 + D17@Ескіз1	від 0 до 0,3445 мм (0,689/2) з кроком 0,1 мм	$0,01 \leq R_{v12} \leq 0,344$
5	Кут нахилу гребеня	Asl	D8@Ескіз1	від 90° до 70° з кроком 5°	$90^\circ \leq Asl \leq 70^\circ$

Межі допустимих значень параметрів вибиралися з умови можливості побудови моделі і відповідно до меж параметрів існуючих конструкцій.

Для автоматизації перебудови моделі розроблена комп'ютерна програма на мові VBA, яка взаємодіє з SolidWorks за допомогою інтерфейсу програмування SolidWorks (Application Programming Interface). Використовуючи її, можна легко змінювати значення параметрів моделі від початкового значення до кінцевого із заданим кроком.

Код програми:

```
Dim swApp As Object 'об'єкт SolidWorks
Dim Part As Object 'об'єкт деталь
Dim boolstatus As Boolean
Dim Rr, Rs1, Rs2, Lsk1, Lsk2, Lsv, Asl, Asr, R1, R2, до, р, Alfa, H, Rv1,
Rv2 As Double
'оголошення змінних параметрів моделі
Const pi As Double = 3.14159265358979 'константа Пі
Private Sub main()
Set swApp = Application.SldWorks 'створення об'єкту swApp
Set Part = swApp.ActiveDoc 'створення об'єкту деталі Part
Rr = 100
Rs1 = 104.5
Rs2 = 100.25
Lsk1 = 1.21
Lsk2 = 1.21
Lsv = 0.7
Asl = 90
Asr = 90
R1 = 0.3
R2 = 0.3
Alfa = 90
H = 1.5
Rv1 = 0.689
Rv2 = 0.01
до = 6
'змінити значення параметрів
Part.Parameter("D3@Ескіз1").SystemValue = Rr / 1000
Part.Parameter("D4@Ескіз1").SystemValue = Rs1 / 1000
Part.Parameter("D5@Ескіз1").SystemValue = Rs1 / 1000
Part.Parameter("D6@Ескіз1").SystemValue = Rs2 / 1000

Part.Parameter("D10@Ескіз1").SystemValue = Lsk1 / 1000
Part.Parameter("D11@Ескіз1").SystemValue = Lsk2 / 1000
Part.Parameter("D12@Ескіз1").SystemValue = Lsv / 1000
Part.Parameter("D8@Ескіз1").SystemValue = Asl * pi / 180
```

```

Part.Parameter("D9@Ескіз1").SystemValue = Asr * pi / 180
Part.Parameter("D1@Ескіз1").SystemValue = R1 / 1000
Part.Parameter("D7@Ескіз1").SystemValue = R2 / 1000
Part.Parameter("D2@Ескіз1").SystemValue = 5 / 1000
Part.Parameter("D14@Ескіз1").SystemValue = Alfa * pi / 180
Part.Parameter("D15@Ескіз1").SystemValue = H / 1000
Part.Parameter("D16@Ескіз1").SystemValue = Rv1 / 1000
Part.Parameter("D17@Ескіз1").SystemValue = Rv2 / 1000

```

```

Part.EditRebuild 'перебудувати деталь
Part.Parameter("D1@Лінійний масив1").SystemValue = до
р = Part.Parameter("D13@Ескіз1").SystemValue
Part.Parameter("D3@Лінійний масив1").SystemValue = р
Part.Parameter("D1@Витягнути1").SystemValue = р * до + 2 *
Part.Parameter("D2@Ескіз1").SystemValue
Part.Parameter("D1@Ескіз2").SystemValue = (2 * Rs1 + 10) / 1000
Part.EditRebuild 'перебудувати деталь
End Sub

```

Скінченно-елементну модель розробляли за допомогою модуля SolidWorks Cosmos FloWorks.

Початкові дані завдання обчислювальної газогідродинаміки наступні:

- геометрія розрахункової області – рис. 5.5;
- тип завдання – двомірна осесиметрична;
- мережа кінцевих елементів – з оптимальним розміром і розташуванням вічок (рис. 5.6)
- граничні умови: швидкість газу на вході камери – 1 м/с, тиск на виході з камери - 101325 Па;
- робоче середовище – газ метан;
- середовище комп'ютерного моделювання – Cosmos FloWorks 2009 для SolidWorks 2009;
- основний розрахунковий параметр – середній тиск в останньому зазорі;
- час розрахунку одного варіанту моделі – близько 40 хвилин.

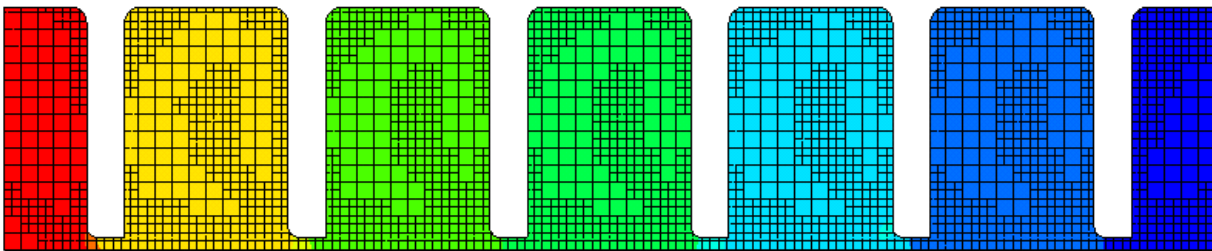


Рисунок 5.6 – Оптимальна мережа кінцевих елементів

5.2.2 Вибір раціональних параметрів лабіринтного ущільнення

Оптимізація конструкції ЛУ для ГПА полягає в розробці виробу з необхідною конфігурацією гребеня і камери, що забезпечує мінімальні перетікання газу в останньому зазорі. Крім того, оптимізація конструкції ЛУ дозволить зменшити об'єм використовуваного для його виготовлення матеріалу. До геометричних параметрів ЛУ, що впливають на ці характеристики, слід віднести форму камери і гребеня: радіуси камер ЛУ (R_1 , R_2), радіуси округлення кромки гребеня (Rv_1 , Rv_2) ущільнювача і нахил гребеня (Asl) (табл. 5.1). Як критерій оптимізації вибраний мінімальний тиск в останньому зазорі.

Результати розрахунку моделі записувалися в базу даних для подальшого їх аналізу (результати розрахунку залежності тиску в останньому зазорі ЛУ від геометричних параметрів представлений в додатку).

При визначенні величини тиску в останньому зазорі виникає питання: у якій саме точці зазору потрібно вимірювати цей тиск? Аналіз літератури щодо цього питання не дав позитивної відповіді. Ще важче знайти цю величину, коли гребінь не є прямокутним і має ухил. Автори проводили вимірювання тиску в різних точках останнього зазору ЛУ для різних конструкцій гребеня з метою визначення універсального місця його виміру для всіх конструкцій, і переконалися, що результат виміру в одній точці зазору не є достовірним. Тому з метою отримання найбільш точного результату автори запропонували прийняти висоту тиску в останньому зазорі, як середнє із значень, отриманих в усіх точках висоти зазору (координати В) на вході, в центрі і в кінці останнього гребеня.

Відомо, що завданням оптимізації в математиці називається задача про знаходження екстремуму (мінімуму або максимуму) функції в деякій області. Існує велика кількість методів багатовимірної оптимізації: прямі (повного перебору, Гауса, Гауса-Зейделя); першого порядку (градієнтні); другого порядку (Ньютона-Рафсона); стохастичні (Монте-Карло, генетичні алгоритми). Для зменшення кількості розрахунків скінченно-елементної моделі можна використовувати методи планування експериментів при пошуку оптимальних параметрів [90]. Авторами був вибраний метод Гауса-Зейделя, як найнаочніший і найпростіший [3] (рис. 5.7), причому головний недолік цього методу – низька швидкість числення – в даному випадку неістотний, оскільки є незначне число незалежних змінних, а крок зміни їх значень – великий.

Опишемо послідовність оптимізації конструкції ЛУ.

1 Згідно методу Гауса-Зейделя спочатку необхідно змінювати значення одної незалежної змінної від початкового до граничного з вибраним кроком (згідно табл. 5.1), значення других змінних при цьому фіксуються. Для цього в розрахованій вихідній скінченно-елементній моделі, спочатку радіуси границь камер ЛУ (R_1 , R_2), радіуси закруглення кромки ущільнювального гребеня (Rv_1 , Rv_2) і його нахил (Asl) приймали рівними значенням відповідних параметрів найбільш розповсюджених ЛУ: $R_1=0$ мм, $R_2=0$ мм ($R_{12}=0$), $Rv_1=0$ мм, $Rv_2=0$ мм, $Asl=90^\circ$. Далі змінювали першу незалежну змінну – радіус границі ЛУ (R_1 і R_2 одночасно (R_{12})) від 0,01 до 1,5 мм з кроком 0,1 мм. При цьому інші змінні рівні вихідним.

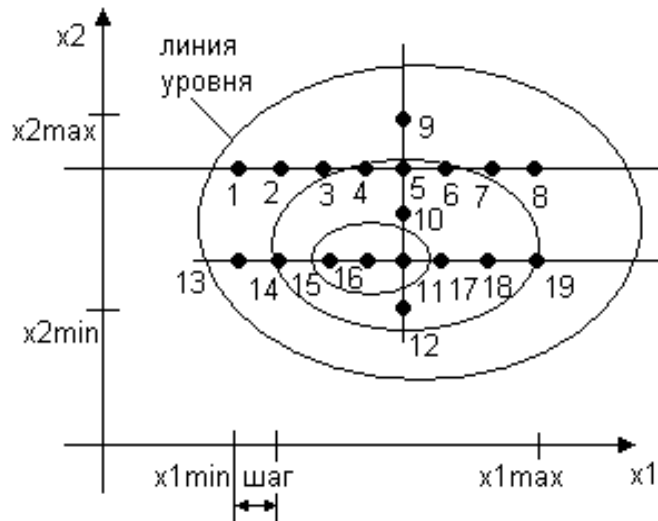


Рисунок 5.7 – Демонстрація застосування методу Гауса-Зейделя для знаходження екстремуму функції двох змінних

Як показано на рис. 5.8, мінімальному тиску відповідає $R_{12}=0,2$ мм.

2 Далі фіксували $R_{12}=0,2$ мм (оптимальне значення, отримане в першому кроці експерименту) і змінювали R_{v1} . При цьому решта змінних рівна початковим.

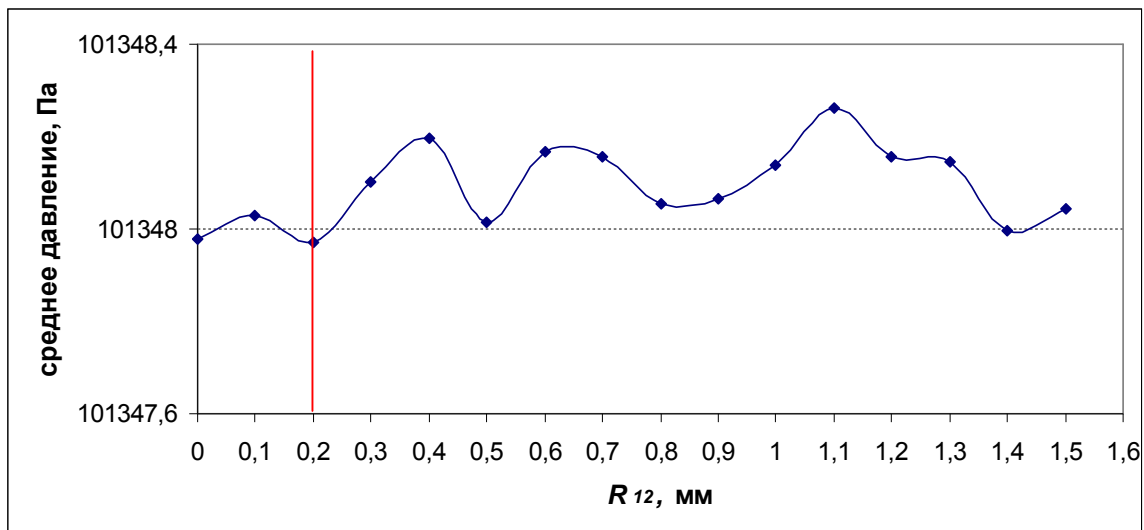


Рисунок 5.8 – Залежність середнього тиску в останньому зазорі ЛУ від радіусів границі камери лабіринту

Як показано на рис. 5.9, мінімальному тиску відповідає $R_{v1}=0$ мм.

3 Потім, фіксуючи значення $R_{12}=0,2$ мм і $R_{v1}=0$ мм, змінювали R_{v2} , при початковому Asl .

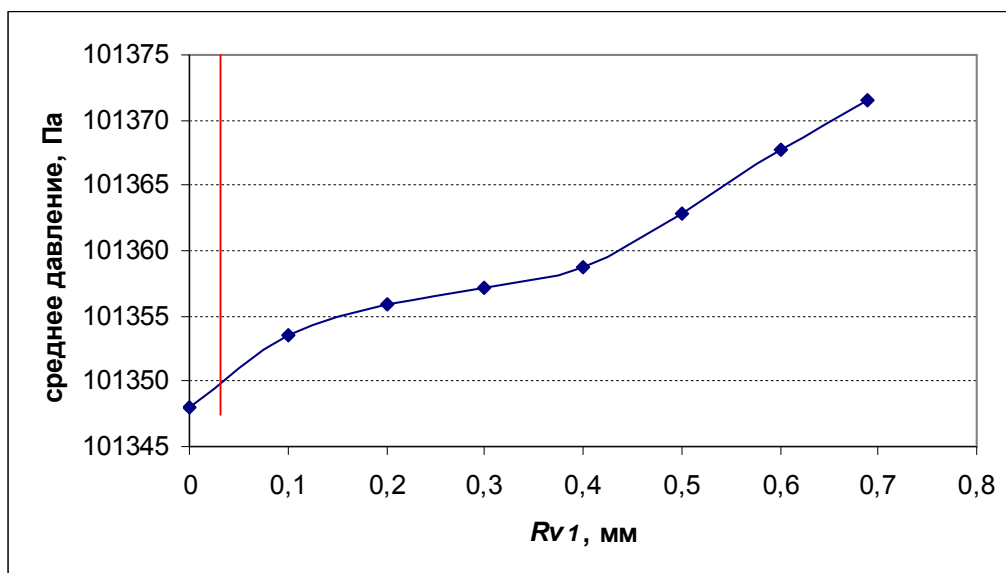


Рисунок 5.9 - Залежність середнього тиску в останньому зазорі ЛУ від радіусу округлення входної кромки гребеня ущільнювача

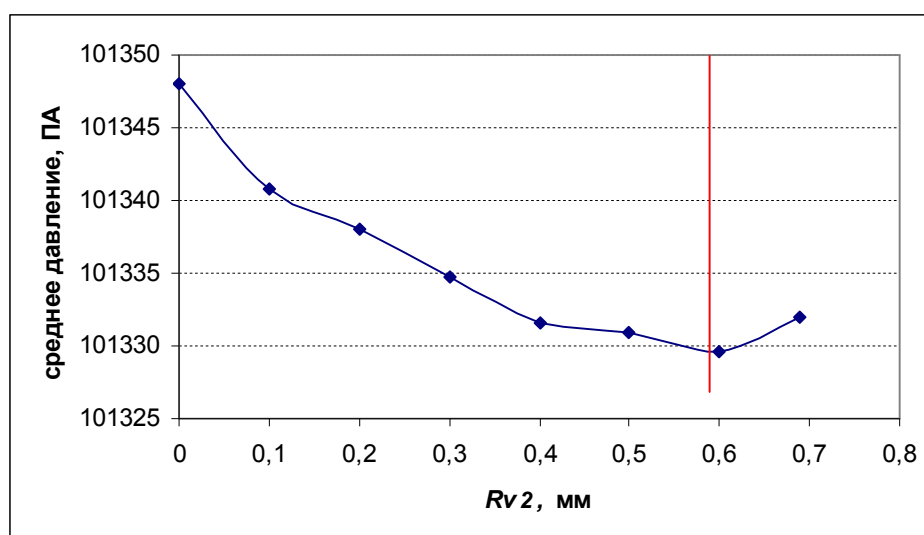


Рисунок 5.10 - Залежність середнього тиску в останньому зазорі ЛУ від радіусу округлення вихідної кромки гребеня ущільнювача

Як видно з рис. 5.10, мінімальному тиску відповідає $Rv_2=0,6$ мм.

4 Аналіз літератури по розробці ЛУ и уточненій теорії для розрахунку перетікань середовища через ЛУ показав, що все ж існують варіанти ЛУ з округленою входною кромкою ущільнювального гребеня, тому необхідно проаналізувати варіант, в якому входна кромка округлялась би одночасно з його вихідною кромкою. Для цього фіксували значення $R_{12}=0,2$ мм і змінювали Rv_1 і Rv_2 одночасно (Rv_{12}), при початковому Asl (див. табл. 5.1).

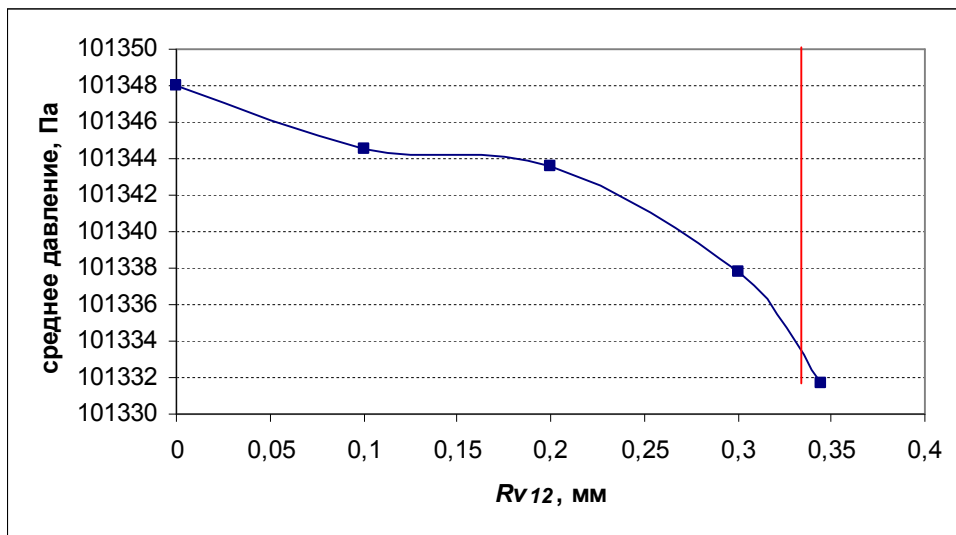


Рисунок 5.11 – Залежність середнього тиску в останньому зазорі ЛУ від радіусів округлення кромки гребеня ущільнювача в обидві сторони

Як видно з рис. 5.11, мінімальному тиску відповідає $Rv_1=Rv_2=Rv_{12}=0,3445$ мм.

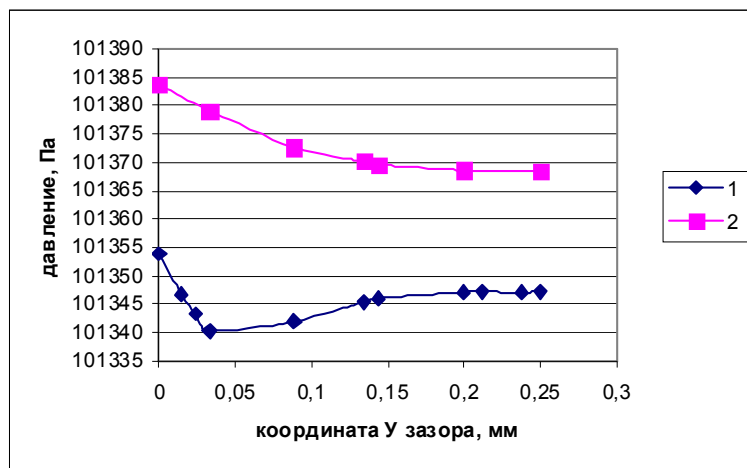
5 Проводимо порівняння оптимальних варіантів, отриманих згідно з п.3 і п.4 (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 – Залежність величини середнього тиску і швидкості в останньому зазорі від геометричних параметрів ЛУ

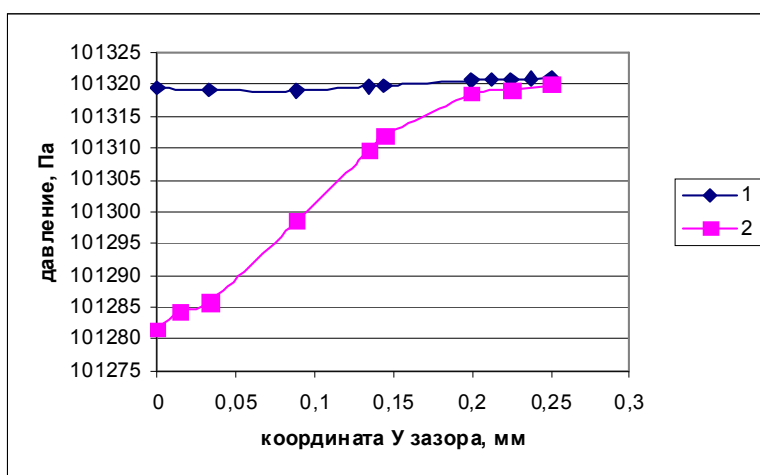
№	Величина параметрів	Середній тиск в останньому зазорі, Па				Середня швидкість в останньому зазорі, м/с
		на вході	у центрі	на виході	середнє значення	
1	$R_{12}=0,2$ мм, $Rv_1=0$, $Rv_2=0,6$ мм, $Asl=90^\circ$	101346	101320,1	101322,6	101329,6	13,78637
2	$R_{12}=0,2$ мм, $Rv_{12}=0,3445$ мм, $Asl=90^\circ$	101373,2	101303,2	101318,5	101331,7	12,1149

З таблиці 5.2 видно, що середній тиск в останньому зазорі ЛУ в першому варіанті менше, ніж в другому (невелика різниця), а швидкість – більша, тому для вибору оптимального варіанту слід проаналізувати дані залежності.

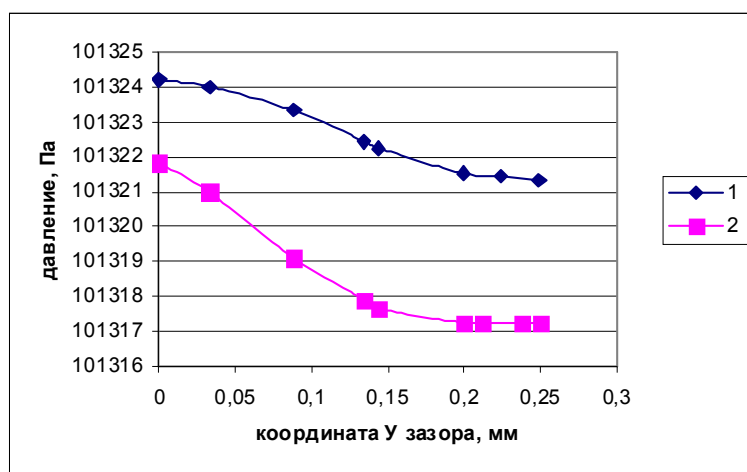
З рисунка 5.12 і 5.13 видно, як змінюється тиск і швидкість в останньому зазорі по його висоті (координата $Y=0$ зазору – крайня крапка на вхідній гребеня).



a



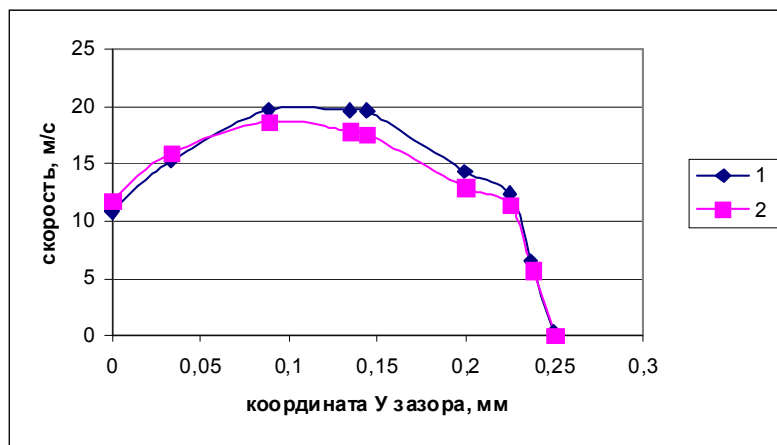
б



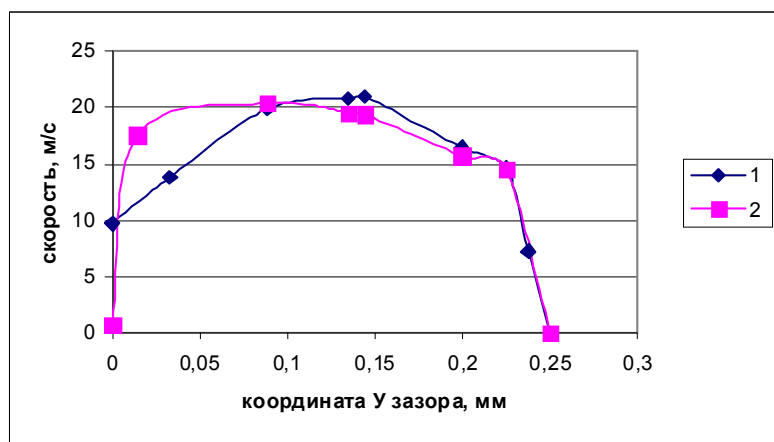
в

1 – перший варіант; 2 – другий варіант (згідно таблиці 5.2);
a – на вході зазору; *б* в центрі зазору; *в* – на виході зазору

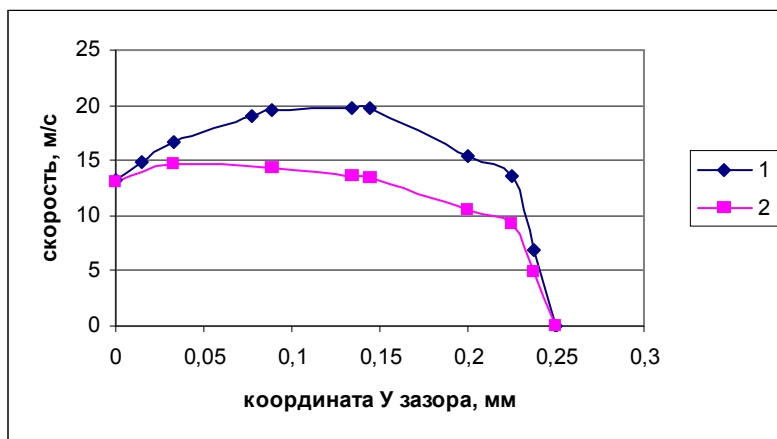
Рисунок 5.12 – Залежність тиску в останньому зазорі від координати *У* зазору для оптимальних Rv_1 і Rv_2 , отриманих згідно з п. 3 і п. 4



a



б



в

1 – перший варіант; 2 - другий варіант (згідно табл. 5.2);
a – на вході зазору; *б* в центрі зазору; *в* – на виході зазору

Рисунок 5.13 – Залежність швидкості в останньому зазорі від координати U зазору для оптимальних Rv_1 і Rv_2 , отриманих згідно п. 3 і п. 4

Аналіз рис. 5.12 і 5.13 показав, що тиск на вході в зазор останнього гребеня в першому варіанті ($R_{12}=0,2\text{мм}$, $Rv_1=0$, $Rv_2=0,6\text{мм}$) менше, ніж в другому ($R_{12}=0,2\text{ мм}$, $Rv_1=Rv_2=Rv_{12}=0,3445\text{ мм}$), а швидкість в середині висоти координати B – більше (рис. 5.12а і 5.13а). В центрі зазору по координаті X (напроти центру гребеня) тиск в другому варіанті менший, ніж тиск в першому варіанті, але з наближенням до валу ця різниця зменшується, а швидкість майже однакова, за винятком декількох точок ближче до гребеня (рис. 5.12б і 5.13 б). Тиск на виході із зазору останнього гребеня в першому варіанті значно менше, чим тиск в другому варіанті, а швидкість в обох варіантах однакова (рис. 5.12в і 5.13в). Як видно, важко зробити однозначний вибір на користь одного з варіантів, тому при $Asl=90^\circ$ можна використовувати обидва варіанти, але коли гребінь має ухил у бік вхідної кромки, перший варіант вважається кращим. До того ж на підставі середнього тиску в останньому зазорі перший варіант вважається ближчим до оптимального, тому вибираємо саме його.

6 Далі фіксували значення $R_{12}=0,2\text{мм}$, $Rv_1=0$, $Rv_2=0,6\text{мм}$ і змінювали Asl (див. табл. 5.6 - 5.16).

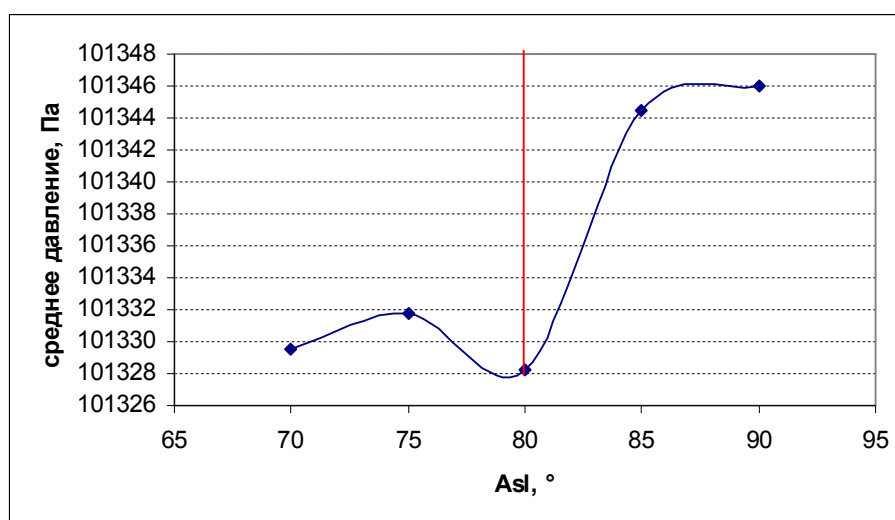


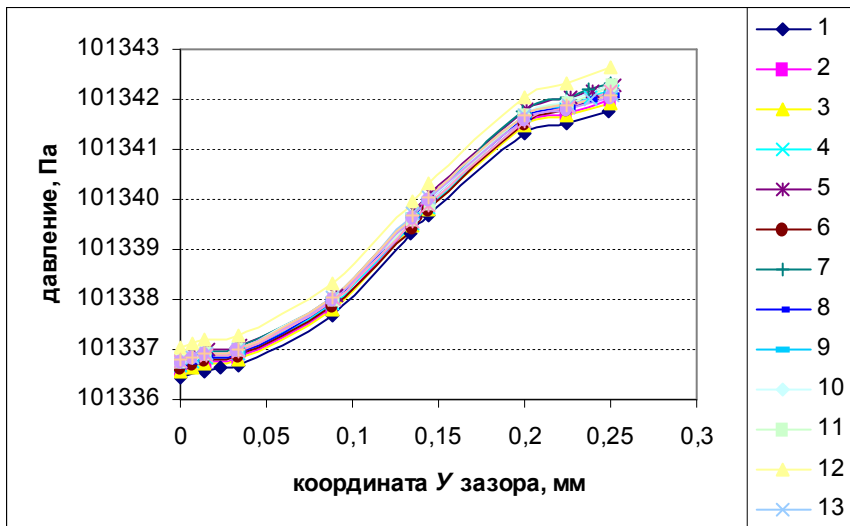
Рисунок 5.14 – Залежність середнього тиску в останньому зазорі від кута нахилу гребеня

Як видно з рис. 5.14, мінімальному тиску відповідає $Asl=80^\circ$.

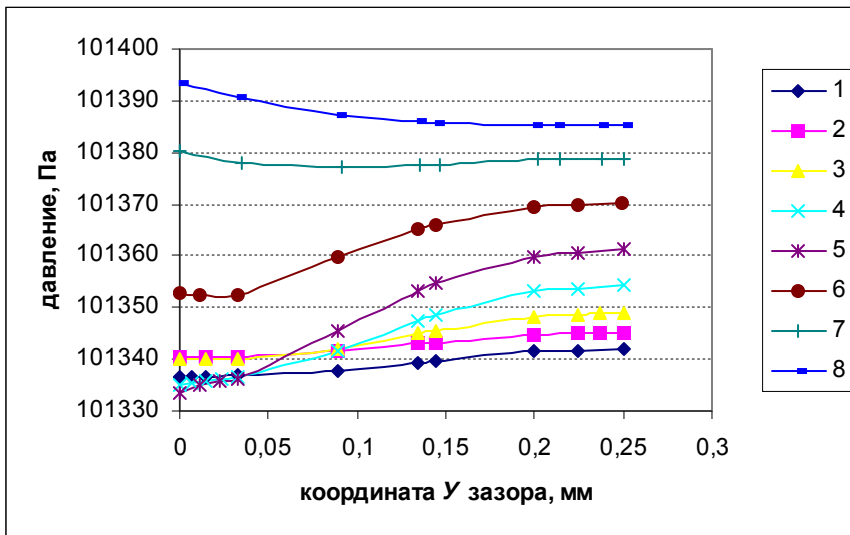
Таким чином, отримуємо оптимальні значення параметрів: $R_{12}=0,2\text{мм}$, $Rv_1=0\text{ мм}$, $Rv_2=0,6\text{ мм}$, $Asl=80^\circ$.

5.2.3 Аналіз результатів

Приклади детальних результатів розрахунку скінченно-елементних моделей варіантів оптимізації в центрі зазору по координаті X показані на рис. 5.15 (див. розрахунок в таблицях). Встановлено, що зміна нахилу гребеня у бік більшого тиску, радіусу округлення вихідної кромки гребеня і радіусів границь камери істотно впливають на тиск в камері і в зазорі.



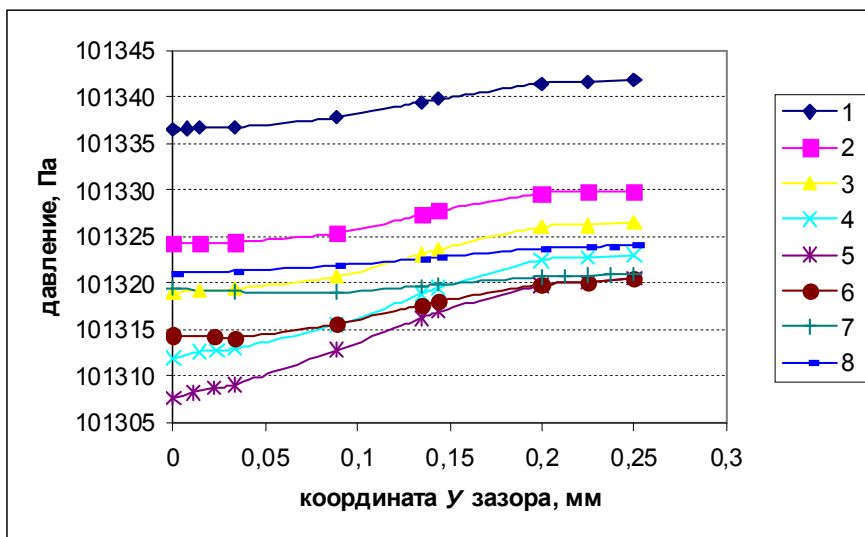
a



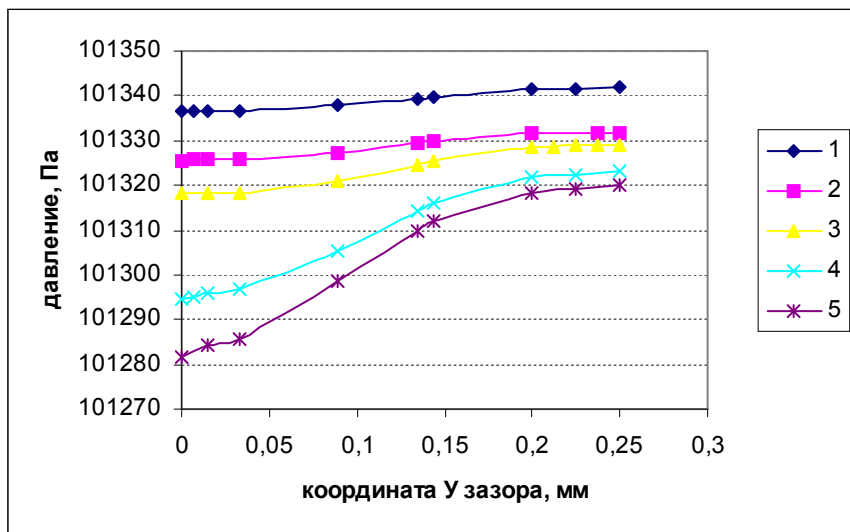
б

a – радіусів границь камери; *б, в* – радіусів округлення кромки гребеня ущільнювача лабіринту (Rv_1 , Rv_2 відповідно); *г* – радіусів двостороннього округлення кромки гребеня ущільнювача (Rv_{12}); *д* - кута нахилу гребеня (Asl), цифри (1-16) – номери експериментів

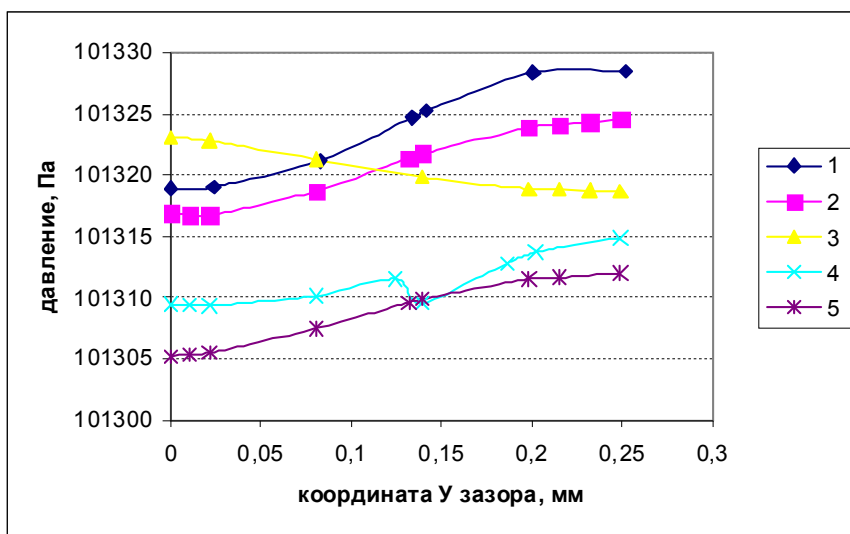
Рисунок 5.15 – Залежність тиску в останньому зазорі від геометричних параметрів ЛУ



б



в



г

Продовження рисунку 5.15

Збільшення радіусу округлення лише вхідної кромки гребеня ущільнювача лабіринту неістотно зменшує тиск в останньому зазорі і об'єм перетікання газу з ЛУ. Округлення, виконане по обидві сторони гребеня лабіринту з максимальною величиною радіусу – 0,3445 мм (0,689/2), більше впливає на перетікання газу. Радіус округлення лише вихідної кромки гребеня ущільнювача 0,6 мм забезпечує менші перетікання газу з ЛУ (рис. 5.15 б, в, г). Зменшення кута нахилу гребеня ЛУ від 90 °до 80 °з даним радіусом значно зменшує тиск в останньому зазорі, внаслідок чого мінімізується перетікання газу з ЛУ. Ущільнення із зустрічним ухилом гребенів створює менший тиск в останньому зазорі, а ущільнення з попутним ухилом гребенів створює невисокий тиск в останній камері.

Використовуючи отримані результати можна вибрати необхідні параметри ЛУ залежно від умов його роботи. Оптимальний варіант конструкції згідно методу Гауса-Зейделя: $R_1=0,2$ мм, $R_2=0,2$ мм, $Rv_1=0$ мм, $Rv_2=0,6$ мм, $Asl=80^\circ$.

Таблиця 5.3 – Залежність величини середніх тисків в останньому зазорі від геометричних параметрів ЛУ

№	R_{12} , мм	Rv_1 , мм	Rv_2 , мм	Asl	Середній тиск в останньому зазорі, Па
Згідно методу Гауса-Зейделя					
1	0	0	0	90°	101347,9767
2	0,1	0	0	90°	101348,0296
3	0,2	0	0	90°	101347,9701
4	0,3	0	0	90°	101348,1029
5	0,4	0	0	90°	101348,1966
6	0,5	0	0	90°	101348,0159
7	0,6	0	0	90°	101348,1664
8	0,7	0	0	90°	101348,156
9	0,8	0	0	90°	101348,056
10	0,9	0	0	90°	101348,0641
11	1	0	0	90°	101348,1385
12	1,1	0	0	90°	101348,2605
13	1,2	0	0	90°	101348,1548
14	1,3	0	0	90°	101348,1443
15	1,4	0	0	90°	101347,9957
16	1,5	0	0	90°	101348,0423
17	0,2	0,1	0	90°	101353,553
18	0,2	0,2	0	90°	101355,8606
19	0,2	0,3	0	90°	101357,1014
20	0,2	0,4	0	90°	101358,7831
21	0,2	0,5	0	90°	101362,8628

Продовження таблиці 5.3

№	R_{12} , мм	Rv_1 , мм	Rv_2 , мм	Asl	Середній тиск в останньому зазорі, Па
22	0,2	0,6	0	90°	101367,773
23	0,2	0,688	0	90°	101371,5961
24	0,2	0	0,1	90°	101340,755
25	0,2	0	0,2	90°	101337,9813
26	0,2	0	0,3	90°	101334,7616
27	0,2	0	0,4	90°	101331,642
28	0,2	0	0,5	90°	101330,901
29	0,2	0	0,6	90°	101329,5918
30	0,2	0	0,688	90°	101331,9325
31	0,2	0,1	0,1	90°	101344,5204
32	0,2	0,2	0,2	90°	101343,5564
33	0,2	0,3	0,3	90°	101337,8204
34	0,2	0,3445	0,3445	90°	101331,6737
35	0,2	0	0,6	85°	101344,4261
36	0,2	0	0,6	80°	101328,243
37	0,2	0	0,6	75°	101331,7139
38	0,2	0	0,6	70°	101329,5815
Інші експерименти					
39	0,4	0	0,6	90°	101329,665
40	0,6	0	0,6	90°	101329,328
41	0,8	0	0,6	90°	101329,6022
42	1	0	0,6	90°	101329,4916
43	1,2	0	0,6	90°	101329,2779
44	1,4	0	0,6	90°	101329,5853
45	1,5	0	0,6	90°	101329,616
46	0	0,2	0,488	90°	101335,9608
47	0,8	0,68	0	90°	101371,7414
48	1,5	0,68	0	90°	101371,971
49	0,8	0,344	0,344	90°	101333,403
50	0,4	0,2	0,488	90°	101328,8293
51	0,4	0,48	0,2	90°	101346,0389
52	0,4	0,688	0	90°	101371,4936
53	0,6	0,2	0,488	90°	101328,8527
54	0,6	0,488	0,2	90°	101345,5157

За результатами проведених комп'ютерних експериментів (див. табл. 5.3) можна приблизно оцінити функціональну залежність $p = f(R_{12}, Rv_1, Rv_2)$ при $Asl = 90^\circ$. Прийmemo позначення: $y = p$; $x_1 = R_{12}$; $x_2 = Rv_1$; $x_3 = Rv_2$. За допомогою програмного пакету Maple отримуємо дві поліноміальні залежно-

сті першого і другого ступеня (див. додаток В). Вибір внутрішнього критерію приводить до помилкового результату: чим складніше модель – тим вона точніша. Результат роботи програми наочно представлені в таблиці 5.4.

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 \quad (5.1)$$

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_1^2 + a_3x_2 + a_4x_2^2 + a_5x_3 + a_6x_3^2 + a_7x_1x_2 + a_8x_1x_3 + a_9x_2x_3. \quad (5.2)$$

Таблиця 5.4 – Значення коефіцієнтів поліномів (5.1) і (5.2)

Коефіцієнти моделей	Моделі	
	першого ступеня	другого ступеня
a_0	101347.012739767830	101348.998758407601
a_1	1.68885686994297290	- 3.51946415609028040
a_2	26.4669837851008226	2.31233744473312575
a_3	- 36.3900550779292260	28.3582981930189462
a_4	-	6.77504579117212380
a_5	-	- 64.1732209874147515
a_6	-	60.0142840952250296
a_7	-	0.778972133041683778
a_8	-	- 2.99951580740312496
a_9	-	-70.3929830290605168

Знаходимо мінімум функції (5.1) в області $R_{12} = 0 \dots 1,5$, $R_{v1} = 0 \dots 0,688$, $R_{v2} = 0 \dots 0,688$: мінімуму відповідає $R_{12} = 0$, $R_{v1} = 0$, $R_{v2} = 0,688$.

Знаходимо мінімум функції (5.2) в області $R_{12} = 0 \dots 1,5$, $R_{v1} = 0 \dots 0,688$, $R_{v2} = 0 \dots 0,688$: мінімуму відповідає $R_{12} = 1,5$, $R_{v1} = 0,688$, $R_{v2} = 0,688$ (не приймається, оскільки $\max. R_{v1} + R_{v2} = 0,688$ мм).

Знаходимо максимум функції (5.2) в області $R_{12} = 0 \dots 1,5$, $R_{v1} = 0 \dots 0,688$, $R_{v2} = 0 \dots 0,688$: максимуму відповідає $R_{12} = 1,5$, $R_{v1} = 0,688$, $R_{v2} = 0$. Фіксуємо $R_{12} = 0,2$ мм у функції (5.2), поглянемо, як змінюється $x_2 = R_{v1}$ і $x_3 = R_{v2}$ (рис. 5.16).

Вказане вище дозволяє зробити наступні висновки. Радіуси округлення камери трохи впливають на тиск в останньому зазорі. Збільшення радіусу округлення вихідної кромки гребеня ущільнювача істотно зменшує тиск в останньому зазорі: його оптимальне значення знаходиться в межах $0,577 \dots 0,688$ мм. Оптимальне значення радіусу округлення вхідної кромки гребеня ущільнювача знаходиться в межах $0 \dots 0,2$ мм.

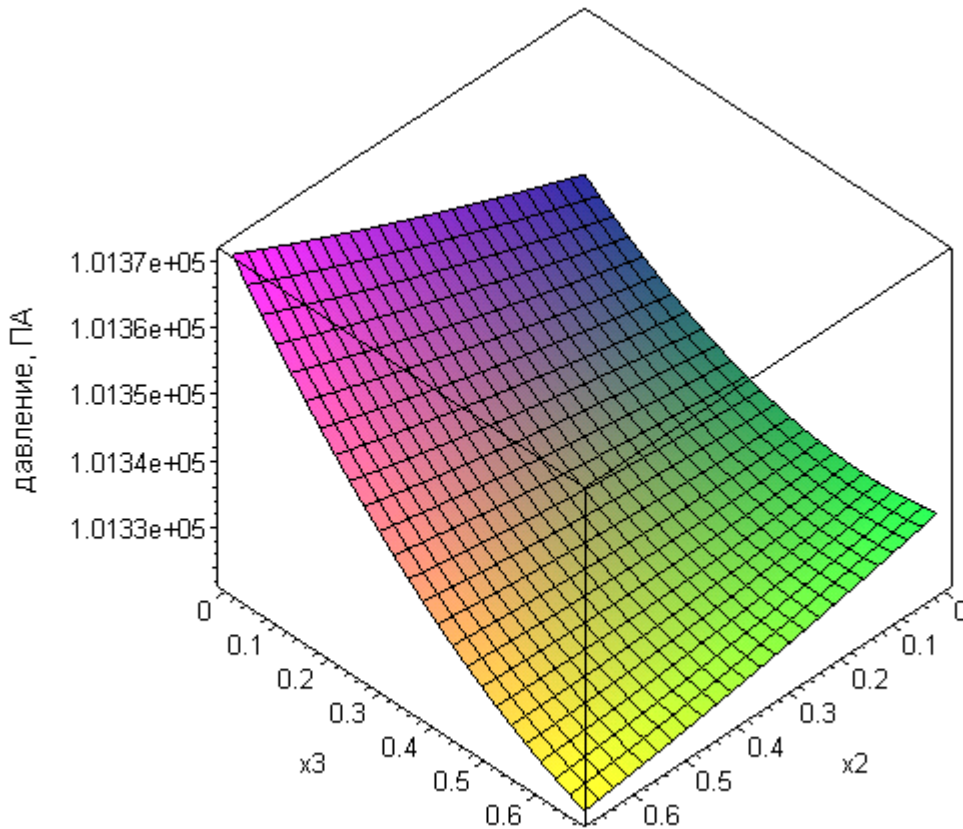


Рисунок 5.16 – Залежність середнього тиску в останньому зазорі від радіусів округлення кромки гребеня ущільнювача лабіринту

За результатами проведених комп'ютерних експериментів згідно методу Гауса-Зейделя продовжені експерименти (див. табл. 5.3), які дозволили знайти конструкцію, більш приближену до оптимальної.

Як видно з табл. 5.3, мінімальному тиску при $Asl=90^\circ$ відповідає $R_{12}=0,4$ мм, $Rv_1=0,2$ мм, $Rv_2=0,488$ мм.

Далі фіксували значення $R_{12}=0,4$ мм, $Rv_1=0,2$ мм, $Rv_2=0,488$ мм і змінювали Asl , а також порівнювали отримані результати з результатами п. 6.

Таблиця 5.5 – Залежність середнього тиску в останньому зазорі від кута нахилу гребеня

№	Величина параметрів	Середній тиск в останньому зазорі, Па			
		85°	80°	75°	70°
1	$R_{12}=0,2$ мм, $Rv_1=0$, $Rv_2=0,6$ мм, $Asl=90^\circ$	101344,4261	101328,243	101331,7139	101329,5815
2	$R_{12}=0,4$ мм $Rv_1=0,2$ мм, $Rv_2=0,488$ мм, $Asl=90^\circ$	101332,5483	101339,0106	101338,9155	101336,8424

З таблиці. 5.5 видно, що середній тиск в останньому зазорі в першому варіанті менше, ніж в другому.

Комп'ютерне моделювання конструкції методом кінцевих елементів і порівняння моделей при $Asl = 90^\circ$ і при $Asl = 80^\circ$ показало, що варіант $R_1=0,2$ мм, $R_2=0,2$ мм, $Rv_1=0$ мм, $Rv_2=0,6$ мм, $Asl=80^\circ$ ближче до оптимального.

На рис 5.17 показаний оптимальний варіант конструкції: $R_1=0,2$ мм, $R_2=0,2$ мм, $Rv_1=0$ мм, $Rv_2=0,6$ мм, $Asl=80^\circ$.

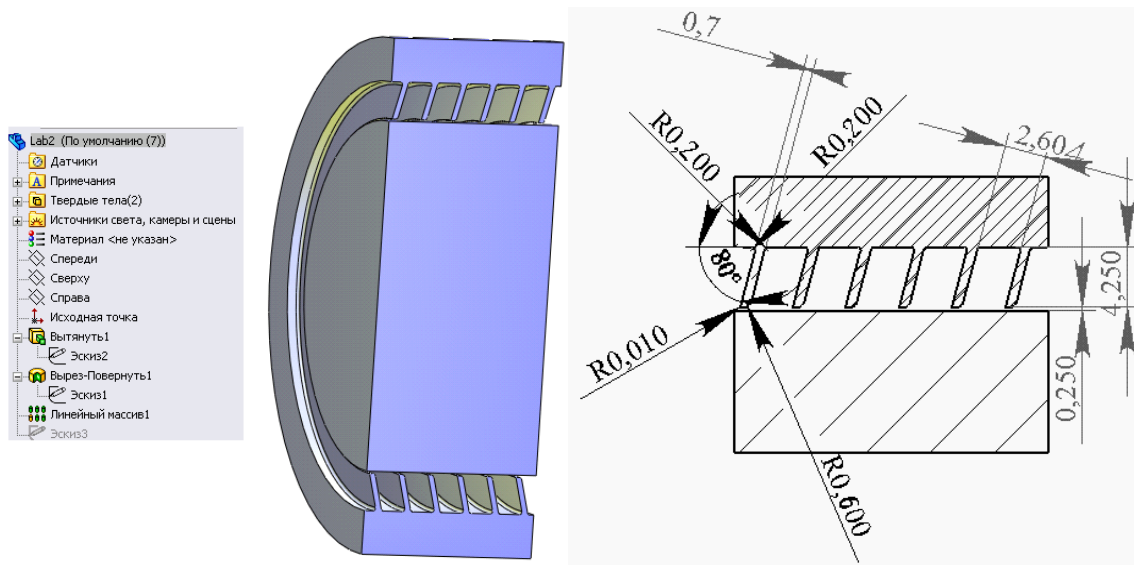
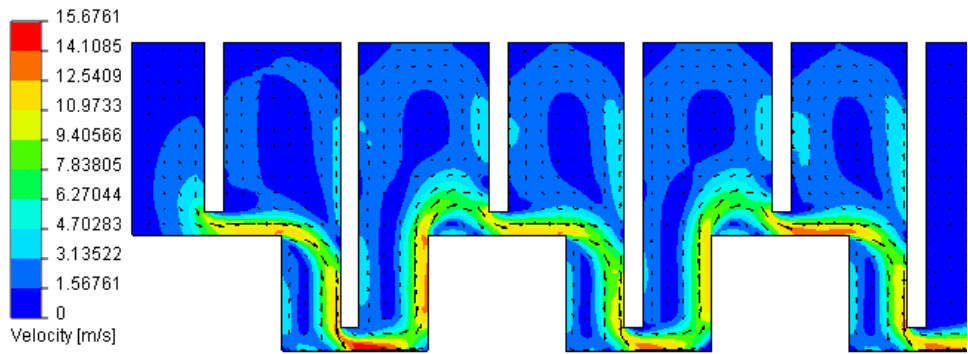


Рисунок 5.17 – Оптимізована конструкція ЛУ

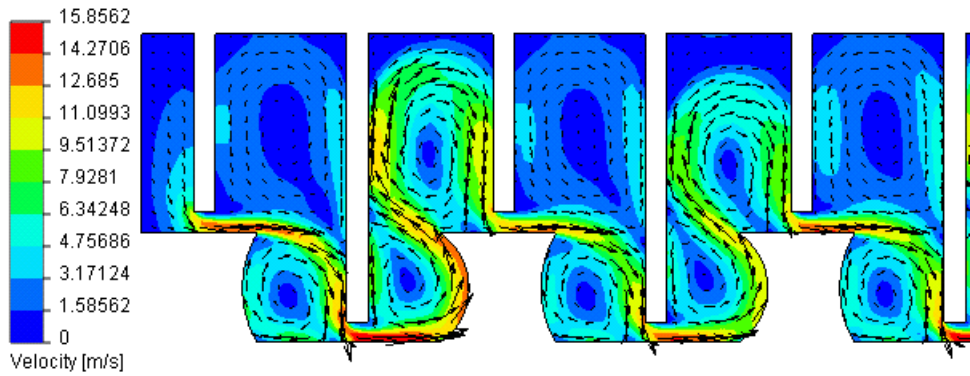
Скінченно-елементний аналіз дозволив також удосконалити лабіринтове ущільнення з виступами.

За результатами аналізу механізму роботи лабіринтних ущільнень з виступами і згідно функції (5.2) встановлено, що швидкість середі і її тиск залежать від довжини струменя в камерах ЛУ, тобто збільшення шляху струменя середі в камері ЛУ приводить до зменшення її швидкості і тиску в останньому зазорі.

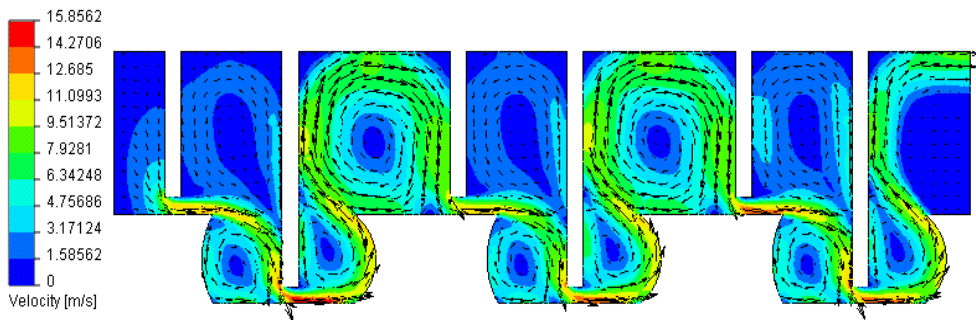
Конструкція ущільнення із закругленими виступами на валу (рис. 5.18б, 5.19б) і подовження камери (рис. 5.18в, 5.19в) збільшує шлях руху газу усередині камери, що сприяє зниженню швидкості в камері і тиску в останньому зазорі, внаслідок чого забезпечуються мінімальні перетікання газу з ЛУ [3]. Виконання на коротких гребенях додаткових виступів з гострим, закругленим закінченням (рис. 5.18д, 5.19д) забезпечує ще більше турбулентне завихрення потоку в камерах і зменшує тиску в камері ЛУ, що дає менший (в порівнянні з попередньою конструкцією) тиск в передостанньому зазорі (рис. 5.19). Проте за критерієм тиску в останньому зазорі, конструкція, вказана на рис. 5.18в і 5.19в, краща.



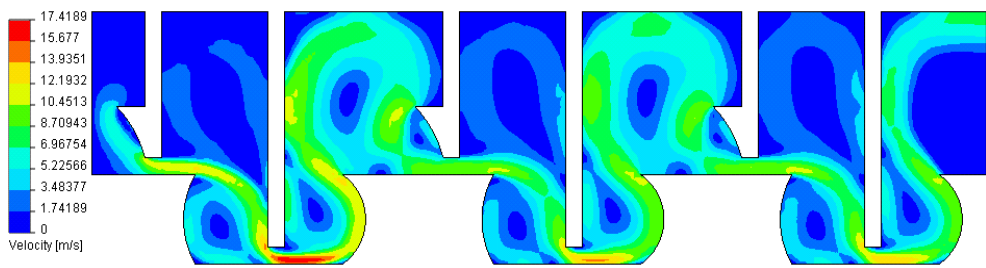
a



б



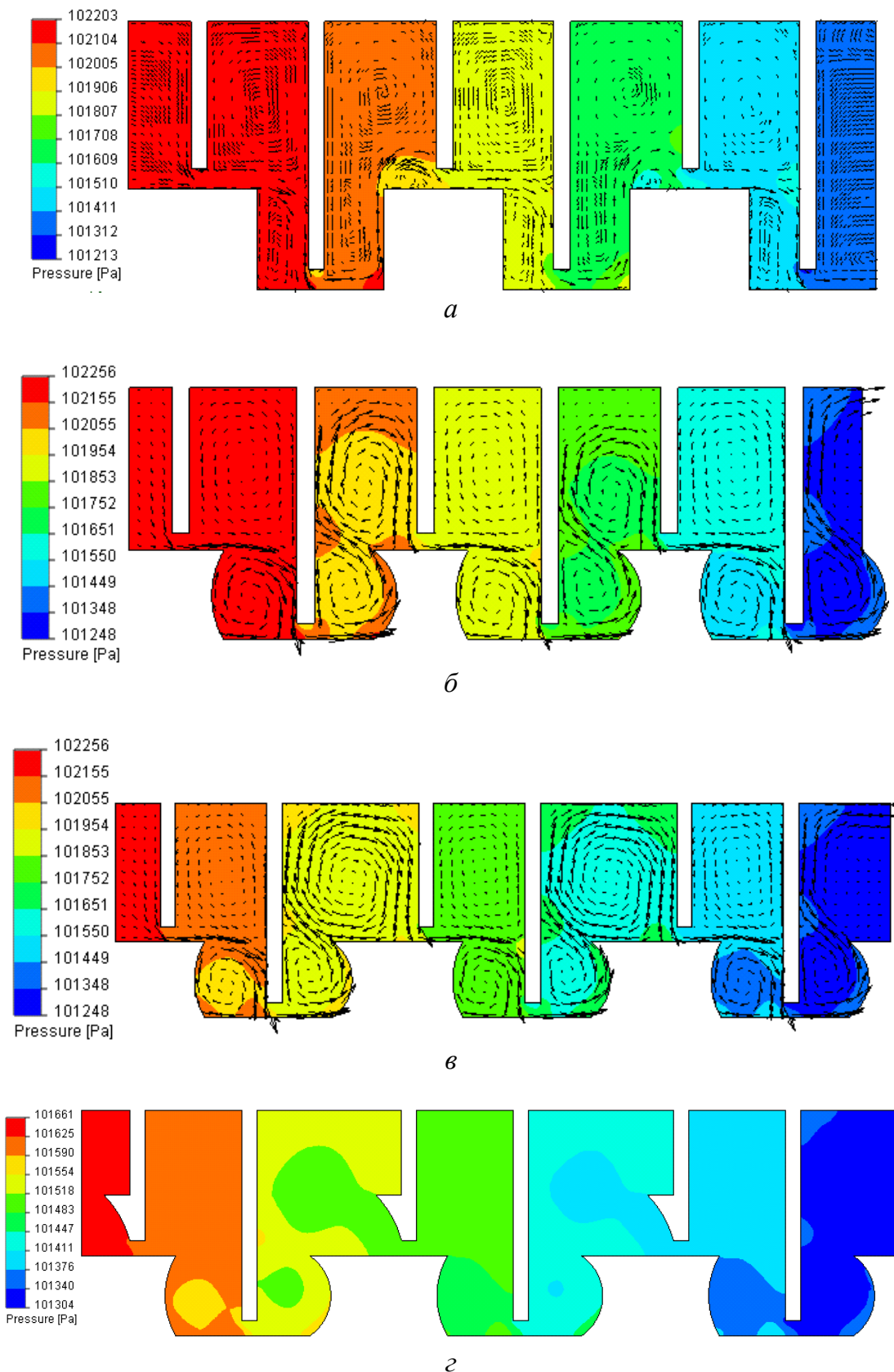
в



г

a – прямокутними з виступами; *б* – із закругленими виступами на валу;
в – із закругленими виступами на валу і подовженням камери; *г* – із закругленими
виступами на валу, подовженням камери і виступами на гребені

Рисунок 5.18 – Швидкості руху робочого середовища в ЛУ з виступами



a – прямокутними з виступами; *б* – із закругленими виступами на валу;
в – із закругленими виступами на валу і подовженням камери; *г* – із закругленими
виступами на валу, подовженням камери і виступами на гребені

Рисунок 5.19 - Робочий тиск в ЛУ з виступами

Таблиця 5.6 – Зміна розміру радіусів кордону камери простого ЛУ (R_1, R_2)

№ експерименту	Головний	As_1	Asr	$Alfa$	H	до	R_{S1}	R_{S2}	Lsv	Lsk_1	Lsk_2	R_1	R_2	Rv_1	Rv_2	Rr
1	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,5	1,5	0,01	0,01	0,01	0,01	100
2	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,41	1,41	0,1	0,1	0,01	0,01	100
3	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,31	1,31	0,2	0,2	0,01	0,01	100
4	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,21	1,21	0,3	0,3	0,01	0,01	100
5	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,11	1,11	0,4	0,4	0,01	0,01	100
6	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	1,01	1,01	0,5	0,5	0,01	0,01	100
7	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,91	0,91	0,6	0,6	0,01	0,01	100
8	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,81	0,81	0,7	0,7	0,01	0,01	100
9	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,71	0,71	0,8	0,8	0,01	0,01	100
10	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,61	0,61	0,9	0,9	0,01	0,01	100
11	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,51	0,51	1	1	0,01	0,01	100
12	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,41	0,41	1,1	1,1	0,01	0,01	100
13	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,31	0,31	1,2	1,2	0,01	0,01	100
14	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,21	0,21	1,3	1,3	0,01	0,01	100
15	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,11	0,11	1,4	1,4	0,01	0,01	100
16	3,720	90	90	90	1,5	6	104,5	100,25	0,7	0,01	0,01	1,5	1,5	0,01	0,01	100

Таблиця 5.7 – Розрахунок залежності тиску в останньому зазорі ЛУ від радіусів границі камери лабіринту (R_1, R_2)

№	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
1	0	101394,139	0	101336,441	0	101320,3804
	1,44E-05	101386,9341	1,44E-05	101336,578	7,22E-06	101320,5597
	2,38E-05	101383,5115	2,38E-05	101336,631	1,44E-05	101320,4963
	3,32E-05	101380,3788	3,32E-05	101336,669	3,32E-05	101320,2723
	8,86E-05	101379,6216	8,86E-05	101337,682	8,86E-05	101321,6579
	0,000134	101381,3115	0,000134	101339,322	0,000135	101322,366
	0,000144	101381,6736	0,000144	101339,673	0,000144	101322,5124
	0,000212	101381,7936	0,0002	101341,326	0,0002	101322,7822
	0,000237	101381,5842	0,000224	101341,524	0,000212	101322,7998
	0,000249	101381,6054	0,000249	101341,763	0,000225	101322,8284
					0,000237	101322,8622
					0,00025	101322,8822
	2	0	101394,1566	0	101336,596	0
1,44E-05		101386,9584	7,29E-06	101336,666	7,22E-06	101320,5681
2,38E-05		101383,529	1,46E-05	101336,75	1,44E-05	101320,5055
3,32E-05		101380,2992	3,33E-05	101336,829	3,32E-05	101320,2836
8,86E-05		101379,6501	8,88E-05	101337,856	8,86E-05	101321,6758
0,000135		101381,3508	0,000135	101339,517	0,000134	101322,3828
0,000144		101381,7044	0,000144	101339,868	0,000144	101322,5311
0,000212		101381,8323	0,0002	101341,535	0,0002	101322,7981
0,000237		101381,6188	0,000225	101341,738	0,000212	101322,8152
0,00025		101381,6502	0,00025	101341,981	0,000225	101322,8428
					0,000237	101322,8765
					0,00025	101322,897
3		0	101394,118	0	101336,571	0
	1,44E-05	101386,9302	7,22E-06	101336,639	7,22E-06	101320,5663
	2,38E-05	101383,5066	1,44E-05	101336,719	1,44E-05	101320,5035
	3,32E-05	101380,2824	3,32E-05	101336,8	3,32E-05	101320,2809
	8,86E-05	101379,6359	8,86E-05	101337,816	8,86E-05	101321,6669
	0,000135	101381,3152	0,000135	101339,468	0,000135	101322,3702
	0,000144	101381,664	0,000144	101339,811	0,000144	101322,5137
	0,000212	101381,7904	0,0002	101341,467	0,0002	101322,7756
	0,000237	101381,5765	0,000225	101341,671	0,000212	101322,7927
	0,00025	101381,6069	0,00025	101341,915	0,000238	101322,8542
					0,000251	101322,8703
	4	0	101394,1307	0	101336,676	0
1,44E-05		101386,9364	7,29E-06	101336,746	7,22E-06	101320,5976
2,38E-05		101383,5096	1,46E-05	101336,829	1,44E-05	101320,5312
3,32E-05		101380,2824	3,33E-05	101336,907	3,32E-05	101320,3017
8,86E-05		101379,6334	8,88E-05	101337,927	8,86E-05	101321,6416
0,000135		101381,3108	0,000135	101339,518	0,000135	101322,3656
0,000144		101381,654	0,000144	101339,843	0,000144	101322,5153
0,000212		101381,7739	0,0002	101341,575	0,0002	101322,7976
0,000238		101381,5591	0,000225	101341,854	0,000212	101322,8144
0,00025		101381,5535	0,000238	101342,021	0,000238	101322,8716
			0,000251	101342,168	0,00025	101322,8905

Продовження таблиці 5.7

№	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
5	0	101394,1347	0	101336,775	0	101320,3969
	1,44E-05	101386,9487	8,14E-06	101336,887	7,22E-06	101320,5773
	2,38E-05	101383,5261	1,63E-05	101336,981	1,44E-05	101320,5146
	3,32E-05	101380,3028	3,5E-05	101337,06	3,32E-05	101320,2921
	8,86E-05	101379,657	9,05E-05	101338,098	8,86E-05	101321,6735
	0,000135	101381,3325	0,000136	101339,765	0,000135	101322,3767
	0,000144	101381,6807	0,000146	101340,129	0,000144	101322,5233
	0,000212	101381,8044	0,000201	101341,813	0,0002	101322,7935
	0,000237	101381,5899	0,000227	101342,022	0,000212	101322,8109
	0,00025	101381,6213	0,000239	101342,153	0,000225	101322,839
			0,000252	101342,265	0,000237	101322,8728
					0,00025	101322,8937
6	0	101394,1439	0	101336,64	0	101320,4308
	1,44E-05	101386,9472	7,22E-06	101336,708	7,22E-06	101320,6035
	2,38E-05	101383,5187	1,44E-05	101336,788	1,44E-05	101320,5384
	3,32E-05	101380,2897	3,32E-05	101336,868	3,32E-05	101320,3117
	8,86E-05	101379,6509	8,86E-05	101337,883	8,86E-05	101321,6688
	0,000135	101381,3542	0,000135	101339,46	0,000135	101322,4046
	0,000144	101381,7087	0,000144	101339,788	0,000144	101322,5546
	0,000212	101381,8347	0,0002	101341,511	0,0002	101322,8354
	0,000237	101381,6206	0,000225	101341,787	0,000212	101322,8514
	0,00025	101381,6519	0,00025	101342,117	0,000238	101322,9068
					0,000251	101322,9215
7	0	101394,1487	0	101336,797	0	101320,4191
	1,44E-05	101386,9477	7,12E-06	101336,863	7,22E-06	101320,5929
	2,38E-05	101383,5185	1,42E-05	101336,945	1,44E-05	101320,5282
	3,32E-05	101380,2893	3,3E-05	101337,023	3,32E-05	101320,3021
	8,86E-05	101379,6416	8,84E-05	101338,052	8,86E-05	101321,6671
	0,000135	101381,3468	0,000135	101339,668	0,000135	101322,4
	0,000144	101381,7012	0,000144	101339,995	0,000144	101322,5524
	0,000212	101381,8246	0,000199	101341,743	0,0002	101322,8242
	0,000237	101381,6113	0,000225	101342,021	0,000212	101322,8388
	0,00025	101381,642	0,000238	101342,186	0,000237	101322,8907
			0,00025	101342,334	0,00025	101322,9081
8	0	101394,1837	0	101336,694	0	101320,3779
	1,44E-05	101386,9808	7,29E-06	101336,764	7,22E-06	101320,5603
	2,38E-05	101383,5507	1,46E-05	101336,847	1,44E-05	101320,4991
	3,32E-05	101380,3207	3,33E-05	101336,925	3,32E-05	101320,2803
	8,86E-05	101379,6751	8,88E-05	101337,948	8,86E-05	101321,6751
	0,000135	101381,3779	0,000135	101339,623	0,000135	101322,3766
	0,000144	101381,7317	0,000144	101339,966	0,000144	101322,5229
	0,000212	101381,8541	0,0002	101341,644	0,0002	101322,7806
	0,000237	101381,6415	0,000225	101341,854	0,000212	101322,797
	0,00025	101381,674	0,000238	101341,983	0,000225	101322,824
			0,000251	101342,086	0,000237	101322,8565
					0,00025	101322,8761

Продовження таблиці 5.7

№	Координата <i>B</i> зазору, м	Тиск, Па	Координата <i>B</i> зазору, м	Тиск, Па	Координата <i>B</i> зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
9	0	101394,034	0	101336,743	0	101320,3899
	1,44E-05	101386,8621	7,22E-06	101336,81	7,22E-06	101320,5727
	2,38E-05	101383,4462	1,44E-05	101336,894	1,44E-05	101320,5114
	3,32E-05	101380,2293	3,32E-05	101336,972	3,32E-05	101320,2922
	8,86E-05	101379,5972	8,86E-05	101338	8,86E-05	101321,6895
	0,000134	101381,2849	0,000134	101339,666	0,000135	101322,3908
	0,000144	101381,6397	0,000144	101340,015	0,000144	101322,5366
	0,000212	101381,784	0,0002	101341,679	0,0002	101322,7954
	0,000237	101381,579	0,000225	101341,881	0,000212	101322,8121
	0,00025	101381,6105	0,00025	101342,124	0,000225	101322,8393
					0,000237	101322,8721
					0,00025	101322,8921
10	0	101394,0909	0	101336,775	0	101320,4211
	1,44E-05	101386,922	7,19E-06	101336,843	7,22E-06	101320,5953
	2,38E-05	101383,5068	1,44E-05	101336,925	1,44E-05	101320,5308
	3,32E-05	101380,2903	3,31E-05	101337,002	3,32E-05	101320,3055
	8,86E-05	101379,635	8,86E-05	101338,026	8,86E-05	101321,6839
	0,000135	101381,3425	0,000134	101339,615	0,000135	101322,426
	0,000144	101381,6957	0,000144	101339,946	0,000144	101322,5776
	0,000212	101381,852	0,000199	101341,669	0,0002	101322,8452
	0,000237	101381,6504	0,000225	101341,94	0,000212	101322,8596
	0,00025	101381,6768	0,00025	101342,265	0,000238	101322,9109
					0,000251	101322,9242
11	0	101394,1202	0	101336,748	0	101320,4188
	1,44E-05	101386,9285	1,54E-05	101336,919	7,22E-06	101320,5942
	2,38E-05	101383,5036	3,41E-05	101336,995	1,44E-05	101320,5303
	3,32E-05	101380,2783	8,96E-05	101338,013	3,32E-05	101320,3061
	8,86E-05	101379,6255	0,000135	101339,595	8,86E-05	101321,686
	0,000135	101381,3305	0,000145	101339,934	0,000134	101322,42
	0,000144	101381,6845	0,000201	101341,661	0,000144	101322,5749
	0,000212	101381,8226	0,000226	101341,934	0,0002	101322,8346
	0,000237	101381,6166	0,000251	101342,26	0,000212	101322,8473
	0,00025	101381,6502			0,000237	101322,8947
					0,00025	101322,9099
12	0	101394,0746	0	101337,05	0	101320,4223
	1,44E-05	101386,899	7,22E-06	101337,117	7,22E-06	101320,5984
	2,38E-05	101383,4805	1,44E-05	101337,201	1,44E-05	101320,5348
	3,32E-05	101380,2611	3,32E-05	101337,279	3,32E-05	101320,3111
	8,86E-05	101379,6225	8,86E-05	101338,329	8,86E-05	101321,7
	0,000135	101381,3387	0,000135	101339,965	0,000135	101322,4456
	0,000144	101381,6913	0,000144	101340,305	0,000144	101322,6005
	0,000212	101381,8509	0,0002	101342,048	0,0002	101322,8676
	0,000238	101381,6521	0,000225	101342,316	0,000212	101322,881
	0,00025	101381,6633	0,00025	101342,634	0,000237	101322,9297
					0,00025	101322,9458

Продовження таблиці 5.7

№	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
13	0	101394,0733	0	101336,773	0	101320,3761
	1,44E-05	101386,9063	7,36E-06	101336,846	7,22E-06	101320,5628
	2,38E-05	101383,4919	1,47E-05	101336,93	1,44E-05	101320,5031
	3,32E-05	101380,2762	3,34E-05	101337,007	3,32E-05	101320,2875
	8,86E-05	101379,6373	8,89E-05	101338,035	8,86E-05	101321,7205
	0,000135	101381,3492	0,000135	101339,702	0,000135	101322,4443
	0,000144	101381,7048	0,000144	101340,039	0,000144	101322,594
	0,000212	101381,8787	0,0002	101341,678	0,0002	101322,862
	0,000237	101381,6872	0,000226	101341,881	0,000212	101322,8789
	0,00025	101381,7273	0,000239	101342,005	0,000238	101322,9394
			0,000251	101342,083	0,00025	101322,9584
14	0	101394,091	0	101336,741	0	101320,405
	1,44E-05	101386,9219	1,49E-05	101336,899	7,22E-06	101320,5824
	2,38E-05	101383,5063	3,36E-05	101336,975	1,44E-05	101320,5189
	3,32E-05	101380,2896	8,91E-05	101337,984	3,32E-05	101320,2948
	8,86E-05	101379,6575	0,000135	101339,545	8,86E-05	101321,7087
	0,000134	101381,3718	0,000145	101339,874	0,000134	101322,4665
	0,000144	101381,7307	0,0002	101341,571	0,000144	101322,6267
	0,000212	101381,9209	0,000225	101341,84	0,0002	101322,8861
	0,000237	101381,7364	0,00025	101342,163	0,000212	101322,898
	0,00025	101381,7777			0,000237	101322,9433
					0,000249	101322,9576
15	0	101393,8674	0	101336,765	0	101320,3883
	1,44E-05	101386,7024	7,21E-06	101336,831	7,22E-06	101320,5774
	2,38E-05	101383,2908	1,44E-05	101336,912	1,44E-05	101320,5195
	3,32E-05	101380,0782	3,31E-05	101336,987	3,32E-05	101320,3075
	8,86E-05	101379,48	8,86E-05	101338,004	8,86E-05	101321,7478
	0,000135	101381,1925	0,000135	101339,646	0,000135	101322,4749
	0,000144	101381,5482	0,000144	101339,987	0,000144	101322,6255
	0,000212	101381,6945	0,0002	101341,605	0,0002	101322,8692
	0,000237	101381,4996	0,000225	101341,8	0,000212	101322,8796
	0,00025	101381,5369	0,00025	101342,035	0,000237	101322,9235
					0,00025	101322,9353
16	0	101393,749	0	101336,783	0	101320,3932
	1,44E-05	101386,5862	7,22E-06	101336,85	7,22E-06	101320,5829
	2,38E-05	101383,1744	1,44E-05	101336,931	1,44E-05	101320,5255
	3,32E-05	101379,9614	3,32E-05	101337,008	3,32E-05	101320,3154
	8,86E-05	101379,4057	8,86E-05	101338,034	8,86E-05	101321,762
	0,000135	101381,1664	0,000135	101339,694	0,000135	101322,4965
	0,000144	101381,5064	0,000144	101340,038	0,000144	101322,6455
	0,000213	101381,6674	0,0002	101341,668	0,0002	101322,8895
	0,000252	101381,3655	0,000225	101341,862	0,000212	101322,8996
			0,00025	101342,095	0,000238	101322,9427
					0,000251	101322,9495

Таблиця 5.8 – Розрахунок залежності середнього тиску (за результатами табл. 5.7) в останньому зазорі ЛУ від радіусів кордону камери лабіринту (R_1, R_2)

№	Радіус границь камери ЛУ, мм	Тиск, Па			
		на вході	у центрі	на виході	середнє
1	0	101383,2533	101338,8	101321,9	101347,9767
2	0,1	101383,275	101338,9	101321,9	101348,0296
3	0,2	101383,2426	101338,9	101321,8	101347,9701
4	0,3	101383,2344	101339,3	101321,8	101348,1029
5	0,4	101383,2598	101339,4	101321,9	101348,1966
6	0,5	101383,272	101339	101321,8	101348,0159
7	0,6	101383,2672	101339,4	101321,8	101348,1664
8	0,7	101383,299	101339,3	101321,9	101348,156
9	0,8	101383,2067	101339,1	101321,9	101348,056
10	0,9	101383,2662	101339,1	101321,8	101348,0641
12	1,1	101383,2534	101339,7	101321,8	101348,2605
13	1,2	101383,2732	101339,4	101321,8	101348,1548
14	1,3	101383,3004	101339,3	101321,8	101348,1443
15	1,4	101383,089	101339,1	101321,8	101347,9957
16	1,5	101383,1758	101339,1	101321,9	101348,0423

З вказаного вище виходить, що конструкція із закругленими виступами на валу і подовженням камери (варіант *в*) є оптимальною.

Результати оптимізації ЛУ показують:

1 Шляхом зміни геометричних розмірів і форми ущільнюючої частки лабіринтних гребенів з нахилом їх у бік більшого тиску під кутом 80° при радіусах кордонів камери 0,2 мм, радіусі округлення входної $R_{v1} = 0-0,1$ мм і вихідний $R_{v2} = 0,6$ мм кромки гребеня ущільнювача можна істотно зменшити перетікання газу і масла через лабіринтове ущільнення. Це, у свою чергу, значно вплине на витрату масла і осьове зрушення ротора нагнітача.

2 Ущільнення із зустрічним ухилом гребенів створює менший тиск в останньому зазорі, а ущільнення з попутним ухилом гребенів створює невисокий тиск в останній камері.

3 Ущільнення із закругленими виступами на валу і подовженою камерою збільшує шлях руху газу усередині неї, що сприяє зниженню швидкості в камері і тиску в останньому зазорі ЛУ. Це забезпечує мінімальні перетікання газу з ЛУ.

4 За допомогою комплексу програм SolidWorks - CosmosFloWorks 2009 і параметричної тривимірної моделі ЛУ запропонована методика удосконалення і оптимізації геометрії і дослідження роботи ЛУ при різних ступенях зносу його гребенів і виступів.

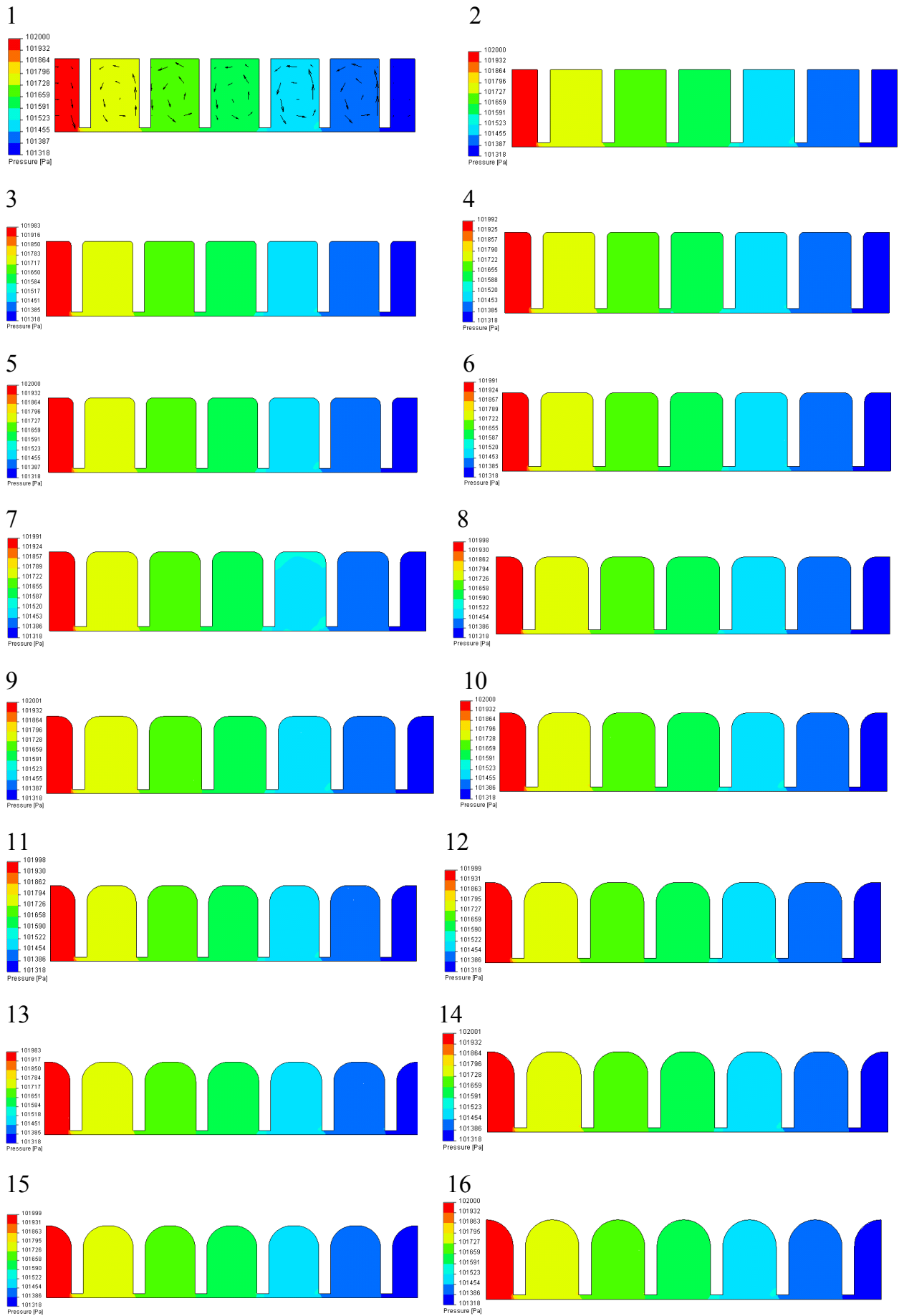


Рисунок 5.20 – Тиск в ЛУ із зміненим радіусом границі камери лабіринту (R_1, R_2)

Таблиця 5.9 – Розрахунок залежності тиску в останньому зазорі від радіусу округлення вхідної кромки гребеня ущільнювача (Rv_1)

№	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
1	0	101394,1	0	101336,6	0	101320,4
	1,44E-05	101386,9	7,22E-06	101336,6	7,22E-06	101320,6
	2,38E-05	101383,5	1,44E-05	101336,7	1,44E-05	101320,5
	3,32E-05	101380,3	3,32E-05	101336,8	3,32E-05	101320,3
	8,86E-05	101379,6	8,86E-05	101337,8	8,86E-05	101321,7
	0,000135	101381,3	0,000135	101339,5	0,000135	101322,4
	0,000144	101381,7	0,000144	101339,8	0,000144	101322,5
	0,000212	101381,8	0,0002	101341,5	0,0002	101322,8
	0,000237	101381,6	0,000225	101341,7	0,000212	101322,8
	0,00025	101381,6	0,00025	101341,9	0,000238	101322,9
2	0	101386,8	0	101340,3	0	101320,4
	5,02E-05	101387	1,44E-05	101340,5	7,22E-06	101320,6
	0,000106	101388,3	3,32E-05	101340,5	1,44E-05	101320,6
	0,000138	101390,1	8,86E-05	101341,5	3,32E-05	101320,5
	0,000161	101391,4	0,000135	101343	8,86E-05	101322,3
	0,000217	101400,9	0,000144	101343,3	0,000135	101323,4
	0,000229	101404,8	0,0002	101344,8	0,000144	101323,6
	0,000253	101412,4	0,000225	101345	0,0002	101324,1
			0,000237	101345,1	0,000212	101324,1
			0,00025	101345,2	0,000238	101324,1
3	0	101391,4	0	101339,9	0	101320,4
	3,79E-05	101391,9	1,44E-05	101340,1	7,22E-06	101320,7
	5,05E-05	101392	3,32E-05	101340,2	1,44E-05	101320,7
	0,000106	101395	8,86E-05	101342	3,32E-05	101320,6
	0,000137	101398,3	0,000135	101344,9	8,86E-05	101322,6
	0,000161	101401	0,000144	101345,5	0,000135	101323,8
	0,000217	101411,7	0,0002	101348,2	0,000144	101324,1
	0,00025	101418,3	0,000225	101348,6	0,0002	101324,7
			0,000237	101348,8	0,000212	101324,8
			0,00025	101349	0,000238	101324,8
4	0	101396,1	0	101335,2	0	101320,5
	3,79E-05	101396,6	7,22E-06	101335,5	7,22E-06	101320,8
	5,05E-05	101396,8	1,44E-05	101336	1,44E-05	101320,8
	0,000106	101400	2,38E-05	101336,2	3,32E-05	101320,8
	0,000137	101403,6	3,32E-05	101336,4	8,86E-05	101322,8
	0,000161	101406,3	8,86E-05	101341,6	0,000135	101324,2
	0,000217	101415,9	0,000135	101347,4	0,000144	101324,4
	0,00025	101421,1	0,000144	101348,6	0,0002	101325,3
		101404,5	0,0002	101353,1	0,000212	101325,3
			0,000225	101353,8	0,000238	101325,4
		0,00025	101354,5	0,000251	101325,5	

Продовження таблиці 5.9

№	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
5	0	101397,6	0	101333,6	0	101320,2
	3,79E-05	101398	1,11E-05	101334,9	7,22E-06	101320,6
	5,05E-05	101398,2	2,21E-05	101335,8	1,44E-05	101320,6
	0,000106	101400,7	3,32E-05	101336,4	3,32E-05	101320,7
	0,000137	101404,1	8,86E-05	101345,5	8,86E-05	101322,9
	0,000161	101406,8	0,000135	101353,2	0,000135	101324,5
	0,000217	101416,1	0,000144	101354,8	0,000144	101324,8
	0,00025	101420,3	0,0002	101359,8	0,0002	101325,9
		101405,2	0,000225	101360,5	0,000225	101326,1
			0,00025	101361,4	0,000238	101326,1
6	0	101413,7	0	101352,9	0	101320,4
	3,8E-05	101409,8	1,11E-05	101352,5	7,22E-06	101320,8
	8,86E-05	101404,7	3,32E-05	101352,4	1,44E-05	101320,8
	0,000135	101400,7	8,86E-05	101359,8	3,32E-05	101320,8
	0,000144	101399,9	0,000134	101365	8,86E-05	101323,5
	0,0002	101397,9	0,000144	101366,1	0,000135	101325,9
	0,000225	101397,6	0,0002	101369,3	0,000144	101326,4
	0,00025	101397,3	0,000224	101369,8	0,0002	101328
		101402,7	0,000249	101370,3	0,000251	101328,2
7	0	101406,6	0	101380,1	0	101319,2
	9,08E-05	101401,1	3,53E-05	101378	8,3E-06	101319,6
	0,000136	101397,9	9,08E-05	101377,1	3,53E-05	101319,3
	0,000146	101397,1	0,000136	101377,6	9,08E-05	101323
	0,000202	101395,4	0,000146	101377,7	0,000136	101327,2
	0,00025	101395,1	0,000202	101378,5	0,000146	101328,2
		101398,9	0,000214	101378,7	0,000202	101330,9
			0,000238	101378,8	0,000226	101331
			0,00025	101378,9	0,000238	101331,1
8	0	101404,7	0	101393,4	0	101320
	8,86E-05	101399,7	3,32E-05	101390,7	7,22E-06	101320,2
	0,000135	101397,4	8,86E-05	101387,3	3,32E-05	101319,9
	0,000144	101396,9	0,000135	101386	8,86E-05	101325,6
	0,0002	101396,4	0,000144	101385,7	0,000135	101332,2
	0,000237	101396,2	0,0002	101385,3	0,000144	101333,6
	0,00025	101396,1	0,000212	101385,3	0,0002	101337,3
			0,000237	101385,3	0,000225	101337,8
			0,00025	101385,3	0,00025	101338,3

Таблиця 5.10 – Розрахунок залежності середнього тиску (за результатами таблиці. 5 .9) в останньому зазорі ЛУ від радіусу округлення вхідної кромки гребеня ущільнювача (Rv_1)

№	Радіус кордонів камери ЛУ, мм	Тиск, ПА			
		на вході	у центрі	на виході	середнє
1	0	101383,24	101338,89	101321,78	101347,97
2	0,1	101395,22	101342,91	101322,54	101353,55
3	0,2	101399,95	101344,71	101322,92	101355,86
4	0,3	101404,54	101343,49	101323,27	101357,1
5	0,4	101405,24	101347,59	101323,51	101358,78
6	0,5	101402,7	101362,02	101323,87	101362,86
7	0,6	101398,87	101378,38	101326,07	101367,77
8	0,688	101398,21	101387,14	101329,44	101371,59

Таблиця 5.11 – Розрахунок залежності тиску в останньому зазорі від радіусу округлення вихідної кромки гребеня ущільнювача (Rv_2)

№	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
1	0	101394,1	0	101336,6	0	101320,4
	1,44E-05	101386,9	7,22E-06	101336,6	7,22E-06	101320,6
	2,38E-05	101383,5	1,44E-05	101336,7	1,44E-05	101320,5
	3,32E-05	101380,3	3,32E-05	101336,8	3,32E-05	101320,3
	8,86E-05	101379,6	8,86E-05	101337,8	8,86E-05	101321,7
	0,000135	101381,3	0,000135	101339,5	0,000135	101322,4
	0,000144	101381,7	0,000144	101339,8	0,000144	101322,5
	0,000212	101381,8	0,0002	101341,5	0,0002	101322,8
	0,000237	101381,6	0,000225	101341,7	0,000212	101322,8
	0,00025	101381,6	0,00025	101341,9	0,000238	101322,9
		101383,2		101338,9	0,000251	101322,9
2	0	101384,4	0	101324,2	0	101320,1
	1,44E-05	101376,5	1,44E-05	101324,4	3,33E-05	101319,1
	2,38E-05	101372,8	3,32E-05	101324,4	8,88E-05	101318,8
	3,32E-05	101369,3	8,86E-05	101325,4	0,000134	101318,8
	8,86E-05	101372,8	0,000135	101327,4	0,000144	101318,8
	0,000135	101376,4	0,000144	101327,8	0,0002	101318,9
	0,000144	101377,1	0,0002	101329,7	0,000212	101319
	0,0002	101377,4	0,000225	101329,8	0,000237	101319
	0,000212	101377,5	0,00025	101329,9	0,000249	101319
	0,000237	101377,1		101327		101319,1
	0,00025	101377,1				

Продовження таблиці 5.11

№	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
3	0	101378,5	0	101319	0	101322,7
	1,44E-05	101370,6	1,44E-05	101319,3	3,01E-05	101322,1
	2,38E-05	101366,9	3,32E-05	101319,4	0,000132	101319,6
	3,32E-05	101363,4	8,86E-05	101320,7	0,000141	101319,4
	8,86E-05	101368,7	0,000135	101323,1	0,000196	101318,4
	0,000135	101372,7	0,000144	101323,6	0,000209	101318,3
	0,000144	101373,6	0,0002	101326	0,000222	101318,2
	0,0002	101373,8	0,000225	101326,2	0,000234	101318,1
	0,000212	101373,8	0,00025	101326,5	0,000247	101318
	0,000225	101373,6				
	0,000237	101373,4				
	0,00025	101373,4				
4	0	101369,1	0	101312	0	101323,8
	1,44E-05	101362,6	1,44E-05	101312,6	3,32E-05	101323,6
	2,38E-05	101359,6	2,38E-05	101312,8	8,86E-05	101322,4
	3,32E-05	101356,8	3,32E-05	101313	0,000135	101321
	8,86E-05	101363,2	8,86E-05	101315,5	0,000144	101320,7
	0,000135	101367,7	0,000135	101318,8	0,0002	101319,5
	0,000144	101368,6	0,000144	101319,5	0,000225	101319,3
	0,0002	101369,3	0,0002	101322,5	0,00025	101319,1
	0,000212	101369,3	0,000225	101322,7		
	0,000237	101369,1	0,00025	101323,1		
	0,00025	101369,1				
5	0	101363	0	101307,6	0	101323,9
	1,44E-05	101356,4	1,11E-05	101308,2	3,32E-05	101323,6
	2,38E-05	101353,3	2,21E-05	101308,7	8,86E-05	101322,7
	3,32E-05	101350,4	3,32E-05	101309,1	0,000134	101321,5
	8,86E-05	101356,5	8,86E-05	101312,8	0,000144	101321,2
	0,000135	101361	0,000135	101316,2	0,0002	101320,1
	0,000144	101361,9	0,000144	101316,9	0,000224	101320
	0,0002	101362,6	0,0002	101319,8	0,000249	101319,8
	0,000212	101362,7	0,000225	101320,1		
	0,000237	101362,4	0,00025	101320,5		
	0,00025	101362,4				
6	0	101357,1	0	101314,4	0	101324
	1,44E-05	101350,4	2,21E-05	101314,2	3,32E-05	101323,8
	2,38E-05	101347,2	3,32E-05	101314,1	8,86E-05	101322,9
	3,32E-05	101344,3	8,86E-05	101315,6	0,000134	101321,9
	8,86E-05	101350,4	0,000135	101317,6	0,000144	101321,7
	0,000135	101355,1	0,000144	101318,1	0,0002	101320,9
	0,000144	101356,1	0,0002	101319,8	0,000224	101320,8
	0,0002	101357	0,000225	101320,1	0,000249	101320,6
	0,000212	101357	0,00025	101320,4		
	0,000237	101356,8				
	0,00025	101356,8				

Продовження таблиці 5.11

7	0	101353,8	0	101319,5	0	101324,2
	1,44E-05	101346,8	3,32E-05	101319,1	3,32E-05	101324
	2,38E-05	101343,4	8,86E-05	101319	8,86E-05	101323,3
	3,32E-05	101340,3	0,000135	101319,7	0,000134	101322,4
	8,86E-05	101342	0,000144	101319,8	0,000144	101322,2
	0,000135	101345,4	0,0002	101320,7	0,0002	101321,5
	0,000144	101346,1	0,000212	101320,7	0,000224	101321,4
	0,0002	101347,1	0,000225	101320,8	0,000249	101321,3
	0,000212	101347,2	0,000237	101320,9		
	0,000237	101347,1	0,00025	101321		
0,00025	101347,2					
8	0	101356,2	0	101321,2	0	101324,4
	1,44E-05	101348,2	3,32E-05	101321,3	3,32E-05	101324,2
	2,38E-05	101344,5	8,86E-05	101321,9	8,86E-05	101323,5
	3,32E-05	101340,9	0,000135	101322,7	0,000134	101322,9
	8,86E-05	101345,9	0,000144	101322,9	0,000144	101322,7
	0,000135	101350,8	0,0002	101323,8	0,0002	101322,3
	0,000144	101351,8	0,000225	101323,9	0,000225	101322,3
	0,0002	101352,7	0,000237	101324	0,000249	101322,2
	0,000212	101352,7	0,00025	101324,1		
	0,000237	101352,5				
0,00025	101352,5					

Таблиця 5.12 – Розрахунок залежності середнього тиску (за результатами таблиці 5.11) в останньому зазорі ЛУ від радіусу округлення вихідної кромки гребеня ущільнювача (Rv_2)

№	Радіус кордонів камери ЛУ, мм	Тиск, ПА			
		на вході	у центрі	на виході	середнє
1	0	101383,2	101338,9	101321,78	101348
2	0,1	101376,2	101327	101319,06	101340,8
3	0,2	101371,9	101322,7	101319,43	101338
4	0,3	101365,9	101317,2	101321,18	101334,8
5	0,4	101359,3	101314	101321,59	101331,6
6	0,5	101353,5	101317,2	101322,06	101330,9
7	0,6	101346	101320,1	101322,62	101329,6
8	0,688	101349,9	101322,9	101323,07	101331,9

Таблиця 5.13 – Розрахунок залежності тиску в останньому зазорі ЛУ від радіусу двостороннього округлення кромки гребеня ущільнювача (Rv_1, Rv_2)

№	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
1	0	101394,1	0	101336,6	0	101320,39
	1,44E-05	101386,9	7,22E-06	101336,6	7,22E-06	101320,57
	2,38E-05	101383,5	1,44E-05	101336,7	1,44E-05	101320,5
	3,32E-05	101380,3	3,32E-05	101336,8	3,32E-05	101320,28
	8,86E-05	101379,6	8,86E-05	101337,8	8,86E-05	101321,67
	0,000135	101381,3	0,000135	101339,5	0,000135	101322,37
	0,000144	101381,7	0,000144	101339,8	0,000144	101322,51
	0,000212	101381,8	0,0002	101341,5	0,0002	101322,78
	0,000237	101381,6	0,000225	101341,7	0,000212	101322,79
	0,00025	101381,6	0,00025	101341,9	0,000238	101322,85
					0,000251	101322,87
2	0	101399,7	0	101325,6	0	101318,56
	1,93E-05	101393,5	7,22E-06	101325,7	2,9E-05	101317,62
	2,9E-05	101390,4	1,44E-05	101325,8	8,45E-05	101317,96
	8,45E-05	101383,7	3,32E-05	101325,9	0,000133	101318,72
	0,000133	101382,5	8,86E-05	101327,2	0,00014	101318,83
	0,00014	101382,3	0,000135	101329,3	0,000195	101319,63
	0,000195	101381,5	0,000144	101329,8	0,000223	101319,79
	0,000237	101381,4	0,0002	101331,5	0,000237	101319,88
	0,00025	101380,7	0,000237	101331,6	0,00025	101319,94
		101386,2	0,00025	101331,6		
3	0	101399,4	0	101318,3	0	101321,52
	3,18E-05	101392,5	1,44E-05	101318,4	3,18E-05	101320,78
	8,73E-05	101385,1	3,32E-05	101318,4	8,73E-05	101319,84
	0,000134	101382,7	8,86E-05	101320,8	0,000134	101319,37
	0,000143	101382,2	0,000135	101324,7	0,000143	101319,27
	0,000198	101381,1	0,000144	101325,5	0,000198	101319,21
	0,000249	101380,9	0,0002	101328,5	0,000236	101319,28
			0,000212	101328,7	0,000249	101319,31
			0,000225	101328,8	0,000249	101319,31
			0,000237	101329		
		0,00025	101329,1			
4	0	101396,4	0	101294,5	0	101322,08
	3,11E-05	101391,8	7,22E-06	101295,2	3,11E-05	101321,54
	8,65E-05	101385,6	1,44E-05	101296	8,65E-05	101319,93
	0,000133	101383,6	3,32E-05	101296,8	0,000133	101318,63
	0,000142	101383,2	8,86E-05	101305,3	0,000142	101318,4
	0,000197	101382,4	0,000135	101314,2	0,000197	101317,69
	0,000237	101382,3	0,000144	101316	0,000211	101317,67
	0,00025	101382	0,0002	101321,9	0,000237	101317,61
		101385,9	0,000225	101322,5	0,00025	101317,6

№	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
5	0	101383,8	0	101281,5	0	101321,83
	3,32E-05	101379,2	1,44E-05	101284,3	3,32E-05	101320,99
	8,86E-05	101372,8	3,32E-05	101285,8	8,86E-05	101319,1
	0,000135	101370,2	8,86E-05	101298,6	0,000135	101317,9
	0,000144	101369,6	0,000135	101309,7	0,000144	101317,65
	0,0002	101368,6	0,000144	101312	0,0002	101317,23
	0,00025	101368,4	0,0002	101318,4	0,000212	101317,23
		101373,2	0,000225	101319,1	0,000237	101317,23
			0,00025	101319,9	0,00025	101317,24

Таблиця 5.14 – Розрахунок залежності середнього тиску (за результатами таблиці 5.13) в останньому зазорі ЛУ від радіусу двостороннього округлення кромки гребеня ущільнювача (Rv_1 , Rv_2)

№	Радіус кордонів камери ЛУ, мм	Тиск, ПА			
		на вході	у центрі	на виході	середнє
1	0	101383,2	101338,9	101321,8	101348
2	0,1	101386,2	101328,4	101319	101344,5
3	0,2	101386,3	101324,6	101319,8	101343,6
4	0,3	101385,9	101308,5	101319	101337,8
5	0,3445	101373,2	101303,2	101318,5	101331,7

Таблиця 5.15 – Розрахунок залежності тиску в останньому зазорі ЛУ від кута нахилу гребеня ЛУ у бік більшого тиску (Asl)

№	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
1	0	101412,1	0	101318,9	0	101324,33
	2,4E-05	101394,6	2,4E-05	101319	2,4E-05	101324,29
	8,3E-05	101389	8,3E-05	101321,2	8,3E-05	101323,97
	0,000134	101388,2	0,000134	101324,7	0,000134	101323,48
	0,000142	101388,1	0,000142	101325,3	0,000201	101322,85
	0,000201	101385,8	0,000201	101328,3	0,000218	101322,8
	0,000218	101385,5	0,000252	101328,5	0,000235	101322,75
	0,000252	101384,9			0,000252	101322,69

Продовження таблиці 5.15

№	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па	Координата B зазору, м	Тиск, Па
	на вході		у центрі		на виході	
2	0	101411	0	101316,9	0	101324,18
	7,7E-06	101405,6	1,08E-05	101316,8	2,17E-05	101324,05
	2,54E-05	101392,6	2,17E-05	101316,7	8,06E-05	101323,47
	8,44E-05	101386	8,06E-05	101318,7	0,000132	101323,07
	0,000135	101383,9	0,000132	101321,4	0,00014	101323,01
	0,000143	101383,5	0,00014	101321,8	0,000199	101322,68
	0,000202	101380,5	0,000199	101323,9	0,000215	101322,65
	0,000219	101380,2	0,000215	101324,1	0,000232	101322,63
	0,000236	101379,7	0,000232	101324,3	0,000249	101322,6
	0,000253	101379,3	0,000249	101324,6		
3	0	101365,3	0	101323,1	0	101323,28
	1,27E-05	101355	2,17E-05	101322,8	2,17E-05	101323,1
	2,54E-05	101344,9	8,05E-05	101321,3	7,31E-05	101321,91
	8,44E-05	101339,7	0,00014	101319,8	9,03E-05	101321,53
	0,000135	101339,1	0,000199	101318,9	0,00014	101320,45
	0,000143	101339	0,000215	101318,8	0,000199	101319,39
	0,000202	101337,1	0,000232	101318,7	0,000215	101319,31
	0,000219	101336,8	0,000249	101318,7	0,000232	101319,22
	0,000253	101336,1			0,000249	101319,11
4	0	101377,5	0	101309,5	0	101324,15
	2,54E-05	101362,6	1,08E-05	101309,4	2,17E-05	101323,97
	8,44E-05	101359,8	2,17E-05	101309,4	0,000125	101321,92
	0,000135	101361,2	8,06E-05	101310,2	0,00014	101320,85
	0,000143	101361,4	0,000125	101311,5	0,000154	101320,39
	0,000202	101359,4	0,00014	101309,6	0,000249	101320,36
	0,000219	101359,1	0,000187	101312,8		
	0,000236	101358,7	0,000202	101313,7		
	0,000253	101358,3	0,000249	101314,9		
5	0	101368,2	0	101305,2	0	101324,16
	5,16E-06	101363,5	1,08E-05	101305,4	2,17E-05	101323,96
	1,53E-05	101356,8	2,17E-05	101305,5	7,31E-05	101322,64
	2,54E-05	101350,9	8,06E-05	101307,5	9,03E-05	101322,23
	8,44E-05	101353,2	0,000132	101309,6	0,000125	101321,43
	0,000135	101357,8	0,00014	101309,9	0,00014	101320,6
	0,000143	101358,5	0,000199	101311,5	0,000205	101320,05
	0,000219	101357,7	0,000215	101311,7	0,000249	101319,7
	0,000253	101357,2	0,000249	101312		

Таблиця 5.16 – Розрахунок залежності середнього тиску (за результатами таблиці. 5.15) в останньому зазорі ЛУ від кута нахилу гребеня ЛУ в бік більшого тиску (Asl)

№	Радіус кордонів камери ЛУ, мм	Тиск, Па			
		на вході	у центрі	на виході	середнє
1	90	101391,02	101323,69	101323,39	101346,04
2	85	101389,22	101320,92	101323,15	101344,43
3	80	101343,67	101320,25	101320,81	101328,24
4	75	101361,99	101311,21	101321,94	101331,71
5	70	101358,2	101308,7	101321,85	101329,58

Література до розділу

1 Копей Б. В., Беллауар А., Копей В. Б. Усовершенствование лабиринтного узла уплотнения "газ-масло" газоперекачивающего агрегата. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ, № 1 (30), 2009, с.79-87.

2 А. Беллауар, Б. В. Копей, Н. Абдельбаки. Улучшение конструкции лабиринтного уплотнения газоперекачивающего агрегата. Проблеми тертя та зношування: наук. - техн. збірник / гол. ред. М.В. Кіндрачук – К.: Вид. Нац. авіац. ун-ту «НАУ-друк», 2010 – Вип.53 – с.99-109.

3 Беллауар А., Копей Б. В., Абдельбаки Н. Пути улучшения конструкции лабиринтного уплотнения газоперекачивающего агрегата. Сучасні проблеми трибології: Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції (м.Київ, 19-21 травня 2010 року). – К.: ІВЦ АЛКОН НАН України, 2010. – с.190.

4 Копей Б. В., Беллауар А., Копей В. Б. Лабіринтне ущільнення. Патент на корисну модель № 48899 за заявою 2009 10348. 12.04.2010, Бюл.№7.

5 Копей Б. В., Мельничук А. І. Удосконалення геометрії гребенів лабиринтних ущільнень. Збірник доповідей 6-ї Всеукраїнської науково-практичної конференції «Інноваційний потенціал української науки ХХІ сторіччя». (1-15 квітня 2010 р.). Вид. ПТА – Запоріжжя, 2010 – с.145-147.

РОЗДІЛ 6

ЖАРОМІЦНІ СПЛАВИ ТА ЗНОСОСТІЙКІ ПОКРИТТЯ ДЛЯ ЛОПАТОК ТУРБІН ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТИВ

6.1 Причини руйнування лопаток турбін

Руйнування лопаток турбін газоперекачувальних агрегатів (ГПА) в процесі експлуатації настає внаслідок поєднання ряду несприятливих факторів. При оцінці працездатності матеріалу в реальній конструкції необхідно виходити із статистичного положення про те, що випадки відмови є наслідком несприятливого поєднання найбільш слабких елементів конструкцій з найсильнішими руйнівними впливами на них експлуатаційних факторів. Руйнування лопаток осьового компресора (ОК) у всіх розглянутих випадках відбуваються в поперечному напрямку по перу лопатки в зоні переходу до хвостовика, в прикореневій зоні пера на відстані 5-20 мм від галтелі лопатки. Поряд з такими руйнуваннями спостерігаються поодинокі випадки, коли злам проходить приблизно посередині висоти пера лопатки. Ці нетипові руйнування в основному пов'язані з виробничо-технологічними дефектами матеріалу лопатки (металургійні включення великих розмірів, мікропори, штампувальні волосовини, гартівні мікротріщини, заковчені поліруванням подряпини і ризики і т.д.). В загальному випадку на зламах лопаток спостерігається три зони руйнування: первісна вогнищева тріщина на вхідний або вихідний краї пера; зона втомного руйнування; змішана зона руйнування, в яку майже завжди можна включити долом. Проведений аналіз зламів аварійних лопаток показав, що однією з характерних особливостей зламів лопаток в умовах експлуатації є наявність початкової тріщини з гладкими майданчиками та фасетки. Первісна тріщина займає звичайно до 10-15% загального перерізу зламу і складається з трьох зон: зародження (фокус) - маленька локальна зона, в якій виникає тріщина і звідки починається її розвиток. Основними причинами виникнення первісної тріщини є виробничо-технологічні дефекти та перевантаження в прикореневій зоні лопатки; її зростання характеризується чергуються виступами і западинами, паралельними фронту розвивається тріщини. Для зони чисто втомного руйнування характерний дрібнозернистий злам з втомними макрополосами, які чергуються (іноді їх називають лініями відпочинку), кількість яких коливається від кількох до десятків штук. Крім втомного руйнування лопаток часто спостерігається вихід їх з ладу через високотемпературну корозію, а також газоабразивний знос. Серйозні успіхи в боротьбі з високотемпературною корозією досягнуті вітчизняними і зарубіжними фірмами в області застосування захисних покриттів

Вимоги до захисних покриттів повинні включати в себе такі властивості, як: корозійна стійкість, тобто виконання основної функції, заради якої засто-

совується покриття; ерозійна стійкість, що забезпечує необхідний ресурс покриття; термічна стійкість, що забезпечує збереження захисних властивостей при дифузії легуючих елементів в основний матеріал; механічна стійкість, що забезпечує здатність нести навантаження, що діють на лопатки в процесі експлуатації; міцність зчеплення з основним матеріалом; економічність; відсутність негативного впливу на фізико-механічні властивості основного матеріалу і на аеродинамічні якості лопаток.

Спочатку покриття на основі алюмінію були застосовані для захисту лопаток авіаційних турбін від окислення. Зовнішній алюмінієвий шар в процесі роботи перетворювався на глинозем, перешкоджаючи проникненню кисню в основний матеріал. Такі алюмінідні шари виявилися непридатними для лопаток стаціонарних ГТУ, так як окис алюмінію руйнується сульфатом натрію.

У зв'язку з цим виникла необхідність розширення робіт з розробки нових захисних покриттів як у напрямку пошуку оптимальних композицій, так і вибору технології нанесення. Одна частина спільної програми включала в себе порівняльні випробування на одному агрегаті М-5002 лопаток зі сплаву IN738 з покриттям та без покриття. Платино-хромоалюмінієве покриття (товщиною 50-100 мкм) нанесено дифузійним методом (з попереднім гальванічним нанесенням платинового шару). Робоча температура продуктів згоряння перед турбіною 930°C, температура металу досліджуваних лопаток 830°C. Лопатки були зняті для дослідження після 11270 годин напрацювання (289 пусків) і після 25 тис. годин напрацювання (600 пусків). Результати дослідження корозійного пошкодження цих лопаток підтверджує високу ефективність покриття. Надалі фірма "Дженерал Електрик" широко використовує це покриття під найменуванням RT-22 на агрегатах типу М-3002 і М-5002.

Інша частина програми була спрямована на експлуатаційні випробування в цих же умовах наступних типів покриттів:

- дифузійне покриття $PtCrAl$;
- покриття $CoCrAlY$, нанесене плазмовим методом;
- покриття $CoCrAlY$, нанесене осадженням з парової фази у вакуумі із застосуванням електронно-променевого випаровування металізатора (електронно-променеве покриття);
- плаковані покриття $NiCr$, $FeCrAlY$, $CoCrAlY$.

Для захисту лопаток, виконаних зі сплаву IN 738, фірми "Броун Бовері" і "Зульцер" рекомендують покриття типу SS -14, яке наноситься методом плазмового напилення. Зразковий склад напилюваного порошку: основа - нікель, 17% хрому, 5% кремнію, інші добавки – менше 1% (тобто близький до вітчизняних порошоків марок ПГ-ХН80СР2, ПГ-ХН80СР3, ПГ-ХН80СР4). Товщина шару покриття 0,3-0,4 мм. Забезпечується ресурс лопаток до 50 тис. годин при роботі на чистих паливах (природний газ і дистилати) і більше 17 тис. год. – при важких паливах. Технологічний процес включає в себе операції: груба піскоструминна обробка литих лопаток, плазмове напилення покриття (температура лопатки при цьому не менше 200°C), термообробка у вакуумній печі при температурі близько 1200°C, гідропіскоструминна оброб-

ка поверхні профілю, механічна обробка хвостовика, термообробка в звичайній печі при температурі 600-650°C для зняття внутрішніх напружень.

Таким чином, зарубіжний досвід досліджень проблеми високотемпературної корозії приводить до наступних висновків:

– підвищення параметрів (передусім, робочої температури) газотурбінних установок пов'язане з підвищенням небезпеки корозійних пошкоджень лопаточного апарату турбіни;

– при використанні жароміцних сплавів, що добре зарекомендували себе в авіаційних ГТД, можливе виявлення їх недостатньою корозійною стійкістю в умовах тривалого ресурсу промислових ГТУ.

Попередження корозійних пошкоджень лопаток ГТУ зарубіжні фірми здійснюють на основі комплексних технічних рішень, що включають в себе: вдосконалення систем охолодження турбін з метою зниження робочих температур металу, розробку нових антикорозійних жароміцних сплавів і захисних покриттів, підвищення вимог до кондиційності робочих середовищ (насамперед, циклового повітря і палива) і розробку технічних засобів, що забезпечують ці вимоги.

6.2 Сплави стійкі до окислення. Промислові сплави без покриття

Існує чотири великі групи сталей, утворених з різних металургійних структур: сталі феритні, мартенситні, аустенітні і аустенітно-феритні. Унаслідок необхідності металургійної стабільності (окрихчування сплаву через затвердіння фериту) максимальна температура останніх обмежена величиною 260-320°C [1].

6.2.1 Нікелеві сплави типу Fe-Ni-Cr

Збільшення вмісту нікелю в системі *Fe-Ni-Cr* стабілізує аустенітну структуру сплаву. Зміст його в сплаві вище 30-35% дозволяє гарантувати відсутність утворення крихкої фази σ . Ми виявляємо тут марки сталі широко використані в індустрії типу 800, 330 в спеціально оброблених сталях, і типу НР, НТ в відлитих сталях. Нікель покращує також процес стійкості до окислення, одночасно зменшуючи втрати металу і глибину внутрішньої атаки металу. Це останнє поняття представляє великий інтерес, тому що ці внутрішні пошкодження в цих марках сталі часто набагато важливіше, ніж товщина кородованого металу і це може суттєво погіршити механічну поведінку сплаву.

6.2.2 Сплави на основі нікелю і суперсплави

Стійкість до температури сплавів на основі нікелю ґрунтується, як для сталей, на переважному утворенні шару хроміну. У той час як мінімальний вміст хрому щоб утворювати виключно безперервний шар хроміна, дорівнює 14% тільки для системи *Fe-Cr*, вона дорівнює 20% для системи *Ni-Cr* і 25% для системи *Co-Cr* [2]. У цих сплавів стійкість до окислення вище в марках сталі на основі заліза (рис 6.1, табл. 6.1). Максимальні температури використання цих марок сталі розташовуються між 1000 і 1150°C. Вони можуть бути збільшеними, додаючи алюміній, як це випадок сталей марок 601 або 214. У випадку сталі 601, зміст 1,4% алюмінію недостатній, щоб утворювати шар алюмінію (глинозему). Сплав залишається хроміно-утворюючим, але чинить опір краще окисленню ніж сплав 600. Сплав 214, що містить 4,5% алюмінію, утворює шар дуже захисного алюмінію (глинозему) і являє собою один з найбільш міцних сплавів при високій температурі (18 мкм металу, зруйнованого після 1008 год. при 1205°C для повітря). Ця хороша поведінка повинна також бути пов'язана з присутністю ітрію.

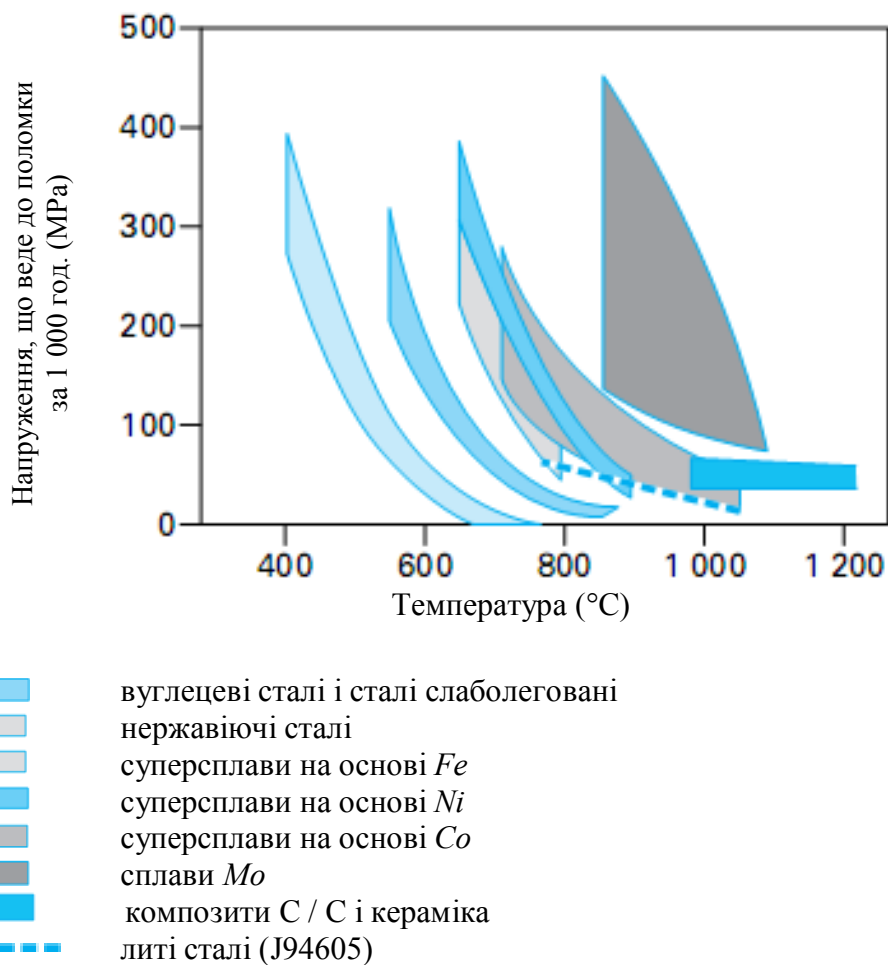


Рисунок 6.1 – Напруження, що призводять до руйнування через 1000 год. роботи залежно від температури та типу сплавів-вогнетривів

Таблиця 6.1 – Втрати металу і середня товщина металу, пошкодженого після 1008 год. окислення на повітрі (цикл 1 тижня) [4] (<http://www.haynesintl.com>)

Сплав, (див. doc. M 4229)	Температури (°C)							
	980		1095		1150		1205	
	Втрата металу, (мм)	Товщина середня металу пошкодж., (мм)	Втрата металу, (мм)	Товщина середня металу пошкодж., (мм)	Втрата металу, (мм)	Товщина середня металу пошкодж., (мм)	Втрата металу, (мм)	Товщина середня металу пошкодж., (мм)
214	0,002	0,005	0,002	0,003	0,004	0,008	0,005	0,018
188	0,005	0,015	0,010	0,033	0,184	0,204	> 0,55	> 0,55
230	0,006	0,018	0,011	0,032	0,058	0,087	0,11	0,201
S	0,005	0,012	0,011	0,033	0,026	0,042	> 0,81	> 0,81
617	0,080	0,033	0,015	0,046	0,028	0,086	0,27	0,32
253MA	0,033	0,074	0,018	0,210	0,210	0,41	0,465	0,73
330	0,010	0,109	0,02	0,170	0,041	0,221	0,096	–
310	0,009	0,029	0,023	0,033	0,075	0,113	0,2	0,26
600	0,008	0,023	0,027	0,041	0,044	0,073	0,13	0,213
556	0,010	0,027	0,027	0,065	0,237	0,296	> 3,8	> 0,38
HR-120	0,008	0,094	0,030	0,190				
601	0,013	0,033	0,031	0,066	0,061	0,135	0,11	191 (1)
Waspalo	0,015	0,079	0,036	0,137	0,079	0,231	> 0,4	> 0,4
X	0,009	0,024	0,038	0,069	0,114	0,148	> 0,9	> 0,89
HR-160	0,015	0,147	0,042	0,257	0,068	0,325	0,102	0,605
RA 85 ч	0,013	0,210	0,074	0,660	0,092	> 1,47	0,097	> 1,47
625	0,008	0,018	0,083	0,122	0,405	0,462	> 1,2	> 1,21
R-41	0,018	0,122	0,086	0,295	0,210	0,442	> 0,73	> 0,73
263	0,018	0,145	0,089	0,361	0,18	0,409	> 0,91	> 0,91
800 Ч	0,024	0,045	0,137	0,188	0,191	0,225	0,29	0,35
Multime	0,100	0,033	0,226	0,295	> 1,2	> 1,2	> 3,7	> 1,7
25	0,010	0,018	0,234	0,259	0,430	0,490	> 0,96	> 0,96
446	0,035	0,060	0,335	0,370	> 0,55	> 0,551	> 0,59	> 0,592
316	0,315	0,365	> 1,75	> 1,74	> 2,7	> 2,67	> 3,57	> 3,57

Примітка. (1) Присутність численних пор в металі.

Суперсплави, описані в цьому розділі, можуть бути класифіковані як три сімейства: сплави на основі *Fe-Cr-Ni*, сплави на основі *Ni* та сплави на основі *Co*. Вони мають в якості загальної характеристики аустенітну матрицю і були розроблені, щоб забезпечувати характеристики механічної поведінки при дуже високій температурі, так само як хорошу поведінку при корозії при високій температурі.

Суперсплави на основі *Ni-Fe* мають найбільш низькі механічні характеристики, але найменш дорогі, що і привело до їх широкого використання.

Приклад: їх області застосування – обладнання опалення, теплообмінники, системи трубопроводів, космічні літальні апарати (фюзеляж, компоненти двигуна ракети).

Суперсплави на основі *Ni* головним чином використані для лопаток або дисків турбіни, клапанів. Суперсплави на основі *Co* мають більш обмежене використання і зазвичай застосовуються, коли потрібно хороший опір ерозії та / або корозії при дії солей.

Механічний опір здійснено [3]:

– підвищенням твердості матриці в твердому розчині елементарним додаванням стійких до високої температури елементів, таких як *Mo*, *W*, *Co*, *Nb*, *Ta*, *V* і таких елементів як *C*, *N*, *B*;

– підвищенням твердості тонкої структури міжметалевих фаз, зазвичай типу Ni_3X , і бінарних складових вуглецю (MC, M7C3, M23C6, M6C), утворених з таких елементів як *Ti*, *Al*, *W*, *Mo*, *V*, *Nb*, *Ta*. Ці елементи, що генерують альфа фазу, сприяють утворенню фази σ . Їх вміст має бути обмеженим і врівноваженим такими гамаутворюючими елементами як вуглець і нікель. У суперсплавах на основі *Ni-Fe* вона повинна залишитися нижче 9% по масі, в той час як для суперсплавів на основі *Ni* чи *Co*, межа приблизно складає 16%. Треба також зазначити, що зміст *Mo* і *W* повинні бути обмеженими в суперсплавів на основі *Co* і багатого залізом сплава *Fe-Ni* щоб уникати явищ катастрофічного окислення, пов'язаних з цими елементами.

Суперсплави, зміцнені твердим розчином а також осадкою карбідів вуглецю (*X*, 188, 617, 230, 75, 263, 556) працюють при механічних напруженнях слабших ніж суперсплави, зміцнені осадкою (718, R-41, X-750, Waspaloy), але чинять опір більш високим робочих температур.

Опір згину суперсплавів на в основі *Ni* пов'язаний з пропорцією фази γ' (Ni_3Al , Ti), що залежать від вмісту в сплаві *Al* + *Ti* або металу. Між тим, збільшення вмісту в сплаві *Al* + *Ti* зменшує деформованість і зварюваність матеріалу. Краще тоді використовувати суперсплави, формовані на основі *Ni* (IN-713, IN-738X, IN-100, René 80, MAR-M246, MAR-M247) і *Co* (X-40, MAR-M509, WI-52, MAR-M302) в оброблених суперсплавах для лопаток турбіни і клапанів, підданих дуже сильним напруженням.

Серед суперсплавів на основі *Fe* зміцнення створюється також фазою γ (V-57, A-286, X750, 901). Деякі з них мають дуже великий коефіцієнт термічного розширення (903, 907, 909, СТХ-1, СТХ-3) але слабке утримання в них *Cr* надає їм дуже слабкий опір окисленню. Їх використання не перевершує температури 650°C. Суперсплави на основі *Ni-Fe* і багаті *Ni* (706, 718) осідають більше з фази γ'' (Ni_3Nb), який їм надає дуже хороший механічний опір. Але ця фаза стійка тільки для температур, які доходять до 650°C, що обмежує використання суперсплавів на основі *Ni-Fe* при високій температурі. Суперсплави, зміцнені карбідами вуглецю або карбонітридами зберігають добру механічну міцність до 815°C. Існує, нарешті, остання група, яка не представляє

або дуже мало представляє зміцнення осадкою (N-155, Hastelloy X). Цей останній сплав використаний зазвичай для виготовлення корпусу в камерах згоряння до високих температур порядку 1050°C.

Суперсплави на основі *Co* не зміцнені фазою γ' , а твердим розчином матриці γ , в якій тонко розподілені карбіди вуглецю. Вони мають найкращу поведінку при згині для температур, вище 1000°C. Зазвичай високий вміст в них *Cr* надає їм хорошу поведінку при окислюванні і високотемпературної корозії. Вони використані головним чином для областей температур між 650 і 1000°C (S-816, 25, 188, 556, UMCо-50). Зазначимо між тим, що сплав 188 чутливий до присутності водяної пари.

Суперсплави на основі *Ni* також реалізуються металургією порошків і механосинтезом (сплави типу Р / М як René 95, IN-100). Можемо до цього додати тонке розсіювання оксиду, щоб підсилювати матрицю але також і покращувати опір окисленню (сплави ODS). У цих суперсплавах (МА754, МА6000, René 88DT, N 18, РМ1000), виготовлення важче і ціна набагато вища, ніж сплавів оброблених або відлитої.

Поведінка при термічному окислюванні суперсплавів також основана на утворенні шару хрому або глинозему. Хром зменшує ефект твердіння фази γ' при високій температурі і тенденція полягає в тому, щоб скорочувати для суперсплавів на основі *Ni* свій вміст, рівний приблизно 20%, приблизно на 9%. Але це знижує також опір окисленню і високотемпературній корозії і робить необхідним нанесення захисного покриття типу *MCrAlY* ($M = Ni, Cr, Co$). Альтернатива полягає в тому, щоб збільшувати вміст алюмінію, але окис алюмінію, який дуже добре працює в окислювальних середовищах, менш захисний, ніж хромін в середовищах сірки, роблячи тоді необхідним використання покриттів.

Барретт [5] недавно вивчив поведінку окислення на повітрі при 982°C при тривалому терміні (10 000 год., розкладеному на 10 циклів по 1000 годин) на 68 промислових сплавах без покриття, використовуючи всі існуючі групи сплавів (35 на основі *Ni*, 25 на основі *Fe* та 8 на основі *Co*). Результати для сплавів хромоутворюючих і сплавів алюміноутворюючих, а також *NiO*-утворюючих були представлені через єдиний коефіцієнт K_{V4} , що дозволяє створити просту класифікацію опору циклічному окисленню цих сплавів:

$K_{V4} < 0,2$: досконале $0,2 < K_{V4} < 0,5$: добре;

$0,5 < K_{V4} < 1$: посереднє;

$1 < K_{V4} < 5$: погане;

$K_{V4} > 5$: катастрофічне.

Цей коефіцієнт визначений як:

$K_{V4} = K_{V3} [1 + 0,1 (\text{візуальний} - 1)]$ враховує кінетичне поведінку і візуальний вигляд зразка після випробування.

Візуальна класифікація визначена як:

1 = чудовий; 2 = хороший; 3 = посередній; 4 = поганий; 5 = катастрофічний.

Кінетичний параметр K_{V3} був визначений, починаючи з кінетичного узагальненого закону.

$$\Delta m / S = k_p t^{1/2} + K_1 t,$$

де $KВЗ = (k_p + 100 |k_1|)$ або, якщо $k_p < 0$ або незначний, $KВЗ = 250 |k_1|$, тут Δm – масова зміна, S – площа, k_p – константа параболічної швидкості, k_1 – константа лінійної швидкості.

Шістнадцять з 68 вивчених сумішей чинили опір дуже добре при циклічному окисленні ($KВ4 < 0,2$). Серед них, у дев'яти сумішей, будь-які алюмоутворюючі, що мають величину $KВ4 < 0,1$ вказували відсутність значного пошкодження, чотири – на основі Ni (U-700, NASA-VIA, B-1900, IN-702) і п'ять на основі Fe (TRW-Valve, HOS-875, NASA-18T, Thermenol і 18SR). Додавання Nb , W і головним чином Ta і Mo покращує опір окисленню суперсплавів на основі Ni (U-700, NASA-VIA, B-1900). Навпаки, присутність 1% V його пошкоджує (IN-100).

Серед хроміоутворюючих сплавів, сплави на основі Co представляють загалом кращу поведінку, ніж сплави на основі Ni і вони самі вище в сплавах на основі Fe . Поведінка при циклічному окисленні поліпшується, коли вміст хрому в них високий. Таким чином у сплавів, які мають хорошу поведінку від хорошого до чудового мають вміст хрому вище 16% в якості основи Ni (з оптимальністю в 32%), 20% для основи Fe і 24% для основ Co . В цьому останньому випадку збільшення вмісту там W з'єднане з пониженням вмісту Cr і веде до значного зниження опору при циклічному окисленні (MAR-M-509, WI-52, L-605).

Менш захисний характер окису нікелю NiO характерний для сумішей $Ni-270$ і WAZ-20, що представляють тільки відповідно погану і катастрофічну поведінку.

6.2.3 Сплави на основі $Ti-Al$

Розвиток міжметалевих сполук на основі $Ti-Al$ пов'язаний з дуже хорошою механічною поведінкою, пов'язаною з низькою об'ємною масою (приблизно $3,8 \text{ г/см}^3$, тобто зменшення маси більш ніж на 50% в порівнянні зі сталями та суперсплавами). Це скорочення маси дуже важливо для таких цільових застосувань, як авіаційно-космічна промисловість, аеронавтика, військове спорядження [6]. Чотири інтерметалеві бінарні з'єднання ($\gamma-TiAl$, α_2-Ti_3Al , $TiAl_2$ і $TiAl_3$) і дві міжметалеві потрійні сполуки (Ti_2AlNb і фаза τ) можуть представляти інтерес. Але найбільш багатообіцяючі сплави-суміші $\gamma-TiAl$ (49 до 66% Al) і суміші α_2-Ti_3Al [54].

Максимальні температури використання цих матеріалів знаходяться від 750 до 800°C через свою середню поведінку при окислюванні і явища зміцнення і окрихчення матриці. Середній опір температурі пов'язаний з труднощами утворювати безперервний шар глинозему на користь змішаного шару Al_2O_3 / TiO_2 і внутрішньому окисленню (Ti і Al мають сильну спорідненість до кисню і Ti розчиняє велика кількість кисню (25 - 30%).

Цей шар глинозему більш важко формувати в повітрі, ніж в чистому кисні внаслідок дії азоту, який сприяє осадженню TiN і потім її окисленню в TiO_2 .

Додавання незначного вмісту елементів (Cr , Si , W , Mo , Ta , Nb , Hf і Zr) в загальних вмістах порядку 1 - 4% поліпшить поведінку при окисленні не забезпечуючи все-таки утворення шару глинозему, але скорочуючи кінетику утворення змішаних шарів Al_2O_3 / TiO_2 . Zr , Hf , Nb і Cr проявляються як найбільш сприятливі елементи [7]. Квадакер та ін. [8] показали, що додавання срібла (до 2%) сприяло утворенню безперервного шару глинозему навіть при $800^\circ C$ в повітрі стабілізуючи фазу Z ($Ti_5Al_2O_3$) на шкоду фазі α_2-Ti_3Al . Серед промислових сплавів, які починають з'являтися, цитують марки $Ti-48 Al-2Cr-2Nb$ (%), розроблених General Electric і РМ γ -МЕТ [$Ti-46$, $5Al-4$ (Cr , Nb , Ta , B)] вироблених Plansee [6].

6.3 Покриті сплави або модифіковані поверхні. Дифузійні покриття

6.3.1 Збагачення сплаву алюмінієм, хромом, кремнієм чи поєднанням цих елементів

Дифузійні покриття утворені поверхневим збагаченням сплаву алюмінієм, хромом, кремнієм або поєднанням цих елементів. Найбільш поширений спосіб – активізувати цементування (pack cementation) [9]. Деталь, яку треба обробити, занурена в суміш порошків (карбюризатор) і нагріта в інертному середовищі до температури обробки. Склади деяких карбюризаторів, класично використаних так само як температури обробки уточнені в таблиці 6.2. Алюмініування і хромування [10] – найбільш використані обробки. Карбюризатор містить:

- сплав для обробки, який визначає активність операції;
- активатор (зазвичай галоген), який розчиняється протягом обробки і служить транспортним вектором карбюризатора до матеріалу;
- інертний окис, який заважає випалу карбюризатора.

Найбільш сучасна технологія – цементування, активізоване в газовій фазі [11]. Принцип процесу подібний до попереднього, але в цьому випадку деталь, яку треба обробити, розташована поза карбюризатором. Ця технологія наближається, таким чином, до обробки CVD (Chemical Vapor Deposition) [12]. Вона має як переваги при більш однорідній обробці головним чином деталей складних геометрій: дірки, внутрішні нерівності.

Перевага цих методів полягає в тому, щоб уміти обробити кінцеві продукти складної геометрії і найбільш економічними способами і таким чином найбільше звичайно використаними. Між тим, природа та морфологія покриття продиктовані вимогами термодинаміки і кінетики, які залежить від сплаву, який обробляється, активності карбюризатора, терміну обробки і те-

температури печі. Це залишає менше гнучкості, ніж при прямому фізичному нанесенні покриття. У разі алюмінівання, в залежності від температури і складу карбюратора, ця обробка призведе або до утворення шару багатого алюмінієм інтерметалідів ($FeAl_3$, Fe_2Al_5 для сталей на основі Fe або Ni_2Al_3 , $NiAl$ для сплавів багатих Ni), або до дифузії алюмінію в металі (нечасто). За цією обробкою звичайно треба провести термічну обробку, щоб відновити властивості субстрату.

Таблиця 6.2 – Головні характеристики, необхідні для гарантування міцного покриття при окисленні / корозії [13]

Властивості покриття	Вимога	Локалізація		
		Поверхня покриття	Субстрат	інтерфейс покриття / субстрат
опір окислення / корозія	Слабка кінетика окислення	<input type="checkbox"/>		
	Рівномірна атака поверхні	<input type="checkbox"/>		
	Оксиди на поверхні термодинамічно стійкі	<input type="checkbox"/>		
	Оксиди на поверхні в'язкі	<input type="checkbox"/>		
	Оксиди на поверхні адгезійні	<input type="checkbox"/>		
	Висока концентрація в покритті елемента, що утворюють окис, для забезпечення загоєння окалини	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Стабільність інтерфейсу	Слабка кінетика дифузії через інтерфейс при робочих температурах			<input type="checkbox"/>
	Зміна складу обмежено через інтерфейс			<input type="checkbox"/>
	Відсутність утворення крихкої фази протягом періоду використання			<input type="checkbox"/>
Хороша адгезія	З'єднувати властивості покриття і субстрату, щоб применшувати розбіжності покриття і створення напруження в інтерфейсі		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	Стан поверхні, оптимізований до обробки			<input type="checkbox"/>
	Мінімізація утворення напружень і їх зростання протягом утворення покриття			<input type="checkbox"/>
опір механічне	Опір покриття при всіх типах напружень (повзучість, втома, удар) генеровані при використанні		<input type="checkbox"/>	
	Термічні коефіцієнти розширення порівнянні між покриттям і металом, щоб зменшувати термічні напруження і термічну втому		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Таблиця 6.3 – Склад і температури класичних обробок покриттів при активізованій цементації [13]

Покриття	Склад порошку (1) (% У масі)	Температура обробки (°C)
<i>Al</i>	$Al_2O_3-2,2Al-1,2NaF$	900 - 1100
<i>Cr</i>	$Al_2O_3-48Cr-4NH_4Cl$	850 - 1050
<i>Ti</i>	$77Ti-3NH_4Cl$ -доп. TiO_2	850 - 1050
<i>Si</i>	$Al_2O_3-5Si-3NH_4Cl$	850 - 1050

Примітка. (1) Доп.: доповнення

У утворених покриттях зазвичай вміст алюмінію вище на 30% у масі і товщина знаходиться між 0 і 100 μm . Вони пропонують покращену поведінку у важких умовах окислення / корозія до 1100°C в областях механізмів для авіації або морської техніки (рис. 6.2) [14,15].

У разі суперсплавів, попередньо наносять тонку підкладку із платини (5 - 10 μm) перед обробкою алітування і послідовне утворення модифікованого алюмінію поліпшується, що відчутно при окисленні цих покриттів. Пошкодження покриттів відбувається або внаслідок втрати суцільності захисного шару окису споживанням захисних елементів (*Al*, *Cr*, *Si*), або дифузією шару в субстрат. Це останнє явище прискорюється у співвідношеннях 1: 6: 30 для температур зростаючих відповідно в діапазонах 750°C: 850°C: 950 °C. У результаті відбувається поступове перетворення зовнішньої фази покриття $\beta-NiAl$ в фазу Ni_3Al до фільтрації цієї фази, яка грає роль короткого замикання корозії. Найкращу поведінку модифікованого алюмінію в платині приписано стабілізуючому ефекту фази $\beta-NiAl$ платиною.

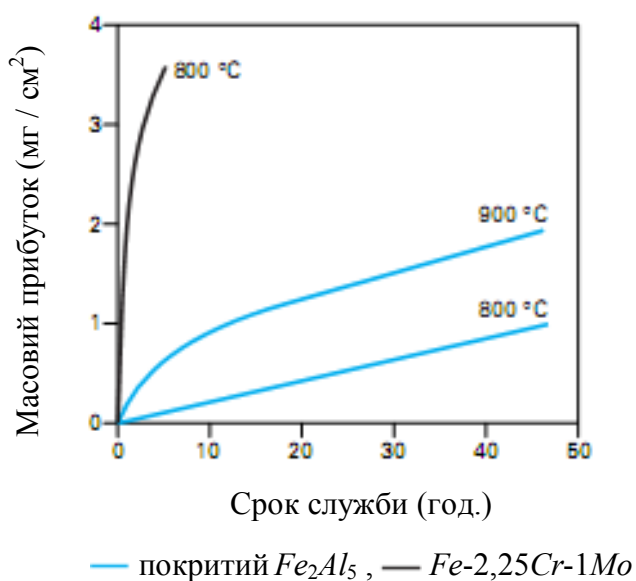


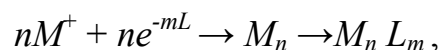
Рисунок 6.2 – Вплив покриття Fe_2Al_5 на кінетику окислення під киснем (13,3 кПа) суміші, слабо пов'язаної $Fe_{2,25}Cr_1Mo$ [15]

6.3.2 Покриття на основі нанотехнологій

В даний час широко використовуються покриття, отримані як класичними технологіями [16-23], так і на основі нанотехнологій. Відомі тугоплавкі плазмові покриття, що підвищують зносостійкість деталей, що працюють в екстремальних умовах, а також різні методи їх отримання. Наприклад, плівки з наночастинок міді досягають міцності високолегованої сталі, залишаючись в'язкою. Найбільш оптимальний спосіб отримання плівок з наночастинок за допомогою колоїдних розчинів, який полягає в їх синтезі з вихідних реагентів розчину і перериванні реакції в певний момент часу [24-28], після чого дисперсна система переводиться з рідкого колоїдного стану в дисперсне тверде. Так, нанокристалічні порошки сульфідів одержують за допомогою реакції сірководневої кислоти H_2S або сульфідів Na_2S з водорозчинною сіллю металу. Наприклад нанокристалічний сульфід кадмію CdS отримують осадженням з розчину перхлорату кадмію і сульфідів натрію, зростання розмірів наночастинок переривають стрибкоподібним збільшенням pH розчину. Утворення металевих або напівпровідникових кластерів можливо всередині пор молекулярного сита (цеоліту). Ізоляція кластерів всередині пір зберігається при нагріванні до дуже високих температур. Наприклад, напівпровідникові кластери (CdS) 4 були синтезовані всередині порожнин цеолітів [29]. Аналізу властивостей кластерів, отриманих в ультратонких каналах і, зокрема, в порах цеолітів, присвячений огляд [30].

Серед усіх методів отримання ізольованих наночастинок та нанопорошків метод осадження з колоїдних розчинів має найвищу селективність і дозволяє отримувати стабілізовані нанокластери з дуже вузьким розподілом за розмірами, що дуже важливо для використання наночастинок в якості каталізаторів, в пристроях мікроелектроніки, вузлів лопаток турбін і турбогенераторів, а також для обладнання нафтогазової промисловості. Основна проблема методу осадження з колоїдних розчинів пов'язана з тим, як уникнути коалесценції отриманих наночастинок.

Хімічний синтез великих металевих кластерів з використанням колоїдних розчинів детально розглянуто в [31]. Існують різні хімічні прийоми отримання наночастинок в колоїдних розчинах, проте в будь-якому випадку необхідно захистити частинки, щоб запобігти їх коалесценції. Стабілізація колоїдних частинок і кластерів досягається за допомогою молекул ліганда. Як ліганди використовують різні полімери. Схема реакції отримання стабілізованої лігандом металевого кластера M_n має наступний вигляд:



де L – молекула ліганду.

Отримані таким способом металеві кластери золота, платини, паладію можуть містити від 300 до 2000 атомів. Металеві кластери мають кубічну або гексагональну щільно упаковану структуру. У цих кластерах центральний атом оточений кількома оболонками, число атомів в яких дорівнює $10k_2 + 2$

(k – номер оболонки), тобто перша оболонка містить 12, друга – 42, третя – 92 атома і т.д. У кластерах, стабілізованих лігандами, можна виділити металеве ядро, де найближчими сусідами атома металу є тільки металеві атоми, і зовнішню оболонку з металевих атомів, частково пов'язаних з молекулами ліганду. Металеві кластери, що складаються з 55 атомів, розміщених у двох оболонках, є, мабуть, найменшими за розміром частинками, ще зберігають частину властивостей металу, а проте скануюча тунельна спектроскопія вже свідчить про розщеплення електронних рівнів в таких частках при кімнатній температурі.

Гідроліз солей металів використовують для одержання колоїдних частинок оксидів [32-34]. Наприклад, нанокристалічні оксиди титану, цирконію, алюмінію, ітрію можна отримати гідролізом відповідних хлоридів або гіпохлоритів. Тонкодисперсний оксид титану отримують також гідролізом титанів-сульфату з наступним прожарюванням аморфного осаду при 1000-1300 К. Для стабілізації колоїдних розчинів щоб уникнути коагуляції наночастинок використовують поліфосфати, аміни, гідроксильні іони.

Колоїдні розчини напівпровідникових оксидних і сульфідних наночастинок безпосередньо (без осадження) використовуються в фотокаталітичних процесах синтезу і деструкції органічних сполук, розкладання води. Для отримання високодисперсних порошків опади колоїдних розчинів, що складаються з агломерованих наночастинок, прожарюють при 1200-1500 К. Наприклад, високодисперсний порошок карбїду кремнію ($d \sim 40$ нм) отримують гідролізом органічних солей кремнію з наступним прожарюванням в аргоні при 1800 К [35]. Для отримання високодисперсних порошків оксидів титану і цирконію досить часто використовується осадження за допомогою оксалатів, які найбільш часто зустрічаються в цукровому виробництві.

Для отримання високодисперсних порошків з колоїдних розчинів застосовується також криогенна сушка. Розчин розпорошується в камеру з криогенної середовищем і внаслідок цього замерзає у вигляді дрібних частинок. Потім тиск газового середовища над замороженим розчинником знижують так, щоб воно було менше рівноважного, і нагрівають матеріал при безперервній відкачці для сублимації розчинника. В результаті утворюються найтонші пористі гранули однакового складу, прожарюванням яких отримують порошки.

До методів осадження можна віднести також запропонований авторами [36,37] спосіб отримання нанокристалічних композицій з карбїду вольфраму і кобальту, призначених для виготовлення твердих сплавів. Колоїдні розчини солей вольфраму і кобальту висушували розпиленням, потім отриманий порошок піддавали низькотемпературного карботермічному відновленню у зваженому шарі, завдяки чому зберігалася висока дисперсність. Для гальмування росту зерен і зменшення розчинності карбїду вольфраму в кобальті в суміш додавали нестехіометричний карбїд ванадію в кількості до 1 мас.%. Отриманий з цієї нанокристалічних композиції твердий сплав відрізнявся оптимальною комбінацією високої твердості і великої міцності [36-38]. В роботі [39] показано, що кожна наноконкомпозитна частка $WC-Co$, що має розмір

приблизно 75 мкм, складається з декількох мільйонів нанокристалічних зерен *WC* з розміром менше 50 нм, розподілених в матриці кобальту.

Спиканням нанокompatитної суміші карбїду вольфраму з 6,8 мас.% *Co* і 1 мас.% *WC* були отримані сплави, в яких 60% зерен *WC* мали розмір менше 250 нм і 20% – менше 170 нм. Ще більш тонкозернисті структуру мав сплав, який містить крім карбїду вольфраму 9,4 мас.% *Co*, 0,8 мас.% *Cr₃C₂* і 0,4 мас.% *WC*. Після спикання при 1670 К в цьому сплавї 60% зерен карбїду вольфраму мали розмір менше 140 нм і 20% - менше 80 нм. Порівняння наносплава і звичайного полікристалічного сплаву, що мають однакову твердість, показує, що трїщиностійкість наносплава в 1,2-1,4 рази більше, ніж трїщиностійкість звичайного крупнозернистого сплаву [39-41].

Лїтература до роздїлу

1 L. ANTONI, A. GALERIE. Corrosion sèche des métaux. Cas industriels: oxydation, carburation. Techniques de l'Ingénieur. Traité Matériaux Metalliques. Grenoble. M 4224, 2005, 29 p.

2. LEESON B. High temperature corrosion of metallic alloys and coatings. Corrosion and environmental degradation, Éd. M. Schütze, Wiley-VCH, Weinheim – Germany, (2000), vol. II, p. 173-228.

3 DURAND-CHARRE M. The microstructure of superalloys. Gordon and Breach Science Publishers, Amsterdam (1997).

4 <http://www.haynesintl.com>

5 BARRETT C.A. 10000 hours cyclic oxidation behavior at 982 oC of 68 high temperature Co-, Fe- and Ni-base alloys, NASA, Technical Memorandum 107394 (1997).

6 LEHOLM R., NORRIS B., GURNEY A.. -High temperature alloys for aerospace structures. Advanced Materials and Processes, 2001,159,5, p. 27-31.

7 TANIGUCHI S., FUJIMOTO S., KATOH T., SHIBATA T.. - TEM observation of the initial oxidation stages of TiAl and TiAl-0.2Zr. Mater. High Temp. 2000,17, 1, p. 35-40.

8 SHEMET V., TYAGI AK, PENKALLA J., SINGHEISER L., BECKER JS, QUADAKKERS WJ - Mechanisms of scale formation on new alumina forming gamma-TiAl alloys studied by MCs + - SIMS. Mater. High Temp. 2000,17, 1, p. 41-7.

9 GHIGLIONE D., LEROUX C., TOURNIER C. Pratique des traitements thermiques. Cémentation. Carbonitruration. Techniques de l'Ingénieur. Traité Matériaux métalliques. Grenoble. M 1 226 (1994).

10 MURRY G. Aciers pour traitements thermiques. Techniques de l'Ingénieur. Traité Matériaux métalliques Grenoble.M 4532 (2002).

11 BIANCO R., RAPP R.A. Pack cementation aluminide coatings on superalloys. Codeposition on Cr and reactive elements. J. Electrochem. Soc. 1993,40, 4, p. 1181-91.

12 AUDISIO S. Dépôts chimiques à partir d'une phase gazeuse. Techniques de l'Ingénieur. Traité Matériaux métalliques Grenoble.M 1 660 (1985)

13 NICHOLLS J.R. Designing oxidation-resistant coatings. JOM, 2000,52, 1, p. 28-35.

14 CLAVES D., GALERIE A. Kinetic and morphologic study of the pack-aluminisation of a serie of refractory alloys. J. Physique, 1993. IV, 3, p. 531-38.

15 SKALLI A., GALERIE A., CAILLET M. Protection of low alloy steel against thermal oxidation or sulphidation by superficiel pack or laser aluminisation. Mater. Sci. Technol., 1989,5, p. 853-57.

16 Розробка іонно-плазмового покриття для підвищення корозійної стійкості сталевих лопаток компресора ГТД. Жирнов А.Д., Мубояджян С.А., Білоус В.Я., Пуценко А.Н., Васильєва З.П., Жегін І.П. 6 Наукова конференція з гідроавіації (Геленджик - 2006) "Авіаційні матеріали та технології", Геленджик, 2006: Тези доповідей. Секц. 2В. Матеріали і технологічні процеси для гідроавіації. М. Изд-во ВІАМ. 2006, с. 7-8. Рус.

17 Високотемпературне опір окисленню феритного сплаву в якості межкомпонентних сполук. Xie Guangyuan, Cui Kip, Xiao Jianzhong, Xie Shuhong. Huazhong keji daxue xuebao. Ziran kexue ban - J. Huazhong Univ. Sci. and Technol. Natur. Sci. 2004. 32. № 6, с.75-77, 3 мул "табл. 2 мул. Бібл. 6. Кит.; Рез. англ.

18 Композитні шари, отримані на кобальтовому підслоє в процесі вакуумного Титанірованіє. Composite layers produced on the titanium and the cobalt base in vacuum titanizing process. Пробл. машиностр. і автоматиз. 2005, № 4, с. 93-96, 3 мул., Табл. 2 мул. Бібл. 11. Англ.; Рез. рус.

19 досліджень продуктів корозії, що утворюються на сплавах Mg-Ti, отриманих фізичною осадженням з пари і in situ механічно оброблених. Characterisation of corrosion products formed on PVD in situ mechanically worked Mg-Ti alloys. Mitchell T., Diplas S., Tsakirooulos P. J. Alloys and Compounds. 2005. 392, № 1-2, с 127-141, 14 мул., Табл. 2 мул. Бібл. 20. Англ.

20 Опір корозії і зносу покриттів TiN, отриманих фізичною осадженням з парової фази. Resistencia a la corrosion y desgaste de recubrimientos de TiN obtenidos por PVD: Докл. [9 Congreso nacional de ciencia y tecnologia metalurgicas, Madrid, 5-7 nov., 2003]. Conde A., Navas C, De Damborenea J.J. Rev. met. CENIM. 2005, Прил., С. 457-462, 8 мул., Табл. 1 мул. Бібл. 5. Исп.; Рез. англ.

21 Склад і властивості борованої газотермическіх покриттів з низьковуглецевих сталей. Азізов РО, Рахмат М., Назаров Х.М. (Таджицький техн. Унт, Душанбе). Ж. прикл. хімії. 2006. 79, № 11, с. 1855-1859. Бібл. 4. Рус.

22 Метод захисту лопаток газової турбіни від високотемпературної корозії. A method of protecting a component against hot corrosion: Заявка 2421032 Великобританія, МПК7 С 23 С 10/04, С 23 С 10/38. Siemens AG (Incorporated in the Federal Republic of Germany) Wittelsbacherplatz 2, 80333 Munich, Federal Republic of Germany, Vox Paul, Whitehurst Mick (Siemens Shared Services Intellectual Property Department, Siemens House, Oldbury, BRACKNELL, Berks, RG12 8FZ, United Kingdom) . № 0427155.7; заявлю. 11.12.2004; Опубл. 14.06.2006; НПК С7F. Англ.

- 23 Підвищення експлуатаційних властивостей лопаток парових турбін з титанових сплавів і сталі на стадії виготовлення. Смилова М.К. (Уфимський державний авіаційний технічний університет). Зварювання в Сибіру. 2005, № 1, с. 56-59, 11 мул., Табл. 2 мул Библ. 16. Рус.
24. Rosetti R., Ellison J. L., Gibson J. M., Brus L. E. // J. Chem. Phys. 1984. V.80, No 9. P.44-64.
25. Herron N., Calabrese J. C, Fometh W. E., Wang Y. // Science. 1993. V.259, No 5100. P. 1426.
26. Kuczynski J., Thomas J. K. // J. Phys. Chem. 1983. V.87, No 26. P.5498.
27. Wang Y., Suna A.J, Mchugh J. et al. // J. Chem. Phys. 1990. V.92, 11. P.6927.
28. Herron N., Wang Y., Eddy M. et al. // J. Amer. Chem. Soc. 1989. V.III, No 2. P.530.
- 29 Wang Y., Herron N. // J. Phys. Chem. 1987. V.91, No 1. P.257; 1988: V.92, No 18. P.4988.
- 30 Богомолов В.Н. // УФН. 1978.Т.124, No 2.С. 171.
- 31 Schmid G. Nanostruct. Mater.1995.V.6, № 1.P.15.
- 32 Bleier A., Cannon R. // In: Better Ceramics Through Chemistry / Eds. C. J. Brinker, D. E. Clark, D. R. Ulrich. Pittsburg, 1986. P.71.
- 33 Franz G., Schwier G. / f In: Raw Materials for New Technologies / Ed. M. Kursten. Stuttgart: Nagele and Obermuller, 1990. P.I.
- 34 Чернов В.М. та ін // Неорган.матер.1993.29, № 7. С.1019.
- 35 Hatakeyama F., Kanzaki Sh. // J. Amer. Ceram. Soc. 1990. V.73, № 7. P.2107.
- 36 McCandlish L.E., Kear B.H., Kirn B.K. // Nanostruct. Mater. 1992. V.I. No 1. P.119.
- 37 Wu L., Lin J., Kim B.K.et al. // In: Proc.of the 13th Intern. Plansee Seminar / Eds. H. Bildstem and R. Eck. Reutte: Metallwerk Plansee, 1993. V.3. P.667.
38. Fang Z., Eason J.W. // In: Proc. of the 13th Intern. Plansee Seminar / Eds. H. Bildstem and R. Eck. Reutte: Metallwerk Plansee, 1993. V.3. P.625.
39. Seegopaul P., McCandlish LE, Shinneman FM // Intern. J.Refr.Met.and Hard Mater.1997.V.15, No1-3. P.133.
- 40 О. Т. Богорош, Б. В. Копей, А. Беллауар. Жаропрочные сплавы и износостойкие покрытия для лопаток турбин газоперекачивающих агрегатов. Металлофизика и новейшие технологии. 2008.Том 30, спецвыпуск, с.653-670.
- 41 О.Т.Богорош, Б.В.Копей, А.Беллауар. Зносостійкі покриття з оксидів титана і цирконію, одержані осадженням з колоїдних розчинів. Тези Всеукраїнської конференції молодих вчених „Сучасне матеріалознавство: матеріали та технології” СММТ-2008, м. Київ, 12-14 листопада 2008р., с.157.

РОЗДІЛ 7

НАДІЙНІСТЬ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТИВ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЇХ РЕМОНТУ

7.1 Моделювання і оптимізація витрат на попереджувальні ремонти парку газоперекачувальних агрегатів

У газотранспортній мережі України, яка є однією з найбільших в Європі, в даний час перебуває в експлуатації 78 компресорних станцій (КС) з 780 газоперекачувальними агрегатами (ГПА) двадцяти типів. Близько 20% парку ГПА вже відпрацювали встановлений ресурс, що викликає необхідність оптимізації робіт з їх ремонту та технічного обслуговування. Оптимізація системи, призначеної для забезпечення ремонту і технічного обслуговування парку ГПА, починається з визначення кількості установок, обсягу та змісту ремонтних робіт всього парку машин. Надійне прогнозування попиту на відшкодування шкоди, визначення числа ремонтів і різних типів обслуговування для кожного типу установок можливо при правильному виборі можливостей бази обслуговування. Переоцінка можливостей ремонтної бази є причиною непотрібних витрат і недовикористання обладнання ремонтної бази. Навпаки, недооцінка можливостей бази обслуговування призводить до зниження коефіцієнта технічного використання машин і збільшення їх примусових зупинок.

У вітчизняній і зарубіжній літературі [1-4] є дані про параметри надійності і раціональне планове обслуговування ГПА. У зарубіжній літературі [1,2] наводять окремі дані по відмовах машин, але вони не систематизовані і немає конкретних рекомендацій щодо вибору оптимальних термінів ремонтів.

При розробці стратегій технічного обслуговування ГПА і оптимальних графіків планово-попереджувальних ремонтів до теперішнього часу не враховувалося фактична зміна кількості машин у парку і, відповідно, кількість, обсяг і зміст ремонтних робіт по всьому парку машин. Для того, щоб передбачити обсяг ремонтних робіт у процесі експлуатації певної кількості машин, необхідно розробити практичний метод, який визначає кількість ремонтів в будь-який час протягом планованого періоду. Метою методу прогнозування ГПА є визначення оптимального числа ремонтів, щорічно здійснюваних в інтервалі часу від t_1 до t_2 , з урахуванням кількості вже наявних машин на кінець цього періоду, і машин, що перебувають у процесі безперервного оновлення.

Аналіз відомих методів визначення кількості ремонтів

Для визначення кількості ремонтів пропонувалися деякі наближені формули, але вони можуть застосовуватися лише в наступних випадках:

- число машин у парку не змінюється;
- машини не замінюються після їх зносу;

- нові машини не купуються;
- надійність машин підтримується ремонтами.

На практиці такі випадки ніколи не були реалізовані з наступних причин:

а) в парк машин завжди поставляються нові машини, що збільшує загальний час роботи до першої відмови на 40, 50 або 60% часу роботи між відмовами.

б) щорічно частина використовуваних старих машин без ремонту замінюється новими.

в) термін між попереджувальними ремонтами і списанням машин не є фіксованою або регульованою величиною, але середньою величиною значення між тривалістю їхньої роботи до першого ремонту; міжремонтним періодом і загальною тривалістю функціонування машини.

Цей фактор знижує ймовірність реальної необхідності ремонту в порівнянні з необхідністю ремонту, яка визначається шляхом наближених обчислень.

При проведенні такого моделювання важливо оцінити такі фактори:

1) парк машин складається з 2 частин: відремонтованих і невідремонтованих.
2) необхідно робити різницю між кількістю недавно встановлених машин і неодноразово ремонтваних (старих) машин.

3) слід брати до уваги:

а) факти оновлень і списання машин у парку.

б) залежність між тривалістю роботи до відмови і між відмовами.

в) загальну тривалість роботи і час експлуатації парку машин, як системи, а також середні значення параметрів, цитованих тут.

4) необхідно враховувати динамічну еволюцію парку машин шляхом введення критеріїв, заснованих на математичних методах оновлення (рис. 7.1). Теорія поновлення [1,2] тісно пов'язана з надійністю і теорією випадкових процесів і встановлює закони розподілу відмов елементів в процесі їх роботи і методи їх прогнозування.

Метою методу прогнозування є визначення:

1) оптимального числа ремонтів, щорічно здійснюваних в інтервалі часу від t_1 до t_2 .

2) кількості наявних машин у парку до завершення цього періоду, а також кількості машин, що перебувають у процесі безперервного оновлення з інтенсивністю $V(t)$.

Критерій оптимізації

Мінімальна загальна вартість включає:

- витрати на придбання нових машин;
- ремонтні витрати;
- експлуатаційні витрати.

Обмеження, які накладаються на процес оптимізації:

- надійність системи повинна бути не менше необхідної;
- система має мати необхідний технічний рівень;
- максимальний коефіцієнт готовності повинен бути в межах технічних ресурсів машини.

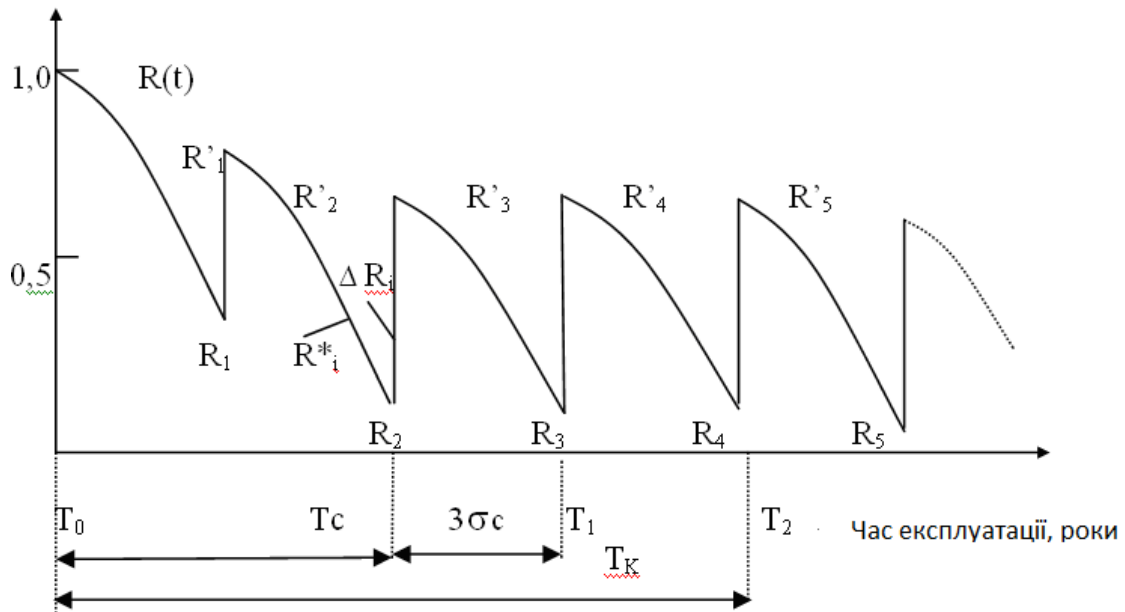


Рисунок 7.1 – Модель зміни технічного стану машин

Особливості експлуатації обладнання:

$t_{tr} = f(f(t))$ тривалість функціонування до першої відмови;

$t_{br} = f(g(t))$ тривалість роботи між відмовами;

$t_{l.t.} = f(f_{l.t}(t))$ загальна тривалість роботи.

У досліджуваному процесі оновлення розподілу щільності відмов $f(t)$ і $g(t)$ можуть бути різними.

Інформація, необхідна для розрахунку:

а) число поставлених за рік машин, які наводяться у вигляді функції $V(t)$ або в табличній формі;

б) функція розподілу щільності відмов у часі в попередньому інтервалі тривалості δ , а також у будь-який момент періоду $D = t_2 - t_1$.

в) варіації щільності розподілу параметрів $f(t)$, $g(t)$, тривалості загальної та річної роботи протягом всього періоду t_k в залежності від всього часу експлуатації машин.

Формули теорії поновлення машин, що використовуються в даному розрахунку:

$$h(t) = f(t) + \int_0^t g(t - \phi)h(\phi)d\phi, \quad \text{де } 0 \leq \phi \leq t; \quad (7.1)$$

$$N(t) = n_0 Q_{l.t}(t) + \int_0^t V(t - \phi) Q_{l.t}(\phi) d\phi; \quad (7.2)$$

$$Q_{l.t}(t) = 1 - F_{l.t}(t); \quad (7.3)$$

$$N_{l,t}(t) = n_0 F_{l,t}(t) + \int_0^t V(t - \phi) F_{l,t}(\phi) d\phi; \quad (7.4)$$

$$H(t) = n_0 Q_{l,t}(t) h(t) + \int_0^t V(t - \tau) Q_{l,t}(\tau) h(\tau) d\tau; \quad (7.5)$$

$$N(t) = A_0 + \int_0^t [V(\tau) - V_{l,t}(\tau)] d\tau; \quad (7.6)$$

$$V_{l,t}(t) = f[N(t), t_{l,t}]. \quad (7.7)$$

Формули дозволяють отримати:

(7.1) – щільність оновлення або середнє число ремонтів (відмов) машин за одиницю часу в момент t при $f(t) \neq g(t)$,

(7.2) – кількість машин в системі на момент t , яке виражається функцією коефіцієнта готовності, де n_0 – кількість машин на початок експлуатації,

(7.3) – ймовірність безвідмовної роботи машини,

(7.4) – функція $N_{l,t}(t)$ (функція вичерпання ресурсу), яка визначає кількість машин, які повністю використали свої ресурси на момент t в системі, де $F_{l,t}(t)$ – функція ресурсу машини ($t_{l,t}$),

(7.5) – середнє число ремонтів машин протягом часу t (функція оновлення або інтенсивність ремонтів), де A_0 – число машин на початок t_0 ,

(7.6) – кількість машин в системі з урахуванням кількості машин до початку часу t_0 ,

(7.7) – $V_{l,t}(t)$ – інтенсивність відмов.

Визначення необхідної кількості ремонтів з метою забезпечення коефіцієнта готовності машин реалізується як функція оптимальних величин витрат на їх експлуатацію (рис. 7.2):

$t_{l,t}$ – ресурсу машин;

$t_{l,p}$ – тривалості функціонування до першого профілактичного ремонту;

t_{bp} – тривалості роботи між профілактичними ремонтами; коефіцієнтами варіації цих характеристик (значно впливають на результати розрахунку). Щоб забезпечувати експлуатацію необхідного рівня парку, число машин повинно досягти в момент часу A_1 ($A_1 > A_0$). Тоді

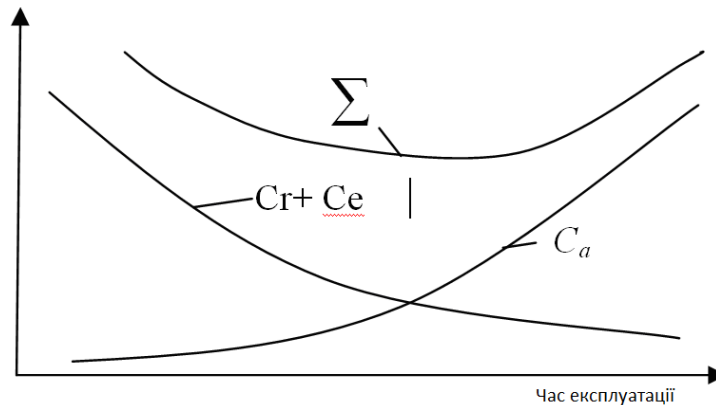
$$N(t_1) = A_1. \quad (7.8)$$

Кількість запланованих у підприємстві парку машин може бути досягнута двома різними шляхами:

1 Інтенсивним придбанням нових машин, при цьому тривалість роботи не підтримується виконуваними ремонтами;

2 Збільшенням тривалості роботи, при цьому скорочується число придбаних машин.

Витрати на експлуатацію



мінімум сумарної функції витрат C відповідає оптимальній тривалості експлуатації машини $t_{l,t}^*$

Рисунок 7. 2 – Зміна вартості обслуговування машин в залежності від тривалості їх експлуатації

Перший варіант дозволяє зменшити число ремонтів та експлуатаційних витрат. При цьому витрати на придбання нових машин збільшуються.

Другий варіант приводить до збільшення експлуатаційних витрат і витрат на обслуговування машин (через відмінності технічних характеристик машин). Витрати C_s на придбання нових машин збільшуються прогресивно. При цьому спостерігається значне зменшення витрат на обслуговування в період експлуатації, що пояснюється збільшенням тривалості їх ресурсу.

У загальному випадку оптимізація періодичності ремонтів дозволяє знизити до мінімуму:

- витрати на придбання нових машин;
- витрати на ремонти;
- витрати на експлуатацію машин.

Ймовірність того, що число машин у парку в даний час t рівне $N(t)$, дорівнює одиниці.

Опції $f_f(t)$ і $g_f(t)$ характеризують безвідмовну роботу до першого ремонту і між ремонтами відповідно і визначають технічну ступінь надійності машини. у разі відсутності профілактичного обслуговування це є характерним для нормального процесу зношування машини та інтенсивність ремонту в будь-який час експлуатації залежить від функцій $f_f(t)$ і $g_f(t)$.

У разі застосування певної стратегії технічного обслуговування, позначимо:

$f_p(t)$ – щільність розподілу часу функціонування до першого профілактичного ремонту;

$g_p(t)$ – щільність розподілу часу функціонування між профілактичними ремонтами;

$t_{t.p}$, $t_{b.p}$ – математичні очікування обох параметрів.

Форма розподілу величин $f_p(t)$ і $g_p(t)$ не змінюється при зміні нормалізованих величин $t_{t.p}$ і $t_{b.p}$.

Періоди функціонування машин $t_{t.f}$ і $t_{t.p}$, для позапланових ремонтів (так само, як $t_{b.f}$ і $t_{b.p}$ для планових ремонтів), пов'язані з двома парами розподілів $[f_f(t); f_p(t)]$ і $[g_f(t); g_p(t)]$ (рис. 7.3). тоді, для кожної пари розподілу в будь-який момент часу t , можна визначити щільність ймовірності ремонту машин, які мають три можливих варіанти:

1-ий варіант: машина відмовила, але час профілактичного ремонту ще не настав;

2-ий варіант: час профілактичного ремонту настав до відмови машини;

3-ій варіант: час ремонту збігається з відмовою.

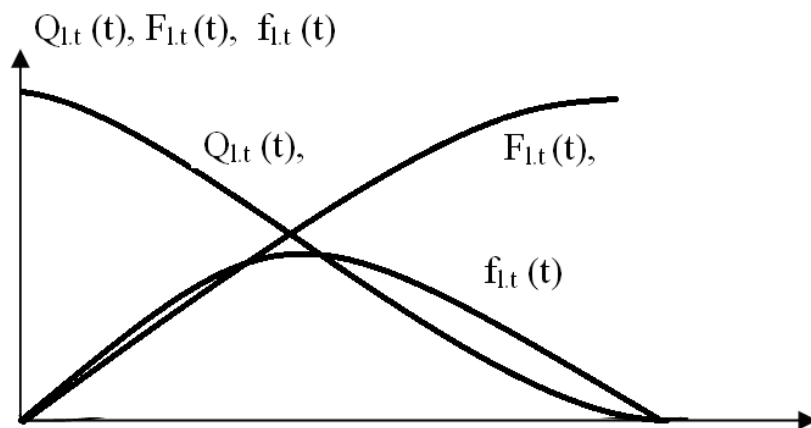


Рисунок 7.3 – Графік зміни параметрів надійності машини в часі

Залежність між інтенсивністю ремонтів $H(t)$ і невідомими величинами особливостей експлуатації машини $t_{t.p}$ і $t_{b.p}$ для відомих розподілів часу функціонування без відмови (рис. 7.4) має вигляд

$$H(t) = (t, t_{l.t}; t_{b.p}; t_{t.p}; V(t)). \quad (7.9)$$

Для визначення функції інтенсивності ремонтів $H(t)$ ми повинні спочатку записати, використовуючи формули (7.2) і (7.5), щільність розподілу часу функціонування машини до ремонту $f(t)$ і між ремонтами $g(t)$, оснований на:

- 1) функції розподілу часу функціонування для незапланованих ремонтів $F_f(t)$ і $G_f(t)$; і планованих ремонтів $F_p(t)$ і $G_p(t)$;
- 2) дані величин цих коефіцієнтів зміни періодів $V_{t.p}$ (до ремонту) і $V_{b.p}$ (між ремонтами);
- 3) невідомі величини математичних сподівань $t_{t.p}$ і $t_{b.p}$,

де $V_{t.p} = V_{b.p} = \frac{\sigma_{t.p}}{t_{t.p}} = \frac{\sigma_{b.p}}{t_{b.p}}$, тут σ - середньоквадратичне відхилення. (7.10)

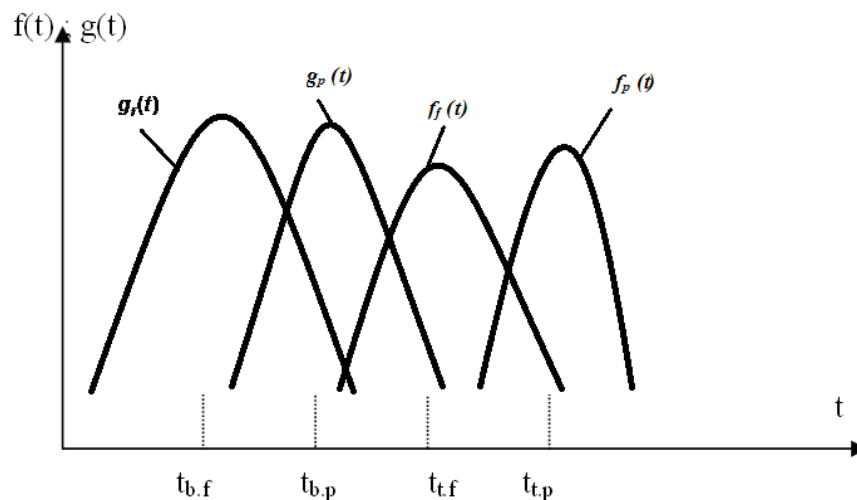


Рисунок 7.4 – Функції щільності відмов і часу виконання профілактичного ремонту

Щоб записати вирази $f(t)$ і $g(t)$, необхідно:

Задатися дискретними величинами математичних сподівань часу функціонування машини до перших профілактичних ремонтів $t_{t.p_1}, t_{t.p_2}, \dots, t_{t.p_i}, \dots, t_{t.p_k}$. Кожна величина $t_{t.p_k}$ відповідає величині $t_{b.p_i}$. Припускаємо, що надійність експлуатації в період перед ремонтами залежить від надійності машини між ремонтами.

Якщо розподіли $f_f(t)$ і $g_f(t)$ змінюються за нормальним законом розподілу з тими ж самими величинами варіації коефіцієнтів між $t_{t.p}$ і $t_{b.p}$, то записуємо їх у більш простій формі і характеризуємо ступенем виконання ремонту. З (7.10) отримуємо:

$$\frac{t_{b.p_i}}{t_{t.p_i}} = \frac{t_{b.f}}{t_{t.f}} = q - \text{коефіцієнт виконання ремонту } (q = 0 \div 0,95) \quad (7.11)$$

(наприклад: $t_{b.p} = 7200$ годин і $t_{t.p} = 1200$ годин, $q = 0,6$);

Знання закону розподілу $f_f(t)$ і $g_f(t)$, а також і коефіцієнту зміни v , дозволяє сформулювати пару функцій розподілу часу профілактичного ремонту $F_{p_i}(t)$, $G_{p_i}(t)$ для кожної величини i ($i = 1, 2, 3, \dots, k$).

Знання функцій $G_f(t)$ і $F_{p_i}(t)$, $G_{p_i}(t)$ дозволяє визначити функції розподілу тривалості функціонування машини до першого ремонту $F(t)$ і між ремонтами $g(t)$ наступним чином:

$$F(t) = \underbrace{[1 - F_f(t)]F_p(t)}_{F_1(t)} + \underbrace{[1 - F_p(t)]F_f(t)}_{F_2(t)} + \underbrace{F_f(t) \cdot F_p(t)}_{F_3(t)}, \quad (7.12)$$

де $F_1(t)$ – ймовірність, що протягом часу t не буде ніякої відмови і машина не потребуватиме профілактичного ремонту; $F_2(t)$ – ймовірність, що протягом часу t відмова буде мати місце і машина не потребуватиме профілактичного ремонту; $F_3(t)$ – ймовірність, що протягом часу t буде відмова і профілактичний ремонт.

Розподіл щільності тоді можна записати:

$$f(t) = [1 - F_f(t)]f_p(t) + [1 - F_p(t)]f_f(t). \quad (7.13)$$

ми можемо визначити таким же чином $G(t)$ і $g(t)$.

$$g(t) = [1 - G_f(t)]g_p(t) + [1 - G_p(t)]g_f(t) \quad (7.14)$$

Для обчислення інтенсивності ремонтів $H(t)$ ми повинні включити формули (7.13) і (7.14) в (7.5) для кожної величини $t_{t.p_i}$ і $t_{b.p_i}$ або $t_{t.p_i}$ і q_i .

Інтенсивність $H(t)$ залежить як від величин $t_{l,t}$, тривалості роботи та функції придбання $V(t)$, див. формулу (7.9). Ці величини розглядають як важливі фактори, що впливають на вартість експлуатації машин; саме тому величини тісно пов'язані з витратами на кожен тип ремонту.

Економічні показники

1) Функція витрат

$$D = \Phi(C_r, C_e, C_a) \quad (7.15)$$

де C_r – витрати на ремонт машин; C_e – поточні витрати на експлуатацію; C_a – вартість придбання нових машин.

2) Вартість капітального ремонту (К.Р) машини у функції якості ремонту може бути записана:

$$Sr_j = Sr(q_j), \quad \text{де } j = 1, 2, \dots, m \quad (7.16)$$

3) Загальна вартість ремонтів машин введених в експлуатацію протягом планового періоду Δ :

$$Cr_{i,j}(V, t_{l,t}) = \int_{t_0}^{t_1} H_{i,j}(t) \cdot Sr_j \cdot e^{-\delta \cdot t} dt, \quad (7.17)$$

де функція j враховує невідомі варіанти величин $t_{t.p}$ і q . Кожен варіант можна розглянути як математичну функцію очікування $t_{l,t}$ і функцію придбання (поновлення) $V(t)$. Запропонований метод для визначення числа і вартості ремонтів полягає в оптимізації відновлення кожної групи елементів, що мають той ж самий розподіл безвідмовної роботи до першої відмови. Поточні витрати експлуатації і їх інтенсивність залежать від тривалості експлуатації та характеру обслуговування.

4) Інтенсивність поточних витрат експлуатації

$$S_e(t) = f[N(t), V(t), t_{l,t}, t_{t.p}, t_{b.p}, q]$$

5) Витрати експлуатації:

$$C'_{e_j}(t, t_{lt}, V) = \int_0^t S_{e_{ij}}(\tau) V(\tau) e^{-\delta\tau} d\tau, \quad (7.19)$$

тут
$$S_{t_{ij}}(t) = c(\alpha_1 + 2\alpha_2 t + 3\alpha_3 t^2). \quad (7.20)$$

6) Сума зменшених експлуатаційних витрат машин протягом всього планового періоду може бути записана: (парк машин був відновлений з моменту часу t_0),

$$C_{e_{i,j}} = \int_{t_0}^{t_1} C'_{e_j}(t, t_{lt}, V) dt \quad (7.21)$$

7) Витрати поновлення (придбання) машин:

$$C_a = C_n - C_0, \quad (7.22)$$

$$C_n = \int_{t_0}^{t_1} V(t) S_n(t) dt, \quad (7.23)$$

$$C_0 = \int_{t_0}^{t_1} V_c[N(t), t_{l,t}] S_0[t_{l,t}, S_n(t)] dt, \quad (7.24)$$

де C_n – вартість придбання машин, призначених, щоб відновити парк протягом Δ ; C_0 – залишкова вартість всіх машин.

Для точного розрахунку витрат відновлення парку ГПА необхідно визначити:

$V(t)$ – інтенсивність відновлення машин;

$S_n(t)$ – вартість нової машини;

$S_0(t)$ – залишкову вартість;

$V_{l,t}(t)$ – інтенсивність списання машин

8) Функція відновлення:

$$V(t) = a + bt. \quad (7.25)$$

9) Зміна вартості нової машини:

$$S_n(t) = S_{n_0} \cdot e^{-\gamma \cdot t}, \quad (7.26)$$

де S_{n_0} – вартість машини в даний час t_0 , γ – коефіцієнт нормального зношування.

10) Залишкова вартість S_0 :

$$S_0(t) = (d_1 e^{-\lambda \cdot t \cdot t} + d_2) S_n(t), \quad (7.27)$$

де λ, d_1, d_2 – параметри обчислення: залежно від кожного специфічного випадку.

11) Інтенсивність списання машин $V_{l,t}$:

$$V_{l,t}(t) = n_0 f_{l,t}(t) + \int_0^t V(t-\tau) f_{l,t}(\tau) d\tau \quad (7.28)$$

Знаючи функції $V_{l,t}(t)$ і $S_0(t)$, ми можемо визначити загальну залишкову вартість усіх машин, знятих з експлуатації протягом планового періоду. Після цього визначимо вартість відновлення C_a .

12) Зменшена сумарна функція витрат:

$$\Phi = C_a(V, t_{l,t}) + C_{r_{i,j}}(V, t_{l,t}) + C_e(V, t_{l,t}) \longrightarrow \text{мінімум} \quad (7.29)$$

Для кожної комбінації характеристик $(t_{l,t}, q)$ мінімум цієї функції може бути знайдений для відповідного вибору інтенсивності $V = a + bt$ відновлення і середньої тривалості роботи $t_{l,t}$, дотримуючись умови $N(t_1) = A_1$.

Використовуючи цю умову, так само як і формули, що зв'язують надійність функціонування $N(t)$ з придбанням нових машин та інтенсивності оновлення, ми можемо виразити інтенсивність відновлення через початкові умови і тривалість роботи $t_{l,t}$.

$$V = V(A_0, A_1, T_{l,t}, t) \quad (7.30)$$

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

Запропонований метод, що дозволяє визначити необхідний обсяг робіт ремонтів протягом процесу експлуатації обладнання парку машини, дозволяє планувати закупівлю машин; необхідне обладнання, щоб підтримати придатність цих машин (запасні частини, ремонтні інструменти і т.д.).

Цей метод також дозволяє:

- слідувати за розвитком стану парку машин;
- втрутитися в потрібний час, щоб зберегти надійність та придатність виробничого обладнання;
- мінімізувати витрати на обслуговування.

Метод був випробуваний на парку ГПА, складених з газоперекачувальних агрегатів з газотурбінним приводом.

Таблиця 7.1 – Дані для розрахунку оптимізації обслуговування і ремонту ГПА

Позначення	Величини	Вихідні дані
A_1	250	Число машин в кінці планового періоду
$t_{l,t}$	20	Існуюча середня тривалість роботи (років)
V_0	0.2	Коефіцієнт зміни тривалості роботи (існуючої)
V	0.2	Коефіцієнт зміни тривалості життя (запланованої)
S_{no}	560000	Вартість нової машини (USD)
c	28800	Початкова величина поточної експлуатації машини (USD)
λ	0.05	Параметр залишкової вартості машини
γ	0.32	Параметр морального зношування
δ	0.11	Параметр витрат
d_1 d_2	$\left. \begin{matrix} 0.73 \\ 0.07 \end{matrix} \right\}$	Параметр машини (залишкова вартість)
S_r	82000	
t_{tp}	2.5 роки	Математичне сподівання часу роботи до попереджувального ремонту

Продовження таблиці 7.1

Позначення	Величини	Вихідні дані
y_{tp}	0.5	Середньо-квадратичне відхилення для t_{tp}
$t_{t,f}$	2.0	Математичне сподівання часу роботи до першої відмови (років)
$\sigma_{t,f}$	0.4	Середньо-квадратичне відхилення для $t_{t,f}$
q	0.6	Коефіцієнти якості ремонту
$t_{b,f}$	1.5	Математичне сподівання часу роботи між відмовами (років)
$\sigma_{b,f}$	0.3	Середньо-квадратичне відхилення для $t_{b,f}$
t_{bp}	1.5	Математичне сподівання часу роботи між ремонтами (років)
y_{bp}	0.3	Середньо-квадратичне відхилення для t базової точки

Таблиця 7.2 – Результати розрахунку різних варіантів з оптимізації обслуговування і ремонту ГПА

Показники	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T_c (років)	18	20	22	18	20	22	18	20	22
T_m (років)	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
Σ (10^6 одиниць)	95.02	83.7	74.7	63.0	59.4	56.9	116.4	110.5	106.4
C_a (10^6 одиниць)	5.82	4.78	3.96	3.97	3.74	3.58	7.33	6.96	6.71
C_r (10^6 одиниць)	38.7	37.5	36.4	25.6	24.16	23.1	47.3	44.9	43.25
C_e (10^6 одиниць)	50.5	41.5	34.3	33.43	31.5	30.22	61.77	58.64	56.44
N (елементів)	376	337	307	569	449	365	763	560	423
$N_{l,t}$ (елементів)	124	86	55	335	216	133	547	347	211
H (10^3)	1.16	1.09	1.03	3.09	2.87	2.71	5.02	4.65	4.38

7.2 Залежність об'єму запасних частин від кількості стендів для ремонту ГПА

Керувати складом запасних частин означає гарантувати можливість підтримання газоперекачувального агрегату (ГПА) в робочому технічному стані функціонування протягом терміну, визначеного до попереджувального ремонту з заданою надійністю [5]. Це також означає, що необхідно мати в наявності в службі ремонту ГПА певну кількість запасних частин для виконання цього ремонту з метою скорочення до мінімуму часу форсованих зупинок машин. Кількість запасних частин залежить від багатьох факторів, а саме від [6,7]:

- коефіцієнта технічного використання ГПА і технічного рівня експлуатації;
- ступеня зносу елементів ГПА;
- терміну роботи між ремонтами ГПА;
- структури ремонтного циклу ГПА;
- якості ремонту і стратегій технічного обслуговування.

Характеристика різних типів аварій ГПА

Розрізняють такі типи аварій в процесі експлуатації ГПА:

- випадкові аварії;
- поступові аварії (обумовлені зношенням);
- аварії відновлюваних елементів;
- аварії невідновлювальних елементів.

Випадкові аварії: кількість аварій невідомо заздалегідь, але може бути оцінена на підставі теорії надійності.

Поступові аварії: знаючи еволюцію зносу і його закономірності, можна визначити кількість очікуваних ремонтів.

Невідновлювані елементи: вони можуть бути замінені запасними частинами зі складу.

Відновлювані елементи:

- на компресорній станції: кількість запчастин зменшено в обсязі.
- база обслуговування: необхідно передбачати запас деталей і вузлів на складі в достатньому обсязі.

Критерій оцінки кількості запасних частин

Середній час ремонту агрегату може бути визначено таким чином:

$$T_{cpr} = T_{pa} + T_{adm} + T_{don} + T_{вв} , \quad (7.31)$$

де T_{pa} – час, витрачений на ремонт (активна робота); T_{adm} – час, витрачений через адміністративні труднощі (виклик бригади; транспортування матеріалів і т.д.); T_{don} – час, витрачений через інші причини (відсутність енергії, аварії

системи, брак матеріалів і т.д.); $T_{\text{вв}}$ – час, втрачений через відсутність запчастин (час очікування поставки).

Формула (7.31) після спрощення може прийняти наступну форму:

$$T_{\text{cpr}} = T_1 + T_{\text{вв}},$$

де T_1 – час ремонту резервного агрегату, з тим застереженням, що немає проблем із запчастинами (випадок \pm ідеальний);

$$T_1 = T_{\text{pa}} + T_{\text{адм}} + T_{\text{доп}}. \quad (7.32)$$

Значення $T_{\text{вв}}$ може бути розглянуто як критерій достатності запасних частин. Кількість запасних деталей впливає на коефіцієнт готовності устаткування. Зв'язок, який існує між коефіцієнтом достатності в запасних частинах P_{ap} і коефіцієнтом готовності K_{zom} , описується залежністю:

$$K_{\text{zom}} = \frac{T}{T + T_{\text{cpr}}} = \frac{T}{T + T_1 + T_{\text{вв}}} \Rightarrow \quad (7.33)$$

$$K_{\text{zom}} = \frac{T}{T + T_1} \cdot \frac{T + T_1}{T + T_1 + T_{\text{вв}}} = K'_{\text{zom}} \cdot P_{\text{ap}}, \quad (7.34)$$

$$K'_{\text{zom}} = \frac{T}{T + T_1}, \quad (7.35)$$

де K'_{zom} – коефіцієнт готовності, в разі якщо в наявності є запасчастини.

$$P_{\text{ap}} = \frac{T + T_1}{T + T_1 + T_{\text{вв}}}. \quad (7.36)$$

Тут

$$T = \sum T_{\text{cpr}i} \quad \text{і} \quad T_{\text{cpr}} = \sum T_{\text{рем}i} = \sum (T_i + T_{\text{вв}}).$$

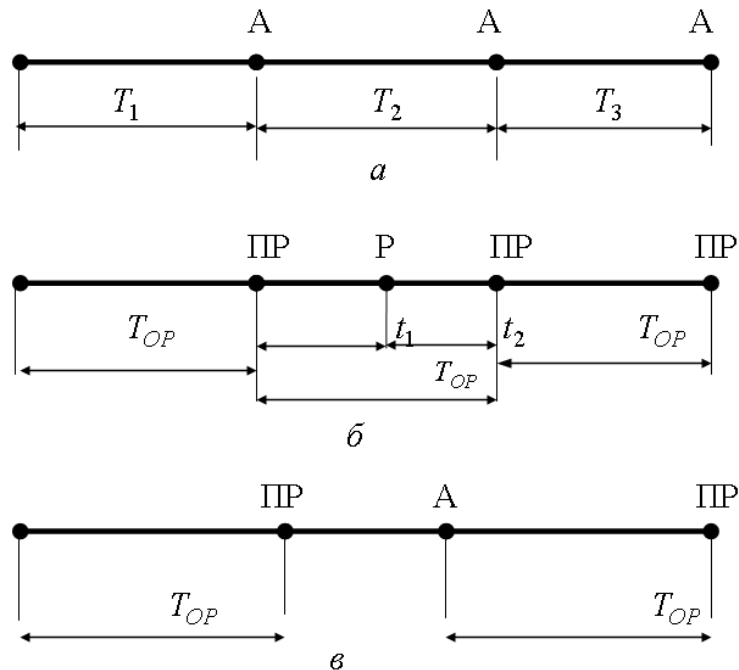
З формули (7.36) помічаємо, що коефіцієнт P_{ap} впливає на параметри надійності устаткування. Аналіз цієї формули дозволяє нам зробити висновок, що для того, щоб збільшувати коефіцієнт готовності K_{zom} , треба:

– визначити кількість запасних частин, які треба мати на складі, з одного боку;

– усунути всі перешкоди, які заважають нормальному постачанню запасними частинами ($T_{вс} \rightarrow 0$) з другого боку.

Стратегії технічного обслуговування ГПА

Розроблено кілька стратегій технічного обслуговування ГПА (рис.7.5).



a – базова стратегія (стратегія аварійного обслуговування); *б* – групова стратегія (заміна групою або модулем); *в* – стратегія індивідуальної заміни (залежно від терміну функціонування), ПР – плановий ремонт; А – аварія

Рисунок 7.5 – Схеми стратегій технічного обслуговування ГПА

Дослідження вибору періоду кращої заміни дозволяє скоротити кількість аварій, викликаних зносом і ймовірністю відмов агрегату.

Випадок відновлюваних деталей при випадкових аваріях

Кількість запасних частин залежить:

- від кадрових і матеріальних можливостей ремонтного цеху;
- організації служби технічного обслуговування.

Якщо $T_{срр}$ збільшується з інтенсивністю відмов $\lambda(t)$, тоді кількість запчастин також збільшується. Він може також збільшитися, коли досить слабкі можливості ремонтної майстерні (відсутність стендів для ремонту, брак кваліфікованої робочої сили і т.д.).

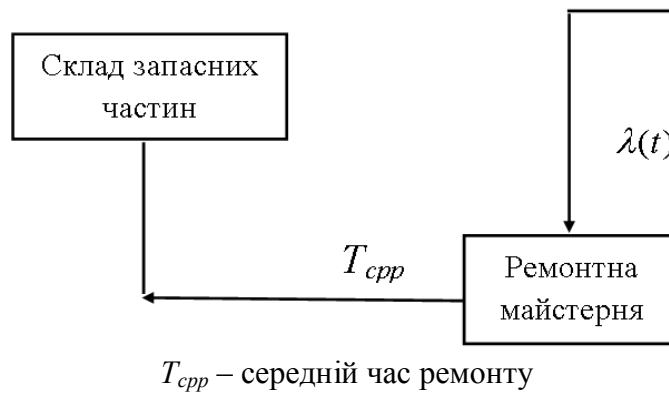


Рисунок 7.6 – Випадок відновлюваних деталей

Умова забезпечення надійності функціонування ремонтної майстерні

$$\Lambda(t) \leq \beta(t), \quad (7.37)$$

де
$$\Lambda(t) = N\lambda(t) = \frac{N}{T_{cp}}, \quad (7.38)$$

$$\beta(t) = N\mu(t) = \frac{n}{T_{cpp}}. \quad (7.39)$$

Тут $\Lambda(t)$ – інтенсивність відмов всіх елементів агрегату; $\beta(t)$ – інтенсивність ремонтів в майстерні; N – кількість ідентичних деталей у спостереженні; n – кількість синхронних ремонтів (кількість стендів для ремонту); $\lambda(t)$ – інтенсивність відмов деталі; $\mu(t)$ – інтенсивність ремонту деталі; T_{cpp} – середній час ремонту; T_{cp} – середній час функціонування між відмовами.

Звідси визначаємо кількість необхідних ремонтних стендів:

$$n \geq \frac{N \cdot T_{cpp}}{T_{cp}} \quad (7.40)$$

Якщо позначимо через ρ загальну кількість аварій, передбачених на період ремонту ($T_{cpp} = T_{cp}$), тоді

$$\rho = \frac{N \cdot T_{cpp}}{T_{cp}} = \frac{\lambda \cdot (t) \cdot N}{\mu(t)} \quad (7.41)$$

можемо записати, що приблизно $n \cong \rho$ (n – ціле позитивне число, більше ніж ρ).

Під час аварії машини виникає потреба в запчастинах. Якщо на складі запчастини відсутні, в цьому випадку ГПА, який зазнав аварії, буде в очікуванні ремонту. Після ремонту запчастини повернуть на склад і стенд буде вільний.

Кількість запчастин в очікуванні позначено k . Щоб оцінити службу технічного обслуговування, треба було б визначити ймовірність P_i , що в будь-який момент принаймні одна деталь даного типу буде доступна, тобто, що один стенд принаймні виявиться вільним.

$$P_i = 1 - P_Z, \quad (7.42)$$

$$P_Z = P_{n+k} \quad (7.43)$$

де P_Z може бути розглянута як ймовірність, що маємо всі дефектні деталі або в ремонті, або в очікуванні ремонту.

Щоб забезпечувати наявність запчастин, потрібно, щоб коефіцієнт готовності був менше P_i :

$$P_i \geq R_i$$

Необхідне значення R_i не вибрано навмання. Воно вибирається з економічних міркувань і пов'язане з виникаючими при цьому витратами:

— з одного боку, обумовлені закупівлею великої кількості запчастин, що збільшує надійність функціонування системи, але ризикує спровокувати заморожування запасів на складі;

— з іншого боку, обумовлені відсутністю запчастин, звідки зменшення витрат, але представляє ризик зупинки виробництва (збільшення часу форсованих зупинок ГПА).

Аналіз можливих варіантів

Нехай в ремонтній майстерні є N стендів для ремонту. Протягом експлуатації можемо мати серед цих стендів $0, 1, 2, 3, \dots, m, N$ зайнятих стендів.

Випадок, коли немає деталей, що очікують ремонту, тобто дефектна деталь, знаходячи всі стенди для ремонту зайнятими, залишає чергу очікування, не будучи виправлена (тобто $k = 0$). На стендах ще немає черги.

Ймовірність того, що m стендів будуть зайняті, може бути вираженою наступною формулою при

$$0 \leq m \leq n \quad \text{і} \quad k = 0$$

$$P_m = \frac{\frac{\rho^m}{m!}}{\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!}} \quad (7.44)$$

де

$$\rho = \frac{N \cdot T_{cnp}}{T_{cp}} = \frac{\lambda(t) \cdot N}{\mu(t)},$$

Тут $\lambda(t)$ – інтенсивність відмов деталі; $\mu(t)$ – інтенсивність ремонту деталі.

Ймовірність того, що n стендів будуть зайнятими (тобто всі стенди) може бути представлена ($m = n$ і $k = 0$, відсутність черги):

$$P_n = \frac{\frac{\rho^n}{n!}}{\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!}} \quad (7.45)$$

Випадок, коли дефектні деталі, знаходячи n стендів зайнятими, залишаються в черзі деякий час і потім залишають її, не будучи виправлені.

Кількість деталей у черзі очікування ремонту рівна k .

Ймовірність того, що стендів виявляться зайнятими, може бути представлена ($0 \leq m \leq n$) (відсутність черги):

$$P_m = \frac{\frac{\rho^m}{m!}}{\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!} + \frac{\rho^n}{n!} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\rho^k}{\prod_{j=1}^k (n + j\beta)}}, \quad (7.46)$$

де β – кількість деталей, які залишають чергу після деякого часу очікування, не будучи виправленими; k – загальна кількість деталей в очікуванні ремонту.

Ймовірність того, що n стендів будуть зайнятими і k кількість деталей перебуває в очікуванні ремонту, запишеться:

$$(m = n + k; m > n; k \geq 1).$$

Серед цієї кількості k деталей, що очікують ремонту, деяка кількість рівна β , залишає чергу, не будучи виправлено.

$$P_{n+k} = \frac{\frac{\rho^n}{n!} \cdot \frac{\rho^k}{\prod_{j=1}^k (n+j\beta)}}{\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!} + \frac{\rho^n}{n!} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\rho^k}{\prod_{j=1}^k (n+j\beta)}} \quad (7.47)$$

Якщо розглядаємо випадок, коли всі дефектні деталі в очікуванні ремонту будуть виправлені, рано чи пізно; тобто, що вони не залишать чергу, можна оцінити, тоді як $\beta \rightarrow 0$, і можемо записати в цьому випадку:

1) для $0 \leq m \leq n$ і $k = 0$.

(Всі дефектні деталі використані; ще немає черги очікування);

$$P_m = \frac{\frac{\rho^m}{m!}}{\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!} + \frac{\rho^n}{n!} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\rho^k}{n^k}} \quad (7.48)$$

і беручи до уваги
$$\sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{\rho}{n}\right)^k = \frac{\rho}{n-\rho}, \quad \text{якщо } \rho < n, \quad (7.49)$$

тоді формула (7.48) має вигляд:

$$P_m = \frac{\frac{\rho^m}{m!}}{\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!} + \frac{\rho^{n+1}}{n!(n-\rho)}} \quad (7.50)$$

2) для $m = n+k$; $m > n$; $k \geq 1$, формула (7.48) записується:

$$P_{n+k} = \frac{\frac{\rho^{n+k}}{n!n^k}}{\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!} + \frac{\rho^{n+1}}{n!(n-\rho)}} \quad (7.51)$$

Встановлюючи $P_Z = P_n + k$ (формула 7.47) і маючи $P_i = 1 - P_Z \cong R_i$ – імовірність того, що в будь-який момент принаймні одна деталь даного типу буде доступною, тобто, що стенд принаймні виявиться вільним. У цьому випадку:

$$P_z = 1 - R_i = P_{n+k} = \frac{\frac{\rho^{n+k}}{n! \cdot n^k}}{\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!} + \frac{\rho^{n+1}}{n!(n-\rho)}}, \quad (7.52)$$

де $Z = n + k$ кількість необхідних запасних частин.

Проблема полягає в тому, щоб знайти кількість Z запасних частин, які треба мати на складі в очікуванні ремонту деталей, які були надіслані в майстерню і уникнути таким чином продовженого простою машини.

Формулювання для визначення Z , отримане після перетворення формули (7.52), буде мати вигляд:

$$Z = n + \frac{\ln \left[\frac{n!}{c^n} \left(\sum_{a=0}^n \frac{c^a}{a!} + \frac{c^{n+1}}{n!(n-c)} \right) (1 - R_i) \right]}{\ln \left(\frac{c}{n} \right)} = n + k, \quad (7.53)$$

де

$$\frac{\ln \left[\frac{n!}{\rho^n} \left(\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!} + \frac{\rho^{n+1}}{n!(n-\rho)} \right) (1 - R_i) \right]}{\ln \left(\frac{\rho}{n} \right)} = k. \quad (7.54)$$

Тут n – кількість стендів для ремонту; ρ – кількість елементів, потерпілих аварію протягом періоду ремонту; R_i – надійність, якої вимагають від системи ремонту, k – кількість деталей в очікуванні ремонту.

Приклад 1

Таблиця 7.3 – Приклад розрахунку

Кількість ідентичних елементів, N	Середній час роботи, $T_{сер}$, (год.)	Середній час ремонту, $T_{срр}$, (год.)	Коефіцієнт готовності, R_i	Кількість аварій, передбачених на період ремонту, ρ , ф-ла (7.41)	Кількість стендів для ремонту, n ф-ла (7.40)	Кількість деталей в очікуванні ремонту, k	Кількість запчастин на складі, z
40	2000	20	0,99	0,4	1	$\cong 4$	5
80	7500	132	0,99	1,40	2	$\cong 8$	10

Приклад 2

У майстерні, яка має 2 стенда для ремонту, прибувають дефектні деталі (лопатки турбіни ВТ), що мають $T_{cp} = 7500$ годин. Час ремонту лопаток дорівнює 132 години. Кількість елементів N в системі дорівнює 80.

- 1) визначити, чи існує постійний режим обслуговування ГПА ($\lambda(t) \leq \beta(t)$);
- 2) якщо так, знайти ймовірність того, що 0, 1, 2 стенди будуть зайняті;
- 3) знайти ймовірність безаварійної роботи;
- 4) знайти ймовірність існування черги очікування ремонту.

Розв'язання:

1) Визначимо середню кількість аварій, які відбуваються протягом часу ремонту (формула 7.41):

$$\rho = \frac{N \cdot T_{cpp}}{T_{cp}} = \frac{\lambda(t) \cdot N}{\mu(t)} = \frac{80 \cdot 132}{7500} = 1,4 \text{ або } (\rho = \lambda \cdot N \cdot T_{cpp}).$$

Оскільки $\rho < n$ ($1,4 < 2$) можемо сказати, що постійний режим техобслуговування встановлений.

2) Визначимо ймовірності P_0 ; P_1 ; P_2 згідно з формулою (7.50):

$$P_0 = \frac{1}{5,668} = 0,1764 = 17,64 \%$$

$$P_1 = \frac{1,4}{5,668} = 0,247 = 24,70 \%$$

$$P_2 = \frac{0,98}{5,668} = 0,173 = 17,30\% .$$

3) Визначимо надійність системи, тобто ймовірність відсутності аварій протягом ремонту:

$$P(0,t) = e^{-\rho} = e^{-1,4} = 0,2446 = 24,46\% .$$

4) Ймовірність існування черги:

$$\Pi = 1 - (0,1764 + 0,247 + 0,173) = 0,4036 = 40,36\%$$

Зауваження, якщо в прикладі 1 для:

1) $\rho = 0,4$ беремо $n = 2$, тоді, згідно (7.48), знаходимо:

$$k = 1,04 \text{ і } Z = n + k \cong 3.$$

2) $\rho = 1,4$ беремо $n = 3$, тоді, згідно (7.48), знаходимо:

$$k = 3,12 \text{ і } Z = n + k \cong 7.$$

Для цього випадку $\rho = 1,4$ і $n = 3$ ймовірності мати $T = 0, 1, 2, 3$ зайнятих стендів дорівнюють:

$$P_0 = 23,60\%; P_1 = 33\%.$$

1-ий випадок. Ремонт без черги. ($0 \leq m \leq n; k = 0$)

Диференціальні рівняння для ймовірностей, $p_1(t), p_2(t), \dots, p_n(t)$ пишуться:

$$\frac{dp_0(t)}{dt} = -\lambda p_0(t) + \mu p_1(t);$$

$$\frac{dp_m(t)}{dt} = \lambda p_{m-1}(t) - (\lambda + m\mu)p_m(t) + (m+1)\mu p_{m+1}(t) \quad 0 < m < n;$$

$$\frac{dp_n(t)}{dt} = \lambda p_{n-1}(t) - n\mu p_n(t);$$

Якщо $t \rightarrow \infty$, тоді $p_0(t), p_1(t), p_2(t), \dots, p_n(t) \rightarrow p_0; p_1; p_2; \dots; p_n$ і всі похідні дорівнюють нулю. Тоді можемо написати алгебраїчні рівняння:

$$-\lambda p_0 + \mu p_1 = 0;$$

$$\lambda p_0 - (\lambda + \mu)p_1 + 2\mu p_2 = 0$$

$$\lambda p_{m-1} - (\lambda + m\mu)p_m + (m+1)\mu p_{m+1} = 0 \quad 0 < m < n;$$

$$\lambda p_{n-1} - [\lambda + (n-1)\mu]p_n + n\mu p_n = 0;$$

$$\lambda p_{n-1} - n\mu p_n = 0.$$

Вирішуючи нижченаведену систему рівнянь, отримуємо вираз p_m :

$$p_m = \frac{\lambda^m}{m! \mu^m} \cdot p_0.$$

У іншому випадку $\frac{\lambda}{\mu} = \rho$, тоді $p_m = \frac{\rho^m}{m!} \cdot p_0$

Приймаючи в рахунок, що $\sum_{a=0}^n p_a = p_0 \sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!} = 1$, отримуємо

$$P_0 = \frac{1}{\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!}},$$

Звідки $P_m = \frac{\frac{\rho^m}{m!}}{\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!}}$, тобто ймовірність того, що m стендів будуть за-

йнятими серед n існуючих.

2-й випадок. Система черги з убуванням.

Диференціальні рівняння для ймовірних станів системи запишуться:

$$\frac{dp_0(t)}{dt} = -\lambda p_0(t) + \mu p_1(t);$$

.....

$$\frac{dp_m(t)}{dt} = \lambda p_{m-1}(t) - (\lambda + m\mu)p_m(t) + (m+1)\mu p_{m+1}(t) \quad 0 \leq m \leq n-1;$$

.....

$$\frac{dp_n(t)}{dt} = \lambda p_{n-1}(t) - (\lambda + n\mu)p_n(t) + (n\mu + \nu)p_{n+1};$$

.....

$$\frac{dp_{n+k}(t)}{dt} = \lambda p_{n+k-1}(t) - (\lambda + n\mu + k\nu)p_{n+k}(t) + [n\mu + (k+1)\nu]p_{n+k+1}(t);$$

Навіть якщо $t \rightarrow \infty$, тоді $p_0(t), p_1(t), p_2(t), \dots, p_n(t) \rightarrow p_0; p_1; p_2; \dots; p_n$ і будь-які похідні дорівнюють нулю. Тоді можемо написати алгебраїчні рівняння:

$$-\lambda p_0 + \mu p_1 = 0;$$

$$\lambda p_0 - (\lambda + \mu)p_1 + 2\mu p_2 = 0$$

.....

$$\lambda p_{m-1} - (\lambda + m\mu)p_m + (m+1)\mu p_{m+1} = 0 \quad 0 \leq m \leq n-1;$$

.....

$$\lambda p_{N-1} - (\lambda + n\mu)p_N + (N\mu + \nu)p_{n+1} = 0;$$

.....

$$\lambda p_{N+k-1} - (\lambda + n\mu + k\nu)p_{N+k} + [N\mu + (k+1)\nu]p_{N+k+1} = 0;$$

Для всього $m \leq n$ маємо:

$$p_m = \frac{\rho i^m}{m!} \cdot p_0$$

Для всього $m \leq n$ ($m = n + k$ і $k \geq 1$)

$$p_{n+k} = \frac{\rho i^{n+k}}{n! \prod_{j=1}^k (n + j\beta)} \cdot p_0,$$

КОЛИ

$$p_0 = \frac{1}{\sum_{a=0}^n \frac{\rho^a}{a!} + \frac{\rho^n}{n!} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\rho^k}{\prod_{j=1}^k (n + j\beta)}}.$$

7.3 Забезпечення експлуатаційної надійності протипомпажних ліній ГПА ГТК-25 і КС-39 «У-П-У» після капітального ремонту

Забезпечення експлуатаційної надійності газотранспортної системи України є надзвичайно актуальною і важливою науково-технічною проблемою. Це пояснюється стратегічним значенням стабільної безаварійної роботи газотранспортних підприємств для енергетичної безпеки держави та надійного транзиту газу в країні Європи. Проблема загострюється значним терміном експлуатації окремих об'єктів, який досягає 40-45 років. За такі великі проміжки часу в матеріалі труб газопроводів відбувається деградація властивостей матеріалу внаслідок корозійних процесів, підсилених впливом змінних у часі механічних напружень. Це цілком стосується протипомпажних ліній ГПА ГТК-25 і ст. № 1-3 КС-39 «У-П-У» УМГ «Прикарпаттрансгаз» ДК «Укртрансгаз», виготовлених з імпортних труб у 1982 році. У зв'язку з виявленнями під час діагностування мікротріщинами та корозійними дефектами, за чинними вимогами несумісними з подальшою експлуатацією, було прийнято рішення про капітальний ремонт ліній з частковою заміною труб. Запропоновано вирішення задачі шляхом заміни ділянок з переходом на труби вітчизняного виробництва. У зв'язку з цим постало питання забезпечення експлуатаційної надійності протипомпажних ліній після ремонту.

Протипомпажні лінії було виготовлено з труб діаметром 323,8 мм і товщиною стінки 8 мм зі сталі марки ST-E-385.7, виробник – фірма «Манесман», Німеччина. Хімічний склад сталі згідно з сертифікатом: $C - 0,18\%$, $Si -$

0,59%, Mn – 1,60%, P – 0,03%, S – 0,02%, Al – 0,02-0,06%, V – 0,10%, Nb – 0,05%. Механічні характеристики: границя міцності – 530 МПа, границя плинності – 390 МПа; відносне видовження δ_5 – 20%.

Заміну проведено на труби діаметром 325 мм і товщиною стінки 11 мм зі сталі марки 09Г2С, виробник – ЗАТ “Нікопольська трубна компанія”, Україна. Хімічний склад сталі згідно з сертифікатом: C – 0,08-0,11%, Si – 0,91-1,20%, Mn – 1,36-1,65%, P – 0,012-0,028%, S – 0,022-0,0322%.

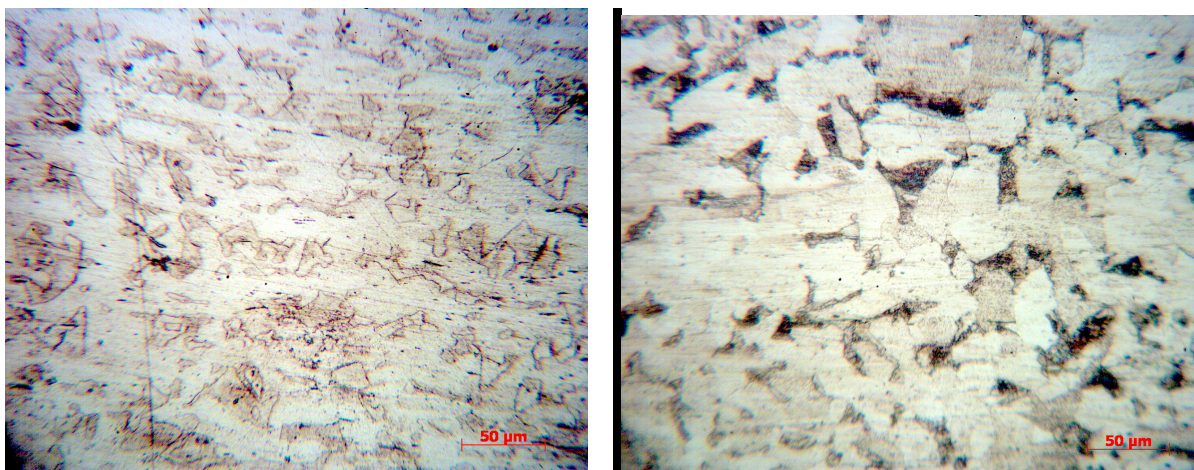
Механічні характеристики, не менше: границя міцності – 500 МПа, границя плинності – 350 МПа; відносне видовження δ_5 – 21%.

Дослідження проводились на моделях-вирізках труб на випробному стенді та методикою, наведеною в працях [10-12]. На рис. 7.7 наведено загальний вигляд моделі-вирізки.



Рисунок 7.7 – Загальний вигляд зразка для випробувань на втомну міцність

Мікроструктуру сталей вивчали на електронному мікроскопі. На рис. 7.8 наведено результати досліджень мікроструктури.



а – німецького виробництва; *б* – сталі 09Г2С

Рисунок 7.8 – Мікроструктура сталі

Фрактограми зломів вивчали на оптичному мікроскопі “Нофот-2”.

У зв’язку з специфікою умов роботи протипомпажних ліній ГПА (пульсації тиску, посилена вібрація, корозія) основним критерієм забезпечення експлуатаційної надійності є їх висока втомна міцність. Тому проведено комплекс експериментальних досліджень, спрямованих на визначення характеристик опору втомі даних труб.

Усього для експериментальних досліджень було виготовлено 12 зразків, з них 5 вирізано з експлуатованої протягом 24 років труби німецького виробництва і 7 – з нової труби зі сталі 09Г2С. З метою оцінювання ступеня небезпеки можливих концентраторів напружень на 2 зразках з нової труби було нанесено механічні пошкодження у вигляді надрізу (рис. 7.9).



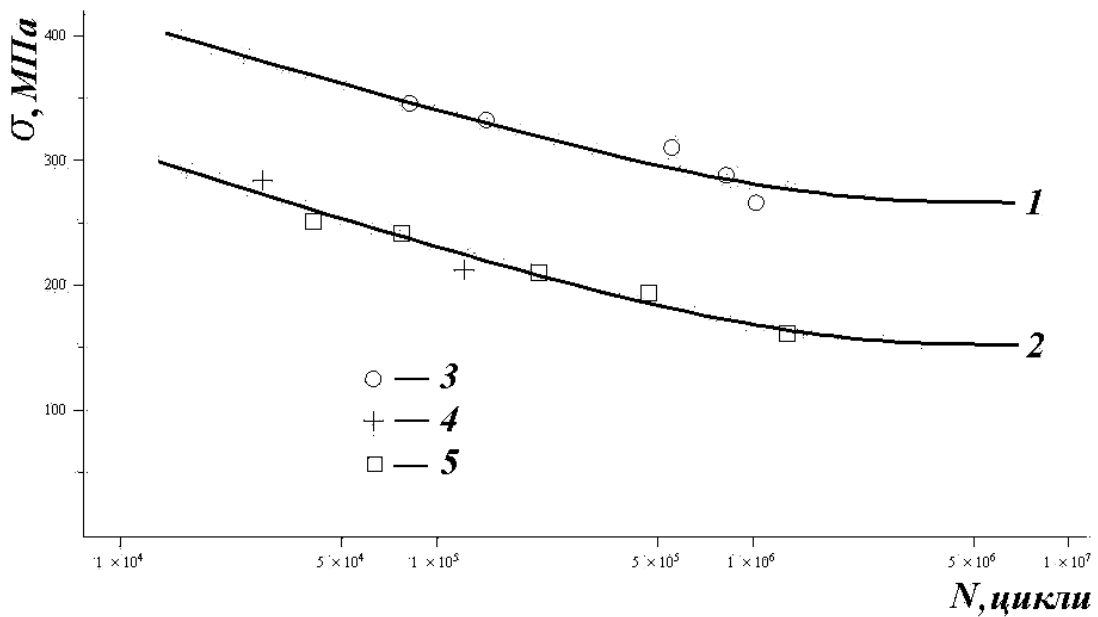
Рисунок 7.9 – Зразок з концентратором

Зразки циклічно навантажували до повного руйнування (рис. 7.10).



Рисунок 7.10 – Злом моделі-вирізки з концентратором

Результати експериментальних досліджень втомної міцності моделей-вирізків наведено на рис. 7.11.



1 – крива втоми моделей-вирізок з нової труби зі сталі 09Г2С; 2 – крива втоми моделей-вирізок з експлуатованої труби; 3 – результати досліджень моделей-вирізок з нової труби без концентратора; 4 – результати досліджень моделей-вирізок з нової труби з концентратором; 5 – результати досліджень моделей-вирізок з експлуатованої труби

Рисунок 7.11 – Результати досліджень втоми міцності моделей-вирізок

Криві втоми було побудовано за рівнянням [13]

$$N = \frac{Q}{\sigma_{\max}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{\max} - \sigma_0}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\},$$

де N – кількість циклів до руйнування деталей; σ_{\max} – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням коефіцієнта асиметрії $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0$ (віднульове навантаження); σ_0 – границя витривалості за віднульового навантаження; V_0 – параметр з розмірністю напруження; $Q = N_0 \cdot \sigma_0$ – коефіцієнт витривалості; N_0 – параметр, який характеризує кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми.

Для визначення параметрів кривих втоми використано метод найменших квадратів. Отримано такі параметри кривих втоми:

— для нової труби

$$\sigma_0 = 266 \text{ МПа}; V_0 = 35 \text{ МПа}; Q = 2,93 \cdot 10^8 \text{ МПа}; N_0 = 1,1 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

— для експлуатованої труби

$$\sigma_0 = 152 \text{ МПа}; V_0 = 40 \text{ МПа}; Q = 1,82 \cdot 10^8 \text{ МПа}; N_0 = 1,2 \cdot 10^6 \text{ циклів}.$$

Дослідженнями [14] встановлено, що параметри кривих втоми практично усіх низьколегованих сталей, які використовуються для виготовлення трубопроводів, дуже близькі між собою. Таким чином, результати експерименту свідчать про значне зниження опору втомі експлуатованих труб (падіння границі витривалості близько 70%). Приблизно таке ж падіння опору втомі спостережено для зразків з нової труби з наведеним концентратором.

Висока втомна міцність нової труби свідчить про досягнення достатнього рівня експлуатаційної надійності протипомпажних ліній після ремонту. Додатковим позитивним чинником є збільшення на 40% товщини стінки труби. Крім очевидного зменшення номінальних напружень та збільшення довговічності в умовах корозії, також спостережено зменшення інтенсивності вібрації. Результати експериментальних досліджень свідчать про обґрунтованість використання запропонованої труби зі сталі 09Г2С для забезпечення експлуатаційної надійності протипомпажних ліній.

7.4 Вибір стратегій технічного обслуговування газоперекачувальних агрегатів на основі комп'ютерних баз даних і аналізу АВС

Цей розділ присвячений вивченню методу обробки фактичних даних на підставі аналізу АВС, що дозволяє, після організації стратегій технічного обслуговування устаткування компресорної станції, дуже просто і об'єктивно виявити за допомогою певного критерію найбільш помітні аварії ГПА. Вивчення було засноване на зборі і обробці усієї інформації по експлуатації і обслуговуванню ГПА для того, щоб приступати до систематичної класифікації даних за відмовами. Програмне забезпечення MS Access було використане, щоб розробити базу даних і управляти даними по відмовах, ґрунтуючись на величині середнього часу до відмов, пусків, форсованих зупинок, середнього часу ремонту, часу нормальної роботи, коефіцієнта готовності і інших даних [15-22].

На багатьох підприємствах численні служби технічного обслуговування все ще залишаються побудованими швидше на усній традиції розробки планів і виконання ремонтних робіт. Відомості про проведені ремонту містяться в пам'яті осіб, відповідальних за технічного обслуговування, оскільки не існує ніякої правильно заповненої бази даних, що об'єднує усі дані, необхідні для розробки політики відповідної стратегії обслуговування. Дійсно, у ремонтників завжди існують проблеми із записом усіх даних по відмовах і ремонтах, коли потрібно втрутитися і відновити роботу машини. Причини можуть бути різними: недолік часу при рішенні численних завдань, штат ремонтних бригад іноді недостатній, існують труднощі з письмовою формалізацією, відсутнє переконання в корисності записів, страх визнавати власні слабкості і почуття відповідальності за збереження цієї інформації. У таких умовах ефективно обслуговування неможливе, і йтиметься швидше про несумлінне виконання ремонту. У

такому положенні служба обслуговування перетворюється на ремонтників-пожежників і результат не зможе задовольнити посібник.

Підхід до формалізованого обслуговування вимагає вкладення деякого кількості засобів і методів, що можуть забезпечити добрі результати роботи. Після визначення політики технічного обслуговування, необхідно терміново здійснити обстеження технічної компетенції підприємства для того, щоб виявити його слабкі сторони. На цьому етапі очевидна недостатність бази цих, представлених історією відмов і ремонтних робіт на установках. У цій статті показано корисність ведення обліку даних по відмовах устаткування для діагностики і складання рекомендацій по технічному обслуговуванню або оновленню парку ГПА. Пропонований метод дозволяє ідентифікувати дані, які торкаються основної частини, що зв'язує будь-яке дослідження. Метод АВС або закон Парето (Paréto) – аналіз, заснований на вивченні минулого періоду, що дозволяє дуже просто і дуже об'єктивно виявити залежно від певного критерію найбільш помітні ознаки. Цей закон був винайдений італійським соціо-економістом Vilfrido PARETO, що вивчав різні області діяльності людини. Він констатував, що 15% підготовок до роботи представляли 85% втручань, в 20% машин виникають 80 % аварій, 20% аварій машин вимагають 80 % витрат на їх ремонт і так далі. Крива АВС, побудована за результатами цього методу, використовується в MS Access, – програмному забезпеченні великої доступності – для створення історії відмов. Цей метод був апробований на газоперекачувальних агрегатах (ГПА), і отримані результати підтвердили його точність. Існує можливість розробки стратегії обслуговування за даними, що містяться в базі даних НРГ (Надійність, Ремонтопридатність, Готовність).

Крива АВС дозволяє вибрати ремонтні роботи певної тривалості і з регулярним характером, синтез яких дозволяє визначити найбільш відповідний тип підготовки до ремонту.

7.4.1 База даних

База даних – сукупність інформації, що структурується у вигляді однієї або декількох "таблиць даних ". Кожна таблиця містить дані, такі, що відносяться до області ремонту або до чітко певної одиниці устаткування. Рисунок 7.12 схематизував три таблиці (Т1, Т2 і Т3), що управляються зв'язками О1 і О2. Нова таблиця (Т4) може створюватися для інших параметрів, отриманих, наприклад, з таблиць Т1 і Т2. Існують взаємозв'язок між різними таблицями по критеріях, що об'єднують їх в базу даних (БД).

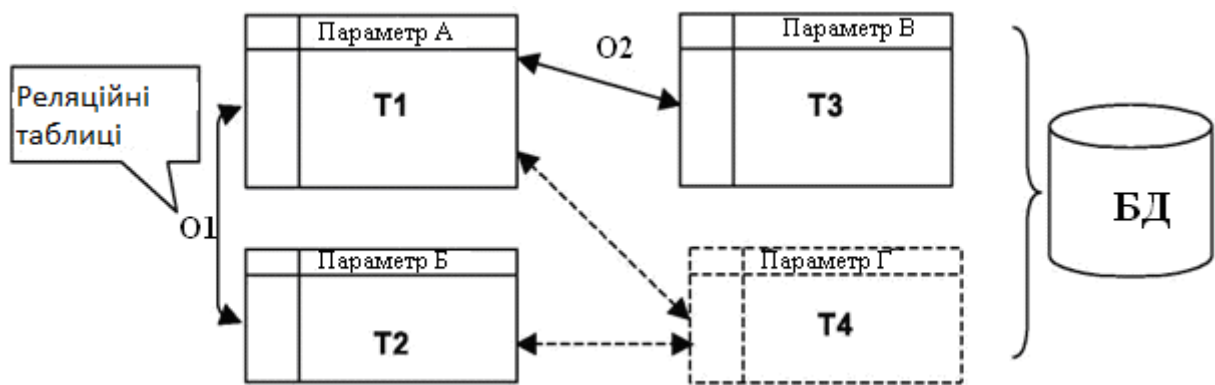


Рисунок 7.12 – Таблиця бази даних

7.4.2 Збір даних

Збір даних – критичний і дуже важкий етап проекту. Намічена мета полягає в тому, щоб зібрати необхідну інформацію по відмовах і технічному обслуговуванні ГПА і створити базу даних на період 10 років. Для цього були зареєстровані, як єдині доступні джерела, записи диспетчерів ЗД (рис. 7.13) і запису про виконанні ремонти і обслуговуванню (рис. 7.14).

При розробці схеми (рис.7.13) зіткнулися з деякими утрудненнями, найбільш важливі з яких виявило детальне вивчення. Йдеться, про недостатність опису форсованих зупинок ГПА в ЗД, про утруднення при встановленні причин зупинок, деяких помилок їх транскрипції операторами, станом ЗД, занадто тривалих термінів обробки цих і виконаних ремонтних операцій різних установок. У разі рисунка 7.14 утруднення зводяться до наявності кваліфікованого персоналу, до надійності списків, до термінів надання даних і до методів спілкування. Вивчення зажадало використання методів, заснованих на інтерв'ю, гіпотезах і аналізі, використанні запитальників, протоколів повернення з ремонту, оцінок і анкет.

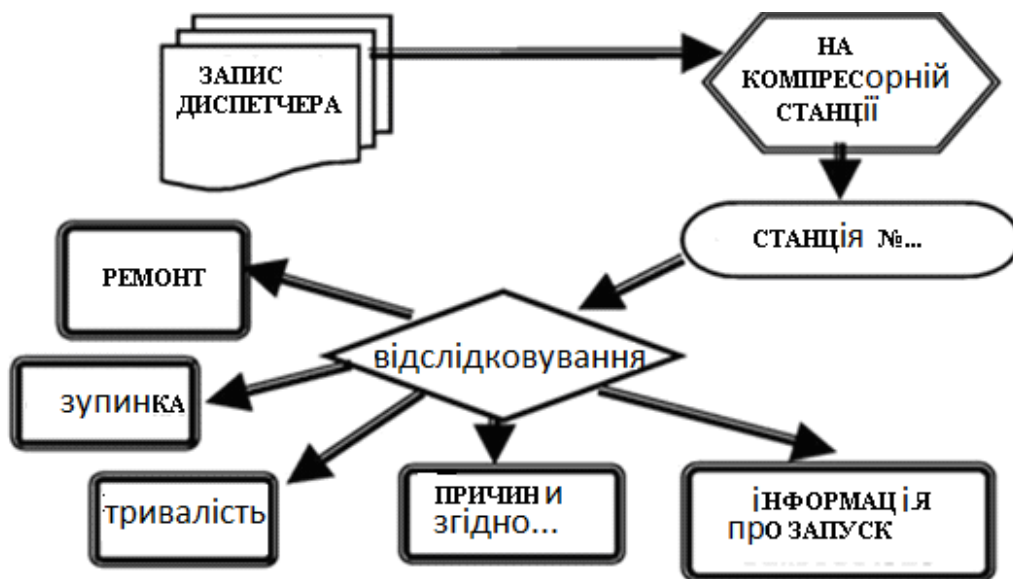


Рисунок 7.13 – Рух документу запис диспетчера (ЗД)

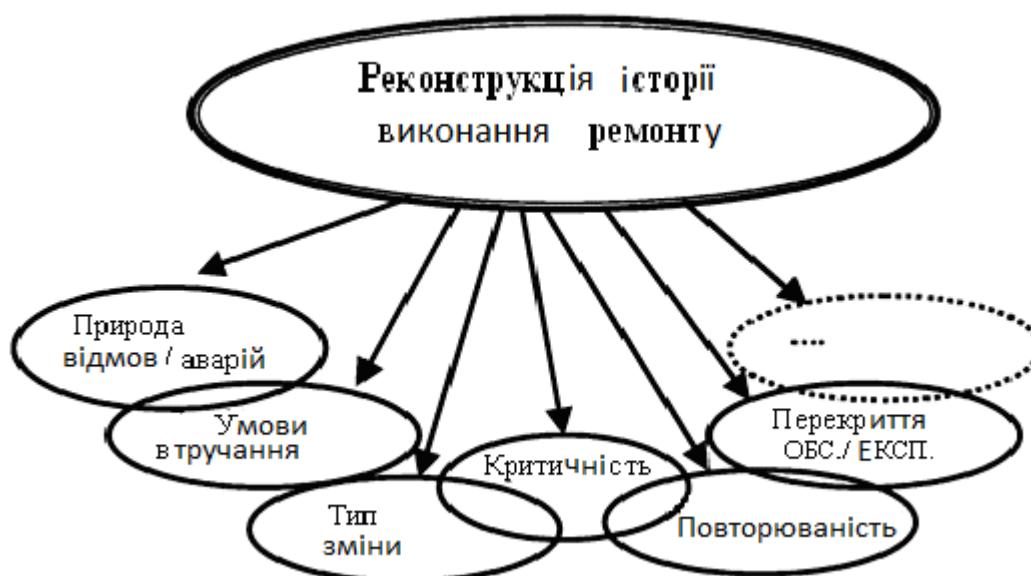


Рисунок 7.14 – Вид документа про виконаний ремонт

7.4.3 Інформаційна база даних

Інформаційна база даних – представлення реальних відмов і виконаних ремонтів, шляхом використання СУБД (СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ БАЗАМИ ДАНИХ). Загалом, система введення-виводу підтверджує ефективну структуру, зберігання, обслуговування, оновлення і виведення усіх даних БД. Цільова база даних в цьому проекті організована, як представлено на рис. 7.15. Збір даних здійснений деякими користувачами, що мають дозвіл на різному рівні (інженери, техніки, оператори, адміністратор). Збір даних має бути швидким, легким і контрольованим, потім ці дані, що зберігаються в БД, мають бути оброблені і надані користувачам.



Рисунок 7.15 – Структура бази даних

7.4.4 База даних з програмним забезпеченням MS Access

Бланк збору даних (рис.7.16) є деякими осередками, які заповнені оператором згідно з хронологічним порядком подій. В ході обробки даних, в часі або за природою аварії, кожен вхід систематизований таким чином:

- Осередок '№ ' вказує номер зупинки ГПА (рахунок зупинок проводиться автоматично)
- Осередок ' Дата Початку Зупинки ': сюди занесені дата і година початку зупинки ГПА.
- Осередок ' Причини Зупинки ': призначений для вступу усієї можливої інформації, по якій можна визначити причину зупинки. Запис потрібний, з метою визначення її причини для опису зупинки. Коментар має бути простим і ясным. Саме з цієї причини осередок відкритий для усіх можливих коментарів.
- Розділ 'Кодифікування ': цей розділ є предметом класифікації аварії в сімействі можливих аварій і їх кодифікування. Вона заповнена з моменту зупинки і осередку заповнюються у міру появи інформація про аварію. У момент запуску зупинка кодифікується. Механік ремонтної служби уповноважений контролювати цю інформацію.
- Осередок ' Дата Кінця Зупинки ': Реєструється дата і час запуску ГПА.
- Осередок ' Термін Зупинки ': інформує про термін аварії, розраховується автоматично починаючи з часу Початку і кінця Зупинки.
- Осередок ' Код Аварії ': Після запуску станції і вантаження ГПА, аварія визначена її кодом, який дозволяє логічне читання опису аварії.

№ 175 Дата поч.зупинки 21/02/2001 10:40:00 Терм.зупинки 47,33 Поч.наст.зупин. 24/02/2001 16:15

Дата кінц.зупин. 23/02/2001 10:00:00 Причини зупинки
Відмова масляного фільтра газової турбіни

КОДИФІКАЦІЯ

ГПА: 7
ПСК РЕЗЕРВНОГО ГПА: 0
ПРИРОДА АВАРІЇ: 3
БЕЗПЕКА: 5
ВУЗОЛ: 1
ПІДВУЗОЛ: 6
ЗАСОБИ РЕМОНТУ: 8
ДОДАТКОВІ ЗАСОБИ: 0
МЕХАНІЧ. ПРИЧИНИ: 0
ЕЛЕКТРИЧ. ПРИЧИНИ: 0

КОД АВАРІЇ
7 0 3 5 1 8 8 0 0 0 3 0

Код підтвердження

Н Р Г

Рисунок 7.16 – Бланк збору даних

База даних (БД) складається з таблиць, містять усю інформацію про елементи, які можуть відобразити історію зупинок Компресорна Станція (КС). При цьому, оператор бази даних може побудувати необхідне кількості таблиць, скільки він цього потребує. Запис інформації для цієї таблиці виробляється або безпосередньо в таблицю, або при використанні 'Бланка збору Даних', які генеруються автоматично базою MS Access. Очевидно, що бланки збору даних дозволяють легко і просто ввести дані і провести контроль інформації. Бланк збору даних пересилає інформацію до відповідної таблиці. Обробці підлягають усі запити аналізу зупинок ГПА. Запит - питання, яке користувач формулює для опитування своєї бази даних, з метою отримання певної інформації. Після створення запиту за математичним законом виконуються необхідні розрахунки до терміну зупинки, часу роботи повністю, часу між відмовами, надійності $R(t)$ або ремонтпридатності $M(t)$. Стан на виході представляють фізичні результати обробок бази даних. Стан - інформаційне зведення, оброблене в базі даних.

7.4.5 Кодифікування аварій

Щоб полегшити роботу по аналізу даних, дослідженню або інформаційній обробці відмовивши ГПА, бажано надавати кожній зупинці агрегату специфічний код, який дозволяє його ідентифікувати і швидко визначити і документувати причину аварії, яка викликала необхідність ремонту. Автоматично обробляється єдиний запит при цьому відповідає необхідності в непрактичній, громіздкій картці контролю з небезпекою внесення помилок або втрати інформації. З введенням кодифікування ризик помилки значно зменшується, при цьому за наявними даними можливий наступний миттєвий аналіз. Для цього вироблена система найбільш простого кодування, яка дозволяє детально описати відмову, залишаючись відкритою для внесення змін або додавання нової інформації. Збираючи збір дані по історії аварій, оператор поступово вводить коди аварій. Кодифікування включає дванадцять зашифрованих осередків, які розподіляються таким чином: (*) (*) ГПА, (*) Пуск резервного ГПА, (*) Природа аварії, (*) Безпека, (*) Вузол, (*) Підвузол, (*) Засоби ремонту, (*) Додаткові кошти, (*) Механічні причини, (*) Електричні причини, (*) Причини регулювання, (*) Причини швидкості обертання.

7.4.6 Аналіз ABC

Крива ABC дозволяє вибрати роботи певної тривалості і систематичного повторним характером, синтез якого дозволяє визначити найбільш відповідний тип підготовки до ремонту.

Вираження статистичного закону кривій ABC має наступні особливості:

– на осі абсцис вказаний % наростаюча кількість аварій або наростаюча кількість нарядів на ремонт (НР).

– на осі ординат – % наростаючого часу витрат на ремонт відповідної кількості нарядів на ремонт або проценти наростаючих витрат на ремонт.

Статистика дає наступні результати:

Зона А : 20% кривої АВС (аварії і тому подібне) нарастаючих аварій (нарядів на ремонт) представляє 80 % нарастаюче число годин, витрачених на ремонт, ця зона торкається робіт певної тривалості, що вимагають детальної і повної підготовки.

Зона В : 30 % нарастаючого числа НР представляють 15% нарастаючого часу на виконання ремонту і вона торкається робіт, які потрібно готувати спрощеними і пропорційними в їх складності.

Зона С : 50 % нарастаючого числа НР, представляють 5 % нарастаючого часу, і вона торкається загалом робіт короткостроковим (≤ 5 год.), що не вимагають підготовки за винятком повторних випадків.

Методологія полягає в тому, щоб класифікувати аварії, НР, (звіти по ремонту) ОР і так далі, в порядку убавання витрат, часу, і так далі для кожної аварії, що відноситься до цієї машини або вузла.

7.4.7 Аналіз даних

Як тільки дані зібрані і виявилися доступними на терміналі, поле бази даних стає відкритим для аналізу за допомогою різних процедур, формалізованих методами дослідження. Як приклад на рис. 7.17 зображена кількість зупинок в місяць. Можна констатувати, що в теплі місяці року (травень, червень, липень, серпень, вересень і жовтень) зупинка ГПА трапляється найчастіше. Оскільки устаткування КС, що вивчається, представлене трьома газовими турбінами (ГТ), і трьома відцентровими компресорами (ЦК) і підмножиною машин, забезпечують зв'язок устаткування між ними, ясно, що температурне зміни зроблять негативний вплив на безперебійну роботу цього компресорного устаткування. Тому в цьому період слід посилити попереджувальне технічне обслуговування, а служба планування повинно прийняти особливі заходи по проведенню частковим або загальних ревізій ГПА.

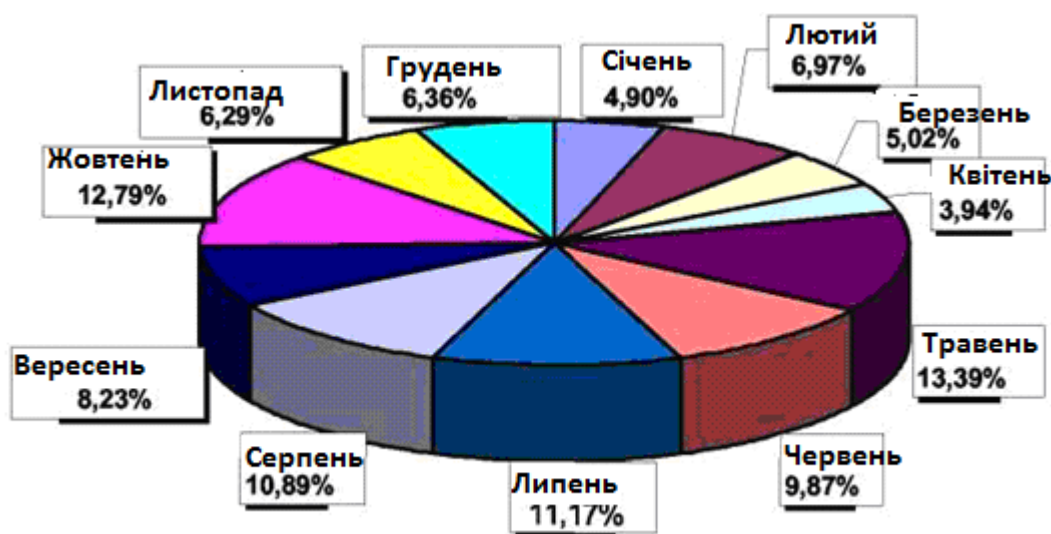


Рисунок 7.17 – Кількість зупинок в місяць

Рис. 7.18 представляє сімейство аварій згідно їх кодифікування і, отже, аналіз за типом їх причин, можливо, приблизний. Виявляється, що аварії, викликані порушенням регулювання, представляють найбільш високий процент 41,96 %, внаслідок чого потрібно збільшити операції попереджувального обслуговування систематичним контролем систем регулювання.

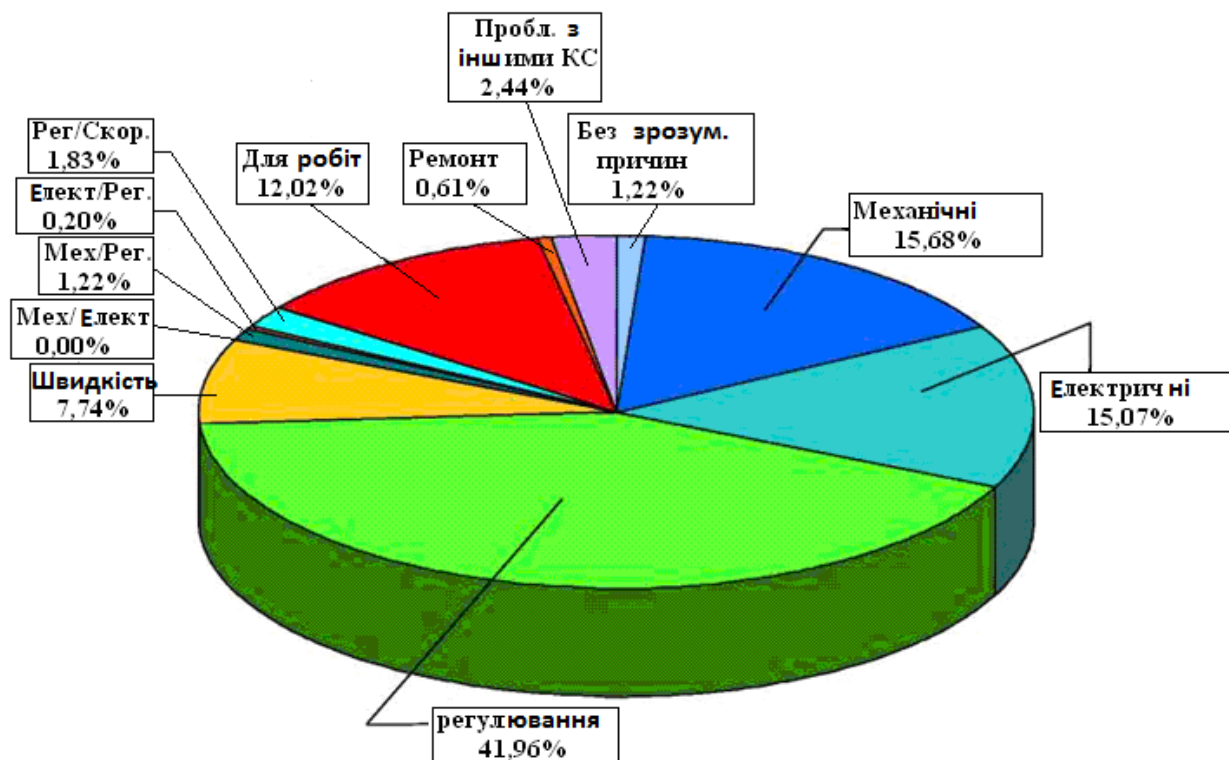


Рисунок 7.18 – Кількість аварій згідно з їх класифікацією

Найбільш відповідальним критерієм аналізу, що має велике значення для керівників служби технічного обслуговування, вважається надійність, що описується наприклад моделлю Вейбулла для набору даних. Рисунок 7.19 представляє роботи зміни надійності ГПА до і після капітального ремонту. В принципі, якщо ревізія виконана в хороших умовах по процедурах, рекомендованим виготівником, крива надійності устаткування $R(t)$ повністю відновлюється після ремонту. Обидва закони поведінки $R(t)$ повинні співпадати. Зміщення кривих свідчить, що рівень надійності більше не підтверджений ремонтом. Рисунки 7.20 і 7.21 показують інші роботи аналізу цим, зв'язковим з вивченням НРГ. Використовуючи оцінку часу ремонту можна розрахувати ремонтпридатність, а так само готовність. З рисунка 7.20 видно що значення ремонтпридатності $M(t)$ відносно низькі, оскільки втручання повільні оскільки вимагають специфічного устаткування і висококваліфікованого обслуговуючого персоналу. З іншого боку, готовність прийнятна і перевершує поріг 97 %, що говорить про велике (необхідному) до подібних ГПА, що покриває іноді зупинки інших ГПА і підтверджує бажаний продуктивний рівень.

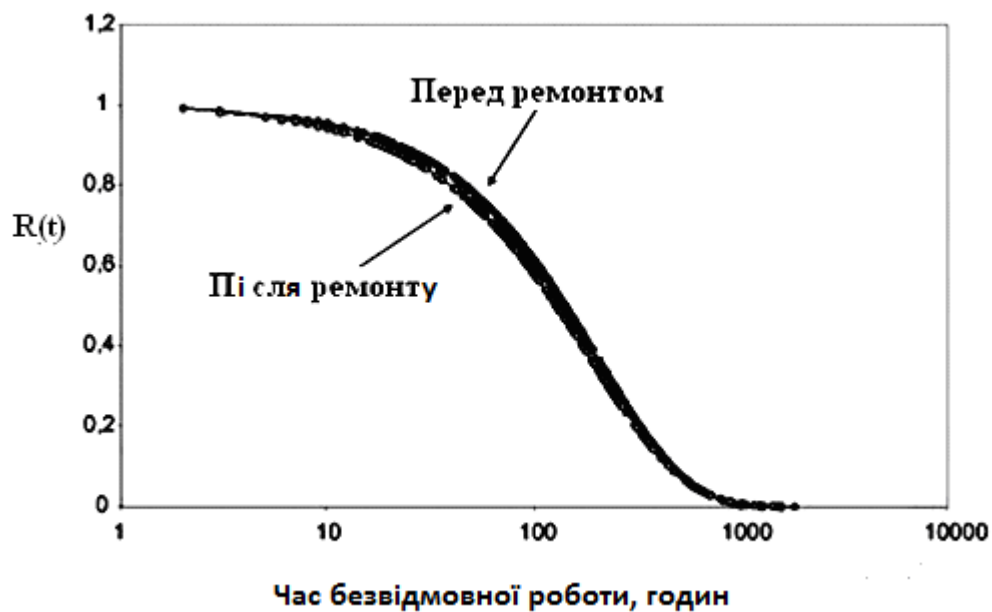


Рисунок 7.19 – Зміна надійності ГПА до і після капітального ремонту.

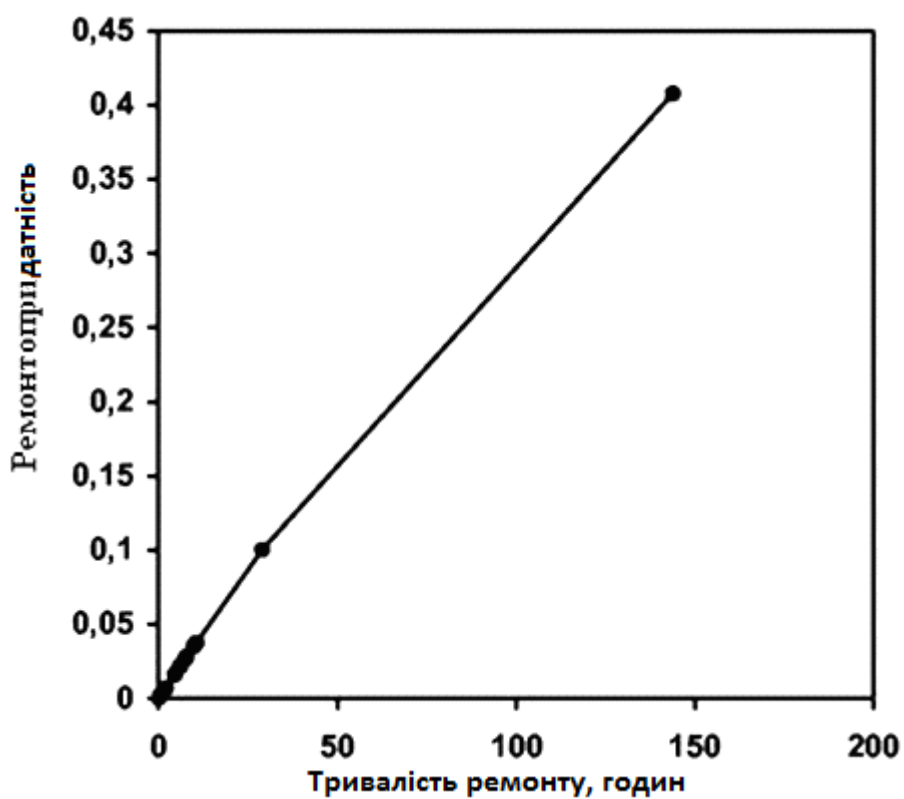


Рисунок 7.20 – Ремонтопридатність ГПА

У нашому прикладі запити надійшли, маючи класифікацію НР за часом, залежно від різної тривалості ремонтів у минулому. Спостерігали 581 аварію протягом загального часу, рівного 7250 годин.

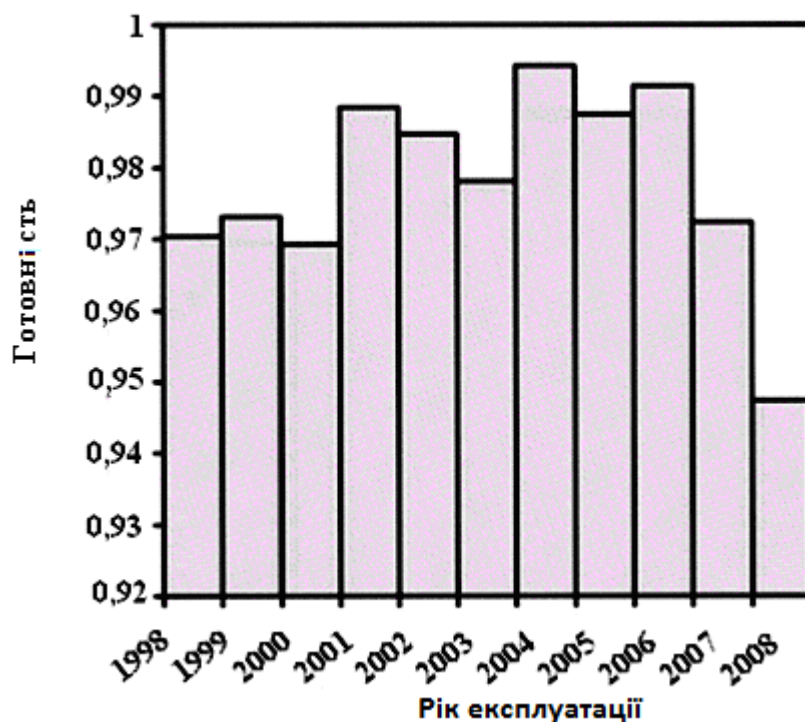


Рисунок 7.21 – Готовність ГПА по рокам

Для побудови кривої ABC можна використовувати наступну таблицю:

Таблиця 7.4 – Характеристика нарядів на ремонт (НР) і витрат часу на них

Загальний час ремонту, год. (НР)	Кількість НР даної кількості часу	Загальний час на виконання ремонту, год.	Зростаюче число НР	% % загальних НР	Загальний зростаючий час, год.	% % загальна сума часу
> 51	14	900	14	2	900	12
41-50	20	820	34	6	1720	24
31-40	42	1570	76	13	3290	45
21-30	60	1500	136	23	4790	66
11-20	70	830	206	35	5620	78
6-10	130	910	336	58	6530	90
0-5	245	720	581	100	7250	100

Таким чином, аналіз кривої ABC (рис 7.22) показує, що зона А дає звіт на виконання складних робіт для 30 % НР (177 НР) які покривають 74 % або 5502 годин (тривалість >11 год.), зона В – спрощені роботи, 27 % НР (157 НР) які покривають 17 % або 1232 год. (5% з НР їх тривалість від 11 до 20 год., а 22 % від 6 до 10 год.), і зона С для роботи без підготовки за винятком повторних або складних для 43 % НР (250 НР), які покривають 9 % годин. (~ 653 год.).

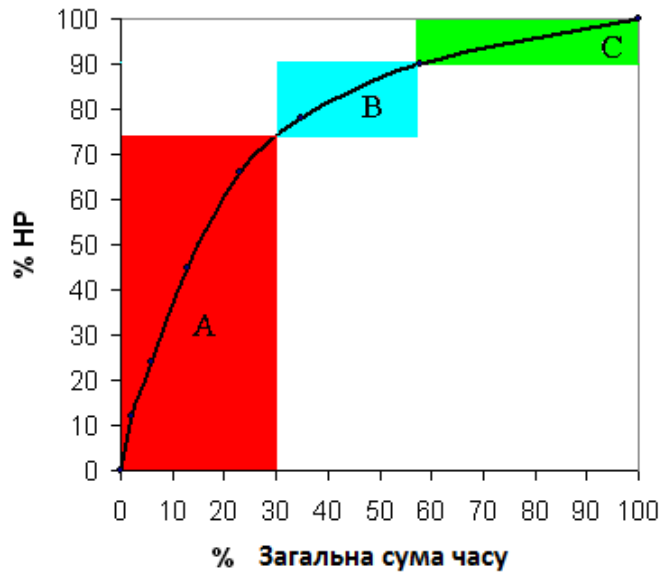


Рисунок 7.22 – Крива ABC (крива Парето)

По отриманих результатах можна зробити наступні висновки [24]:

— основну увагу слід приділяти аваріям категорії А, що вимагають організованої політики попереджувального систематичного або попереджувального обслуговування по технічному стану ГПА з постійним спостереженням ключових точок агрегату;

— необхідно підвищувати надійність цих машин;

— потрібний точний розрахунок об'єму запасних частин.

Для аварій категорії В висувуються менше вимоги до попереджувальних методів, також застосовна політика обслуговування з потреби.

Нарешті, для категорії С не вимагають попереджувального обслуговування і частіше застосовується обслуговування з потреби.

Категорія кожної аварії по класифікації методу ABC, ідентифікується автоматично в новому зашифрованому місці (* зона аварії), додана до кодифікування аварій в програмному забезпеченні MS ACCESS в кодифікуванні аварій присутній окремий осередок (* зона аварії), куди автоматично вноситься код аварії, класифікованої по методу ABC.

На основі аналізу ABC рекомендовано посилити увагу 20 - 30 % машин або аварій, які викликають 70 - 80 % витрат технічного обслуговування. Дійсно, систематичний аналіз історичних документів і особливо аналіз банку даних "Історія ремонту", заснованого на програмному забезпеченні MS ACCESS, дозволяє:

– службі обслуговування змінювати його структуру, його засоби і методи, пристосовувати частоту операцій попереджувального обслуговування, встановлювати статистику, пов'язану із зупинками ГПА і з втручаннями для розрахунків надійності, ремонтпридатності і готовності для того, щоб покращувати слабкі деталі машин, оптимізувати управління запасами запасних частин.

– виробничому відділу покращувати технологію монтажу, поведінку і спостереження, підготовку персоналу, координацію з іншим зацікавленим сервісом.

– для керівництва, і особливо для служби інвестицій, важливо орієнтуватися на вибір агрегатів (з дослідженням стандартизації устаткування), досліджувати його конструкцію, оцінювати міцність і довговічність і таким чином розрахувати періоди його заміни.

Література до розділу

- 1 Faure R. *Precis de recherche operationnelle*. Dunod, Paris 1975
- 2 Байхельт Ф., Франкен П. Надежность и техническое обслуживание. Математический подход: Пер. с нем. - М.: Радио и связь, 1988. - 392 с.: ил.
- 3 Надежность и эффективность в технике. Справочник в 10 томах. Под ред. Гнеденко В. В. - М.: Машиностроение, 1986 - 89 гг.
- 4 Проников А. С. Надежность машин.- М.:Машиностроение,1978, -590 с.
- 5 P. Lyonnet. *La maintenance. Mathématique et méthodes*. Lavoisier: Paris.1988, -246 pp.
- 6 Копей Б. В. Лівак І. Д. Бучинський М. Я. Оптимізація об'єму запасних частин та періодичності їх постачання. Нафтова і газова промисловість, №3, 1996.- С.30-31.
- 7 Копей Б. В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання. Підручник для студентів нафтових вузів. Івано-Франківськ: Факел. 2001. – 446 с.
- 8 Похмурський В. І. Зміна механічних та електрохімічних характеристик сталі газопроводів після тривалої експлуатації / В. І. Похмурський, Є. І. Крижанівський // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2009. – № 3. – С. 5-10.
- 9 Оцінювання роботоздатності сталі 17Г1С після тривалої експлуатації на газогоні / О. Т. Цирульник, М. І. Греділь, О. З. Студент, Г. М. Никифорчин // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2008. – Т.13. – № 4. – С. 49-55.
- 10 Використання локальних моделей для оцінки залишкового ресурсу магістральних трубопроводів / В. М. Івасів, В. І. Артим, В. М. Нікітюк, О. М. Козак // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій / Під заг. ред. В. В.Панасюка – Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, 2004. – С. 557-562.
- 11 Методика оцінки втомної довговічності та залишкового ресурсу великогабаритних деталей з допомогою локальних моделей / В. М. Івасів, В. І. Артим, Т. І. Смоляк, О. М. Козак, В. М. Нікітюк // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2005. – № 1. – С. 19-24.
- 12 Пат. 18066 Україна, МПК G01N 3/00, G01M 3/00. Процес визначення залишкового ресурсу нафтогазопроводів та збільшення нормативного терміну їх експлуатації за результатами дослідження вирізаних дефектних ділянок / Івасів В. М., Говдяк Р. М., Івченко О. Г., Лопушанський А. Я., Кравець О. А., Дрогомирецький М. М., Василюк В. М., Ільницький Р. М., Артим В. І.; патентовласник ІФНТУНГ. – №200605396; заявл. 17.05.2006; опуб. 16.10.2006, Бюл. № 10. – 6 с.

- 13 Почтенный Е. К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций / Е. К. Почтенный. – Мн.: УП "Арти-Фекс". – 2002. – 186 с.
- 14 Харионовский В. В. Проблема ресурса газопроводных конструкций / В.В.Харионовский // Газовая промышленность. – 1994. – № 7. – С. 17-20.
- 15 Микаэлян Э. А. Підвищення якості, забезпечення надійності і безпеки магістральних газонафтопроводів для вдосконалення експлуатаційної придатності / під ред. Маргулова Г. Д. – М.: Паливо і енергетика, 2001. - 640 с.
- 16 F. Boucly,(1990) Le management de la maintenance assistée par ordinateur (ММАО). AFNOR gestion, 246 p.
- 17 M. Vetter. Modélisation des données Approches globale et orientée objets –1992 – Dunod Paris. – 494 p.
- 18 Иванов Б. С. Управління технічним обслуговуванням машин. - М.: Машинобудування, 1978. - 158с.
- 19 Грудз В. Я., Тымкив Е. М., Яковлев Е. И. Обслуговування газотранспортних систем. – К.: УМКВО, 1991. - 160с.
- 20 Осовский С. Нейронні мережі для обробки інформації : Пер. з польського. – М.: Фінанси і статистика, 2004. – 344 с.
- 21 Математичне моделювання технологічних об'єктів магістральних газопроводів / Н. М. Константинов та ін. – М.: Надра, 1988. - 192 с.
- 22 Куянджич С. М. Розробка і аналіз моделей надійності і безпеки систем. – М.: Физматлит, 2001. – 463 с.
- 23 Копей Б. В., Беллауар А., Парайко Ю. И. Выбор стратегии технического обслуживания газоперекачивающих агрегатов на основании компьютерных баз данных и анализа АВС. Управление качеством в нефтегазовом комплексе. ООО «Национальный институт нефти и газа», М., №4, 2009, с. 38-42.

РОЗДІЛ 8 ДІАГНОСТИКА ТА НАДІЙНІСТЬ ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ

Компресорні машини широко застосовуються у всіх галузях народного господарства. Вони використовуються також для стиску і транспортування газу в технологічних процесах нафтової, газової, хімічної, нафтохімічної, нафто- і газопереробної промисловості, в металургії, енергетиці, машинобудуванні і сільському господарстві.

Одним із основних типів компресорів є газомотокомпресори. Це компресори з автономним приводом – компресор і газовий привідний двигун, розміщені у спільному корпусі. Найбільшого поширення ці машини набули на компресорних станціях магістральних трубопроводів, системах підвищення пластового тиску та в компресорних цехах нафтопереробних підприємств, там де необхідно створити значні тиски. Склад парку газоперекачувальних агрегатів ДК «Укргазвидобування» наведено в таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Групування відмов за складністю

Причина відмови	Зона	Кількість відмов, %	Тривалість ліквідації відмов, %	Інтервали тривалості ремонту, год.	Напрацювання між відмовами, год.
Несправність турбокомпресора	А	11	58	60-800	496588
Задир підшипника					
Несправність пресмаслянки		6,2	14,5	60-120	
Несправність регулятора обертів		3,5	2,6	1-10	
Тріщина в силовій головці		5,2	3,6	30-120	
Несправність силового циліндра		9,3	1,2	10-60	
Всього:		35,2	80	1-800	
Несправність пускового клапана	В	11,2	18,45	0,5-10	295368
Несправність газопускного клапана					
Несправність компресорного циліндра					
Задир втулки компресорного циліндра					
Несправність системи запалювання	С	53,6	1,55	0-0,5	24718
Відмова свічок запалювання					

Оскільки ГМК займають значну частину всього парку компресорного обладнання, то підвищення експлуатаційних властивостей, підвищення надійності, зниження експлуатаційних витрат – є дуже важливою задачею, яку необхідно вирішувати. Вирішенню цієї задачі сприяє вдосконалення окремих вузлів, систем ГМК.

8.1 Надійність та стратегії технічного обслуговування газомотокомпресора МК-8М на основі аналізу АВС

Основою правильної експлуатації газомотокомпресорів (ГМК) є планове забезпечення їх регламентним технічним обслуговуванням та ремонтом, які б включали або зводили до мінімуму можливість раптових відмов та вимушених простоїв компресора [1,2].

Для оцінки надійності та розробки стратегії технічного обслуговування та ремонтів МК-8М проведено аналіз АВС на основі закону Парето статистичних даних по відмовах, зібраних на Богородчанському виробничому управлінні підземного зберігання газу (БВУПЗГ) за 1990-2005рр.

Аналіз АВС полягає в:

- структуризації вузлів обладнання за статистичними даними частоти їх відмов та тривалістю ремонтних робіт;

- в розробці структурного робочого і ремонтного циклу обладнання з врахуванням розташування його вузлів у зонах складності А, В, С, де зона А – ремонтні роботи найбільшої тривалості і складності; зона В – ремонтні роботи середньої тривалості і складності; зона С – ремонтні роботи мінімальної складності з незначними витратами часу.

За результатами складених даних по відмовах вузлів МК-8М, зведених в таблицях 8.2-8.5, побудовано криві АВС (рис. 8.1) та отримано зони А, В та С.

Згідно рисунку 8.1 отримано наступні результати групування відмов по зонах:

зона А: 35,2% відмов, що становить 80% сукупності тривалості ремонтів;

зона В: 11,2% відмов, що становить 18,45% сукупності тривалості ремонтів;

зона С: 53,6% відмов, що становить 1,55% сукупності тривалості ремонтів.

Тривалість безвідмовної роботи для кожної зони визначається за формулою:

$$T_i = t/n_i,$$

де t – період досліджуваного відрізка часу ($t = 61316$ год.); n_i – кількість відмов, що відповідають певній зоні складності, яка становить: $T_A = 296$ год., $T_B = 742,5$ год., $T_C = 135$ год.

ГРАФІК АНАЛІЗУ АВС

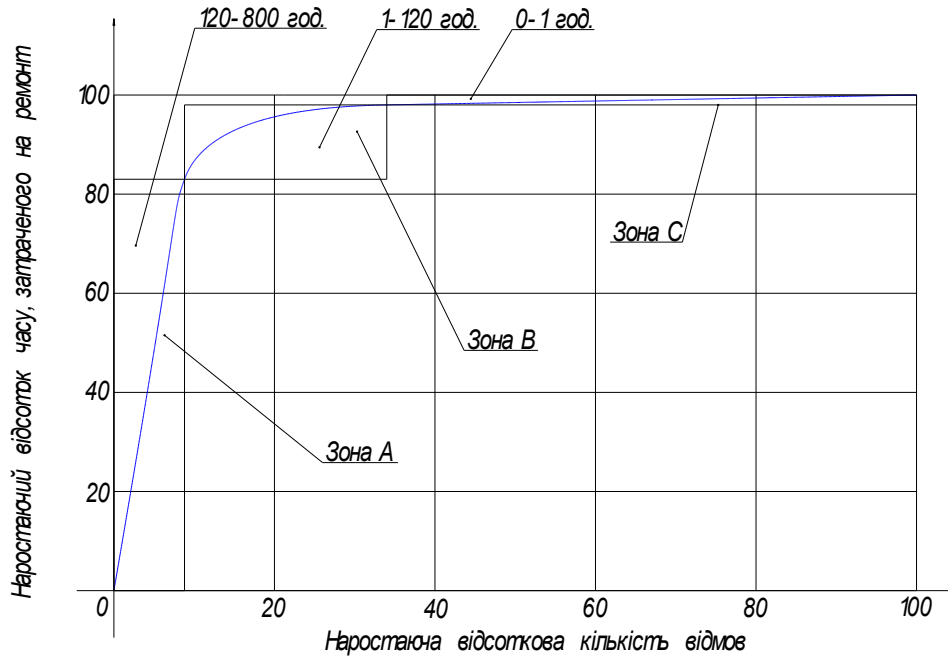


Рисунок 8.1 – Крива відмов газомотокомпресора МК-8М, побудована на основі аналізу АВС

Структура ремонтного циклу ГМК, що використовуються на Богородчанському ПЗГ, має вигляд:

$$K - [(3TO - PP)4 - 3TO - CP]5 - K,$$

де TO – технічне обслуговування; PP – поточний ремонт; CP – середній ремонт; K – капітальний ремонт.

Тривалість кожного виду ремонту:

$$T_{TO} = 40 \text{ год.};$$

$$T_{PP} = 125 \text{ год.};$$

$$T_{CP} = 500 \text{ год.};$$

$$T_K = 2000 \text{ год.}$$

Наробітки до першого TO і між $TO_{ii} = 500$ год. до $PP_t = 2000$ год.;

до $CP_t = 10000$ год.; до $K_t = 50000$ год.

Аналізуючи отримані значення та порівнюючи їх з структурою ремонтного циклу, яка використовується в Богородчанському ПЗГ, слід відзначити, що вона має недолік, оскільки не враховує середній час між відмовами по зонах складності А, В та С.

Тому на основі аналізу АВС запропоновано більш раціональну структуру ремонтного циклу, яка має вигляд:

$$K - [([(TO_1 - TO_2)2 - TO_1 - TO_3]4 - PP]4 - CP]5 - K,$$

де TO_1 , TO_2 та TO_3 – відповідно перше, друге та третє TO .

Наробітки становлять:

до $TO_1 - t' = 100$ год.;

до $TO_2 - t' = 200$ год.;

до $TO_3 - t' = 625$ год.;

до $PP - t' = 2500$ год.;

до $CP - t' = 10000$ год.;

до $K - t' = 50000$ год.

Тривалість кожного виду ремонту $T_{TO1} = 2$ год.; $T_{TO2} = 1$ год.; $T_{TO3} = 18$ год.; $T_{PP} = 125$ год.; $T_{CP} = 506$ год.; $T_{KP} = 2000$ год.

Ремонтні роботи будуть використовуватись залежно від своєї складності і тривалості. При TO_1 роботи виконувались у зоні В, TO_2 – в зоні С, TO_3 – в зоні А.

Таблиця 8.2 – Середня тривалість ремонту вузлів ГМК МК-8М

Умовний номер вузла*	1	2	3	4	5	6	12	7	8	9	11	10
Кількість відмов	14	6	12	7	10	18	86	4	7	7	18	4
Тривалість ліквідації всіх відмов, год.	2410	2210	1136	206	286	965	25,9	2,3	5,8	14,8	9,7	563
Середня тривалість ремонту, год.	172	368	94,7	29,4	28,6	53,6	0,3	0,58	0,83	2,1	0,54	140

Примітка. * Найменування вузлів вказано в таблиці 8.1

Таблиця 8.3 – Характеристика витрат часу на ремонт вузлів МК-8М

Інтервал тривалості ремонту, год.	Кількість відмов з вказаною тривалістю ремонту	Наростаюча кількість відмов	Наростаюча відсоткова кількість відмов, %	Тривалість ліквідації відмов, год.	Наростаючий час на ліквідацію відмов, год.	Наростаючий відсоток часу, затраченого на ремонт, %
250-800	9	9	4,7	5122	569	7,3
120-240	8	17	8,8	1397	6519	83
60-120	11	28	14,5	890	7409	94,6
30-60	4	32	16,6	179	7588	96,8
10-30	5	37	19	60	7648	97,6
5-10	15	52	26,9	89	7737	98,8
1-5	14	66	35,2	35	7772	99,2
0,5-1	18	84	43,5	13,5	7785,5	99,3
0-0,5	109	193	100	49,04	7834,54	100

Таблиця 8.4 – Наробітки вузлів і деталей газомотокомпресора МК-8М

Вузол	Наробітки між відмовами t , год.
Несправність турбокомпресора	336, 360, 504, 576, 768, 864, 1464, 1728, 1968, 2232, 2808, 3936, 4752, 8016
Задир підшипника	1056, 1848, 8136, 15600, 36504, 66480
Несправність пресмаслянки	24, 264, 288, 504, 600, 1176, 2136, 3604, 5304, 7752, 8280, 24576
Несправність регулятора обертів	840, 1032, 1608, 1728, 5568, 15552, 16104
Тріщина силової головки	216, 432, 1248, 1776, 2328, 5136, 9960, 10032, 25512, 70032
Несправність силового циліндра	24, 48, 168, 192, 240, 312, 384, 1056, 1152, 1368, 1728, 3480, 4800, 5784, 7320, 24384, 27864, 32736
Несправність пускового клапана	288, 8472, 23496, 25872
Несправність газопускового клапана	24, 864, 888, 7632, 20160, 23496
Несправність компресорного циліндра	72, 168, 240, 3888, 4944, 62880
Задир втулки компресорного циліндра	4800, 25656, 36504, 45024
Несправність системи запалювання	24, 24, 48, 72, 240, 288, 384, 456, 504, 504, 696, 960, 1896, 2424, 4008, 6504
Відмова свічок запалювання	24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 24, 48, 48, 48, 48, 48, 48, 48, 48, 48, 48, 48, 48, 72, 72, 72, 72, 72, 96, 96, 96, 120, 120, 120, 144, 144, 168, 168, 168, 168, 192, 216, 216, 240, 240, 264, 360, 552

Криві надійності основних вузлів та деталей газомотокомпресора МК-8М були побудовані з використанням ЕОМ за допомогою програми BASIC на основі закону розподілу Вейбула. При побудові цих кривих отримано середній наробіток всіх вузлів та деталей, а також розрахункові параметри закону розподілу Вейбула β та η .

Криві ймовірності безвідмовної роботи для різних вузлів компресора показані на рис. 8.2.

Отримані результати можуть лягти в основу розробки заходів з підвищення надійності газомотокомпресорів.

КРИВІ НАДІЙНОСТІ ВУЗЛІВ ГМК

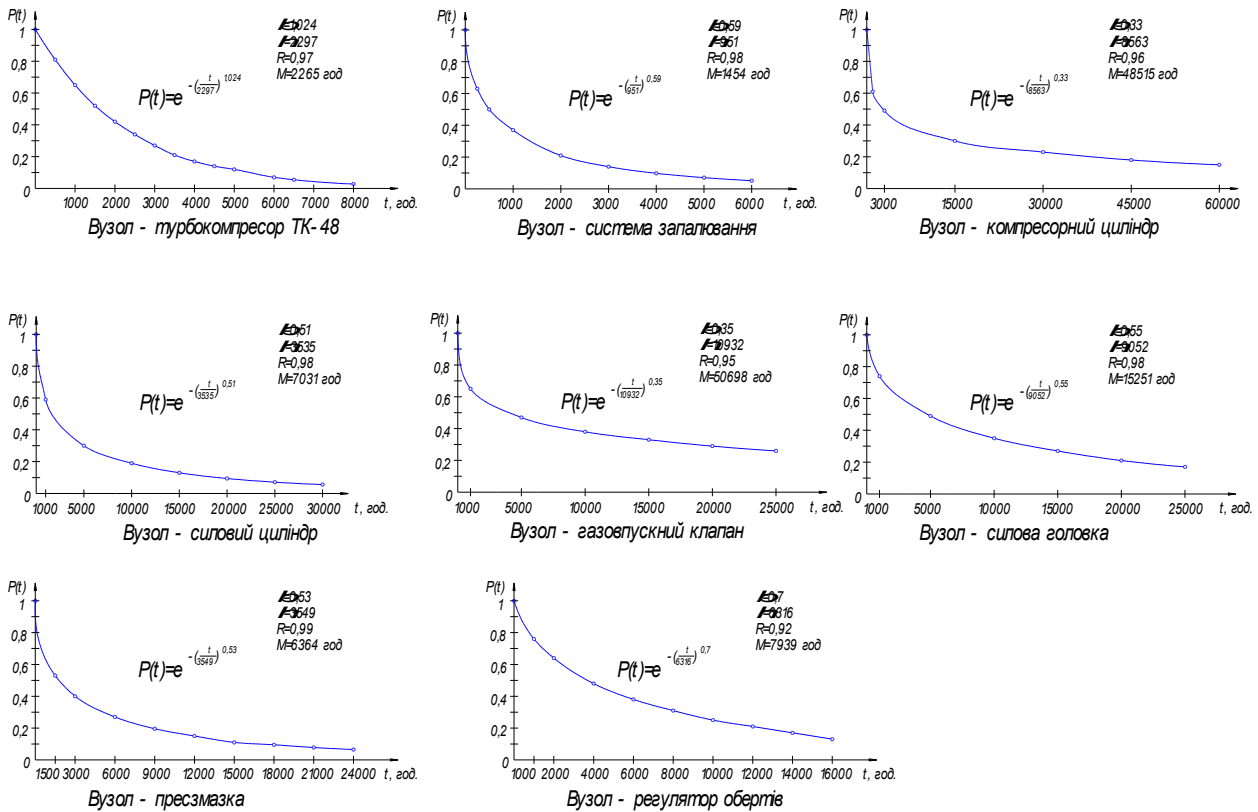


Рисунок 8.2 – Криві ймовірності безвідмовної роботи основних вузлів та деталей газомотокомпресора МК-8М

8.2 Надійність газомотокомпресорів 10ГК

Для оцінки надійності та розробки стратегії технічного обслуговування та ремонтів ГМК 10 ГК проведено аналіз АВС статистичних даних по відмовах, зібраних на Долинському ГПЗ за 1989-1991 р.р.

Аналіз АВС полягає в:

- структуризації вузлів обладнання за статистичними даними частоти їх відмов та тривалістю ремонтних робіт;
- в розробці структурного робочого і ремонтного циклу обладнання з врахуванням розташування його вузлів у зонах складності А, В, С, де зона А – ремонтні роботи найбільшої тривалості і складності; зона В – ремонтні роботи середньої тривалості і складності; зона С – ремонтні роботи мінімальної складності з незначними витратами часу.

За результатами складених даних по відмовах вузлів ГМК, зведених в таблицях 8.5-8.8, побудовано криву АВС (рис. 8.3) та отримано зони А, В та С.

Згідно рисунку 1 отримано наступні результати групування відмов по зонах:

- зона А: 12,2% відмов, що становить 46,1% сукупності тривалості ремонтів;
- зона В: 54,0% відмов, що становить 35,9% сукупності тривалості ремонтів;
- зона С: 33,8% відмов, що становить 18,0% сукупності тривалості ремонтів.

Тривалість безвідмовної роботи для кожної зони визначається за формулою:

$$T_i = t/n_i,$$

де t – період досліджуваного відрізка часу ($t = 61316$ год.); n_i – кількість відмов, що відповідають певній зоні складності.

Вона становить: $T_A = 645,4$ год., $T_B = 146,0$ год., $T_C = 233,0$ год.

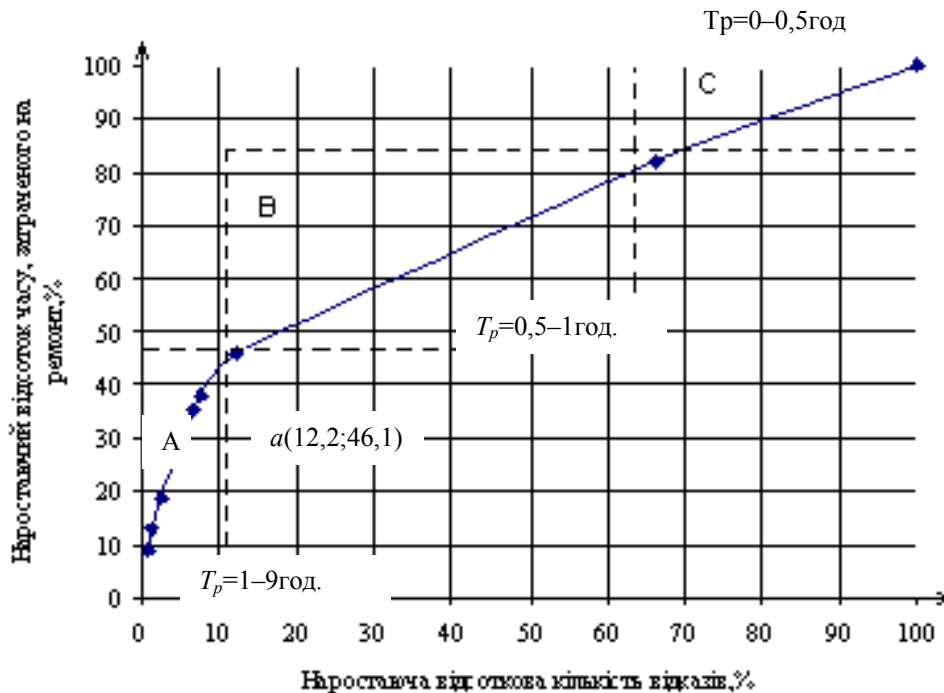


Рисунок 8.3 - Крива відмов газомотокомпресора 10 ГК, побудована на основі аналізу ABC

Таблиця 8.5 – Середня тривалість ремонту вузлів ГМК 10 ГК

Умовний номер вузла*	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Кількість відмов за рік	6	4	35	222	14	9	9	7	16	249	69	129	3	6
Тривалість ліквідації всіх відмов, год.	26	29	56	123	7	30	21	63	59	119	47	81	14	24
Середня тривалість ремонту, год.	4,3	7,2	1,6	0,5	0,5	3,3	2,3	9,0	9,7	0,5	0,7	0,6	4,6	4,0

Примітка. * Найменування вузлів вказано в табл. 8.4.

Таблиця 8.6 – Кількість відмов в інтервалах тривалості ремонту

Інтервали тривалості ремонту, год.	0-1	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9
Кількість відмов з вказаною тривалістю ремонту	683	35	9	31	9	0	0	4	7

Структура ремонтного циклу ГМК 10 ГК, що використовуються на Долинському ГПЗ, має вигляд:

$$K - [(3TO - PP)4 - 3TO - CP]5 - K,$$

де TO – технічне обслуговування; PP – поточний ремонт; CP – середній ремонт; K – капітальний ремонт.

Тривалість кожного виду ремонту:

$$T_{TO} = 40 \text{ год.};$$

$$T_{PP} = 125 \text{ год.};$$

$$T_{CP} = 500 \text{ год.};$$

$$T_K = 2000 \text{ год.}$$

Наробітки до першого TO і між $TO_{ii} = 500$ год. до $PP_t = 2000$ год.; до $CP_t = 10000$ год.; до $K_t = 50000$ год.

Таблиця 8.7 – Характеристика витрат часу на ремонт вузлів ГМК 10 ГК

Інтервал тривалості ремонту, год.	Кількість відмов з вказаною тривалістю ремонту	Наростаюча кількість відмов	Наростаюча відсоткова кількість відмов, %	Тривалість ліквідації відмов, год.	Наростаючий час на ліквідацію відмов, год.	Наростаючий відсоток часу, затраченого на ремонт, %
8-9	7	7	0,9	63	3	9,0
7-8	4	11	1,4	29	92	13,2
4-5	9	20	2,6	40	132	18,9
3-4	31	51	6,6	113	245	35,1
2-3	9	60	7,6	21	266	38,1
1-2	35	95	12,2	56	322	46,1
0,5-1	420	515	66,2	251	573	82,0
0-0,5	263	778	100,0	126	699	100,0

Аналізуючи отримані значення та порівнюючи їх з структурою ремонтного циклу, яка використовується на Долинському ГПЗ, слід відзначити, що вона має недолік, оскільки не враховує середній час між відмовами по зонах складності А, В та С.

Тому на основі аналізу АВС запропоновано більш раціональну структуру ремонтного циклу, яка має вигляд:

$$K - [[(TO_1 - TO_2)2 - TO_1 - TO_3]4 - PP]4 - CP]5 - K,$$

де TO_1 , TO_2 та TO_3 – відповідно перше, друге та третє TO .

Наробітки становлять:

до $TO_1 - t'_1 = 100$ год.;

до $TO_2 - t'_2 = 200$ год.;

до $TO_3 - t'_3 = 625$ год.;

до $PP - t'_4 = 2500$ год.;

до $CP - t'_5 = 10000$ год.;

до $K - t'_6 = 50000$ год.

Тривалість кожного виду ремонту $T_{TO1}=2$ год.; $T_{TO2}=1$ год.; $T_{TO3}=18$ год.;
 $T_{PP}=125$ год.; $T_{CP}=500$ год.; $T_{KP}=2000$ год.

Ремонтні роботи будуть використовуватись залежно від своєї складності і тривалості. При TO_1 роботи виконувались у зоні В, TO_2 – в зоні С, TO_3 – в зоні А.

Таблиця 8.8 – Групування відмов за складністю

Причина відмови	Зона	Кількість відмов, %	Тривалість ліквідації відмов, %	Інтервали тривалості ремонту, год.	Наробіток між відмовами, год.
Несправність маслососа	А	3,0	16,2	3-4	645,4
Задир підшипника					
Несправність маслохолодильника					
Тріщина вихлопного колектора		0,9	9	8-9	
Тріщина головного силового циліндра		5,5	8	1-2	
Задир силового поршня		1,2	6,7	4-5	
Несправність турбонадува		0,5	4,2	7-8	
Задир силового циліндра		1,1	3,0	2-3	
Задир шатунних болтів					
Всього:		12,2	46,1	1-9	
Несправність інжекторного клапана	В	54,0	35,9	0,5-1	146
Несправність компресорного клапана					
Задир втулки компресорного циліндра					
Несправність повітряного клапана	С	33,8	18,0	0-0,5	233
Несправність системи запалювання					

8.3 Визначення технічного стану газомотокомпресора 10ГКН за екологічними параметрами вихлопних газів

Загально визнано, що забруднення навколишнього середовища викидами продуктів згоряння становить велику небезпеку. Значна частина викидів забруднюючих речовин в атмосферу створюється газоперекачувальним обладнанням нафтогазового комплексу України. По мірі того, як контроль за автомобілями й авіаційною технікою стає більше ефективним, неконтрольовані викиди двигунів газоперекачувальних агрегатів (ГПА) можуть перетворитися в значне джерело забруднення. Таким чином питання зменшення викидів забруднюючих речовин газоперекачувального обладнання нафтогазового комплексу України є пріоритетним напрямком.

З іншого боку актуальність зменшення викидів забруднюючих речовин обумовлена тим, що контроль екологічних показників газоперекачувального обладнання і зменшення викидів продуктів згоряння нерозривно пов'язано з покращенням технічного стану ГПА.

А у зв'язку з тим, що значна кількість газоперекачувальних агрегатів газотранспортної системи України вже повністю відробили свій ресурс, виникає задача забезпечення їх працездатності, збільшення ресурсу експлуатації, забезпечення надійності та підтримання справного технічного стану. Тому згідно з тематичним планом ДК «Укргазвидобування» УкрНДІгаз займається розробкою методів діагностування ГПА, спрямованих на поліпшення технічного стану та зменшення викидів забруднюючих речовин в атмосферу.

Зміна технічного стану газоперекачувальних агрегатів до яких зокрема відносяться газомотокомпресори (ГМК) 10 ГКН призводить до зміни викидів токсичних речовин з вихлопними газами по основним компонентам: оксидам вуглецю і оксидам азоту.

Визначення критеріїв зміни технічного стану ГМК від зміни викидів токсичних речовин з вихлопними газами дозволить оптимізувати контроль за підтриманням справного технічного стану агрегатів і зменшити викиди продуктів згоряння в атмосферу.

Відомо, що концентрація оксиду вуглецю у вихлопних газах двигуна визначається в основному середнім коефіцієнтом надлишку повітря в пальній суміші кожного циліндра: вона значна при роботі двигуна на багатій суміші – 7 %, при роботі на бідній суміші ($\alpha > 1$) – 0,2÷0,3 % [1,2]. Занадто бідна суміш, у міру наближення до нижньої концентраційної межі горить відносно повільно, і у вихлопних газах збільшується концентрація продуктів неповного окислення палива, і в тому числі й оксиду вуглецю.

Оксид азоту NO і невелика кількість діоксиду NO_2 утворюється в камері згоряння двигуна при високих температурах і тиску в наслідок реакції азоту, що міститься в атмосферному повітрі, з киснем. Швидкість утворення NO визначається максимальною температурою в зоні реакцій; концентрацією кисню й азоту в продуктах згоряння. Утворення оксидів азоту в циліндрі двигуна відбувається при швидко змінних температурах і тиску, що істотно впливає на цей процес, поряд з максимальною температурою газів у циліндрі.

При температурі газів вище 2500 К час релаксації оксиду азоту менше $5 \cdot 10^{-3}$ с, що значно менше тривалості циклу згоряння. Тому в окисно-відновних реакціях газу знаходяться в стані термодинамічної рівноваги. У зв'язку з різким зменшенням температури газів у процесі розширення час релаксації зростає: при температурі нижче 2300 К він більше 0,1 с, тобто значно перевищує тривалість циклу. У результаті швидкого зниження температури і тиску термодинамічна рівновага газів у реакціях порушується і відбувається явище «загартування» газів: концентрація оксиду азоту залишається на рівні рівноважної концентрації при температурі близько 2300 К ($\alpha > 1$).

За результатами досліджень ВНДІгазу був розроблений каталог питомих викидів забруднюючих речовин вихлопних газів газомотокомпресорів. Також ВНДІгазом проводяться роботи з поліпшення екологічних параметрів ГМК [3]. Найбільш раціональними, на думку авторів, шляхами зниження рівнів екологічних параметрів є:

- регулювання й оптимізація експлуатаційних режимно-технологічних параметрів;
- модернізація технічних вузлів ГМК, що впливають на процес згоряння палива.

До недоліків підходів, спрямованих на зниження рівнів екологічних параметрів можна віднести відсутність пошуку критеріїв зв'язку технічного стану ГМК й екологічних параметрів викидів у всьому діапазоні експлуатаційних потужностей, а також проведення діагностування агрегатів за екологічними параметрами як з метою поліпшення їх технічного стану так і метою зменшення викидів забруднюючих речовин.

Зв'язок зміни значень екологічних показників двигунів зі зміною їх технічного стану обумовив визначення областей значень екологічних показників, що відповідають справному технічному стану двигуна, а також визначення областей, що відповідають дефектам.

Тому була поставлена задача визначення залежності зміни концентрації і потужності викидів забруднюючих речовин з вихлопними газами від зміни технічного стану системи запалювання газового двигуна, паливної системи (стан ГВК, нерівномірність навантаження силових циліндрів) з метою отримання границь задовільного і незадовільного технічного стану ГМК, як функції концентрації та потужності викидів оксиду вуглецю і оксиду азоту від ефективної потужності ГМК.

В процесі експлуатації погіршення технічного стану газового двигуна ГМК призводить до погіршення його екологічних показників. Відбувається це з багатьох причин.

Однією з причин високого рівня шкідливих викидів є втрата герметичності газопускних клапанів (ГВК). Через значну нерівномірність згоряння від циклу до циклу, в силових циліндрах з дефектними ГВК відбуваються як цикли з недогоранням паливної суміші, що супроводжується підвищенням оксиду вуглецю, так і цикли з збільшеним тиском і температурою, що обумовлює підвищену кількість оксиду азоту.

При порушенні розподілу навантаження між силовими циліндрами газового двигуна на окремих циліндрах зі збільшеним тиском виникає детонація. Несвоєчасне виявлення цього дефекту призводить до необхідності зменшити кут випередження запалювання для усунення детонації. Внаслідок цього відбувається запізнювання розвитку згоряння і збільшується концентрація продуктів неповного окислювання і в тому числі оксиду вуглецю.

Дефекти систем запалювання ГМК з магнітоелектричними датчиками не дозволяють підтримувати стійкий кут випередження запалювання на всіх силових циліндрах. В циліндрах відбувається як раннє так і пізнє згоряння, що також підвищує рівень шкідливих викидів. За умови усунення названих недоліків, рівень шкідливих викидів можна значно зменшити.

Як відомо з досліджень процесу згоряння у двигунах внутрішнього згорання [1,2], підвищення температури продувального повітря зменшує максимальну потужність двигуна (в нашому випадку – силової частини ГМК), призводить до підвищення максимальної температури згоряння і, як наслідок, до збільшення викидів NO_x .

Оптимальний кут випередження запалювання по ефективності й економічності в газовому двигуні ГМК 10 ГКН складає $6-9^\circ$ п.к.в.[4]. Підтримання оптимального кута випередження запалювання по ефективності й економічності в газовому двигуні ГМК 10 ГКН дозволить зменшити викиди забруднюючих речовин у вихлопних газах до мінімально можливого значення при заданій потужності.

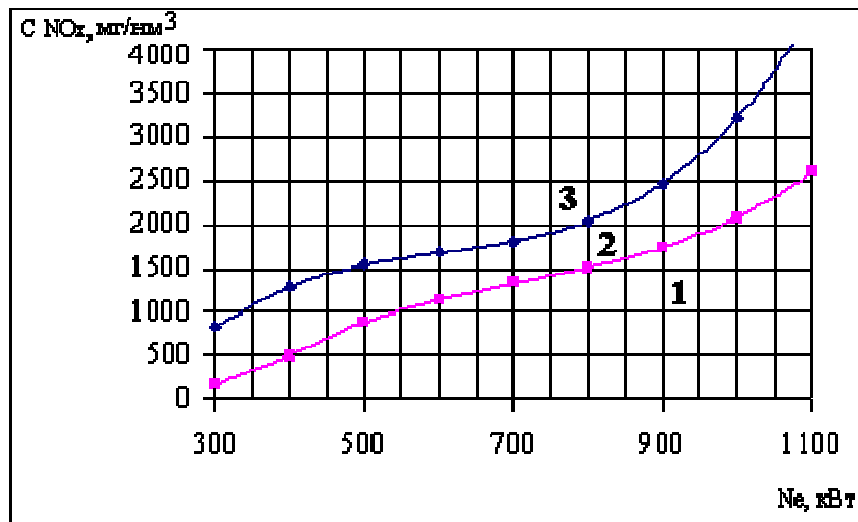
УкрНДІгазом проведені експериментальні дослідження [5], отримано області значень концентрацій і потужності викидів оксиду вуглецю і оксиду азоту, що відповідають справному технічному стану газового двигуна, а також визначені області, що відповідають дефектам.

Проведено дослідження обсягів викидів забруднюючих речовин з вихлопними газами ГМК 10 ГКН на Червонодонецькій, Машівській дожимних компресорних станціях (ДКС), Котелевській, Тимофіївській установках сайклінг-процесу, ДКС Хідновичі, ДКС Комарно на різних режимах з різними дефектами технічного стану силової частини ГМК.

За результатами вимірювань концентрацій та розрахунків потужностей викидів оксидів вуглецю і азоту отримані значення, що відповідають різним дефектам технічного стану газового двигуна ГМК. Шляхом систематизації значень, отримано області з задовільним і незадовільним технічним станом.

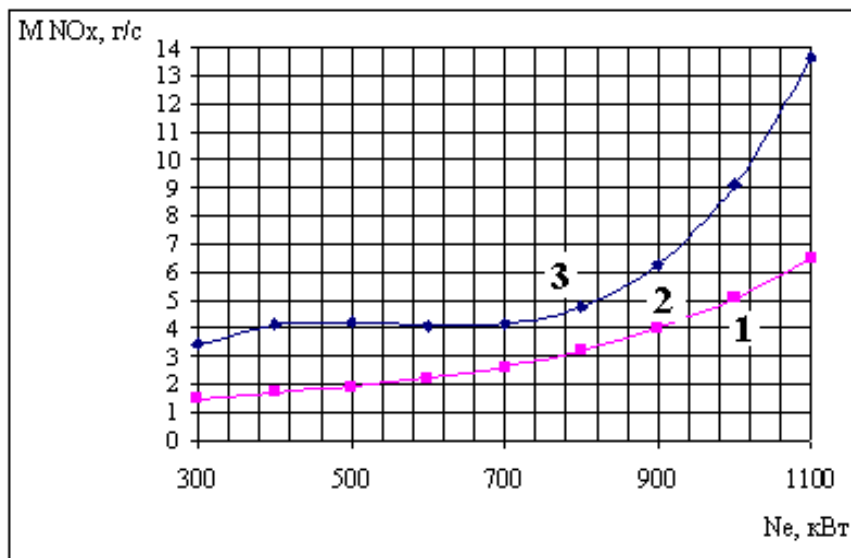
Залежності концентрацій та потужностей викидів оксидів вуглецю і азоту від ефективної потужності, що встановлюють допустимі границі технічно справного стану ГМК 10 ГКН визначено за методом найменших квадратів [6] (рисунки 8.4 - 8.7).

Аналіз отриманих значень концентрацій і потужностей викидів оксидів вуглецю і азоту в залежності від технічного стану газового двигуна дозволив виділити в зонах з незадовільним технічним станом характерні дефекти. В таблиці 8.10 наведені дефекти вузлів газового двигуна у відповідності з визначеними зонами на рисунках 8.4 - 8.7 та надано рекомендації щодо поліпшення технічного стану ГМК та зменшення викидів забруднюючих речовин у повітря.



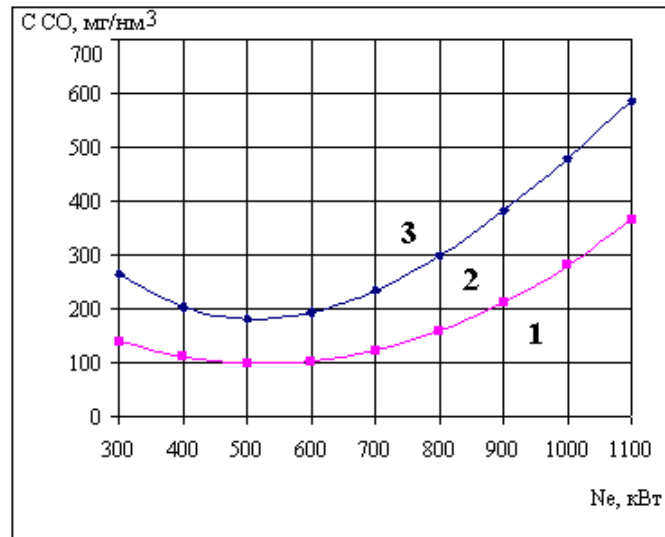
1,3 – зони технічно несправного стану газового двигуна ГМК;
 2 – зона технічно справного стану газового двигуна ГМК

Рисунок 8.4 - Границі допустимої концентрації оксиду азоту, що відповідають технічно справному стану ГМК 10 ГКН в залежності від ефективної потужності газомотокомпресора



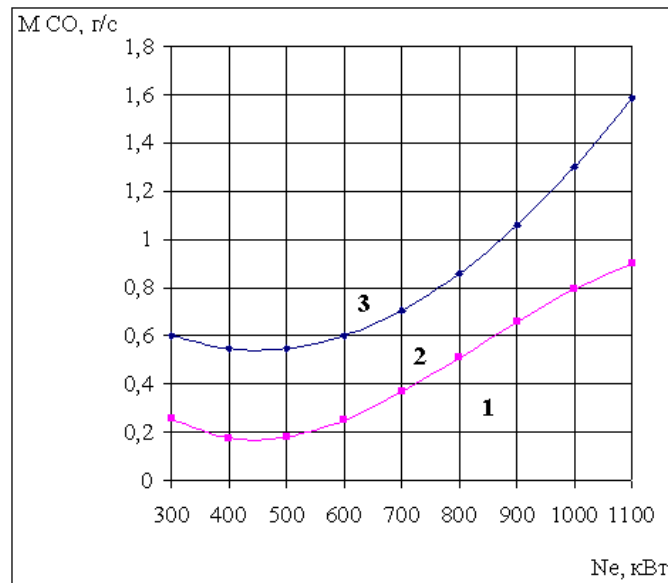
1,3 – зони технічно несправного стану газового двигуна ГМК;
 2 – зона технічно справного стану газового двигуна ГМК

Рисунок 8.5 - Границі допустимої потужності викидів оксиду азоту, що відповідають технічно справному стану ГМК 10 ГКН в залежності від ефективної потужності газомотокомпресора



1,3 – зони технічно несправного стану газопоступального двигуна ГМК;
 2 – зона технічно справного стану газопоступального двигуна ГМК

Рисунок 8.6 - Границі допустимої концентрації оксиду вуглецю, що відповідають технічно справному стану ГМК 10 ГКН в залежності від його ефективної потужності



1,3 – зони технічно несправного стану газопоступального двигуна ГМК;
 2 – зона технічно справного стану газопоступального двигуна ГМК

Рисунок 8.7 - Границі допустимої потужності викидів оксиду вуглецю, що відповідають технічно справному стану ГМК 10 ГКН в залежності від його ефективної потужності

Таблиця 8.9 – Характеристика технічного стану газового двигуна ГМК 10 ГКН та рекомендації з технічного обслуговування в залежності від значень викидів забруднюючих речовин та ефективної потужності

№ зони	Значення концентрації та потужності оксиду азоту в залежності від ефективної потужності ГМК (рисунок 1 - 2)		Значення концентрації та потужності оксиду вуглецю в залежності від ефективної потужності ГМК (рисунок 3 - 4)	
	Передбачена несправність	Технічне обслуговування	Передбачена несправність	Технічне обслуговування
1	В камері згоряння газового двигуна пізніше запалювання.	Необхідно встановити оптимальний кут випередження запалювання (при виникненні детонаційного горіння встановити рівномірний розподіл навантаження СЦ).	В камері згоряння газового двигуна ранне запалювання.	Необхідно встановити оптимальний кут випередження запалювання (при виникненні детонаційного горіння встановити рівномірний розподіл навантаження СЦ).
2	Несправність не виявлена	Не потрібно	Несправність не виявлена	Не потрібно
3	1 В камері згоряння газового двигуна ранне запалювання. 2 При наявності стійкого кута випередження запалювання та випередження запалювання діагностується дефект ГВК. 3 При нестійкому куті випередження запалювання діагностується дефект системи запалювання.	1 Необхідно встановити оптимальний кут випередження запалювання. 2 Необхідно виконати ремонт, або заміну ГВК. 3 Необхідно виконати ремонт датчика-генератора, муфти	1 В камері згоряння газового двигуна пізніше запалювання. 2 При нестійкому куті випередження запалювання діагностується дефект системи запалювання. 3 При наявності стійкого кута випередження запалювання діагностується дефект ГВК. 4. В камері згоряння газового двигуна детонаційне горіння.	1,4 Необхідно встановити оптимальний кут випередження запалювання (при виникненні детонаційного горіння встановити рівномірний розподіл навантаження СЦ). 2 Необхідно виконати ремонт системи запалювання (датчика-генератора, муфти приводу). 3 Необхідно виконати ремонт, або заміну ГВК.

Запропоновано використання екологічних показників викидів забруднюючих речовин з відпрацьованими газами газових двигунів ГМК в якості діагностичних ознак їх технічного стану. Визначено області значень концентрацій і потужності викидів оксиду вуглецю й оксиду азоту, що відповідають справному технічному стану газового двигуна, а також визначені області, що відповідають дефектам двигуна на всіх експлуатаційних режимах роботи ГМК ($0,5 \div 1,0 N_{e_{ном}}$, кВт). Створено таблиці відповідності несправностей газового двигуна, характерні кожній діагностичній області з рекомендаціями з технічного обслуговування ГМК.

Використання границь задовільного і незадовільного технічного стану ГМК, як функції концентрації та потужності викидів оксиду вуглецю і оксиду азоту від ефективної потужності ГМК дозволить ефективніше оцінювати технічний стан системи запалювання, паливної системи (ГВК, нерівномірність навантаження силових циліндрів в експлуатаційних умовах), підвищити надійність і ресурс машин, зменшити витрати на експлуатацію і ремонт ГМК, зменшити витрату паливного газу і потужність викидів шкідливих речовин.

8.4 Дослідження вібраційного діагностування детонаційного згоряння в силових циліндрах газомотокомпресорів 10ГКН

При роботі газових двигунів газомотокомпресорів (ГМК) 10 ГКН з детонаційним згорянням у силових циліндрах (СЦ) погіршується їхня економічність, збільшується кількість викидів забруднюючих речовин в атмосферу, а також число відмов вузлів агрегатів.

Явище детонації складається в досить швидкому завершенні процесу згоряння в результаті багатостадійного samozapalювання частини робочої суміші перед фронтом полум'я, що супроводжується виникненням ударних хвиль, які, у свою чергу, стимулюють згоряння всієї робочої суміші, що залишилася, з надзвуковою швидкістю.

Ударні хвилі при своєму багаторазовому відбитті від стінок можуть механічно порушити масляну плівку з поверхні гільзи, що приводить до збільшення зношування циліндрів і поршневих кілець. Крім того, вібраційний характер навантаження на поршень при наявності детонації може викликати руйнування антифрикційного шару в шатунних підшипниках.

Таким чином, питання контролю детонаційного згоряння, а також його своєчасного запобігання є дуже актуальними.

Згідно з тематичним планом ДК “Укргазвидобування”, УкрНДГаз займається розробкою методів діагностування ГМК, спрямованих на збільшення ресурсу їх експлуатації, надійності та підтримання справного технічного стану.

Відомо, що детонаційне згоряння ГМК відбувається за наступними причинами [1]:

- присутності в газі тяжких вуглеводнів чи конденсату;
- перевантаження ГМК чи нерівномірно розподіленого навантаження між СЦ газового двигуна;

- підвищення температури продувального повітря;
- занадто великого кута випередження запалювання.

Також, детонаційне згоряння виникає у випадку, коли через підвищений знос циліндро-поршневої групи в камеру згоряння попадає моторне масло.

Відзначено, що значна частина поломок колінчастих валів відбулася там, де перебувала тривала робота ГМК із детонаційним згорянням. Унаслідок тривалої детонації руйнується бабітовий шар шатунних вкладишів, утворюються тріщини в силових циліндрах, поршнях, кришках, передчасно зношується шатунний механізм.

Контроль детонаційного згоряння паливної суміші в СЦ газового двигуна ГМК 10 ГКН виконується за допомогою індикаторних діаграм робочого процесу, що індицирується за допомогою механічного індикатору типу «Майгак» серії 30 або 50 [1].

Крім контролю детонаційного згоряння механічними індикаторами, відомий спосіб діагностування двигуна внутрішнього згоряння [2], що за допомогою датчика реєструють коливання, наприклад, стінок камери згоряння, щонайменше в одному частотному діапазоні, що відповідає частоті коливань при детонації, здійснюють фільтрацію цих коливань, формують обвідну цього сигналу, а потім порівнюють її з еталонним сигналом, визначеним в тому ж частотному діапазоні, і на основі оцінки подібності форми порівнюваних кривих роблять висновок про наявність або відсутність детонації у двигуні.

Недоліком відомого способу є те, що для визначення детонації за допомогою цього способу необхідна розробка і використання спеціального пристрою для обробки вимірних сигналів, побудови обвідної цих сигналів та порівняння їх з еталонним сигналом.

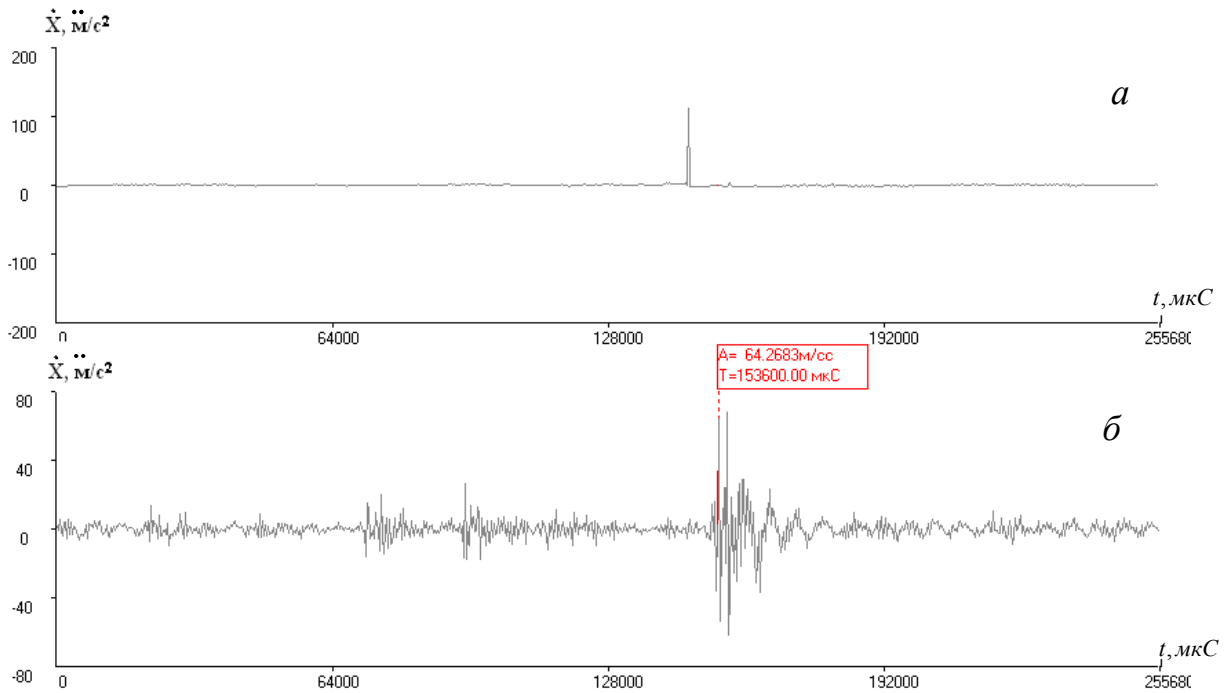
У зв'язку з тим, що в умовах експлуатації часто виникають труднощі з індицируванням робочого процесу через відсутність механічних індикаторів або справних індикаторних кранів, виникає необхідність розробки непрямого методу контролю детонаційного згоряння паливної суміші.

Була поставлена задача розробки метода оперативного виявлення детонаційного горіння в двигуні внутрішнього згоряння непрямым методом при відсутності можливості прямого індицирування робочого процесу в силових циліндрах і розробки спеціального пристрою для обробки вимірних сигналів, побудови обвідної цих сигналів.

Для вирішення поставленої задачі розроблено метод діагностування детонаційного згоряння газового двигуна газомотокомпресора (ГМК) 10 ГКН [3,4].

УкрНДІгазом проведено експериментальні дослідження контролю детонаційного згоряння на Червонодонецькій, Машівській дожимних компресорних станціях (ДКС), ДКС Хідновичі, компресорних цехах Котелевської, Тимофіївської установки сайклінг-процесу.

На працюючих агрегатах реєструвались коливання стінок силових циліндрів віброперетворювачем в смузі частот 10-2500 Гц з одночасною фіксацією відмітником положення верхньої мертвої точки (ВМТ) поршня силового циліндра (рисунок 8.8).

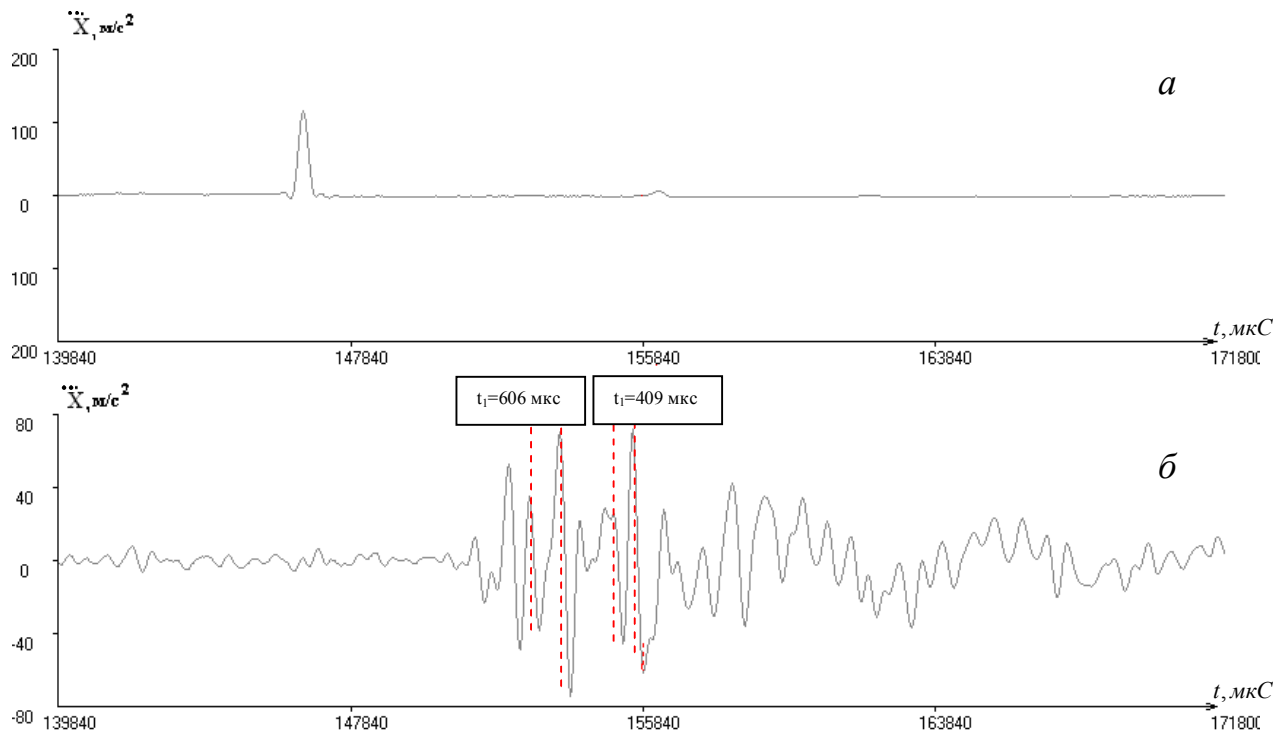


а – графік відмітки ВМТ поршня досліджуваного силового циліндра;
б – вібраційний сигнал коливання стінок силового циліндра

Рисунок 8.8 – Вібраційний сигнал коливання стінок силового циліндра в смузі частот 10-2500 Гц з одночасною фіксацією відмітником положення верхньої мертвої точки поршня

Проаналізувавши вібраційні сигнали, було знайдено частотний діапазон, найбільш характерний для детонаційного згоряння. Для цього на вібраційному сигналі було виділено відрізок, початок і закінчення якого визначені в часі як початок і закінчення процесу згоряння за допомогою прив'язки до зафіксованого положення верхньої мертвої точки поршня силового циліндра. На відрізку було визначено найбільші амплітуди коливання сигналу, що відповідають детонаційному горінню (рисунок 8.9) та їх мінімальні і максимальні частоти коливання.

Для більш точного визначення частотного діапазону, найбільш характерного для детонаційного згоряння на кожному режимі експлуатації агрегатів проводилось не менше 50 досліджень при завідомо детонаційному згорянні (таблиця 8.10).



а – графік відмітки ВМТ поршня досліджуваного силового циліндра;
б – вібраційний сигнал коливання стінок силового циліндра

Рисунок 8.9 – Визначення мінімального і максимального періоду коливання сигналу з амплітудами, що відповідають детонаційному горінню

Таблиця 8.10 – Значення частотного діапазону коливання сигналу з найбільшими амплітудами, що можуть відповідати детонаційному горінню

№ СЦ	P_z , кгс/см ²	Сигнал 1		Сигнал 2		Сигнал ...		Сигнал 50	
		Частота min	Частота max	Частота min	Частота max	Частота min	Частота max	Частота min	Частота max
1 СЦ	34	1000,0	1852,0	1190,0	1923,0	1471,0	2273,0	1471,0	2083,0
3 СЦ	35	1000,0	1852,0	1250,0	1786,0	1471,0	2272,0	1563,0	1852,0
5 СЦ	35	1190,0	2500,0	1316,0	1786,0	893,0	1786,0	1316,0	2500,0
7 СЦ	40	926,0	1563,0	833,0	1190,0	806,0	1563,0	1136,0	1667,0
9 СЦ	38	1515,0	1923,0	1250,0	1923,0	1250,0	1786,0	1250,0	2273,0
2 СЦ	30	1190,0	2778,0	2273,0	2632,0	2083,0	2273,0	2381,0	3125,0
4 СЦ	30	2500,0	3000,0	2500,0	3000,0	1666,7	2272,7	2272,7	3000,0
6 СЦ	50	1724,1	3000,0	1612,9	3000,0	2381,0	3846,2	2500,0	3000,0
8 СЦ	50	2272,7	3000,0	2173,9	3000,0	2500,0	3000,0	2173,9	3000,0
10 СЦ	50	1923,1	3000,0	1851,9	3000,0	2000,0	3000,0	2173,9	3000,0

У знайденому частотному діапазоні 1650,0 - 2430,0 Гц визначають СКЗ кожного силового циліндра та ефективну потужність двигуна внутрішнього згоряння (таблиця 8.11).

Таблиця 8.11 – СКЗ кожного силового циліндра, визначені при роботі двигуна з детонаційним і бездетонаційним процесом згоряння

№ СЦ	N_{ef} , кВт	СКЗ, м/с ²
1 СЦ	950,0	4,6
3 СЦ	950,0	3,8
5 СЦ	950,0	3,3
7 СЦ	950,0	3,1
9 СЦ	950,0	5,0
2 СЦ	950,0	1,3
4 СЦ	950,0	1,6
6 СЦ	950,0	13,2
8 СЦ	950,0	7,1
10 СЦ	950,0	16,7

Для встановлення наявності детонаційного згоряння в діагностованому циліндрі необхідно порівнювати значення залежності СКЗ відомого частотного діапазону від ефективної потужності двигуна з еталонним значенням, що відповідає бездетонаційному згорянню.

Для визначення еталонної моделі розраховувалось середнє квадратичне значення спектрів у виділеному частотному діапазоні (рисунок 8.10) на завідомо детонаційному і бездетонаційному згорянні на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна. Еталонну модель було створено у вигляді графіку залежності середніх квадратичних значень спектрів, розрахованих у виділеному частотному діапазоні від ефективної потужності двигуна внутрішнього згоряння на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна з визначенням зон детонаційного і бездетонаційного згоряння (рисунок 8.11). Графік залежності побудовано за допомогою методу найменших квадратів [5].

Граничні значення СКЗ між детонаційним і бездетонаційним згорянням встановлено шляхом усереднення серії значень СКЗ, визначених при роботі двигуна при детонаційному і бездетонаційному процесу згоряння при різних значеннях ефективної потужності.

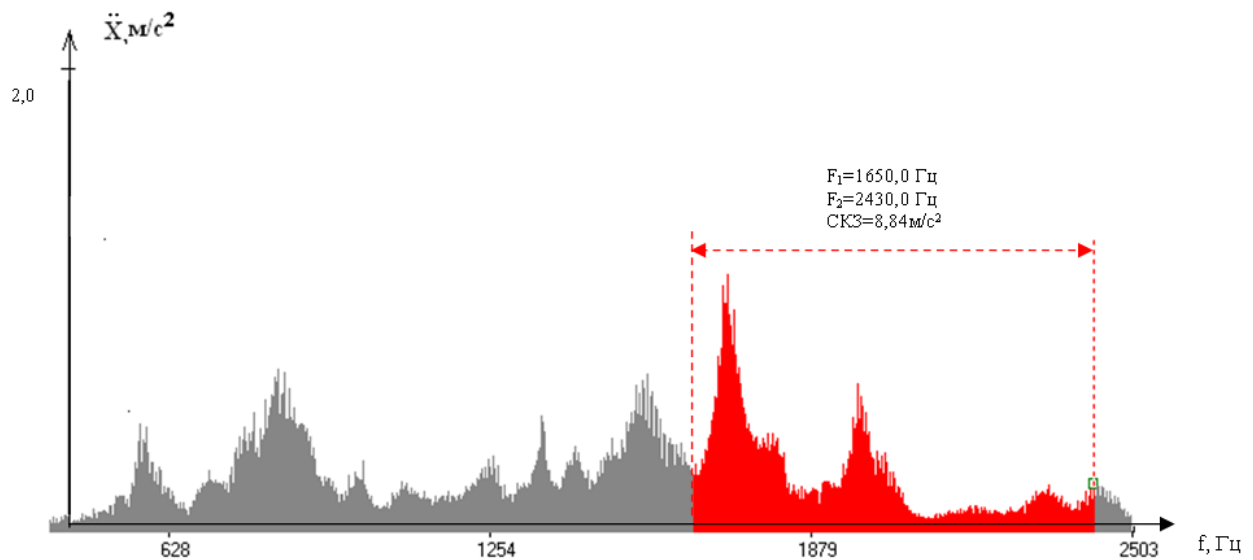
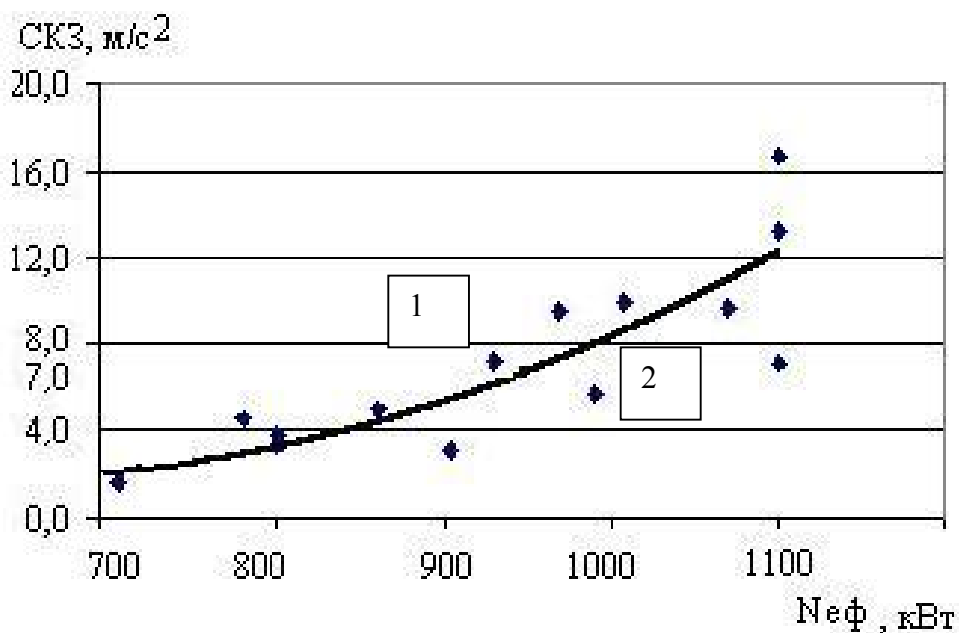


Рисунок 8.10 - Виділений частотний діапазон на завідомо детонаційному згорянні



1 – зона детонаційного горіння; 2 – зона бездетонаційного горіння

Рисунок 8.11 – Графік залежності середніх квадратичних значень спектрів, розрахованих у виділеному частотному діапазоні від ефективної потужності газового двигуна на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна з визначенням зон детонаційного і бездетонаційного згорання

Для контролю детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК з використанням непрямого методу створено прилад [6,7]. Структурна схема приладу наведена на рисунку 8.12.

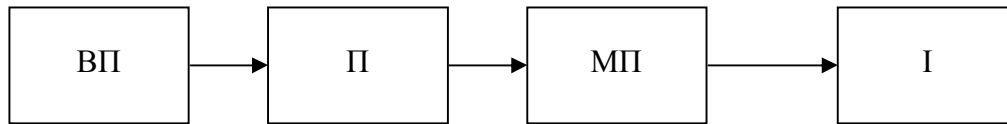


Рисунок 8.12 – Структурна схема приладу для контролю детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК з використанням непрямого методу

До складу приладу входять віброперетворювач ВП, підсилювач П, мікропроцесор МП та індикатор І.

Сигнал віброперетворювача ВП після підсилювача П подається на вхід мікропроцесора МП, який запрограмований таким чином, що за допомогою кнопок керування, розташованих на передній панелі приладу можна задавати режим вимірювання та діагностування детонаційного горіння.

Запропоновано використання непрямого методу визначення детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК. Визначений частотний діапазон, найбільш характерний для виявлення детонаційного згорання на кожному режимі експлуатації ГМК 10 ГКН. Побудовано графік залежності середніх квадратичних значень спектрів, розрахованих у виділеному частотному діапазоні від ефективної потужності газового двигуна на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна з визначенням зон детонаційного і бездетонаційного згорання. Створено прилад для контролю детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК з використанням непрямого методу.

Використання запропонованого методу дозволить суттєво підвищити оперативність визначення детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК. Підвищення оперативності досягається можливістю визначення СКЗ спектра сигналу портативним віброметром чи спеціальним приладом у заданому частотному діапазоні та враховуючи значення ефективної потужності двигуна з одночасним визначенням відповідності отриманого результату у полі значень еталонної моделі до детонаційної чи бездетонаційної зони. Завдяки цьому значно підвищується універсалізм методу і сфера його застосування.

Своєчасне виявлення детонаційного горіння в силових циліндрах газового двигуна ГМК і його ліквідація дозволить зменшити кількість руйнувань його вузлів, витрати на ремонт, кількість забрудників в атмосферу.

8.5 Вплив циклічної температурної дії на виникнення тріщин у силових циліндрах газомотокомпресорів

У процесі експлуатації газомотокомпресорів 10 ГКН (ГМК) на компресорних станціях ДК «Укргазвидобування» через нерівномірний розподіл навантаження між силовими циліндрами (СЦ) у камерах згоряння СЦ перегородки продувних і вихлопних вікон перетерплюють високі циклічні, термічні й механічні навантаження. У результаті накопичується втома матеріалу й утворюються тріщини, що сприяє передчасному виходу з ладу СЦ. Найбільше істотно ушкоджуються перегородки продувних і вихлопних вікон при впливі змінної температури [1,2].

Дана робота виконана в рамках договору із ДК «Укргазвидобування» на тему «Проведення обстежень, аналізу технічного стану й експлуатаційних техніко-економічних характеристик газомотокомпресорів типу 10 ГКН і створення системи їх діагностування в ДК «Укргазвидобування». У роботі вивчені причини передчасного виходу з ладу силових циліндрів у результаті утворення тріщин на перегородках продувних і вихлопних вікон, а також дані рекомендації із запобігання розвитку тріщин.

Відомо [3], що на виникнення тріщин на перегородках вихлопних і продувних вікон може впливати місцевий перегрів від тертя при задирах. Температурні напруги, що виникають при задирах, викликають появу тріщин на досліджуваних перегородках.

Враховуючи, що силові циліндри ГМК виготовляються литтям і перегородки продувних і вихлопних вікон залишаються не обробленими, можна зробити висновок, що виниклі в результаті лиття пори (концентратори напруг і деформацій) також знижують міцність і довговічність при циклічному впливі температури й навантаження [1].

Найбільш уразливим місцем у зоні продувного пояса є перегородки, що розділяють продувні й вихлопні вікна [3]. Особливістю цих перегородок є те, що вони не мають внутрішньої порожнини, через яку протікає охолоджуюча вода, на відміну від вихлопних перегородок. Внаслідок однобічного інтенсивного нагрівання перегородки вихлопними газами й недостатньої циркуляції охолоджуючої води (застійна зона) із протилежної сторони стінки в перегородці виникають температурні напруги, що приводять до тріщин у випадку теплового перевантаження даного циліндра.

У зв'язку із цим проведений аналіз появи тріщин на перегородках залежно від зміни температури вихлопних газів, що впливають на перегородки, і факторів, що впливають на ріст температури вихлопних газів.

В 2000 р. на Червонодонецькій дотискувальній компресорній станції (ЧДКС) був досліджений стан перегородок продувних і вихлопних вікон СЦ на 30 циліндрах ГМК № 3,10,15, що відробили 8000 мотогодин. У результаті було виявлено 9 СЦ із тріщинами між продувними й вихлопними вікнами (ГМК № 15, СЦ № 1,3,4,8; ГМК № 3, СЦ № 6,7; ГМК № 10, СЦ № 7,9,10).

Вивчення журналів обліку технічних характеристик ГМК за період наробітку СЦ агрегатів більше 8000 мотогодин виявило, що в СЦ із виявленими

тріщинами переважала температура в діапазоні 420-450°C при середній ефективній потужності 1000 к.с. Відповідно інструкції з експлуатації ГМК 10 ГКН [4] температура вихлопних газів по циліндрах при ефективній потужності 75% становить не більше 400 °С.

Основною причиною підвищеної температури вихлопних газів на виході СЦ є пізніше запалювання. На ГМК із нерівномірно розподіленим навантаженням між СЦ при встановленому куті випередження запалювання згідно [4] у межах 6-9° виникає детонація. Для усунення детонації встановлюється пізніше запалювання (2-3°). У результаті температура вихлопних газів на СЦ зростає понад 400 °С.

На рисунку 8.13 представлені температури вихлопних газів на виході СЦ і тиски згоряння в СЦ залежно від кута випередження запалювання, отримані експериментально на Червонодонській ДКС (ГМК № 10, СЦ №1) при ефективній потужності 1024 к.с.

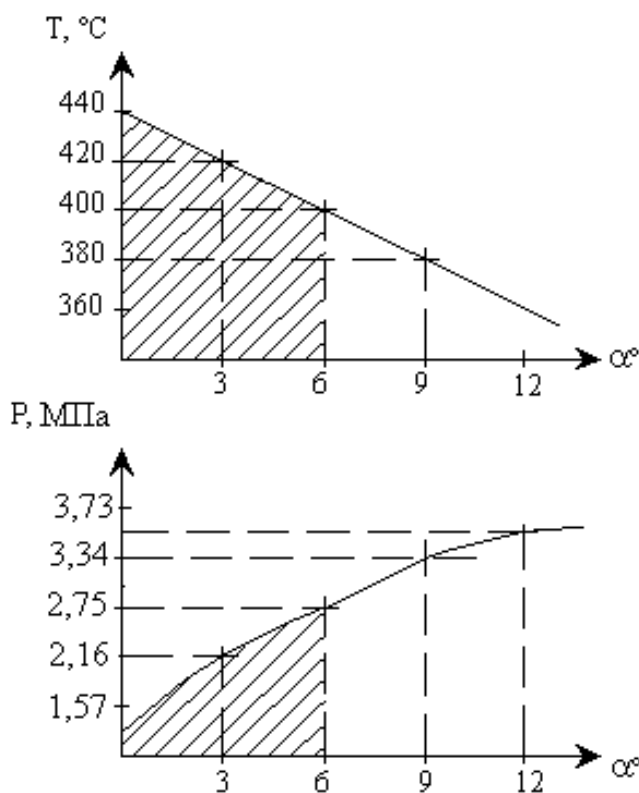


Рисунок 8.13 – Залежність тиску згоряння в СЦ і температури вихлопних газів на виході СЦ від зміни кута випередження запалювання

На рисунку 8.13 відзначена область, у межах якої через підвищену температуру вихлопних газів на виході СЦ зростає ймовірність появи тріщин на перегородках між продувними й вихлопними вікнами.

В 2001-2002 р.р. у рамках виконання договору по створенню системи діагностики ГМК регулярно проводилось діагностування силових циліндрів газових двигунів ГМК і при необхідності виконувались роботи з вирівнювання навантаження між СЦ. Наявність рівномірного навантаження давало можливість встановлювати кут випередження запалювання згідно [4] і досягати зниження температури при ефективній потужності 75% до 400 °С і нижче.

Дослідження технічного стану СЦ газомотокомпресорів після наробітку до середнього ремонту в 2002 р. показало, що кількість циліндрів із тріщинами на перегородках між продувними й вихлопними вікнами значно зменшилося. Було обстежено також 30 циліндрів на ГМК № 1,8,13. Виявлено 2 СЦ, що вийшли з ладу через утворення тріщин (СЦ № 1,9 на ГМК № 8).

У результаті виконання робіт з вирівнювання навантаження між СЦ, дотримання оптимального кута випередження запалювання й відповідної температури, що не перевищує граничної для даної ефективної потужності, поява тріщин між продувними й вихлопними вікнами в СЦ зменшилась з 30 % в 2000 р. до 6 % в 2002 р. Вибірка в зіставлених випадках була однаковою.

Впровадження пропонованих рекомендацій на Червонодонецькій ДКС і Котелевській УСП в 2001 і 2002 р. привело до зменшення виходу з ладу силових циліндрів через виникнення тріщин на перегородках між продувними й вихлопними вікнами, що дозволило скоротити витрати на ремонт і запасні частини на 340,6 тис. грн.

Таким чином, вивчення характеру появи тріщин між продувними й вихлопними вікнами силових циліндрів ГМК дозволило сформулювати рекомендації, згідно яким зменшилась ймовірність появи тріщин.

Для організації й систематичного виконання запропонованих рекомендацій на ДКС ДК «Укргазвидобування» необхідно впровадити нормативні документи, що регламентують виконання робіт з діагностування й регулювання газомотокомпресорів на компресорних станціях.

8.6 Аналіз надійності та оптимізація термінів проведення ремонтів шатунних підшипників газомотокомпресорів 10 ГКН за різної експлуатаційної потужності

Значна частина експлуатаційної потужності дожимних компресорних станцій України належить газомотокомпресорам (ГМК) 10 ГКН.

В умовах падіння видобутку природного газу і обмеженого числа модифікацій ГМК, що експлуатуються на різних об'єктах газової промисловості, для забезпечення оптимального режиму роботи агрегатів необхідно періодично виконувати їх реконструкцію. З іншого боку, реконструкція агрегатів пов'язана із значними витратами та складністю її проведення в експлуатаційних умовах, а тому, практично, для забезпечення заданих режимів роботи більшість газомотокомпресорів працює при різних значеннях ефективної потужності газового двигуна.

Існуюче положення про планово-попереджувальні ремонти регламентує проведення ремонтних робіт агрегатів, що працюють на різних експлуатаційних режимах, з однаковою періодичністю [1]. Але, як показує досвід функціонування багатьох об'єктів ДК «Укргазвидобування», використання цього положення не завжди виправдано. Таким чином, актуальним за сучасних умов є здійснення перегляду положення про планово-попереджувальні ремо-

нти газомоторних компресорів, насамперед, стосовно оптимізації термінів їх проведення.

Для підвищення ефективності експлуатації газомотокомпресорів раніше вже були впроваджені методи, які дозволяють оперативно отримувати інформацію про фактичний стан ГМК, розроблені переносні прилади для вібродіагностування шатунних підшипників, циліндропоршневої групи та турбокомпресорів [2]. Проведення періодичного контролю технічного стану ГМК з використанням таких приладів дозволяє підвищити ймовірність виявлення передчасних дефектів. Однак, використання періодичних діагностичних робіт замало для забезпечення максимальної надійності роботи парку ГМК на об'єктах газової промисловості.

В роботі [3] створено концепцію нової системи оптимального планування ремонтів агрегатів з комплексним прогнозуванням технічного стану. Ця система об'єднує в собі вирішення важливих технічних питань:

- отримання математичної моделі залежності рівнів вібрації від напруження, потужності та встановлення допустимих рівнів вібрації за частотними смугами ГМК з розробкою методики оцінювання технічного стану за частотними складовими спектра вібрації;

- чисельне визначення загального рівня віброприскорення за реєстрацією вібраційних сигналів основних вузлів агрегатів в обчисленні швидкого перетворення Фур'є;

- математичне моделювання: спектрів вібрації, спектрів обвідної, жорсткості підшипникових опор, ідентифікації вібрацій, пов'язаних з вимушеними та власними коливаннями, змін вібраційних характеристик з часом;

- математичне моделювання визначення та прогнозування інтегрального нормованого технічного стану ГМК за комплексними результатами вібраційних та теплотехнічних обстежень;

- практичне використання комплексної моделі прогнозування технічного стану ГМК для оптимального планування ремонтів за фактичним станом.

Однак, на нашу думку, зазначена система оптимального планування ремонтів агрегатів повинна включати створення моделі розрахунку надійності вузлів ГМК з урахуванням роботи газомотокомпресорів на різних експлуатаційних потужностях.

У роботах [4,5] запропонована методика визначення показників надійності і ресурсу газомотокомпресорів МК-8, ГМК-10 ГК. Визначено показники надійності, ймовірності безвідмовної роботи, інтенсивності відмов роботи газомотокомпресорів МК-8 та ГМК-10 ГК. Також розроблена стратегія проведення планово-попереджувальних ремонтів агрегатів. Але в даних роботах при визначенні показників надійності, оптимальної стратегії проведення планово-попереджувальних ремонтів агрегатів не враховувався вплив зміни ефективної потужності газового двигуна МК-8, ГМК-10 ГК і у зв'язку з цим зміни навантажень на вузли двигуна.

Для визначення оптимальної стратегії проведення періодичності ремонтів з урахуванням роботи газомотокомпресорів на різних експлуатаційних

потужностях, а також якості проведення ремонтних робіт при перегляді положення про планово-попереджувальні ремонти газомоторних компресорів доцільно створення методики розрахунку надійності, визначення ймовірності безвідмовної роботи вузлів ГМК, визначення інтенсивності їх відмов, що і стало метою нашого дослідження.

Була поставлена задача визначення показників надійності, визначення ймовірності безвідмовної роботи, інтенсивності відмовлень роботи найбільш важливого вузла газового двигуна - шатунних підшипників колінчастого вала. Визначення показників надійності необхідно здійснювати на агрегатах, що працюють на різних експлуатаційних режимах з різною ефективною потужністю газового двигуна. Аналіз показників дозволить з'ясувати їх залежність від ефективної потужності і розробити оптимальні терміни проведення ремонтів шатунних підшипників газомотокомпресорів 10 ГКН, що сприятиме підвищенню надійності експлуатації, зменшить витрати на ремонт агрегатів.

Для рішення поставленої задачі проведено аналіз даних ремонтних формулярів за період 2003-2009 рр. агрегатів, що працюють на різних експлуатаційних режимах (табл. 8.12).

Була проаналізована періодичність проведення ремонтів, пов'язаних з руйнуванням вкладишів шатунних підшипників на газомотокомпресорах Червонодонецької ДКС, (ефективна потужність газових двигунів 950-1000 кВт), Тимофіївської УСП (ефективна потужність газових двигунів 1 ступеня 800-850 кВт, 2 ступеня 700-730 кВт), Машівської ДКС (ефективна потужність газових двигунів 1 ступеня 600-650 кВт).

Зазначимо, що відповідно до положення про планово-попереджувальні ремонти, розроблених заводом-виготовлювачем ГМК, періодичність проведення технічних оглядів регламентована значенням 500 мотогодин.

На протязі всього терміну дослідження роботи до відмови шатунних підшипників ГМК при різній ефективній потужності було проаналізовано технічні огляди 15 агрегатів Червонодонецької ДКС, 8 агрегатів Тимофіївської УСП 1 ступеня і 4 агрегатів 2 ступеня відповідно, 7 агрегатів Машівської ДКС.

Результати, що приведені в таблиці, вказують на те, що значна кількість відмов припадає на перші три діапазони роботи агрегатів. При чому з таблиці видно, що порівнюючи загальну кількість відмов до значень відмов в першому діапазоні роботи для кожного з досліджуваних об'єктів, можна встановити залежність цього порівняння від ефективної потужності газомотокомпресорів. Тому очевидно, що значну увагу треба приділити визначення диференційованого підходу до визначення періодичності проведення технічних оглядів.

Використовуючи отримані систематизовані дані, були розраховані показники ймовірності безвідмовної роботи для кожного досліджуваного варіанта [6,7]. За отриманими даними нами побудовані криві ймовірності безвідмовної роботи шатунних підшипників (див. рис. 8.14).

Таблиця 8.12 – Динаміка роботи до відмови шатунних підшипників ГМК при різній ефективній потужності

Діапазон роботи до відмови, мотогодин	Кількість дефектів шатунних підшипників			
	Червонодонська ДКС (Ефективна потужність 950-1000 кВт)	Тимофіївська УСП (1 ступінь) (Ефективна потужність 800-850 кВт)	Тимофіївська УСП (2 ступінь) (Ефективна потужність 700-730 кВт)	Машівська ДКС (Ефективна потужність 600-650 кВт)
500	344	134	23	18
1000	108	38	8	17
1500	44	29	8	10
2000	52	17	2	7
2500	40	15	5	3
3000	32	12	8	6
3500	16	10	3	4
4000	4	8	4	10
4500	16	7	0	0
5000	20	4	0	0
5500	4	7	2	3
6000	0	4	1	1
6500	4	3	2	9
7000	0	2	0	1
7500	4	2	0	1
8000	0	1	1	2
8500	0	1	0	0
9000	0	2	1	1
9500	0	1	0	0
10000	0	2	0	0
10500	0	2	0	0
11000	0	2	0	0
11500	0	1	0	0
Загальна кількість дефектів	688	304	68	95

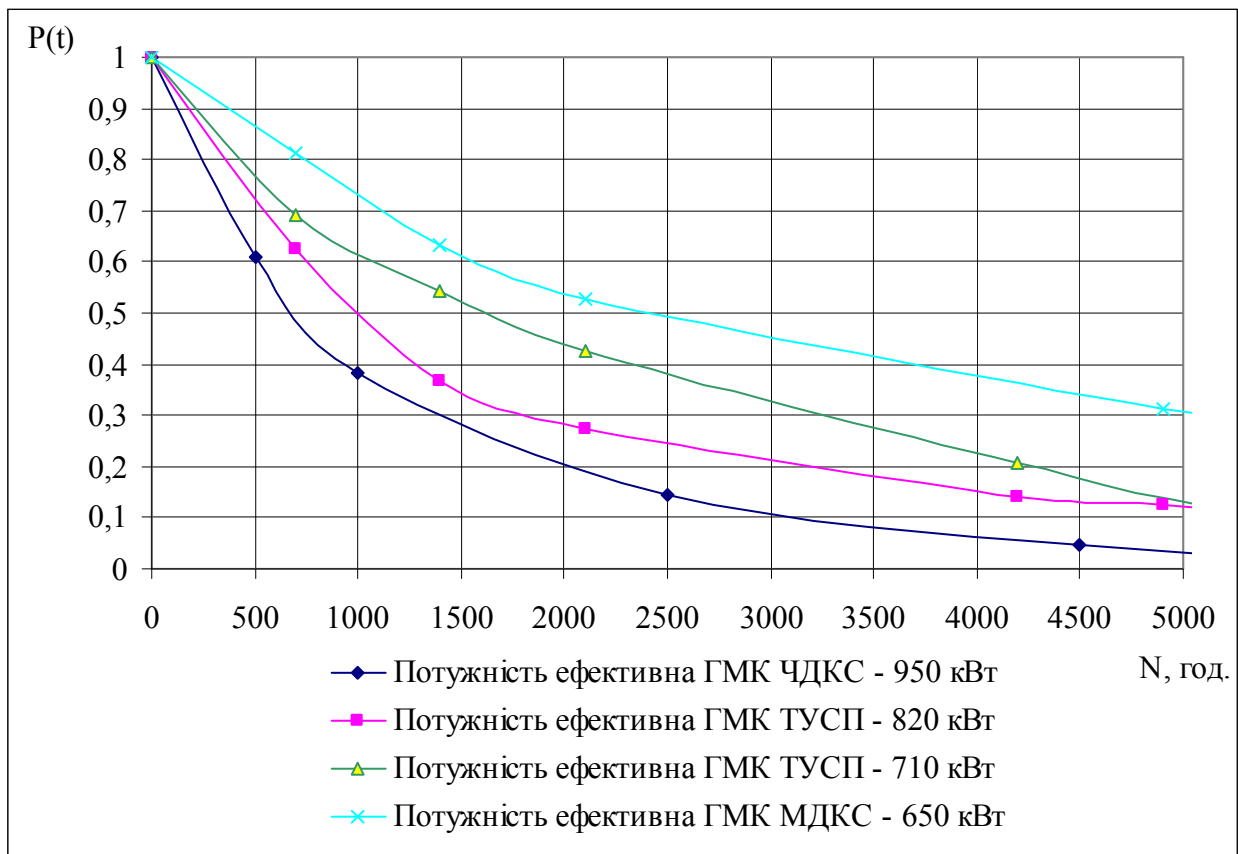


Рисунок 8.14 – Криві ймовірності безвідмовної роботи шатунних підшипників ГМК 10 ГКН

Розподіл кривих ймовірності безвідмовної роботи шатунних підшипників ГМК 10 ГКН у залежності від ефективної потужності агрегатів показує, що при роботі ГМК із значенням ефективної потужності 950 кВт (номінальна потужність агрегатів 1100 кВт) ймовірність безвідмовної роботи дорівнює 0,5. При проведенні технічних оглядів через 500 мотогодин існує велика ймовірність задиру колінчастого вала у зв'язку з можливістю передчасного виникнення дефектів шатунних підшипників. Отже, при експлуатації агрегатів на режимах, близьких до номінальних, необхідно виконувати контроль технічного стану шатунних підшипників з періодичністю 350 мотогодин.

Навпаки, значення ймовірності безвідмовної роботи шатунних підшипників агрегатів, що працюють з потужністю двигунів 650 кВт, при проведенні технічних оглядів через 500 мотогодин відповідає майже 0,9. Тому, для збільшення тривалості міжремонтного періоду, зменшення витрат на проведення ремонтних робіт при забезпеченні достатньої ймовірності безвідмовної роботи можна змінити періодичність проведення технічних оглядів з 500 до 1000 мотогодин.

Аналізуючи рисунок 1, можна зробити висновок, що при експлуатації ГМК з ефективною потужністю 710 кВт та 820 кВт оптимальній періодичності проведення технічних оглядів відповідає значення 700 мотогодин та 600 мотогодин відповідно.

Також нами розрахована інтенсивність відмовлень роботи шатунних підшипників [6] і побудовані графіки інтенсивності відмов за отриманими даними (рис. 8.15).

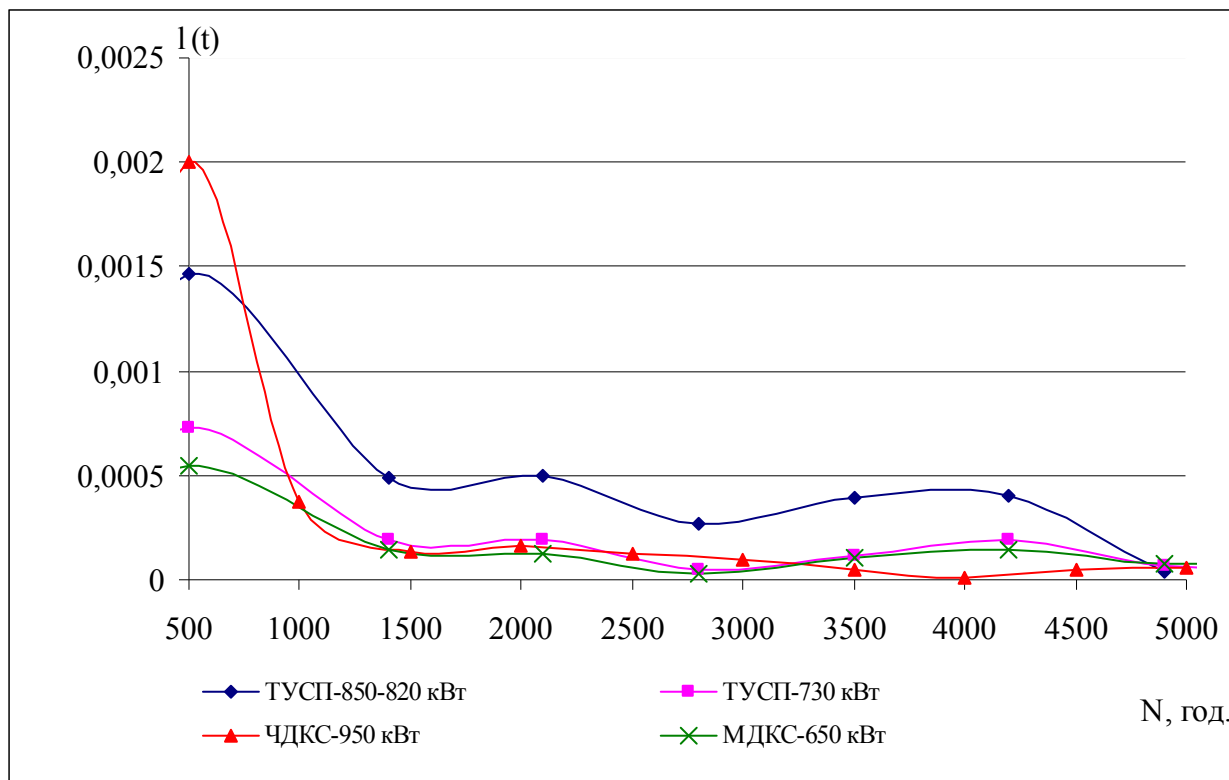


Рисунок 8.15 – Графік інтенсивності відмов роботи шатунних підшипників ГМК 10 ГКН

Аналіз графіка показує, що найбільша інтенсивність відмов шатунних підшипників відбувається на першому етапі. При ефективній потужності ГМК, близькій до номінальних значень (Червонодонська ДКС, $N_e = 950$ кВт), на першому етапі відбувається виникнення дефектів 50% шатунних підшипників. Експлуатація агрегатів на режимах з меншою потужністю (Машівська ДКС, $N_e = 650$ кВт), дозволяє зменшити інтенсивність відмов до 25%.

Значна варіація інтенсивності відмов шатунних підшипників підкреслює необхідність диференційованого підходу до періодичності проведення технічних оглядів. Це дозволить зменшити ймовірність задирів колінчастих валів, а також експлуатаційні витрати, забезпечити найбільшу допустиму тривалість роботи агрегатів без зупинки.

Запропоновано використовувати методику визначення оптимальної стратегії проведення періодичності планових ремонтів з урахуванням роботи газомотокомпресорів при різних значеннях ефективної потужності газового двигуна.

Визначено показники надійності, ймовірності безвідмовної роботи, інтенсивності відмов роботи найбільш важливого вузла газового двигуна – шатунних підшипників газомотокомпресорів 10 ГКН.

Використовуючи показники ймовірності безвідмовної роботи, інтенсивності відмов шатунних підшипників ГМК, установлена залежність періодич-

ності планових ремонтів шатунних підшипників, що забезпечує достатню ймовірність безвідмовної роботи від експлуатаційної потужності газового двигуна.

Використання методики визначення періодичності планових технічних ремонтів з урахуванням роботи газомотокомпресорів при різних значеннях ефективної потужності на прикладі шатунних підшипників дозволить провести науково-обґрунтований вибір періодичності ремонтів всіх основних вузлів агрегатів.

Отримані показники періодичності проведення ремонтів всіх основних вузлів агрегатів дозволять зменшити можливість випадкових відмов, простою агрегатів, збільшити тривалість міжремонтного періоду, зменшити витрати на проведення ремонтних робіт при забезпеченні достатньої ймовірності безвідмовної роботи.

8.7 Виявлення дефектів шатунних підшипників газомотокомпресорів 10ГКН методами вібродіагностики

Для пошуку найбільш ефективних діагностичних ознак дефектів шатунних підшипників, силових циліндрів були проведені вібраційні дослідження газомотокомпресорів 10ГКН з діаметром компресорних циліндрів 320 мм. Дослідження були виконані аналізатором спектрів вібрації АС-6400. На протязі 2008-2010 р.р. були накопичені спектри вібрації у частотному діапазоні 10-2500 Гц, кількість усереднень даних – 8, кількість ліній – 3200. Спектри вібрації шатунних підшипників, силових циліндрів знімались на агрегатах перед проведенням планового огляду в місцях, визначених згідно СОУ 74.3-30019775-150:2009 "Компресорні станції. Газоперекачувальні агрегати. Контроль технічного стану газомотокомпресорів типу 10ГКН" в ДК "Укргазвидобування". При плановому огляді визначались фактичні дефекти досліджуваних вузлів.

Для аналізу вибрано наступні діапазони: 100÷1000 Гц, 200÷1000 Гц, 400÷1000 Гц, 600÷1000 Гц, 1000÷1200 Гц, 1000÷1500 Гц, 1000÷2000 Гц, 1050÷1170 Гц.

В кожному з цих діапазонів проводились дослідження.

Для кожного шатунного підшипника у відповідному спектрі розраховувалось середнє квадратичне значення (СКЗ) віброприскорення у досліджуваній частотній смузі. В полі значень віброприскорення заносили показники технічного стану шатунного підшипника у відповідності з даними планового огляду, за зразком таблиці 8.14.

Таблиця 8.14 – Зіставлення технічного стану шатунних підшипників з СКЗ віброприскорення в досліджуваній частотній смузі, Гц

Параметр		Граничне СКЗ віброприскорення, м/с ²						
		0-0,5	0,6-1,0	1,1-1,4	1,5-2,0	2,1-2,4	2,5-3,0	3,0-3,5
№ ГМК, дата	Шатунний підшипник № 1	*	*	*	*	*	*	*
	Шатунний підшипник № 2	*	*	*	*	*	*	*
	Шатунний підшипник № 3	*	*	*	*	*	*	*
	Шатунний підшипник № 4	*	*	*	*	*	*	*
	Шатунний підшипник № 5	*	*	*	*	*	*	*

- * 1 - руйнування бабітового шару вкладишів шатунних підшипників;
- 2 - збільшений зазор між вкладишами і колінчастим валом;
- 3 – справний.

Подальший аналіз всіх внесених значень дозволив зробити наступний висновок: максимальна кількість розподілу як бездефектного стану так і дефектного стану шатунних підшипників №№ 1-3, № 4 та № 5 відповідає різним значенням віброприскорення, тому для пошуку уточнених діагностичних ознак дефектів необхідно розглядати окремо значення вібраційних параметрів цих шатунних підшипників.

На підставі даних, зібраних за зразком таблиці 8.14 за період досліджень, проводився підрахунок кількості бездефектних і дефектних підшипників для кожної з виділених груп, у відповідності з граничними значеннями СКЗ віброприскорення, за зразком таблиці 8.15.

Таблиця 8.15 – Кількість дефектів шатунних підшипників, що виявлена в разі використання віброметра досліджуваної частотної смуги, Гц

Параметр	Розмірність	Граничне СКЗ віброприскорення, м/с ²						
		0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
Кількість справних ШП	шт.							
Кількість дефектних ШП	шт.							
Хибно діагност. як несправний	шт.							
Хибно діагност. як справний	шт.							

На підставі одержаних даних, були розраховані:

- криві імовірності дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників в залежності від обраного граничного значення СКЗ віброприскорення;
- криві кількісного розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників.

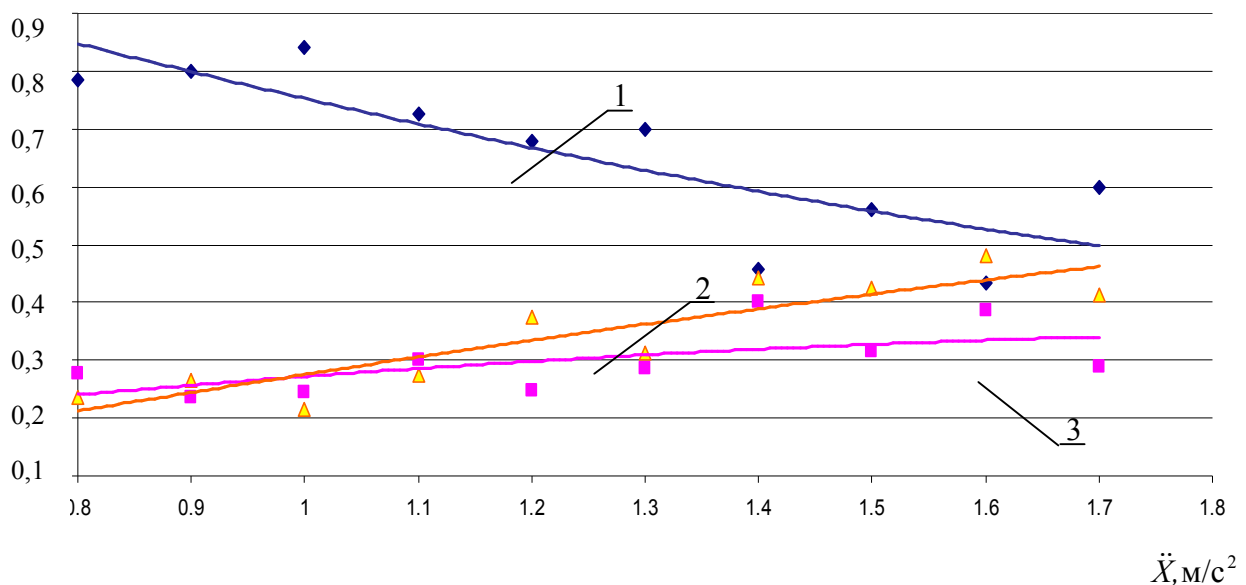
Криві були побудовані за методом найменших квадратів [9].

Аналіз отриманих кривих дозволив виділити діапазон 300-1000 Гц та попереднє граничне значення віброприскорення $1,2 \text{ м/с}^2$, яке є оптимальним значенням ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК.

На рисунках 8.15- 8.16 приведено криві імовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників № 1-3; № 4; № 5 в залежності від віброприскорення у частотній смузі 300-1000 Гц побудовані за даними, зібраними на протязі 2008-2010 р.р.

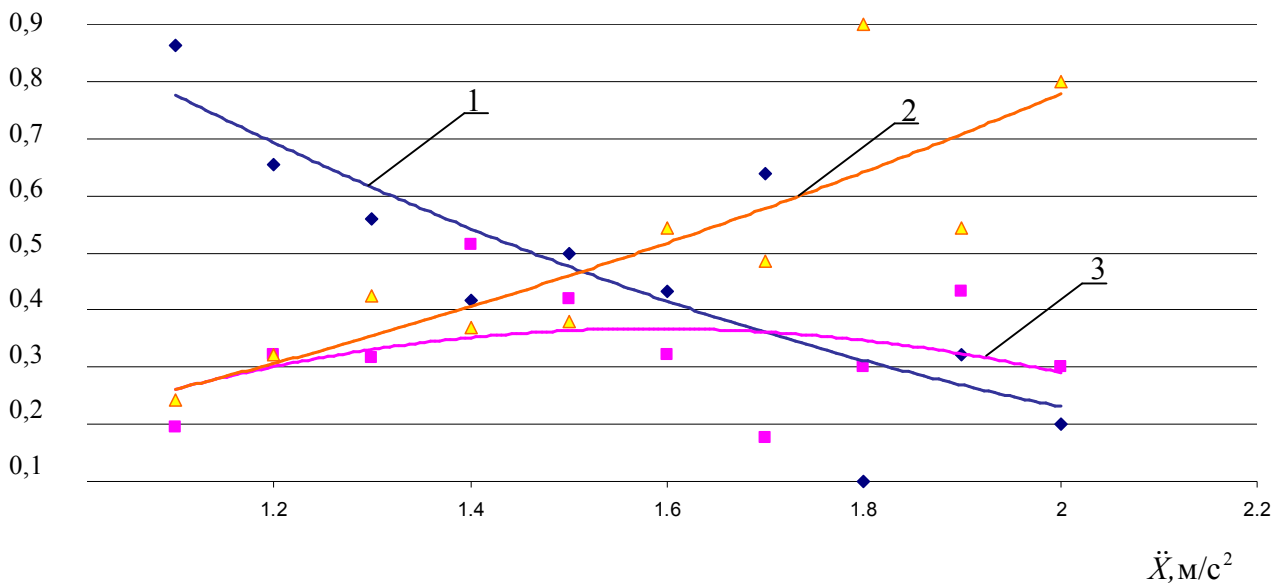
Для прийняття остаточного рішення проведено порівняння ефективності нового діапазону 300-1000 Гц з діапазоном 1050-1170 Гц, який був використаний в приладі СВІК-ГМК для діагностування шатунних підшипників раніше [28,15].

В таблицях 8. 16 і 8.17 приведено кількість дефектів шатунних підшипників в залежності від зміни граничного значення віброприскорення, відповідно для смуг 300-1000 Гц і 1050-1170 Гц для визначення дефектів шатунних підшипників.



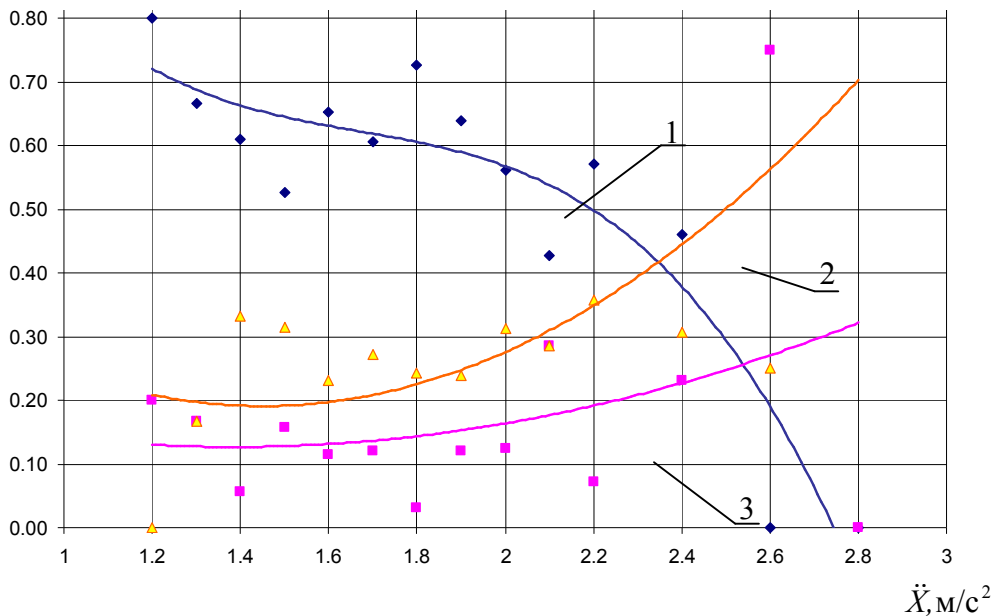
- 1 – крива імовірності розподілу бездефектного стану шатунних підшипників № 1-3 залежно від віброприскорення; 2 – крива імовірності розподілу дефектного стану (руйнування бабітового шару) шатунних підшипників № 1-3 залежно від віброприскорення; 3 - крива імовірності розподілу дефектного стану (збільшений зазор) шатунних підшипників № 1-3 залежно від віброприскорення

Рисунок 8.16 - Криві імовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників № 1-3 залежно від віброприскорення



1 – крива імовірності розподілу бездефектного стану шатунних підшипників № 4 залежно від віброприскорення; 2 – крива імовірності розподілу дефектного стану (руйнування бабітового шару) шатунних підшипників № 4 залежно від віброприскорення; 3 - крива імовірності розподілу дефектного стану (збільшений зазор) шатунних підшипників № 4 залежно від віброприскорення

Рисунок 8.17 - Криві залежності імовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників № 4 залежно від віброприскорення



1 – крива імовірності розподілу бездефектного стану шатунних підшипників № 5 залежно від віброприскорення; 2 – крива імовірності розподілу дефектного стану (руйнування бабітового шару) шатунних підшипників № 5 залежно від віброприскорення; 3 - крива імовірності розподілу дефектного стану (збільшений зазор) шатунних підшипників № 5 залежно від віброприскорення

Рисунок 8.18 - Криві залежності імовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників № 5 залежно від віброприскорення

Таблиця 8.16 – Кількість дефектів шатунних підшипників № 1-3, що виявлена при використанні віброметром частотної смуги 300-1000 Гц

Параметр		Розмірність	Діагностований стан підшипників:							Дійсний стан підшипн.	
			Граничне значення віброприскорення, м/с ²								
			0.6	0.9	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5		1.6
Кількість справних ШП		шт.	0	45	99	135	150	159	168	168	171
Кількість дефектних ШП		шт.	81	78	72	60	54	48	30	24	81
Хибно діагност. як несправний		шт.	171	126	72	36	21	12	3	3	-
Хибно діагност. як справний		шт.	0	3	9	21	27	33	51	57	-
В тому числі:	Руйнування бабітового шару	шт.	60	57	51	39	33	27	21	18	60
	Збільшений зазор	шт.	21	21	21	21	21	21	9	6	21
Ймовірність виявлення справного підшипника		%	0.0	26.3	57.9	78.9	87.7	93.0	98.2	98.2	
Ймовірність виявлення дефектного підшипника		%	100.0	96.3	88.9	74.1	66.7	59.3	37.0	29.6	
Ймовірність хибного дефектування		%	100.0	73.7	42.1	21.1	12.3	7.0	1.8	1.8	
Ймовірність пропуску дефектного підшипника		%	0.0	3.7	11.1	25.9	33.3	40.7	63.0	70.4	

Для смуги 300-1000 Гц і граничного значення віброприскорення 1,2 м/с², яке відповідає найбільшій ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК, при ймовірності визначення дефектів ШП 74,1% також існує ймовірність визначити як несправні 21,1 % справних шатунних підшипників.

З таблиці 8.17 видно, що для смуги 1050-1170 Гц і граничного значення віброприскорення $0,25 \text{ м/с}^2$, яке є оптимальним значенням ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК, при ймовірності визначення дефектів ШП 74,1% також існує ймовірність визначити як несправні 43,9 % справних шатунних підшипників.

Порівняння цих даних вказує на більшу ефективність використання частотної смуги 300-1000 Гц для визначення дефектного стану шатунних підшипників ГМК 10ГКН.

Таблиця 8.17 – Кількість дефектів шатунних підшипників №1-3, що виявлена в разі використання віброметром частотної смуги 1050-1170 Гц

Параметр	Розмірність	Діагностований стан підшипників:								Дійсний стан підшипн.	
		Граничне значення віброприскорення, м/с^2									
		0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5		
Кількість справних ШП	шт.	9	48	96	126	150	165	171	171	171	
Кількість дефектних ШП	шт.	78	72	60	42	30	24	15	9	81	
Хибно діагност. як несправний	шт.	162	123	75	45	21	6	0	0	-	
Хибно діагност. як справний	шт.	3	9	21	39	51	57	66	72	-	
В тому числі:	Руйнування бабітового шару	60	57	48	33	27	21	12	6	18	60
	Збільшений зазор	18	15	12	9	3	3	3	3	6	21
Ймовірність виявлення справного підшипника	%	5.3	28.1	56.1	73.7	87.7	96.5	100.0	100.0		
Ймовірність виявлення дефектного підшипника	%	96.3	88.9	74.1	51.9	37.0	29.6	18.5	11.1		
Ймовірність хибного дефектування	%	94.7	71.9	43.9	26.3	12.3	3.5	0.0	0.0		
Ймовірність пропуску дефектного підшипника	%	3.7	11.1	25.9	48.1	63.0	70.4	81.5	88.9		

Для прийняття рішення про наявність дефекту шатунного підшипника необхідно знайти граничне значення СКЗ віброприскорення в обраній частотній смузі використовуючи методи статистичних рішень [4].

Приймаємо шукане граничне значення СКЗ віброприскорення рівним x_0 .

Умовимося вважати, що:

D_1 – справний стан, D_2 – наявність дефекту;

$f(x / D_1)$ – статистичний розподіл щільності ймовірності діагностичного параметра x для справного стану D_1 ;

$f(x / D_2)$ – статистичний розподіл щільності ймовірності діагностичного параметра x для дефектного стану D_2 ;

$P_1 = P(D_1)$ – апіорна ймовірність діагнозу D_1 (вважається відомою на підставі попередніх статистичних даних);

$P_2 = P(D_2)$ – апіорна ймовірність діагнозу D_2 ;

C_{11}, C_{22} – вартість правильного рішення при визначенні справного технічного стану й виявленого дефекту досліджуваного об'єкта відповідно;

C_{12} – вартість справного стану, C_{21} – вартість пропуску дефекту.

Ймовірність прийняття помилкового рішення складається з ймовірностей хибної тривоги й пропуску дефекту. Ціна помилки має умовне значення, але вона повинна врахувати передбачувані наслідки хибної тривоги і пропуску дефекту. У завданнях надійності вартість пропуску дефекту звичайно істотно більше вартості фіктивної тривоги ($C_{12} \gg C_{21}$). Ціна правильних рішень C_{11}, C_{22} , що використовується для порівняння з вартістю втрат (помилки) приймається негативною. У загальному випадку середній ризик (очікувана величина втрати) виражається рівністю:

$$R = C_{11} P_1 \int_{-\infty}^{x_0} f(x / D_1) dx + C_{21} P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x / D_1) dx + C_{12} P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f(x / D_2) dx + C_{22} P_2 \int_{x_0}^{\infty} f(x / D_2) dx \quad (8.1)$$

Знайдемо граничне значення x_0 по методу мінімального ризику. Приймаємо ($x < x_0$ $x \in D_1$; при $x > x_0$ $x \in D_2$) з умови мінімуму середнього ризику. Диференціюючи (2) по x_0 й дорівнюючи похідну нулю, одержимо спочатку умову екстремуму

$$\frac{dR}{dx_0} = C_{11} P_1 f(x_0 / D_1) - C_{21} P_1 f(x_0 / D_1) + C_{12} P_2 f(x_0 / D_2) - C_{22} P_2 f(x_0 / D_2) = 0 \quad (8.2)$$

або

$$\frac{f(x_0 / D_1)}{f(x_0 / D_2)} = \frac{(C_{12} - C_{22}) P_2}{(C_{21} - C_{11}) P_1} \quad (8.3)$$

Приймаємо, що параметр x має нормальний розподіл при справному D_1 й несправному D_2 станах. Розсіювання параметра (величина середньоквадратичного відхилення) приймається однаковим.

У розглянутому випадку щільності розподілів

$$f(x/D_1) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_1)^2}{2\sigma^2}}; \quad f(x/D_2) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_2)^2}{2\sigma^2}}.$$

Для справного стану шатунного підшипника середнє значення СКЗ віброприскорення становить $\bar{x}_1=0,9$ м/с², а середньоквадратичне відхилення $\sigma_1=2$. При наявності дефекту шатунного підшипника середнє значення СКЗ віброприскорення дорівнює $\bar{x}_2=1,8$ м/с², а середньоквадратичне відхилення $\sigma_2=3$. За статистичним даними, наявність дефекту спостерігається в 10% підшипників.

Прийmemo, що відношення ціни пропуску дефекту і хибної тривоги $\frac{C_{12}}{C_{21}} = 9$, і ($C_{11} = C_{12} = 0$). З умови (3) одержуємо $\frac{f(x_0/D_1)}{f(x_0/D_2)} = 9 \frac{0,1}{0,9} = 1,0$.

Щільності розподілу

$$f(x_0/D_1) = \frac{1}{2\sqrt{\pi}} e^{-\frac{(x_0-0,9)^2}{2 \cdot 2^2}}; \quad f(x_0/D_2) = \frac{1}{3\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x_0-1,8)^2}{2 \cdot 3^2}}.$$

Вносячи ці значення в попередню рівність, одержуємо після логарифмування

$$-\frac{(x_0 - 0,8)^2}{8} + \frac{(x_0 - 1,8)^2}{18} = \ln \frac{2 \cdot 1,0}{3}.$$

Це рівняння має позитивний корінь $x_0=1,2$ (м/с²).

Отримане граничне значення СКЗ віброприскорення для виявлення дефектів шатунних підшипників № 1-3 ГМК 10ГКН із використанням методу мінімального ризику [29] повністю збігається попереднім значенням, використуваним при проведенні досліджень.

Аналогічні розрахунки проведено для одержання граничних значень СКЗ віброприскорення при виявленні дефектів шатунних підшипників № 4 і № 5 ГМК 10ГКН.

Узагальнивши попередні висновки, рекомендовано визначати технічний стан шатунних підшипників ГМК 10 ГКН, порівнюючи результати вимірювання з рівнями вібрації, отриманими за даними досліджень (табл. 8.18).

Таблиця 8.18 – Залежність показів приладу СВІК-ГМК від технічного стану шатунних підшипників, та рекомендації з технічного обслуговування

Рівні віброприскорення, м/с ²			Можлива несправність	Технічне обслуговування
1-3 ШП	4 ШП	5 ШП		
0,2-1,2	0,2-1,3	0,2-1,9	Несправність не виявлена	Не потрібно
1,3-1,6	1,4-1,8	2,0-2,6	Можливий збільшений зазор, руйнування бабітового шару робочої поверхні вкладиша, втрата натягу.	Регулярне контролювання рівня вібрації. При першій можливості зупинити агрегат, виконати ремонт.
1,7 і більше	1,9 і більше	2,7 і більше	Експлуатація неможлива	

Таким чином, проведено уточнення діагностичних ознак дефектів при проведенні вібраційного діагностування шатунних підшипників ГМК 10ГКН. Виділено новий частотний діапазон та граничне значення СКЗ віброприскорення з кращими значенням ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК 10ГКН.

Розраховано ймовірність виявлення справного підшипника, ймовірність виявлення дефектного підшипника, ймовірність хибного дефектування і ймовірність пропуску дефектного підшипника.

Побудовано криві імовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників в залежності від віброприскорення.

Уточнення діагностичних ознак дефектів при проведенні вібраційного діагностування шатунних підшипників ГМК 10ГКН дозволить збільшити кількість своєчасно виявлених дефектів, підвищити надійність і ресурс машин, зменшити витрати на експлуатацію і ремонт ГМК.

8.8 Вплив зміни експлуатаційної потужності газомотокомпресорів 10ГКН на діагностичні ознаки дефектів шатунних підшипників

Підвищення надійності експлуатації газомотокомпресорів 10ГКН (ГМК), що експлуатуються на дожимних компресорних станціях (ДКС), підземних сховищах газу ДК "Укргазвидобування" і ДК "Укртрансгаз", в умовах значного зношення парку агрегатів є актуальною задачею. Найбільшої уваги слід приділяти своєчасному виявленню дефектів шатунних підшипників (ШП) внаслідок запобігання виникнення задирів шийок колінчастого валу.

Статистика збільшення кількості несвоєчасно виявлених дефектів шатунних підшипників показує, що проведення планових ремонтів не забезпечує надійну експлуатацію ГМК.

Підвищення надійності ГМК за рахунок своєчасно виявлених дефектів шатунних підшипників можливо лише при використанні методів і засобів діагностики, розрахунку ймовірності безвідмовної роботи, інтенсивності відмов обладнання в процесі його експлуатації.

Використання методів контролю за параметрами вібрації [1,2,3] дозволяє визначати руйнування бабітового шару шатунних підшипників та збільшений зазор між шатунним підшипником і шийкою колінчастого валу ГМК. Основна складність виявлення дефектів шатунних підшипників полягає у тому, що ймовірність виявлення дефектного підшипника значно падає при проведенні контролю на агрегатах з різною експлуатаційною потужністю. Підвищення ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників можливе шляхом встановлення залежності рівнів вібрації ШП від експлуатаційної потужності газомотокомпресорів 10ГКН.

В роботах [28-30] розроблені методи та технічні засоби для оцінки технічного стану підшипників газомоторних компресорів. Визначені значення рівнів вібрації різного технічного стану підшипників. Проведено комплекс теоретичних та експериментальних досліджень зі створення методів діагностування шатунних підшипників, циліндро-поршневої групи і турбокомпресора. Визначено діагностичні ознаки дефектного стану. Розроблено і затверджено методику та прилади для діагностування підшипникових вузлів, циліндро-поршневої групи і турбокомпресора ГМК 10ГКН. Проведені дослідження щодо пошуку діагностичних ознак дефектів підшипникових вузлів, циліндро-поршневої групи і турбокомпресора ГМК виконувались на агрегатах, працюючих з майже не змінними значеннями ефективної потужності.

При використанні цих методик на об'єктах, де ГМК працюють на режимах з різною ефективною потужністю (від 600 кВт до 1000 кВт) ймовірність виявлення дефектного підшипника є низькою.

Тому продовження досліджень з визначення залежності ймовірності виявлення дефектних підшипників від рівнів вібрації при проведенні вібраційного контролю на агрегатах в широкому діапазоні зміни експлуатаційної потужності є актуальним напрямком.

В роботі [31] виконано уточнення діагностичних ознак дефектів при проведенні вібраційного діагностування шатунних підшипників ГМК 10ГКН. Виділено новий частотний діапазон та граничне значення середнього квадратичного значення (СКЗ) віброприскорення з кращими значенням ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК 10ГКН. В цій роботі при визначенні ймовірності виявлення справного підшипника, ймовірності виявлення дефектного підшипника, ймовірності хибного дефектування та пропуску дефектного підшипника газомотокомпресорів 10ГКН дослідження проводились на агрегатах, що працюють на постійній експлуатаційній потужності.

В нашому дослідженні була поставлена задача встановлення залежності експлуатаційної потужності газомотокомпресорів 10ГКН від значень діагно-

стичних ознак дефектів шатунних підшипників з метою збільшення ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК.

Підтвердженням актуальності поставленої задачі є розроблена концепція нової системи оптимального планування ремонтів агрегатів з комплексним прогнозуванням технічного стану в роботі [32]. Одним з важливих питань, що об'єднує в собі система вирішення важливих технічних питань є отримання математичної моделі залежності рівнів вібрації від напрацювання, потужності та встановлення допустимих рівнів вібрації за частотними смугами ГМК з розробкою методики оцінювання технічного стану за частотними складовими спектра вібрації.

Використовуючи результати досліджень, що наведені в роботі [31], проводився вібраційний контроль технічного стану шатунних підшипників за параметрами вібрації на газомотокомпресорах Червонодонської ДКС, (ефективна потужність газових двигунів 950-1000 кВт), Тимофіївської УСП (ефективна потужність газових двигунів 1 ступеня 800-850 кВт, 2 ступеня 700-730 кВт), Машівської ДКС (ефективна потужність газових двигунів 1 ступеня 600-650 кВт). Пошук дефектів використовувався в частотному діапазоні з кращим значенням ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК 10ГКН.

Згідно зробленого висновку [31], що максимальна кількість розподілу бездефектного і дефектного стану шатунних підшипників №№ 1-3, № 4 та № 5 відповідає різним значенням середнього квадратичного значення віброприскорення, тому для пошуку уточнених діагностичних ознак дефектів, визначення ймовірності розподілу бездефектного стану шатунних підшипників необхідно розглядати окремо значення вібраційних параметрів цих шатунних підшипників.

На протязі тривалого часу проводився збір вібраційних сигналів кожного шатунного підшипника на ГМК, працюючих з різними ефективними потужностями. Після кожного виконаного знімання вібраційних сигналів підшипників на агрегатах проводився огляд та визначення фактичного технічного стану ШП з описом всіх виявлених дефектів.

За приведеною в роботі [31] методикою, була узагальнена кількість дефектів шатунних підшипників №№ 1-3, № 4 та № 5 ГМК 10ГКН Червонодонської ДКС, (ефективна потужність газових двигунів 950-1000 кВт), Тимофіївської УСП (ефективна потужність газових двигунів 1 ступеня 800-850 кВт, 2 ступеня 700-730 кВт), Машівської ДКС (ефективна потужність газових двигунів 1 ступеня 600-650 кВт). Для всіх груп агрегатів з різною ефективною потужністю в досліджуваній частотній смузі, в кожному з діапазонів віброприскорення ($0,7-0,8 \text{ м/с}^2$; $0,8-0,9 \text{ м/с}^2$; ... $2,6-2,8 \text{ м/с}^2$) визначена кількість справних ШП, кількість дефектних ШП, кількість хибно діагностованих, як несправний та хибно діагностованих, як справний.

За отриманими значеннями розраховані ймовірність виявлення справного підшипника, ймовірність виявлення дефектного підшипника, ймовірність хибного дефектування, ймовірність пропуску дефектного підшипника. На рисунках 1÷3 приведено криві ймовірності розподілу бездефектного стану

шатунних підшипників № 1-3, № 4 та № 5 в залежності від віброприскорення при різних значеннях ефективної потужності ГМК.

Використовуючи значення ймовірності розподілу бездефектного стану шатунних підшипників в залежності від віброприскорення при різних значеннях ефективної потужності ГМК можливо отримати математичну модель залежності рівнів вібрації від потужності та встановити допустимі рівні вібрації.

Для визначення ймовірності розподілу бездефектного стану шатунних підшипників, як функції двох змінних (СКЗ віброприскорення та ефективної потужності) використовується метод найменших квадратів, що є найбільш універсальним способом оцінки параметрів наближених залежностей, апроксимуючи експериментальні статистичні дані [32-33].

Використовуючи залежності, що приведені на рисунках 1-3, необхідно підібрати поліноми 2-го порядку:

$$P(\ddot{X}, N) = A_1 \cdot \ddot{X} \cdot N + A_2 \cdot N^2 + A_3 \cdot N + A_4 + A_5 \cdot \ddot{X} + A_6 \cdot \ddot{X}^2 \quad (8.4)$$

За методом найменших квадратів знайдено коефіцієнти поліному для визначення ймовірності розподілу бездефектного стану шатунних підшипників № 1-3:

$$A_1 = -4,23 \cdot 10^{-4}; \quad A_2 = 1,231 \cdot 10^{-6}; \quad A_3 = -2,148 \cdot 10^{-3}; \quad A_4 = 1,517; \quad A_5 = 0,888; \\ A_6 = -0,337$$

Шуканий поліном має наступний вигляд:

$$P(\ddot{X}, N) = -4.23 \cdot 10^{-4} \cdot \ddot{X} \cdot N + 1.231 \cdot 10^{-6} \cdot N^2 - 2.148 \cdot 10^{-3} \cdot N + \\ + 1.517 + 0.888 \cdot \ddot{X} - 0.337 \cdot \ddot{X}^2. \quad (8.5)$$

Також за методом найменших квадратів знайдено коефіцієнти поліному для визначення ймовірності розподілу бездефектного стану шатунного підшипника № 4:

$$A_1 = 1,064 \cdot 10^{-4}; \quad A_2 = 2,329 \cdot 10^{-6}; \quad A_3 = -4,965 \cdot 10^{-3}; \quad A_4 = 4,124; \quad A_5 = -0,828; \\ A_6 = 0,011$$

Шуканий поліном має наступний вигляд:

$$P(\ddot{X}, N) = 1.064 \cdot 10^{-4} \cdot \ddot{X} \cdot N + 2.329 \cdot 10^{-6} \cdot N^2 - 4.965 \cdot 10^{-3} \cdot N + \\ + 4.124 - 0.828 \cdot \ddot{X} + 0.011 \cdot \ddot{X}^2. \quad (8.6)$$

Аналогічно за методом найменших квадратів знайдено коефіцієнти поліному для визначення ймовірності розподілу бездефектного стану шатунного підшипника № 5:

$$A_1 = -4,529 \cdot 10^{-6}; A_2 = 5,929 \cdot 10^{-7}; A_3 = -1,501 \cdot 10^{-3}; A_4 = 2,113; A_5 = -0,418; A_6 = 0,042$$

Шуканий поліном має наступний вигляд:

$$P(\ddot{X}, N) = -4.529 \cdot 10^{-6} \cdot \ddot{X} \cdot N + 5.929 \cdot 10^{-7} \cdot N^2 - 1.501 \cdot 10^{-3} \cdot N + 2.113 - 0.418 \cdot \ddot{X} + 0.042 \cdot \ddot{X}^2. \quad (8.7)$$

Для зручності проведення вібраційного контролю технічного стану ШП на агрегатах з різною потужністю розроблено програмне забезпечення з використанням отриманих моделей залежності рівнів вібрації від потужності.

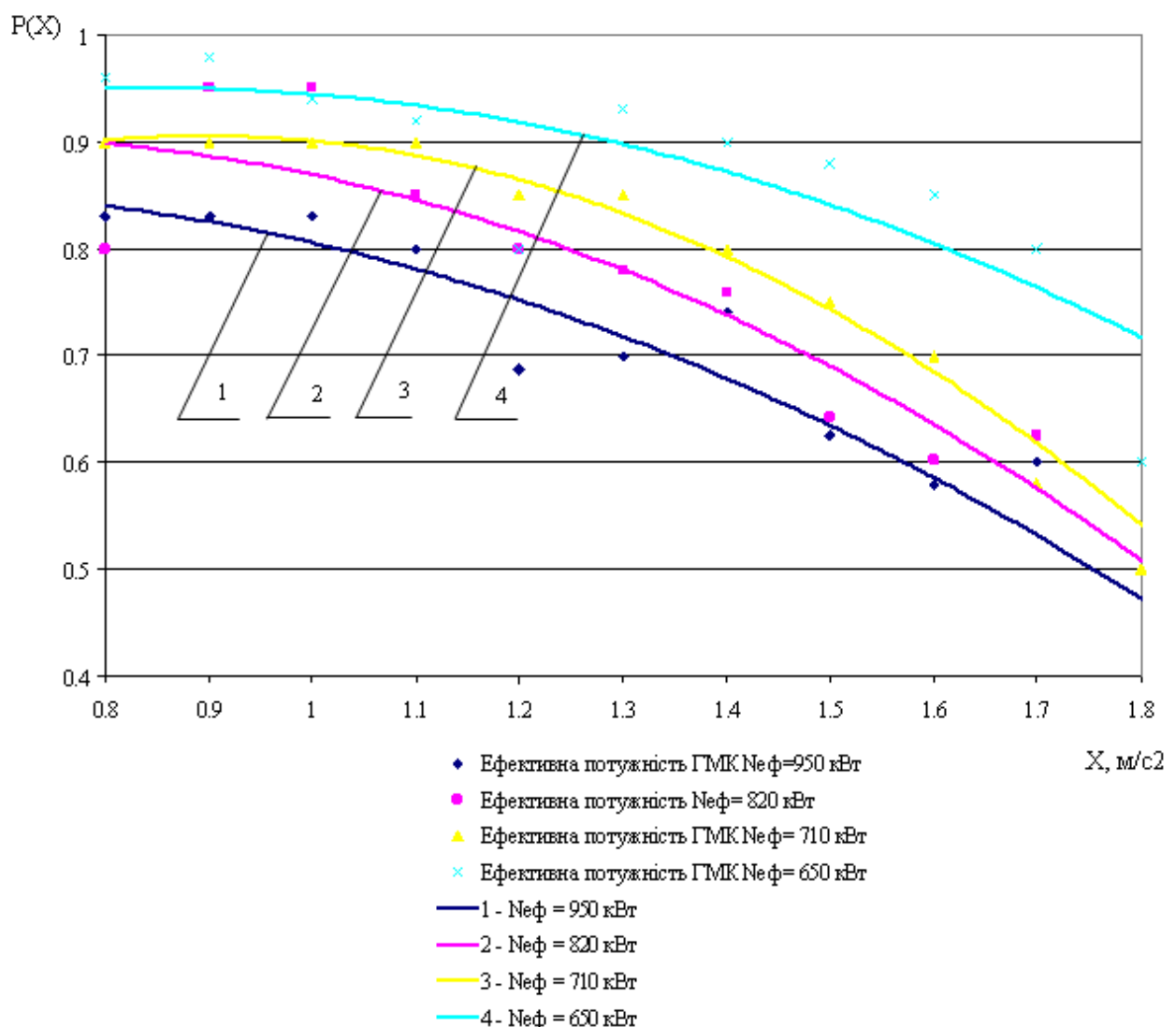


Рисунок 8.19 – Криві ймовірності розподілу бездефектного стану шатунних підшипників № 1-3 в залежності від віброприскорення при різних значеннях ефективної потужності ГМК

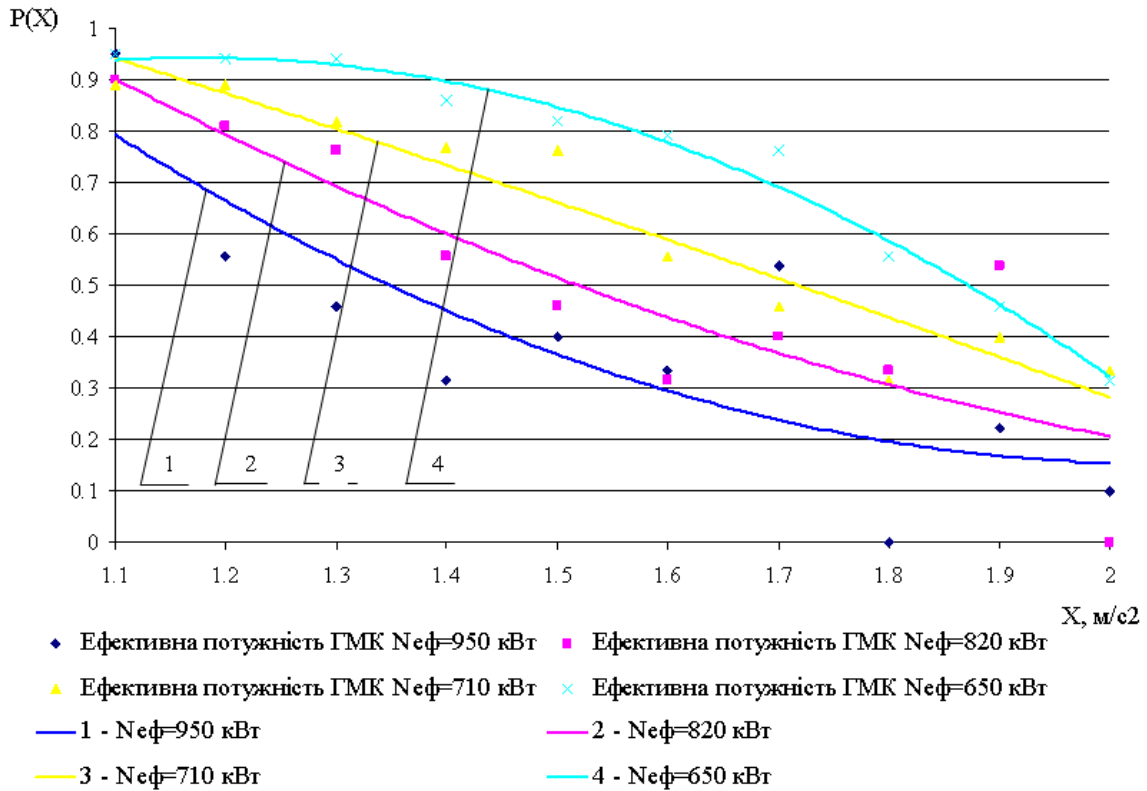


Рисунок 8.20 – Криві ймовірності розподілу бездефектного стану шатунних підшипників № 4 в залежності від віброприскорення при різних значеннях ефективної потужності ГМК

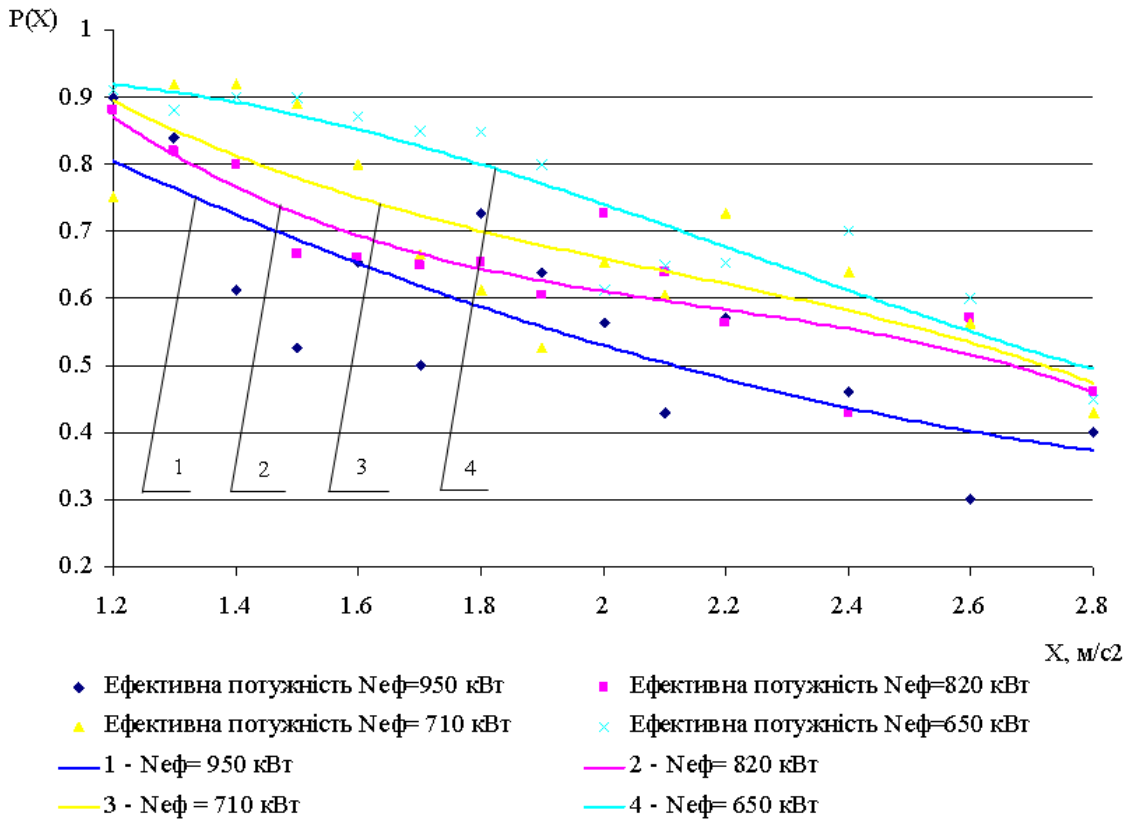


Рисунок 8.21 – Криві ймовірності розподілу бездефектного стану шатунних підшипників № 5 в залежності від віброприскорення при різних значеннях ефективної потужності ГМК

Вібраційний контроль технічного стану ШП проводять наступним чином:

– при проведенні вимірювання віброметром у заданій частотній смузі чи спеціалізованим приладом визначають середнє квадратичне значення віброприскорення;

– розраховують значення ефективної потужності агрегату;

– розраховують за допомогою розробленого програмного забезпечення ймовірність бездефектного стану шатунних підшипників, як функцію двох змінних (СКЗ віброприскорення та ефективної потужності);

– задаючись допустимим значенням ймовірності бездефектного стану шатунних підшипників та порівнюючи отриманим значенням приймають рішення про необхідність проведення ремонтних робіт досліджених підшипників.

Проведено визначення діагностичних ознак дефектів при проведенні вібраційного діагностування шатунних підшипників ГМК 10ГКН на різних експлуатаційних режимах. У виділеному частотному діапазоні [32] розраховане граничне значення СКЗ віброприскорення з кращими значенням ймовірності визначення дефектів шатунних підшипників ГМК 10ГКН на різних експлуатаційних режимах.

Також для різних експлуатаційних режимів газомотокомпресорів побудовано криві ймовірності розподілу дефектного і бездефектного стану шатунних підшипників в залежності від віброприскорення.

Отримано математичну модель залежності ймовірності розподілу бездефектного стану шатунних підшипників від середнього квадратичного значення віброприскорення при різних значеннях ефективної потужності ГМК та встановлено допустимі рівні вібрації.

Розраховано ймовірність виявлення справного підшипника, ймовірність виявлення дефектного підшипника, ймовірність хибного дефектування і ймовірність пропуску дефектного підшипника на різних експлуатаційних режимах роботи газомотокомпресорів.

Для оперативного проведення вібраційного контролю технічного стану ШП на агрегатах з різною потужністю розроблено програмне забезпечення та методика з використанням отриманих моделей залежності рівнів вібрації від потужності.

Вивчення питання впливу зміни експлуатаційної потужності газомотокомпресорів 10ГКН на діагностичні ознаки дефектів шатунних підшипників та уточнення діагностичних ознак дефектів при проведенні вібраційного діагностування шатунних підшипників, ГМК 10ГКН дозволить збільшити ймовірність визначення дефектів шатунних підшипників ГМК, підвищити надійність і ресурс машин, зменшити витрати на експлуатацію і ремонт ГМК.

Література до розділу

1 Копей Б.В., Бучинський М.Я., Палиця Є.І. Оцінка надійності та вибір стратегій технічного обслуговування газомотокомпресорів 10ГК на основі аналізу АВС. Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Розробка н/г родовищ, №36(том 3), 1999, с. 218-222.

2 Копей Б. В., Крижанівський Є. І., Бобошко Ю. О. Оптимізація проектів дотискних компресорних станцій. Матеріали 3-ей Международной конференции «Динамика роторных машин и вибрационных процессов», 12-19 декабря 2004г., г. Хургада, (Египет), с.47-56.

3 Храпач Г. К. Надёжность работы поршневых газоперекачивающих агрегатов. – М.: Недра, 1978. – 192 с.

4 Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. - 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

5 А. З. Филиппов. Токсичность отработавших газов тепловых двигателей. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1980.-160с.

6 Дедиков Е. В. Экологические характеристики ГМД / Дедиков Е. В., Аكوпова Г. С., Гладкая Н. Г., Кулиш О. Н. //Газовая промышленность. – 1998. – № 10. – с. 51-53.

7 Газомотокомпрессоры 10 ГКН. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Горький: Дизельный з-д "Двигатель революции", 1973. – 160 с.

8 Пат. 76599 Україна, G01M15/00. Спосіб діагностування газомоторного компресора / Саприкін С. О., Галій С. І., Четверіков О. М., Вітовський В. М., Бобошко Ю. О., Хомин І. ., Смирнов В. В.- Заявл. 04.10.2004; Опубл. 15.08.2006, Бюл. № 8.

9 Г. Корн, Т. Корн. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – Москва: издательство "Наука", 1968. – 720с.

10 Грошиков В. Я. Транспорт и хранение газа. Повышение уровня эксплуатационной надежности газомотокомпрессоров типа 10 ГКН. / В. Я. Грошиков, М. Г. Степанов. – Москва, 1975. – 51с.

11 Авторське свідоцтво СРСР № 1665252 А1, МПК G01M 15/00, Спосіб виявлення детонації у двигуні внутрішнього згорання. Опубл. 23.07.1991р.

12 Пат. 35871 Україна, G01M15/00. Спосіб виявлення детонації у двигуні внутрішнього згорання з іскровим запалюванням/ Саприкін С. О., Галій С. І. – Заявл. 21.04.2008; Опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19.

13 Саприкін С. О., Галій С. І. Розробка методу вібраційного контролю детонаційного згорання в силових циліндрах газомотокомпресорів 10 ГКН/ Збірник тез доповідей 5-ої науково-технічної конференції «Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного нафтогазопромислового обладнання», 2-5 грудня 2008р., м. Івано-Франківськ. – 2008. – с.169-172.

14 Г. Корн, Т. Корн. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – Москва: издательство "Наука", 1968. – 720с.

15 Сапрыкин С. А. Вибродиагностирование основных узлов газомоторных компрессоров // Автомобильный транспорт : Сб. научн. трудов. – 2006. – Вып.18. – с.89-96.

16 Саприкін С. О. Прилади та методи віброконтролю і вібродіагностування газоперекачувальних агрегатів та компресорних установок газотранспортної системи України // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2006. – 2. – с. 33-38.

17 Мэнсон С. Температурные напряжения и малоцикловая усталость. – М.: Машиностроение, 1974. – 343 с.

18 Баландин Ю. Ф. Сравнительная оценка влияния технологических дефектов на прочность материала при механическом и термическом циклическом нагружении / Ю. Ф. Баландин, Н. В. Лысенко, Ю. И. Рыбин, В. П. Улин // Пробл. прочности. – 1986. – № 8. – С. 49 - 53.

19 Вышегородцев Я. С. Заедание поршней в силовых цилиндрах газомотокомпрессоров 10 ГК. // «По обмену опытом эксплуатации газомоторных компрессоров типа «10 ГК». Материалы семинара. – М., 1960 – С. 48-80.

20 Газомотокомпрессоры типа 10 ГКН. Техническое описание и инструкция по эксплуатации ГМК 10 ГКН. – Горький, 1973. – 160 с.

21 Саприкін С. О. Ефективність методів та приладів віброконтролю і вібродіагностування газоперекачувальних агрегатів та компресорних установок // Нафтова і газова промисловість. – 2006.-№4. – С.23-26.

22 Саприкін С. О. Сімкіна Р. А. Оптиміальне планування ремонтів газоперекачувального обладнання за комплексними результатами вібраційного та параметричного діагностування // Нафтова і газова промисловість. – 2006. – №3. – С.44-49.

23 Положение о планово-предупредительном ремонте ГМК типа 10 ГК./ Утверждено и введено в действие 01.01.1974, протокол 29.12.1973. – БКМР ВС стат. управление г. Москва.: Министерство газовой промышленности, спец. управление (Оргенергогаз), 1974. – 78 с.

24 Копей Б. В., Бобошко Ю. О., Костів В. В., Міщук Т. В. Оцінка надійності та вибір стратегії технічного обслуговування газомотокомпресорів МК-8 на основі аналізу АВС // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – 4(21). – с. 71-75.

25 Копей Б. В., Бучинський М. Я., Палиця Є. І. Оцінка надійності та вибір стратегій технічного обслуговування газомотокомпресорів 10 ГК на основі аналізу АВС // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 1999. – №36 (том 3). – с. 218-222.

26 Копей Б. В., Копей И. Б. Драгомирецкий Я. Н. Определение оптимальной величины наработки между отказами деталей нефтепромыслового оборудования // Нефтепромысловое дело. – 1997. – №10-11. – С.30-32.

27 Копей Б. В., Стефанишин О. І. Копей И. Б. Аналіз надійності редукторів верстатів-гойдалок // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – №4(21). – с. 96-99.

28 Методика экспресс-оценки технического состояния шатунных подшипников ГМК 10 ГКН по частотным составляющим спектра вибрации. – Харьков.: УкрНИИГаз, 1985. – 10 с.

29 И. А. Биргер. Техническая диагностика. - Москва: издательство "Машиностроение", 1978. – 239с.

30 Методика экспресс-оценки технического состояния цилиндропоршневой группы и турбокомпрессора газомотокомпрессора 10ГКН. – Харьков.: Укрниигаз, 1992. – 6 с.

31 Сапрыкин С. А. Вибродиагностирование основных узлов газомоторных компрессоров //Автомобильный транспорт : Сб. научн. трудов. – 2006. – Вып.18. – с.89-96.

32 Б. В. Копей, С. І. Галій, Н. Б. Михайликова. Використання вібродіагностики для виявлення дефектів шатунних підшипників газомотокомпресорів 10ГКН // Нафтогазова енергетика. – 2011. – №1(14). – с. 50-56.

33 Саприкін С. О. Сімкіна Р. А. Оптиміальне планування ремонтів газоперекачувального обладнання за комплексними результатами вібраційного та параметричного діагностування // Нафтова і газова промисловість. – 2006. – №3. – С.44-49.

34 Демидович Б. П., Марон И. А., Шувалова Э. З. Численные методы анализа. – Москва: издательство "Наука", 1967. – 368 с.

РОЗДІЛ 9 ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ НАФТОГАЗОПРОВОДІВ БАНДАЖАМИ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ

9.1 Надійність трубопроводів, встановлених на слабких ґрунтах

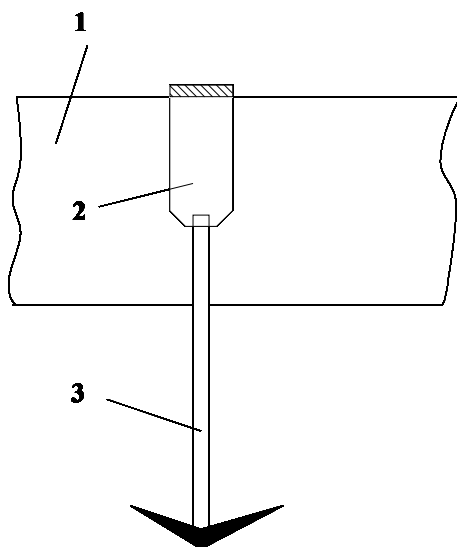
Прокладання трубопроводів в болотистих зонах стикається з дуже великими складнощами і вимагає використання специфічних технологічних схем, так само як і спеціальних методів прокладання. Як тільки трубопровід побудований, важливо стежити за його поведінкою при експлуатації. Стан трубопроводу визначений такими параметрами, як геометричне положення головної осі труби в просторі, температури стінок труб і довкілля, внутрішній тиск, зовнішні дії на стінки труби, фізико-механічні характеристики ґрунтів і їх розподіл уздовж головної осі трубопроводу. Під час експлуатації трубопровід працює в нестабільному режимі і деякі режими роботи ведуть до його критичного стану і навіть розриву трубопроводу. Такі випадки спостерігаються на ділянках трубопроводів, розташованих на болотистих ґрунтах. Нині ще не розроблена загальна теорія, яка вирішила б усі питання, пов'язані з нестабільністю поведінки стінок трубопроводів, що проходять на болотистому ґрунті. Таким чином, для вивчення впливу цієї нестабільності на функціонування трубопроводу методи теорії надійності виявляються часто досить плідними. Дійсно, поєднання підходів теорії надійності систем і методи аналізу надійності механічних структур дозволяє врахувати недостовірність при конструюванні, при перевірці і обслуговуванні трубопроводів. Коли втручається новий чинник, цей підхід дозволяє оцінити очікувану надійність залежно від впливу цього чинника, який, отже, повинен інтегруватися в аналіз надійності.

9.1.1 Випадок повітряних ділянок трубопроводу з опорами

А Особливості робочих режимів трубопроводів, встановлених в болотистих зонах

Вони характеризуються слабким опором ґрунту при русі трубопроводу, який дозволяє значні подовжні і поперечні переміщення труб, що породжують підвищене напруження згину в стінках труби. Ці останні можуть перевищити межу несучої міцності труби і таким чином привести до руйнування ділянки. Для підвищення стійкості трубопроводів в цьому випадку вимагається застосування зосереджених зовнішніх навантажень або розподілених в межах малої площі бічної поверхні деякої частини труби. Інакше кажучи, використовують посилення за допомогою анкерних опор для частин трубопро-

воду, прокладених на болотистих ґрунтах (рис. 9.1). Таким чином частина трубопроводу підсилена опорами, розташованими досить далеко одна від одної на зразок пружної балки (рис. 9.2); де стріла прогину f – функція розмірів ділянки і локального вигину трубопроводу.



1 – трубопровід, 2 – анкерний хомут, 3 – анкерний стержень

Рисунок 9.1 – Кріплення трубопроводу опорами

Б – Визначення робочих режимів стінок труб

Ділянка трубопроводу, прокладена на болотистому ґрунті, піддається додатковим навантаженням, які є функцією поточного значення стріли прогину f (рис. 9.2). Вибираємо для порівняння один пік додаткового навантаження, визначеного деяким значенням стріли прогину, позначеної f_{piq} . Розрізняємо два можливі випадки:

– для $f < f_{piq}$ перевантаження має малий вплив на можливість руйнування ділянки,

– для $f > f_{piq}$ додаткове перевантаження є одним з домінуючих чинників, який чинить вплив на вірогідність руйнування ділянки.

Перший випадок ($f < f_{piq}$) визначає робочий режим S_1 стінки труби і другий випадок ($f > f_{piq}$) – їх другий робочий режим S_2 . Режим простою ділянки через проведення ремонту позначений S_3 .

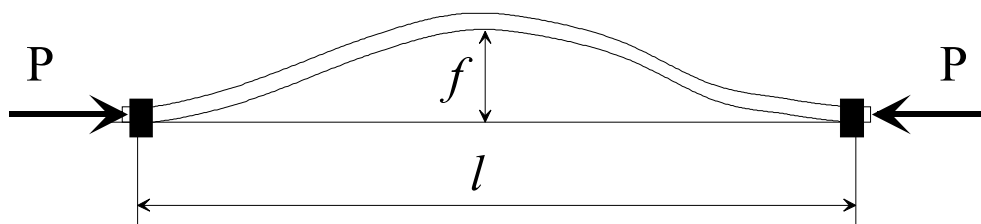


Рисунок 9.2 - Локальний вигин трубопроводу між двома анкерними опорами

Опис механічної моделі

Побудова стохастичної моделі надійності вищезгаданої ділянки потрібна для визначення умов конкретних даних проектування і експлуатації, вона містить випадкові величини вхідних даних завдання. Функція досконалості залежить від реалізації випадкових величин, які є функцією стріли прогину f . Ця функція впливає з критерію відмови, визначуваною перевищенням еквівалентного напруження в небезпечних перерізах ділянки межі міцності матеріалу труби. Тоді вірогідність відмови визначається як [8]:

$$P_f = \text{Pr ob}\{G(\{X\}) \leq 0\}. \quad (9.1)$$

Аналізуючи механічну надійність ділянки для конкретних умов проектування і експлуатації, і ґрунтуючись на моделі (9.1), визначаємо значення стріли прогину f методами обчислення опору матеріалів і механіки ґрунтів [1-3].

Надійнісно-системний підхід

Ділянка, що вивчається, уподібнена системі в різних режимах функціонування [4,7]. Граф переходу від одного режиму до іншого представлений на рис. 9.3. Тривалість функціонування ділянки в режимах S_1 і S_2 відповідно є випадковими величинами функції розподілу. Час безвідмовної роботи між відмовами в режимах S_1 і S_2 задовольняє закон експоненціального розподілу з відповідними параметрами.

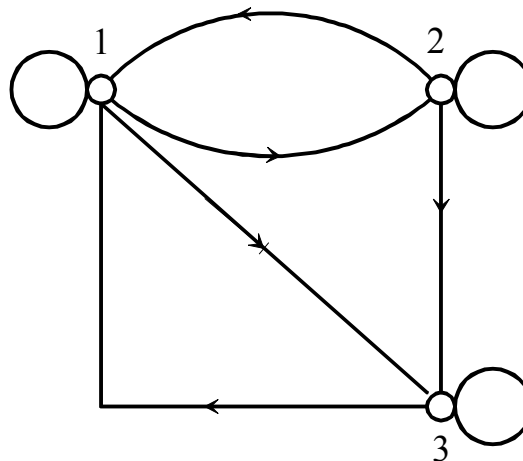


Рисунок 9.3 – Граф переходу для ділянки, прокладеної на болотистому ґрунті

Очевидно, що перехід від режиму S_1 до режиму S_2 можливий тільки для певних умов і це відповідає перехідній вірогідності, даною виразом [6]:

$$q_{12} = \text{Pr ob}\{\tau_1 < \xi_1\} = \lambda_1 \int_0^{\infty} e^{-\lambda_1 t} F_1(t) dt = \lambda_1 \tau [F_1(t)]_{S=\lambda_1} = \lambda_1 F_2^*(\lambda_1). \quad (9.2)$$

До того ж, перехід від режиму S_2 до режиму S_1 можливий тільки після відновлення трубопроводу, і аналогічно для попереднього випадку, маємо:

$$q_{21} = \text{Pr ob}\{\tau_2 < \xi_2\} = \lambda_2 F_2^*(\lambda_2). \quad (9.3)$$

Інша вірогідність переходу стану трубопроводу може бути наступною:

$$q_{13} = 1 - q_{21}, \quad q_{23} = 1 - q_{21}, \quad q_{33} = 1. \quad (9.4)$$

Для деякого проміжку часу t вірогідність переходу дана виразами:

$$\begin{aligned} Q_{12}(t) &= \int_0^{\infty} e^{-\lambda_1 U} dF_1(U), & Q_{21}(t) &= \int_0^{\infty} e^{-\lambda_2 U} dF_2(U) \\ Q_{13}(t) &= 1 - Q_{12}(t), & Q_{23}(t) &= 1 - Q_{21}(t). \end{aligned} \quad (9.5)$$

Часи перебування в станах S_1 і S_2 , позначених

$\theta_1 = \min(\tau_1, \xi_1)$ et $\theta_2 = \min(\tau_2, \xi_2)$, – випадкові величини функції розподілу яких є:

$$\begin{aligned} F_{\theta_1}(t) &= 1 - e^{-\lambda_1 t} [1 - F_1(t)] \\ F_{\theta_2}(t) &= 1 - e^{-\lambda_2 t} [1 - F_2(t)], \end{aligned} \quad (9.6)$$

і середні значення якого дані наступними виразами:

$$\begin{aligned} M\theta_1 &= \int_0^{\infty} e^{-\lambda_1 t} [1 - F_1(t)] dt = \frac{1}{\lambda_1} - F_1^*(\lambda_1) \\ M\theta_2 &= \frac{1}{\lambda_2} - F_2^*(\lambda_2). \end{aligned} \quad (9.7)$$

З іншого боку, розрізняємо час безвідмовної роботи $M\theta_1$, за умови, що в початковий момент ділянка знаходилася в стані S_1 і середній час безвідмовної роботи $M\theta_2$ за умови, що в початковий момент ділянка знаходилася в стані S_2 . Ці два значення можуть бути визначені з наступної системи рівнянь:

$$\begin{cases} M\vartheta_1 = M\theta_1 + q_{12}M\theta_2 \\ M\vartheta_2 = M\theta_2 + q_{21}M\theta_1. \end{cases} \quad (9.8)$$

Відразу після ремонту і здачі в експлуатацію, розглянута ділянка знаходиться знову в режимі S_1 і середній час між відмовами дано виразом:

$$M\vartheta_1 = \frac{M\theta_1 + q_{12}M\theta_2}{1 - q_{12}q_{21}}. \quad (9.9)$$

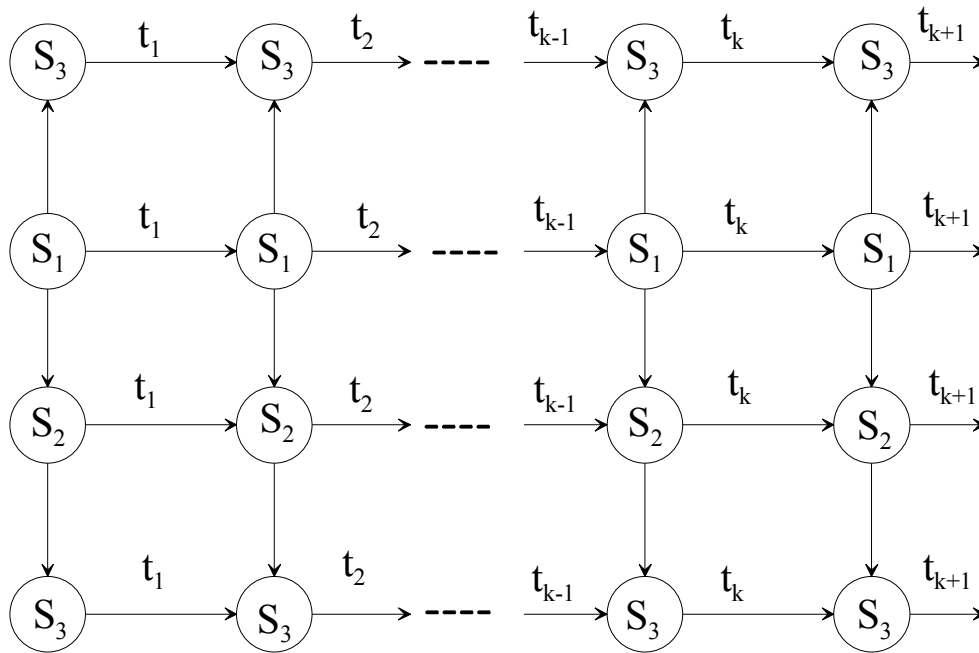


Рисунок 9.4 – Графи можливих переходів станів ділянки, прокладеної в болотистому ґрунті

Контроль надійності при експлуатації

Мета контролю надійності полягає в оцінці вірогідності можливих переходів стану ділянки трубопроводу в період експлуатації. Результати такого контролю складають основу рішень про технічні заходи, які потрібно зробити, щоб гарантувати рівень надійності функціонування, якого вимагають від трубопроводу. Даємо нижче опис методології, специфічної для розглянутого завдання. Вона полягає в тому, щоб розділити дану тривалість роботи T на K інтервалів, так, щоб частина, що виявилася на початку інтервалу t_i в стані S_i , перейшла у кінці цього інтервалу прямо в один з n можливих інтервалів S_j . Модель можливих переходів від одного стану до іншого для цієї тривалості t представлена графічно на рис. 9.4. Стрілки вказують можливі зміни стану ділянки. Позначаючи $Q_{ij}(t_k)$ можливість переходу протягом часу t_k із стану S_i в стан S_j , тоді вірогідність переходу від стану до іншого: $Q_{i0}(t_k), \dots, Q_{in}(t_k)$ задовольняє умову:

$$\sum_{j=0}^n Q_{ij}(t_k) = 1.$$

Вірогідність переходу стану S_i в стан S_j протягом періоду часу t оцінюється виразом:

$$Q_{ij}(T) = 1 - \prod_{k=1}^N [1 - Q_{ij}(t_k)]. \quad (9.10)$$

Для постійної інтенсивності розподілів вірогідності, вираз (9.10) набуде форми:

$$Q_{ij}(T) = 1 - [1 - q_{ij}]^N. \quad (9.11)$$

Розглядаючи можливі зміни стану розглянутої ділянки в усіх інтервалах і узявши останній з N розглянутих станів, який відповідає стану S_2 і використовуючи основні теореми теорії надійності, отримуємо наступний вираз для оцінки надійності ділянки у кінці періоду T :

$$P_R = 1 - q_{12}(1 - q_{23})^{N-1} \sum_{k=0}^{N-1} \left(\frac{1 - q_{12} - 2q_{13}}{1 - q_{23}} \right)^k. \quad (9.12)$$

9.1.2 Випадок ділянок підземних трубопроводів

Надійність труб підземних трубопроводів визначається напруженим станом їх стінок, який змінюється залежно від внутрішнього тиску, температури стінок труб, прогину ділянок трубопроводу і варіацій фізико-механічних характеристик ґрунтів, на яких прокладений трубопровід. Зв'язки між напруженим станом труб і цими цитованими параметрами настільки важливі, що навіть деяка варіація одного або двох з них веде до зміни напруженого стану стінок труб. Це може привести до критичного рівня надійності і навіть до руйнування труби, наслідки якої катастрофічні. Фізико-механічні характеристики ґрунтів загалом міняються уздовж траси трубопроводу; якщо ділянки, прокладені в ґрунтах слабкої реформованості, займають практично стійке положення у вертикальній площині, переміщення частин, прокладених в слабких ґрунтах, веде до коливань трубопроводу і деякі перерізи труби стають слабкою ланкою трубопроводу. У механіці ґрунтів переміщення у вертикальній площині, вниз - обумовлюють її ущільнення. Осідання ґрунту, що утримує ділянка трубопроводу, проходить прогресивно і може тривати іноді десятки років [11]. Таким чином, виникає наступне питання: як впливає кількісно стан, нестабілізований ущільненнями, на надійність самого трубопроводу? Збереження на дуже низькому рівні ризику відмови трубопроводу вимагає звертати особливу увагу на змінність характеристик труб і ґрунтів. Пошук шляхів, що дозволяють здійснювати діагностування для збереження рівня надійності трубопроводу, ось що потрібне і що являється предметом цього дослідження.

А Явище нестабілізованих ущільнень ґрунтів

Коли прикладається навантаження, спостерігається початкове ущільнення ґрунту під впливом ефективного збільшення тензорів напружень. Потім ущільнення розвивається в часі і досягає свого кінцевого значення, коли надлишковий міжшаровий тиск повністю пропадає [7]. Процес утворення нестабілізованих ущільнень або процес варіацій їх значень в часі під впливом навантажень є процесом нестационарним. Вага труб, прикладена до ґрунту, насиченою водою, підтримана під час прокладення трубопроводу частково твердою фазою, частково рідкою фазою, що призводить до збільшення тиску. Це призводить до руху води, яка зупиняється тільки тоді, коли надлишок води розсіявся і тиск повернувся до початкового гідростатичного значення. Перехід з невикорегованого стану до виправленого стану затримується у зв'язку з швидкістю течії води через ґрунт [5]. Знаходження ущільнення ґрунту під впливом навантаження вимагає, в принципі, знання механічних властивостей ґрунтів за допомогою свого закону поведінки. На жаль, ми не знаємо взагалі нічого про цей закон поведінки. Існують методи моделювання, непрямий метод, коли ми задаємо наближений закон поведінки ґрунтів. Найцікавіші методи, коли задовольняємося знанням про поведінку ґрунтів уздовж шляху труби – метод озонометричний і тривісний метод [6].

Б Опис механічної моделі

Навантаження S і опір R матеріалу труб визначені усіма збуджуючими множниками, їх розподіл розглянутий як нормальне середнього значення S_c і R_c , стандартного відхилення σ_R і σ_S . Вираз (9.1) вірогідності відмови P_f рівне тоді вірогідність події ($R < S$) або [2]:

$$P_f = \{R < S\} = \frac{1}{2} - \Phi \left[\frac{\bar{\eta}_{0,2} - 1}{\frac{1}{\theta} (V_R \bar{\eta}_{0,2})^2 + V_S^2} \right], \quad (9.13)$$

де $\theta = \frac{\bar{R}_{0,2}}{R}$, $\bar{\eta}_{0,2} = \frac{\bar{R}_{0,2}}{S}$, $V_R = \frac{\sigma_R}{R}$, $V_S = \frac{\sigma_S}{R}$.

Математичне очікування межі міцності труби \bar{R}^t визначене межею міцності вирізаних зразків сталі труб виразом [5]:

$$\bar{R}^t = \bar{R} k_e k_h;$$

де k_e, k_h – коефіцієнти масштабу і однорідності.

Вірогідність відмови труби дана виразом [9.9]:

$$P_f^t = 1 - [1 - P_f]^{V_t/V_c},$$

де V_t, V_c – об'єм матеріалу в трубі і в зразку.

Напруження, еквівалентне напруженню, що дійсно виникає в небезпечних перерізах I - I і II - II (рис. 9.5) визначене за критерієм Губера-Мізеса [4]. Для обчислення множники сил P_0, Q, M_0 визначені залежно від розмірів труби, тиску усередині труби, фізико-механічних характеристик ґрунтів, згідно методології [1].

Ділянка I (рис. 9.5), що вивчається, прокладена в ґрунті з індексом консистентності B і динамічній в'язкості η_D . Питома вага одиниці довжини труби q_t розглянута як більша, ніж питома вага ґрунту q_s . Залежно від індексу консистентності ґрунту B , ущільнення може відбуватися завдяки явищу інфільтрації ($B \leq 0,8$) або переміщенням труб в ґрунті ($B > 0,8$) [11]. Ущільнення ґрунту є функцією $f = f(q_t, q_s, D, \eta_D, t)$, що викликає прогин ділянки l (рис. 9.5), який виявляється натягнутим під впливом інших ділянок l_1 і l_2 . У кожному значенні ущільнення відповідають цілком певним значенням дійсного напруження в стінках труби і значенню вірогідності відмови труби.

Сценарій відмови

Він даний виразом: $R^t - S_{eq}(P, Q, M_f) < 0$ і мав би бути вивченим в пунктах небезпечних перерізів I і II :

- перший сценарій, відповідний $R^t - \max S_{eq} < 0$ в перерізі I,
- другий сценарій, відповідний $R^t - \max S_{eq} < 0$ в перерізі II.

Це призводить до необхідності складання двох послідовних сценаріїв.

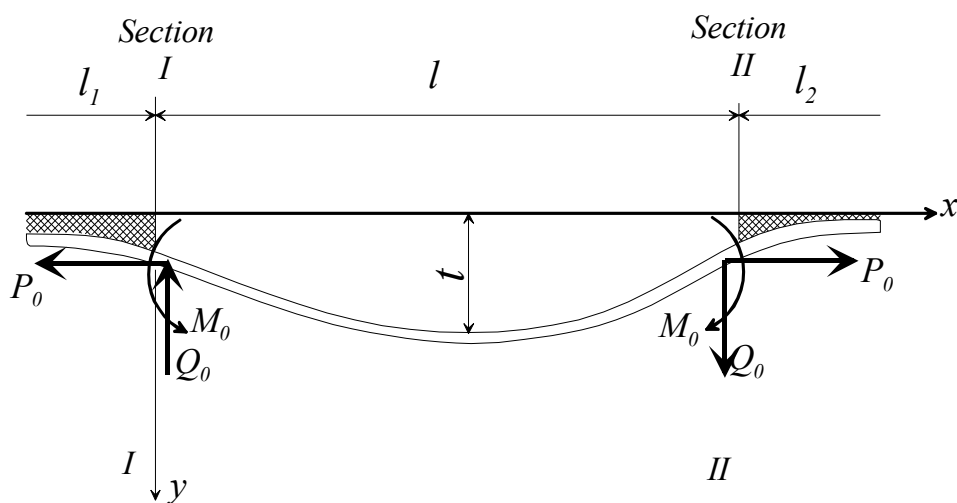


Рисунок 9.5 - Схема розрахунку ділянки, що вивчається

Щільність розподілу часу між відмовами

Моменти появи нових ущільнень ґрунту, в якому прокладено ділянку, що вивчається, утворюють випадковий потік відновлення. Процес відновлення в цьому випадку характеризується функцією часу до виявлення першого оцінюваного небезпечного ущільнення $F_1(t)$, так само як функцією розподілу часу між i -им і $(i + 1)$ -им небезпечними ущільненнями $F(t)$, щільність розподілу $f_1(t)$ і $f(t)$ відповідно. Вірогідність відмови P_f ділянки l (рис. 9.5) – функція числа проявів небезпечного осідання трубопроводу.

Щільність розподілу часів між відмовами ділянки l дана в цьому випадку виразом [9].

$$\omega_1(t) = \sum_{m=1}^{\infty} f_n(t) P_f P_R^{m-1}, \quad (9.14)$$

де $f_n(t)$ – щільність розподілу часів до появи n -ого небезпечного ущільнення, визначеного рекурентною формулою:

$$f_{n+1}(t) = \int_0^t f_n(t-\tau) f(\tau) d\tau. \quad (9.15)$$

Знаходження перетворення Лапласа виразу (9.14) потрібне, щоб розкласти точку VI цього аналізу. Враховуючи перетворення цього об'єкту :

$$\omega_1^*(\alpha) = \int_0^{\infty} e^{-\alpha t} \omega_1(t) dt, \quad f_1^*(\alpha) = \int_0^{\infty} e^{-\alpha t} f_1(t) dt, \quad f^*(\alpha) = \int_0^{\infty} e^{-\alpha t} f(t) dt.$$

Таким чином, перетворення цього виразу (9.14) набуде форми:

$$\omega_1^*(\alpha) = \frac{f_1^*(\alpha)}{[1 - P_R f^*(\alpha)]} P_f. \quad (9.16)$$

9.1.3 Процес оптимізації основаної на ризику

У разі розглянутого завдання, найкраще рішення – те, яке відповідає найбільш високому очікуванню економічної ефективності і наслідків, пов'язаних з ризиком, вимірюваним в шкалі корисності результатів. Поняття корисності дозволяє врахувати розсіювання розподілу вірогідності результатів, тобто ризик. Інвестиційна вартість може бути представлена розподілом вірогідності, і раціонально враховувати очікування виграшу або корисності, щоб оцінювати оптимальне рішення. Значення вірогідності P_f пов'язана з наслід-

ками відмов труб, встановлена на підставі моделі, що об'єднує недостовірність фізико-механічних властивостей сталей труб, геометричних розмірів труб та фізико-механічних характеристик ґрунтів.

Можливі результати контролю ущільнення ділянки трубопроводу, що вивчається, – випадкові величини, які чинять вплив на ухвалення рішення. Найкраще з рішень полягає в тому, щоб вибирати стратегію, яка б максимізувала очікування корисності, яке виразили в нашому випадку залежно від загальної суми витрат C_T одного кілометра трубопроводу [3].

$$C_T = C_0 + C_k + C_p + U, \quad (9.17)$$

де C_0 – вартість будівельних робіт одного км трубопроводу на звичайному ґрунті, що мало деформується; C_k – вартість спеціальних заходів, що робляться на один км довжини для досліджуваної ділянки; C_p – втрата, що виникає внаслідок заморожування засобів C_k , у разі, коли прийняті заходи не реалізовані; U – очікувана вартість відмов на певну затримку експлуатації трубопроводу.

Очікувана вартість відмов, відповідна терміну служби трубопроводу, дана виразом:

$$U = C_U \omega_m(t), \quad (9.18)$$

де C_U – середня вартість відмови досліджуваної ділянки; $\omega_m(t)$ – щільність розподілу вірогідності часу до m -ої відмови.

Перетворення цього виразу (9.18) представлене у формі:

$$C_U = \omega_m^*(\alpha), \quad (9.19)$$

де $\omega_m^*(\alpha)$ – перетворена функція $\omega_m(t)$.

Вираз (9.19), після деяких елементарних перетворень, даємо у формі:

$$U^* = C_U \omega_1^*(\alpha) [1 - \omega^*(\alpha)]^{-1}, \quad (9.20)$$

де

$$\omega^*(\alpha) = P_f f^*(\alpha) [1 - P_R f^*(\alpha)]^{-1}. \quad (9.21)$$

Враховуючи вирази (9.16) і (9.21), представимо вираз (9.8) в наступній формі

$$U^* = C_U P_f H^*(\alpha), \quad (9.22)$$

де

$$H^*(\alpha) = f^*(\alpha) [1 - f^*(\alpha)]^{-1}. \quad (9.23)$$

Для закону експоненціального розподілу часу між відмовами, заподіяними ущільненнями $f(t) = \lambda e^{-\lambda t}$, зворотні перетворення виразів (9.22) і (9.23) дають:

$$H(t) = \lambda \quad \text{et} \quad U = C_U \lambda P_f. \quad (9.24)$$

Нехай Δt – проміжок часу між здачею в експлуатацію трубопроводу і моментом появи відмов, заподіяних його осіданням, для терміну служби, передбаченого як h років, маємо:

$$C_p = C_k E_N \sum_{\Delta t=1}^h (1 + E_N)^{\Delta t-1}, \quad (9.25)$$

а з виразу (9.24), маємо в цьому випадку:

$$U = \sum_{\Delta t=1}^h \frac{C_U}{(1 + E_N)^{\Delta t}} \lambda P_f. \quad (9.26)$$

Враховуючи вирази (9.17), (9.25) і (9.26), хід оптимізації у разі вищезгаданого завдання полягає у визначенні вірогідності P_R , яка відповідає мінімальному значенню величини M , даної виразом:

$$M = \left[1 + \sum_{\Delta t=1}^h E_N (1 + E_N)^{\Delta t-1} \right] + \sum_{\Delta t=1}^h \frac{G}{(1 + E_N)^{\Delta t}} \lambda P_f, \quad (9.27)$$

де

$$\begin{cases} M = \frac{C_T - C_0}{C_k} \\ G = \frac{C_U}{C_k} \end{cases} \quad (9.28)$$

9.1.4 Результати і обговорення

А Випадок повітряних ділянок

Щоб оцінювати точність оцінок надійності параметрів λ_1 et λ_2 , використовуємо поняття довірчого інтервалу і довірчої вірогідності. Число доступних статистичних даних, зібране на підставі контролю трубопроводів, прокладених в болотистих ґрунтах, виявляється дуже малим, і тому удаємося до

методу, який дозволяє будувати нові вибірки даних [2]. Довірчі інтервали параметрів λ_1 et λ_2 виведені з використанням описової статистики. Результати оцінок представлені в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1 – Оцінка параметрів надійності

Діаметр труби, мм	Довірчий інтервал, 10^{-3} 1/рік			
	λ_1^{inf}	λ_1^{sup}	λ_2^{inf}	λ_2^{sup}
1020	16,10	17,60	28,20	32,70
1220	21,90	23,80	33,90	36,50
1420	39,80	41,70	51,50	56,60

Аналіз конкретного випадку повітряних ділянок

Спостереження за поведінкою 180 поставлених повітряних ділянок трубопроводів з опорами в болотистих ґрунтах протягом десяти років експлуатації надали наступні результати:

- число ділянок, що виявилися ще в стані S_2 , – 135.
- число ділянок, стан яких переходить в S_3 , – 36.
- число відмов і термінових ремонтів – 9.

Необхідно визначити на скількох ділянках є ще можливість зміни стану до кінця деякої тривалості цієї експлуатації T . Після аналізу даних інтервал t_k узятий рівним 3 місяцям і, використовуючи підхід, викладений в точці IV, результати оцінки вірогідності переходу станів ділянок залежно від тривалості T представлені на рисунках 9.6 і 9.7.

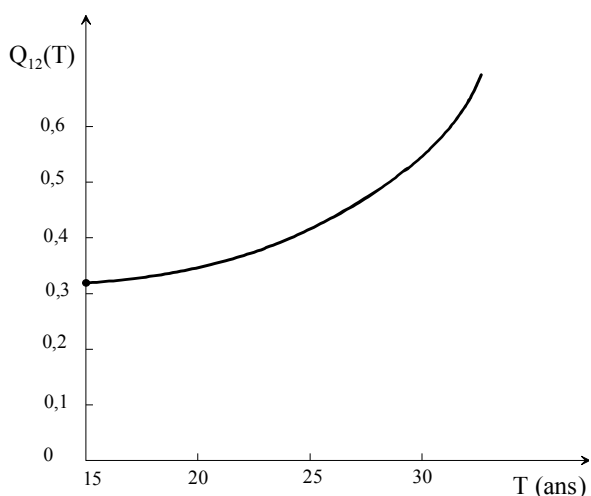


Рисунок 9.6 – Вірогідність переходу із стану S_1 в S_2

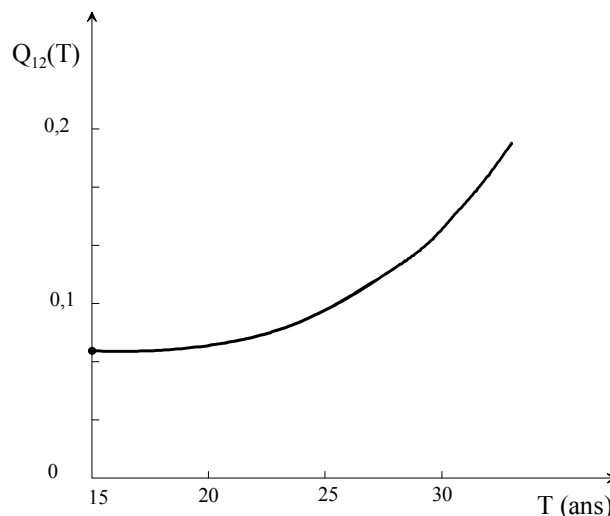


Рисунок 9.7 – Вірогідність переходу із стану S_2 в S_3

Відмітимо, наприклад, що до кінця $T=15$ років, очікуване число переходів із стану S_1 в S_2 оцінене в 64, а з S_2 до S_3 – 14. Ці дані потрібні для планування заздалегідь необхідних втручання для ремонту ділянок трубопроводу.

Б Випадок підземної ділянки

Розглядаємо ділянку трубопроводу завдовжки 100 м, під дією внутрішнього тиску 5,0 МПа, з $\Delta t = 50^\circ\text{C}$, $\lambda = 10^{-7}$ 1/км/години. Ділянка спочатку прямолінійна, поставлена на слабкому ґрунті, що обводнюється періодично. Початкові дані наведені в таблицях 9. 2, 9.3 і 9.4.

Таблиця 9.2 – Механічні характеристики стали розглянутої труби

\bar{R} , МПа	$\bar{R}_{0,2}$, МПа	$V_{\bar{R}}$	k_k	k_c	α , 1/°C	E , Н/см ²	μ	q_t , Н/м
229	441	0,049	0,84	0,85	$11 \cdot 10^{-6}$	$2,1 \cdot 10^4$	0,33	4520

Вживання для аналізу нормального закону розподілу виправдане для змінної опору R і з метою спрощення випадкова величина навантаження S представлена нормальним розподілом. Розглянута ділянка схильна до навантажень, які змінюють його форму. Залежно від рівня ущільнення, розглядаємо кінцеве число пік напружень в небезпечних перерізах (рис. 9.5). Для кожного піку (i) напруження стан надійності визначений областю безпеки $R_i > S$. Результати обчислення динаміки змін надійності опору ділянки, розглянутої залежно від еволюції ущільнень, представлені на рис. 9.6. Ці результати показують, що для значень, оцінених величиною зсуву трубопроводу, перевершуючих 190 см, необхідно використовувати конструктивні заходи.

Результати обчислення оптимізації представлені графічно на рис. 9.7.

Ці результати показують, що рівень надійності визначений з виразу (9.28) для значень $M_{\min} = 3,2$ et $G = 1,2$. Ці заходи повинні в принципі обмежити значення ущільнень f значеннями нижче, ніж 160 см .

Таблиця 9.3 – Геометричні характеристики труб

D , мм	F , см ²	I , см ⁴	W , см ²	C , мм
1020	442	$5,6 \cdot 10^6$	1090	14

Таблиця 9.4 – Характеристики ґрунту

γ_S , Н/см ³	k_0 , Н/см ³	K_U , Н/см ³	ν , см ² /с	η_D , Н·с/см ²	C , Н/см ²
0,019	5	1,5	$2,06 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^8$	1,5

Примітка. γ_S – питома вага ґрунту, k_0 – модуль опору ґрунту при стискуванні, K_U – модуль опору ґрунту при зрушенні.

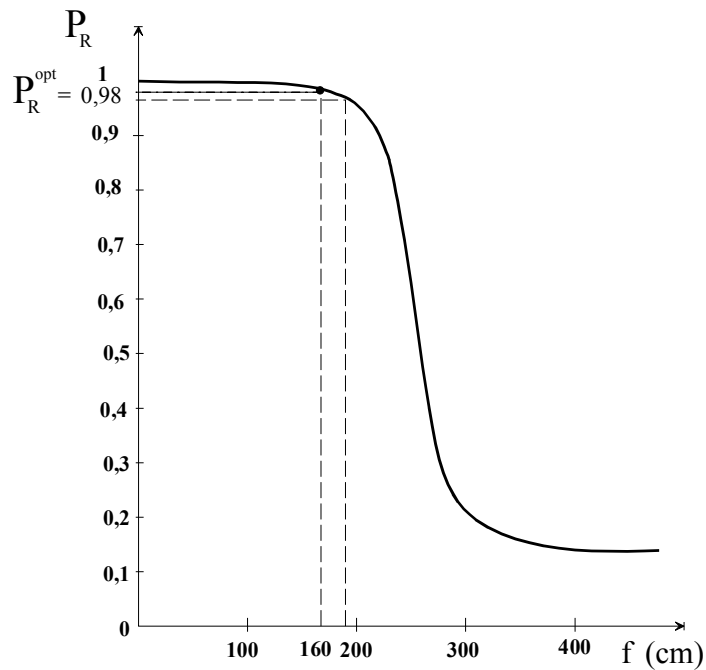


Рисунок 9.6 – Динаміка зміни надійності опору даної ділянки залежно від еволюції осадки

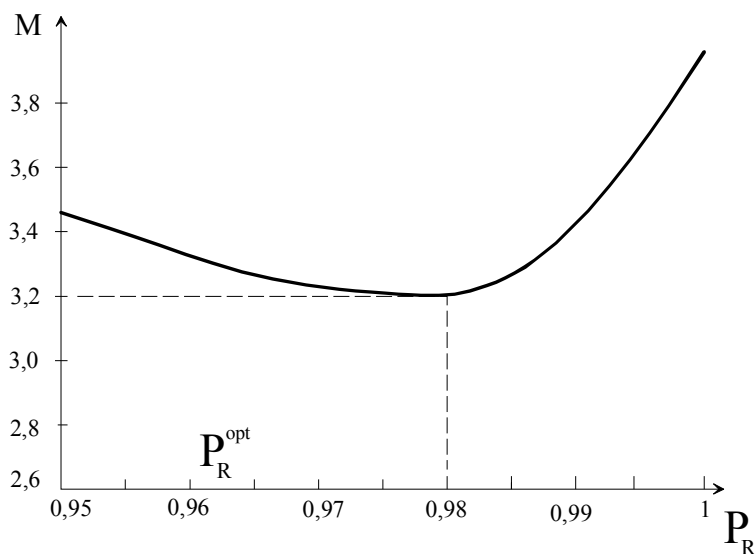


Рисунок 9.7 – Залежність критерію витрат M залежно від P_R для $G = 1,2$

Імовірнісний підхід, по-перше, є засобом, який служить для уточнення напівімовірнісних методів і для аналізу дослідних даних. Він є засобом для ухвалення рішень при проектуванні і експлуатації магістральних трубопроводів.

Вартість спостережень і регулярних вимірів параметрів, що чинять вплив на стан напружень в стінках труби трубопроводів дуже мала в порівнянні з витратами і вартістю, породжених раптовим руйнуванням трубопроводу. З іншого боку контроль стану стабілізації трубопроводу зменшує відчутно витрати на експлуатацію. Вимірювання характеристик ділянки трубо-

проводу, як і його положення у вертикальній площині і температури стінок трубки протягом процесу експлуатації легко реалізуються. Існують апаратура і методи контролю, що дозволяють визначити швидко і з високою точністю положення труби. Давачі, розташовані на відстані від 0,5 до 1 м один від одного пропонують можливість стежити регулярно за змінами температури стінок труби. Нарешті, аналіз властивостей ґрунтів як пористість, вологість, дані консистентності і інші на кожній довжині від 100 до 200 м ділянок трубопроводу не представляють нині ніякі технічні труднощі.

Трубопроводи, призначені для перекачування вуглеводнів, мають бути спроектованими і підібраними в розмірах так, щоб досягати очікуваних цілей надійності і міцності. Цих цілей не досягає систематично просте дотримання правил і існуючих норм. Методи надійності дозволяють краще вирішувати питання, пов'язані з взаємодією ґрунт - труба і повинні зайняти важливе місце в практиці експлуатації трубопроводів. Перспективними методами підвищення надійності трубопроводів в болотистих місцях можуть бути бандажі з полімерних композитів, накладені на ослаблені місця, поведінку яких можна контролювати методом акустичної емісії [16-18].

9.2 Технологія ремонту трубопроводів бандажами з полімерно-композитних матеріалів

Запропонована технологія ремонту трубопроводу з використанням бандажів з полімерно-композитних матеріалів призначена для підвищення довговічності, відновлення працездатності, ізоляції трубопроводів з корозійними і механічними пошкодженнями, дефектами зварних швів без зупинки експлуатації трубопроводу за зниження робочого тиску до $(0,3-0,4) P_{роб}$ (регламентується нормативно-технічними вимогами для забезпечення безпечного проведення ремонту, а також включення в роботу конструкції [19-22]).

Дана технологія поширюється на ремонт полімерно-композитними матеріалами дефектних сталевих труб нафтогазопромислових трубопроводів діаметром до 300 мм з робочим тиском до 6,27 МПа, тобто це можуть бути високонапірні, середньонапірні, низьконапірні, безнапірні трубопроводи (викидні лінії, що транспортують продукцію свердловини від її гирла до групової замірної установки; нафтогазозбірні колектори, розташовані від АГЗУ до ДНС; нафтозбірні колектори, розташовані від ДНС до центрального пункту збору (ЦПЗ); газозбірні колектори, що транспортують газ від пункту сепарації до компресорної станції, розташованої поряд з ЦПЗ) а також магістральні нафто- і газопроводи.

До зв'язуючого компаунда в полімерно-композитному бандажі відноситься епоксидний зв'язувач ЕДТ-10 ОСТ 92-0957, в який можна додавати прискорювач полімеризації 2,4,6-три (діметиламіно) (метил) фенол УПО 60612 згідно ТУ 6-00209817.035, каталізатор диметиланілін технічний згідно ГОСТ 2168-78.

Матеріал бандажа – конструкційна склотканина структури 10 на замаслювачі №80 Т-10-80 згідно ГОСТ 19170-73.

Полімерно-композитний бандаж на основі вказаних вище матеріалів повинен забезпечувати фізико-хімічні характеристики, наведені в таблиці 9.5.

У таблиці 9.5 наведено дані полімерно-композитного бандажу на основі ЕДТ-10, Т-10-80, К-153. Звичайно, можна використовувати й інші полімерно-композитні матеріали, які забезпечать виконання основних фізико-механічних параметрів. Показники цих параметрів наведено в таблиці 9.6.

Таблиця 9.5 – Властивості конструкції полімерно-композитного бандажу на основі наповнювача – склотканини Т-10-80, зв'язувача ЕДТ-10, адгезія до металу на основі клею К-153

№ п/п	Параметри	Одиниці вимірювання	Значення параметрів
1	Густина бандажу	кг/м ³	1900
2	Границя міцності на розтяг	МПа	100
3	Границя міцності на стиск	МПа	240
4	Модуль пружності	МПа	46400
5	Питомий об'ємний електричний опір	Ом*м	1,3 * 10 ¹³
6	Ударна в'язкість	кДж/м ²	874
7	Водовбирання	%	0,04
8	Твердість за Брінелем	<i>H_Б</i> , МПа	487
9	Час затвердіння	год.	24
10	Коефіцієнт лінійного розширення	1/К	4,1 * 10 ⁻⁶ -8,1 * 10 ⁻⁶
11	Коефіцієнт Пуассона		0,24
12	Перехідний електричний опір	Ом*м ²	10 ⁸
13	Міцність адгезії склопластикового бандажу до матеріалу труби зі сталі: а) за руйнуючим напруженням при рівномірному відриві за 20°С б) за руйнуючим напруженням при зсуві, за 20°С	МПа	10-10,9
		МПа	10,5-12,8
14	Температура адгезії	°С	18-20
15	Робоча температура експлуатації з'єднання на основі клею К-153	°С	-40÷+40
16	Електрична міцність адгезійного з'єднання	кВ/мм	24,9
17	Термін служби адгезійного з'єднання	років	25
18	Суцільність бандажу	кВ/мм	не менше 5,0
19	Товщина бандажу	м	0,01
20	Термін служби бандажу	років	25
21	Міцність під час удару	Дж	не менше 10

Таблиця 9.6 – Основні фізико-механічні параметри, які повинні забезпечити бандажі на основі різних полімерно-композитних матеріалів

№	Параметри	Од.вим.	Значення параметрів
2	Питомий об'ємний електричний опір	Ом*м	не менше 10^6
3	Перехідний електричний опір	Ом*м ²	не менше 10^8
4	Міцність адгезії склопластикового бандажу до матеріалу труби зі сталі: а) за руйнуючим напруженням у випадку рівномірного відриву за $T = 20^\circ\text{C}$ б) за руйнуючим напруженням у випадку зсуву, при $T = 20^\circ\text{C}$	МПа	не менше 10
		МПа	не менше 10
5	Робоча температура експлуатації	°С	-15÷+40
6	Термін служби клейового з'єднання	років	25
7	Суцільність бандажу	кВ/мм	Не менше 5,0
8	Термін служби бандажу	років	25
9	Міцність під час удару	Дж	не менше 10

Ширина бандажної композиційної стрічки складає 80 мм.

Ремонт труб із використанням полімерно-композитних матеріалів проводиться для таких типів дефектів:

- задири, подряпини, сколи;
- корозійні виразки (локальні, групові, розподілені за довжиною)
- вм'ятини глибиною до 5% діаметра труби;
- корозійні дефекти на зварних стиках (непровари).

Не підлягають ремонту бандажем з полімерно-композитних матеріалів такі дефекти:

- тріщини;
- наскрізні дефекти;
- гофри;
- вм'ятини разом з додатковим концентратором.

Перед проведенням ремонту в обов'язково проводиться обстеження локальної зони дефекту за допомогою неруйнівних методів контролю для виявлення дефектів.

До початку виконання ремонтних робіт з використанням полімерно-композитних бандажів виконують такі операції:

- перевірка відповідності тиску в трубопроводі безпечному рівню;
- розкриття трубопроводу;
- зняття ізоляційного покриття;
- візуальний огляд дефектної зони з попереднім вимірюванням товщини її стінки і глибини найбільших каверн;

– піскоструминне очищення поверхні труби на дефектній ділянці з використанням портативних установок Сопло-160, Стик-325 і т.п. Допускається механічне зачищення дефектної ділянки металевою щіткою з допомогою шліфмашинки або вручну з якістю поверхні не нижче 3-го ступеня за ВСН 008-88, ГОСТ 9402-80.

Необхідна кількість шарів композицій (товщина бандажа) залежить від діаметра, товщини стінки, механічних властивостей труби, міцнісних характеристик полімерно-композиційних матеріалів і визначається за розробленою методикою.

Роботи з ремонту трубопроводів з дефектами полімерно-композитними бандажами виконуються в такій технологічній послідовності.

1) Розмічання ділянки труби, що підлягає ремонту. Межі встановлення бандажу повинні бути розмічені маркером або крейдою по периметру труби. Розмічання виконується намоткою одного-двох витків шаблону. Ширина шаблону повинна бути рівною ширині композиційної стрічки бандажа.

2) Обезжирювання зони ремонту. Поверхня в місцях нанесення зв'язуючого компаунда на трубі повинна бути протерта і обезжирена тканиною, просоченою ацетоном або уайт-спіритом. Використання бензину для обезжирювання поверхні труби не допускається.

3) Просушування ремонтованої поверхні безвогневим методом (за необхідності). За наявності вологи (конденсату) поверхня труби перед нанесенням полімерно-композитних матеріалів і встановленням бандажу повинна бути просушена. Температура просушування - 40...60°C. За температури повітря нижче +5°C просушування поверхні труби в місці ремонту обов'язкове.

4) Підготовка матеріалу бандажу. Контроль вихідного матеріалу бандажу включає його випробовування на відповідність технічним вимогам механічних характеристик, розмірів, густини стрічки. Якщо матеріал замаслений, то він буде зменшувати міцність зв'язку між бандажем і трубою. В такому разі виконують операцію розшліхтування-видалення замаслювача з поверхні бандажа перед просочуванням його зв'язуючим. Для цього матеріал пропускають через бензин, водний розчин олеїнової кислоти (2%) і триетаноламіна (1%) або інші розчинники. Видалити замаслювач можливо шляхом нагрівання матеріалу бандажу до температури 200-450 °C. Хороший ефект дає відмивання у воді з використанням ультразвуку. Цей метод відрізняється універсальністю і може бути використаний до будь-якої марки промаслювача. Для прискорення розшліхтування іноді описані методи комбінують.

Після розшліхтування матеріал може адсорбувати вологу, що погіршує адгезію до труби і знижує експлуатаційні характеристики бандажу загалом. Аппретування-нанесення на поверхню гідрофобних (водовідштовхуючих) покриттів, які збільшують міцність зв'язку бандажу з трубою і зменшують водовбирання бандажу. Як апрети можна використовувати аміносилики, емульсію етигідросілоксанової рідини та інші. Закріплюють апрети нагріванням матеріалу бандажу до 80-150 °C протягом 20-60 хв.

5) Приготування зв'язуючого. Перед використанням компоненти зв'язуючого повинні пройти контроль, під час якого слід перевірити термін їх придатності. Для того, щоб зв'язуючий мав необхідну технологічну в'язкість до нього вводять розчинник або розріджувач. Розчинник (летючі речовини) розчиняють смолу та інші компоненти зв'язуючого. Як розчинник використовують ацетон, бензол, толуол, діхлоретан, чотирихлористий вуглець, метиловий спирт тощо. Оскільки розчинники є летючими речовинами, то їх переважно використовують

для "сухого формування". Якщо ж намотування виконується шляхом "мокрого формування", то в зв'язуючий слід додавати розріджувачі, які є нелетючими речовинами, що сприяють отриманню потрібної технологічної в'язкості і залишаються в зв'язуючому після затвердіння. Розріджувачі одночасно виконують роль пластифікатора. Як розріджувач високов'язких епоксидних смол використовують низьков'язкі епоксидні смоли (ДЕГ, ТЕГ та ін.)

Важливою технологічною характеристикою зв'язуючого є його життєздатність – властивість зберігати певний час (від декількох хвилин до декількох діб) технологічну в'язкість у заданих межах. Протягом цього часу із зв'язуючого випаровуються розчинники, що збільшує в'язкість компаунда (суміші всіх компонентів, що входять до складу зв'язуючого), погіршує його просочувальні характеристики і, як наслідок, змінює співвідношення матриці і наповнювача в кінцевому продукті. Якщо розчинники випаровуються повільно, то компаунд володіє високою життєздатністю, проте істотно збільшується час сушіння. Може навіть трапитися так, що час повного видалення розчинника перевищить час тужавіння зв'язуючого. В цьому випадку в затужавішому полімері виявиться безліч пор і газових пухирців. Використання сильнолетючих розчинників різко зменшує життєздатність зв'язуючого, що також небажано. Тому найчастіше всього використовують середньолетючі розчинники. Для епоксидних смол, наприклад, рекомендується толуол або його розчин в етиловому спирті. В стані постачання зв'язувач може бути дуже в'язким, іноді - твердим. Під час транспортування і зберігання до нього іноді потрапляє волога. Тому перед використанням смоли розігрівають у спеціальних металевих ємностях до температури 100-140 °С і після видалення води розводять розчинниками або розбавлювачами.

б) Просочування. Це – операція суміщення наповнювача (матеріалу бандаж) зі зв'язуючим шляхом нанесення компаунда на поверхню матеріалу бандаж. Намотування бандаж здійснюють двома способами – "мокрим" і "сухим". Під час мокрого способу бандаж просочується рідким зв'язуючим безпосередньо перед намотуванням, тобто просочування технологічно суміщене з формуванням бандаж. Під час „сухого способу” просочування виділене в самостійну операцію, внаслідок якої з матеріалу бандаж і зв'язуючого отримують "препреги". "Препреги" - це тканина, стрічка, яка після просочування підсушена і частково затужавіла. Просочування і підсушування виконують на спеціалізованих дільницях. Зв'язуючі з розчинниками володіють низькою технологічною в'язкістю, а це дає змогу добитись високої в'язкості і рівномірності просочування. В частково затужавілому стані „препреги” можуть перебувати від декількох днів до декількох місяців залежно від температури навколишнього середовища. „Сухе” намотування - більш прогресивний спосіб, аніж „мокре”. Недоліки „мокрого” намотування:

— вибір зв'язувачів для „мокрого” намотування обмежений тими смолами, які можна використовувати в рідкому вигляді, наприклад, епоксидними або поліефірними;

— для того щоб відрегулювати в'язкість в потрібних межах, розчинники використовувати не рекомендується, оскільки летючі речовини, що видаля-

ються під час тужавіння намотаного бандажа, призводять до утворення пор та пухирів, погіршують монолітність і міцність;

— використання рідких зв'язуючих погіршує санітарні умови на робочому місці, забруднює його;

— продуктивність „мокрого” намотування обмежена швидкістю просочування матеріалу бандажа зв'язуючим. Якщо матеріал протягувати занадто швидко, то він не покривається достатнім шаром смоли;

— використання підігріву для зменшення технологічної в'язкості смоли зменшує життєздатність зв'язуючого, прискорює процес полімеризації і погіршує просочувальні властивості смоли.

Всі перелічені недоліки відсутні у випадку проведення „сухого” намотування. Її вирізняє висока продуктивність, оскільки швидкість намотування не лімітується і повністю залежить від можливостей намоточного обладнання. „Сухе” намотування дає змогу використовувати широку номенклатуру смол, забезпечувати рівномірне розподілення зв'язуючого по всьому об'ємі виробу. Для проведення такого намотування достатньо забезпечити якісне з'єднання шарів зв'язуючого між собою (аутогезію) і матеріалу бандажа з тілом труби (адгезію). Це здійснюється шляхом вибору зусилля натягу "препрегів" у процесі намотування, а також тиску і температури у процесі затвердіння. До переліку основних недоліків „сухого” намотування відносяться її підвищена (в 2-3 рази) вартість порівняно з „мокрим” намотуванням.

7) Формування :

— обезжирення поверхні труби по всьому периметру в місцях намотування бандажа;

— фіксація початку стрічки бандажа на трубі;

— натягування стрічки бандажа на трубі;

— намотка бандажу на ділянку труби, що ремонтується, з нанесенням зв'язуючого поміж витками;

— фіксація кінця стрічки бандажа;

— заповнення проміжків між витками, оброблення торців бандажа зв'язуючим.

Під час ремонту труб з дефектами потрапляння вологи, масел і забруднень на ремонтвану ділянку труби, зв'язуючий компаунд і зміцнюючий бандаж не допускається. Перед намотуванням початок стрічки бандажа фіксується за допомогою попередньо нанесеного на ділянку труби клею К-153 ОСТ 92-0949 або наклеюється за допомогою двосторонньої самоклеючої стрічки до поверхні труби. Закріплення початку стрічки бандажа повинно не допускати її прокручування навколо труби, що ремонтується.

Намотування стрічки на трубу повинно здійснюватись з натягом до видалення проміжків. Перекоси стрічок під час намотування не допускаються. Шари стрічки, що виступають, після намотування слід вирівняти по торцях бандажа.

Для забезпечення щільного прилягання бандажа до ремонтваної труби проводиться додаткове натягування стрічки, що виконується вручну за допомогою спеціального пристрою, який закріплюється на самій композиційній

стрічці. В процесі натягування витки стрічки зміцнюючого бандажа повинні прокручуватись одне відносно одного. Якщо не вдасться забезпечити натяг стрічки (передчасне затвердіння клеючого матеріалу, відсутність надійного закріплення початку стрічки на поверхню труби), то слід зняти композиційний бандаж, розрізавши його навпіл по ширині за допомогою шліфмашинки, і встановити новий бандаж. В процесі розрізування композиційного бандаж дотикання абразивним диском до поверхні труби не допускається.

Після натягування стрічки видимі локальні проміжки між бандажем і поверхнею труби, а також між шарами стрічки повинні заповнюватись зв'язуючим компаундом. Торці встановленого композиційного бандажу повинні бути оброблені зв'язуючим компаундом, який формується під кутом 30-45° з обох боків бандажа.

Після натягування стрічка бандажу закріплюється за допомогою двох натяжних пасів, які розміщуються по краях бандажа на відстані 20...30 мм від торців, або липких стрічок (скотч) шириною 20-40 мм. Натяжний пристрій після натягування стрічки знімається. Кінцева ділянка останнього витка бандажу додатково прикріплюється до попереднього витка за допомогою липкої стрічки.

В процесі експлуатації нафтогазотрубопроводів гостро стоїть як проблема корозії нафтогазотрубопроводів, так і проблема підвищення їх ресурсу, оскільки в нафтогазотрубопроводах утворюються тріщини і виразки, які ослаблюють тіло труби.

Для вирішення задач підвищення ресурсу слугують відомі конструкції пристроїв для нанесення ізоляції на нафтогазотрубопроводи.

Внаслідок особливостей технології нанесення ізоляції на трубу використовуються пристрої намотки, які створюють натяг ізоляції.

Найбільш близьким технічним рішенням, обраним за прототип, є пристрій для намотки ізоляції на трубу, який описаний в роботі [].

Запропонований пристрій для намотки бандажу з регульованим натягом (рис.9.8.). Принцип його роботи полягає в наступному. До труби 1 приєднуються розбірні напівдиски 2,3,4,5, які з'єднані між собою шпильками 6. Центрування напівдисків до труби здійснюється за допомогою притискних роликів 7. Між напівдисками 3 і 4 кріпиться змінна касета (шпулярник) з матеріалом для утворення бандажу 9. Технологічний натяг барабана створюється за допомогою т.зв. "вісімки", де натяг контролюється зміщенням ролику 10. При цьому змінюється величина тертя. Даний натяжний пристрій забезпечує постійність зусилля натягу T в процесі намотки. Регулювати величину натягу можна шляхом зміни кута намотки бандажу α :

$$N=(T/R)\sin^2\alpha,$$

де T – технологічний натяг; N – контактний тиск, що притискає намотувальний бандаж до поверхні труби; R – радіус труби; α – кут намотки бандажу.

Як бачимо з цієї формули, зі збільшенням товщини намотки R намотаного виробу при постійному натягу T контактний тиск зменшується. І для того,

щоб на протязі всієї намотки підтримувати контактний тиск постійним, необхідно задавати програмовану зміну зусилля натягу.

Обертання шпулятора навколо труби здійснюється за допомогою зубчатої передачі лівих напівдисків і шестерні 14, що сидить на валі редуктора 12, який приводиться в рух електродвигуном 13 або вручну. Весь пристрій намотки бандажу може переміщуватись вздовж труби за допомогою плеча 15 і шестерні 16. Скотканина пройшовши вздовж натяжного пристрою 10 проходить через ванну 3 з зв'язуючим компаундом і намотується на тіло труби 1. Якщо проводиться намотка бандажу методом сухої намотки, то ванна з зв'язуючим компаундом може бути відсутня.

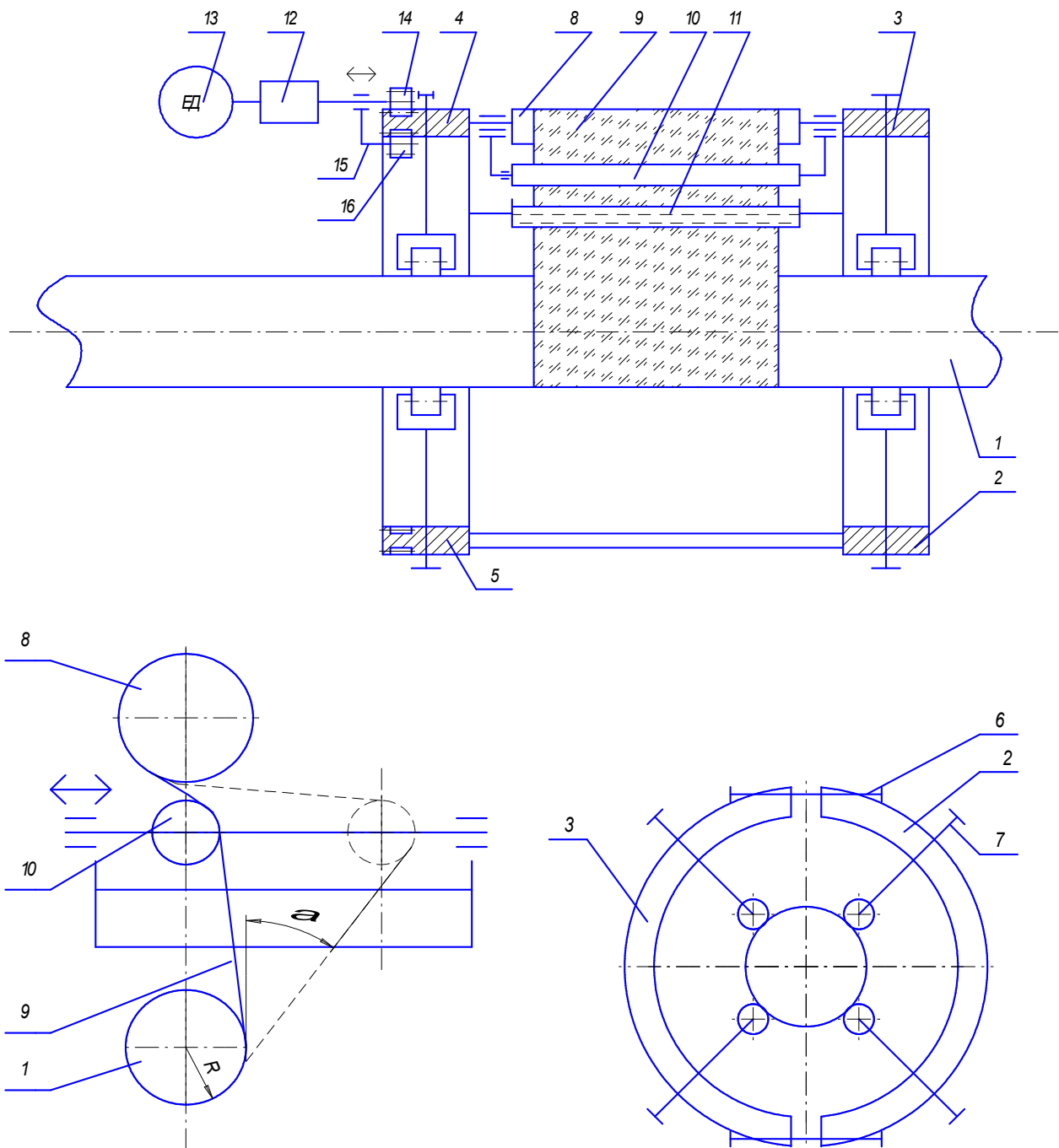


Рисунок 9.8 – Пристрій для намотки бандажу

Нанесення зв'язуючого компаунда на трубу і на композиційну стрічку бандажа проводиться пошарово з допомогою валика рівномірним шаром, якщо проводиться ручна намотка. Товщина шару при нанесенні зв'язуючого компаунда повинна бути 0.5...0.7 мм. Зв'язуючий компаунд при намотці наноситься на кожний зовнішній шар стрічки бандажа, за виключенням останнього шару. Запропонована технологія ремонту трубопроводів із використанням полімерно-композитних бандажів дасть змогу проводити ремонт трубопроводу без зупинки його роботи із використанням бандажів з вітчизняних матеріалів.

9.3 Оптимізація товщини композитних бандажів при ремонті трубопроводів з дефектами

Довгу сталеву трубу змодельовано циліндричною круговою оболонкою під дією рівномірного сталого внутрішнього і зовнішнього тисків. Через r_2 і r_1 позначено відповідно внутрішній і зовнішній радіуси труби. Для визначення напруженого стану труби під дією внутрішнього тиску P та оцінювання її міцності використовуємо такий розв'язок:

$$\sigma_{rr} = A + B \frac{1}{r^2}, \quad \sigma_{\theta\theta} = A - B \frac{1}{r^2}, \quad (9.29)$$

$$U_r = \frac{1}{E} \left[A(1-\nu)r - B(1+\nu) \frac{1}{r} \right], \quad (9.30)$$

$$\text{де } A = P \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}, \quad B = -P \frac{r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Зазначимо, що цей розв'язок придатний для труби довільної товщини. Як часткові випадки отримуємо формули для визначення напружень у трубі з дуже товстою та тонкою стінкою. Радіальне напруження σ_{rr} на внутрішній поверхні ($r = r_1$) дорівнює $-P$, а на зовнішній нулю, причому незалежно від товщини труби. Отже, на підставі наведених формул робимо висновок, що при $r = r_1$ радіальне σ_{rr} і колове $\sigma_{\theta\theta}$ напруження досягають максимального значення:

$$\sigma_{rr} = -P, \quad \sigma_{\theta\theta} = \frac{1+k^2}{1-k^2} P,$$

де $k = \frac{r_1}{r_2} = \frac{d}{D}$, d і D – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри труби.

Проаналізуємо як змінюються напруження у разі зміни товщини стінки труби. Позначимо через h товщину труби, тоді $r_2 = r_1 + h$. На підставі формули (9.29) для визначення $\sigma_{\theta\theta}$ отримаємо

$$\sigma_{\theta\theta} = P \frac{(r_1 + h)^2 + r_1^2}{h(2r_1 + h)} \text{ при } r = r_1 \text{ та } \sigma_{\theta\theta} = P \frac{2r_1^2}{h(2r_1 + h)} \text{ при } r = r_2.$$

Для малого значення товщини h з останніх формул отримуємо, що величина напруження $\sigma_{\theta\theta}$ на внутрішній поверхні стінки (при $r = r_1$) і на зовнішній поверхні (при $r = r_2$) приблизно однакові й дорівнюють величині $P \frac{r_1}{h}$. Радіальне напруження σ_{rr} при $r = r_1$ дорівнює $-P$, а при $r = r_2$ дорівнює нулю незалежно від товщини труби. Отже, для труби з малою товщиною стінки колові напруження $\sigma_{\theta\theta}$ розподілені по товщині майже рівномірно, а радіальні σ_{rr} є малими порівняно з коловими напруженнями, причому у такій мірі, в якій товщина h є малою порівняно з радіусом.

Якщо товщина стінки збільшується, то найбільші напруження (за умови незмінного сталого тиску) зменшуються, але до певної межі. У випадку $r_2 \rightarrow \infty$ (труба з дуже товстою стінкою, нескінченно велика товщина) як граничний випадок отримаємо

$$\sigma_{rr} = -P \frac{r_1^2}{r_2}, \quad \sigma_{\theta\theta} = P \frac{r_1^2}{r_2}.$$

Це означає, що для труби з дуже товстою стінкою радіальне напруження в будь-якій її точці дорівнює коловому.

Оцінювання міцності труби виконуємо за третьою теорією міцності (критерій найбільших дотичних напружень). Згідно з цією теорією припускають, що граничний стан виникає тоді, коли найбільше дотичне напруження τ_{\max} досягає небезпечного значення τ_H . Умова руйнування має вигляд $\tau_{\max} = \tau_H$, де $\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3)$, $\tau_H = \frac{1}{2}\sigma_H$, σ_H – небезпечне значення найбільшого нормального напруження. Умову міцності записують у такий спосіб:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \text{ або інакше } \sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]$$

де $\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta} = P \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - (-P)$, тобто $\sigma_{\text{екв}} = 2P \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$; $[\sigma]$ – допустиме напруження.

Уведемо таке позначення: $\alpha = \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{1}{1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}}$. Міцність сталеві труби

перевіряємо за допомогою такої умови:

$$P \leq \frac{[\sigma]}{2}.$$

Зазначимо, що під $[\sigma]$ розуміємо допустиме напруження з корелюючим коефіцієнтом $\alpha^{-1} = 1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}$. Для дуже товстої стінки ($r_2 \rightarrow \infty$) отримаємо, що $\alpha = 1$. У цьому випадку $\sigma_{екв} = 2P$.

Якщо робочий тиск у трубі перевищить гранично допустиме значення, то це може призвести до руйнування труби.

Зазначимо, що у випадку навантаженої внутрішнім тиском труби найбільш небезпечними є напруження $\sigma_{\theta\theta}$, тому що вони можуть спричинити появу тріщин і руйнування труби. Максимальні за величиною напруження (при $P > 0$) виникають на внутрішній поверхні труби. Збільшення товщини стінки труби не може в усіх випадках забезпечити міцність труби.

Сталева труба з композитним бандажем

Бандажовану трубу моделюємо двошаровою циліндричною круговою оболонкою. Шари мають різну товщину та виготовлені з різних матеріалів. Ураховуючи технологію виготовлення бандажа й нанесення його на зовнішню поверхню труби (щільне прилягання контактуючих поверхонь) формулюємо контактну задачу з умовами ідеального контакту шарів (рівність нормальних переміщень $u_r^{(i)}$ та контактних міжшарових напружень $\sigma_{rr}^{(i)}$ на границі розділу шарів $r = r_1$; $i = 1, 2$). Постановка контактної задачі коректна. Справді, ця постановка задачі відрізняється від постановки задачі для складених труб з натягом, де натяг – геометрична величина, яка визначається як різниця між зовнішнім діаметром внутрішнього циліндра та внутрішнім діаметром зовнішнього циліндра.

У рамках зробленої постановки задачі контактної взаємодії сталеві труби з композитним бандажем контактний тиск визначаємо з умови рівності переміщень шарів при $r = r_1$.

Для визначення напруженого стану пошкодженої труби і композитного бандажа за дії внутрішнього тиску P використовуємо розв'язок задачі Ламе (у випадку навантаження труби зовнішнім і внутрішнім тиском).

Дію композитного бандажа заміняємо контактним тиском q_n , який визначається через комплекс характеристик сталеві труби (основного шару) і

композитного бандажа (зміцнювального шару) за формулою (19). Зазначимо, що у формулі (18) для C потрібно замінити E_1, ν_1 на характеристики пошкодженого матеріалу E_1^n, ν_1^n . Застосовуючи континуальну модель пошкодженого середовища, E_1^n і ν_1^n визначали за формулами (22). Отже, розподіл напружень по товщині у бандажованій трубі визначали за такими розрахунковими формулами:

напруження у трубі ($r_1 \leq r \leq r_2$)

$$\sigma_{rr}^{(1)} = -\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left[q_n \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) + P \left(\frac{r_1^2}{r^2} - \frac{r_1^2}{r_2^2} \right) \right],$$

$$\sigma_{\theta\theta}^{(1)} = \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left[P \left(\frac{r_1^2}{r_2^2} + \frac{r_1^2}{r^2} \right) - q_n \left(\frac{r_1^2}{r^2} + 1 \right) \right];$$

напруження у бандажі ($r_2 \leq r \leq r_3$), $r_3 = r_2 + x$

$$\sigma_{rr}^{(2)} = \frac{r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \left(1 - \frac{r_3^2}{r^2} \right) q_n, \quad \sigma_{\theta\theta}^{(2)} = \frac{r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \left(1 + \frac{r_3^2}{r^2} \right) q_n,$$

де $r_3 = r_2 + x$, x – товщина бандажа.

Прийнявши $\omega = 0$ отримаємо випадок для бездефектної труби.

Аналіз напружень у пошкодженій трубі з бандажем

За формулами для $\sigma_{rr}^{(i)}$ та $\sigma_{\theta\theta}^{(i)}$ ($i=1,2$), які наведені вище, виконано аналіз числових результатів щодо розподілу напружень по товщині пакета (труби з бандажем) для різної товщини бандажа і різного рівня пошкоджуваності матеріалу труби. У разі пошкоджуваності труби, безперечно, змінюються механічні характеристики її матеріалу (модуль пружності E , коефіцієнт Пуассона ν). За наявних експериментальних даних можна було скористатись ними для визначення напружень у сталевій пошкодженій трубі. Такий підхід називають феноменологічний. У конкретному випадку під пошкоджуваністю розуміли інтегральну характеристику, яка охоплює весь об'єм сталеві труби (топология дефекту тут не розглядалася). З таких міркувань пружні характеристики пошкодженого матеріалу обчислювали за формулами (22). Метою дослідження було виявити вплив рівня пошкоджуваності матеріалу на вели-

чину й розподіл напружень у трубі та як перерозподіляються напруження у трубі у випадку її бандажування.

На підставі проведених розрахунків виявлено, що найбільш небезпечними є колові напруження $\sigma_{\theta\theta}$. Власне вони мають домінуюче значення для оцінювання міцності труби. Причому найбільшого значення напруження $\sigma_{\theta\theta}$ досягають у точках внутрішньої поверхні сталевий труби (при $r = r_1$) та в точках внутрішньої поверхні бандажа (при $r = r_2$). Окрім того, у випадку бандажованої труби слід урахувувати у критерії міцності, що матеріал труби і бандажа різні щодо фізико-механічних властивостей.

Алгоритм знаходження товщини бандажа

А. Задавали довільну товщину бандажа x , мм ($x = 0, 1, 2, \dots$).

Б. Знаходили розподіли напружень $\sigma_{\theta\theta}^{(1)}$ і $\sigma_{\theta\theta}^{(2)}$ і визначали напруження в небезпечних точках труби і бандажа.

В. Перевіряли такий критерій міцності:

$$\begin{cases} \sigma_{\theta\theta}^{(1)} \leq [\sigma_*], \\ \sigma_{\theta\theta}^{(2)} \leq [\sigma_{**}] \end{cases}$$

Зазначимо, що ці умови повинні виконуватись **одночасно**. Тут $[\sigma_*]$ – допустиме напруження для сталевий труби, $[\sigma_{**}]$ – допустиме напруження композитного бандажа.

У конкретному випадку натяг σ_H , який виникає при формуванні композитного бандажа, можна трактувати як додаткове навантаження щодо контактного тиску (отже, цей натяг нічого спільного немає з тим натягом, коли розглядається розрахунок складених циліндрів, наприклад у книзі за ред. Г. С. Писаренка, Опір матеріалів). Тоді у формулі (20) для $\sigma_{\theta\theta}^{(1)}$ замість величини q слід ввести величину $(q + \sigma_H)$. Контактний тиск q обчислюється за формулою (19) через комплекс характеристик зовнішнього і внутрішнього шарів. Зазначимо, що у випадку контактної взаємодії пошкодженої сталевий труби з композитним бандажем розрахунок контактного тиску (у цьому випадку позначено його через q_n) виконуємо за формулою (19). Але у цьому разі у формулі (18) для C потрібно замінити величини E_1, ν_1 на E_1^n, ν_1^n – характеристики пошкодженого матеріалу. Використання формули (22) прийнятне у випадку пошкоджень матеріалу типу мікротріщин; параметр ω характеризує рівень пошкодження матеріалу труби.

Задані параметри моделі

Розрахунок виконували для таких характеристик труби і бандажа: $r_1 = 693$ мм, $r_2 = 710$ мм, $E_1 = 2.1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_1 = 0.3$ – геометричні та пружні характеристики труби; $E_2 = 4.2 \cdot 10^4$ МПа, $\nu_2 = 0.2$ – пружні характеристики композитного бандажа; $P = 5.5$ МПа, $[\sigma_*] = 200$ МПа, $[\sigma_{**}] = 50$ МПа.

За таких параметрів бандажованої труби, наприклад, для $\omega = 0,01$ при $x = 10$ мм вона витримує заданий тиск $P = 5.5$ МПа (див. табл. 9.7).

Таблиця 9.7 – Параметри бандажованої труби

r ($r_3 = r_2 + x$, $x = 10$, $\omega = 0.01$)	σ_{rr}	$\sigma_{\theta\theta}$
r_1	-5.5	196.917
$r_1 + 0.25(r_2 - r_1)$	-4.270	195.687
$r_1 + 0.5(r_2 - r_1)$	-3.062	194.479
$r_1 + 0.75(r_2 - r_1)$	-1.876	193.293
r_2 (внутр. шар / зовн. шар)	-0.711 / -0.711	192.129 / 50.869
$r_2 + 0.25(r_3 - r_2)$	-0.531	50.688
$r_2 + 0.5(r_3 - r_2)$	-0.352	50.509
$r_2 + 0.75(r_3 - r_2)$	-0.175	50.332
r_3	0	50.157

З точки зору підвищення ефективності ремонту труб склопластиковими бандажами певний інтерес представляє дослідження впливу різних параметрів склопластикових бандажів (товщини, натягу) на зменшення коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) в трубі з тріщиною.

При дії циклічних навантажень в трубах може утворитись сегментна тріщина, яка лежить в площині осі труби. Для визначення КІН в такій трубі існують декілька рішень [26], отриманих різними методами (кінцевих елементів, об'ємних сил, по податливості, похідній жорсткості).

На рис. 9.9 показано схему для визначення КІН в трубі діаметром $D=2R_T$ і товщиною t_T з тріщиною кругового фронту радіусом R і глибиною a , якщо на трубу діє внутрішній тиск p . Склопластиковий бандаж товщиною t створює контактний тиск q .

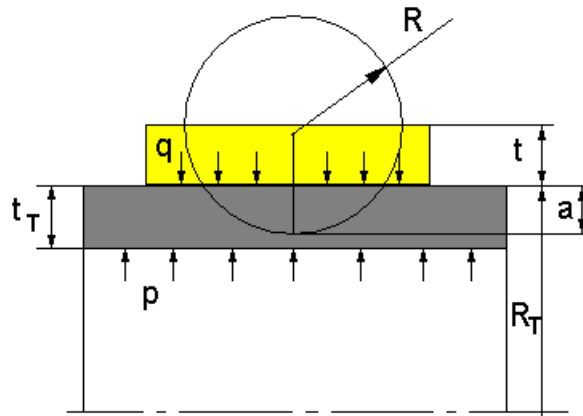


Рисунок 9.9 - Схема для визначення КІН в трубі з тріщиною і бандажем

Значення КІН визначались за допомогою методу скінченних елементів, використовуючи відому формулу [27]:

$$K = \sqrt{2\pi} \frac{2G}{1+k} \frac{V_y}{\sqrt{r}}, \quad (9.31)$$

де G – модуль зсуву, Па; V_y - половина величини розкриття тріщини, м; r – віддаль від вістря тріщини до місця заміру V_y , м ($r \rightarrow 0$); $k=3-4\nu$ – для плоского деформування; $k=(3-\nu)/(1+\nu)$ – для плоского напруження; ν – коефіцієнт Пуассона.

Для оцінки зміни значень R , t , q застосовувалась тривимірна параметрична модель труби з тріщиною, створена в SolidWorks® (рис. 9.10). Метод скінченних елементів реалізовувався за допомогою програми CosmosWorks®.

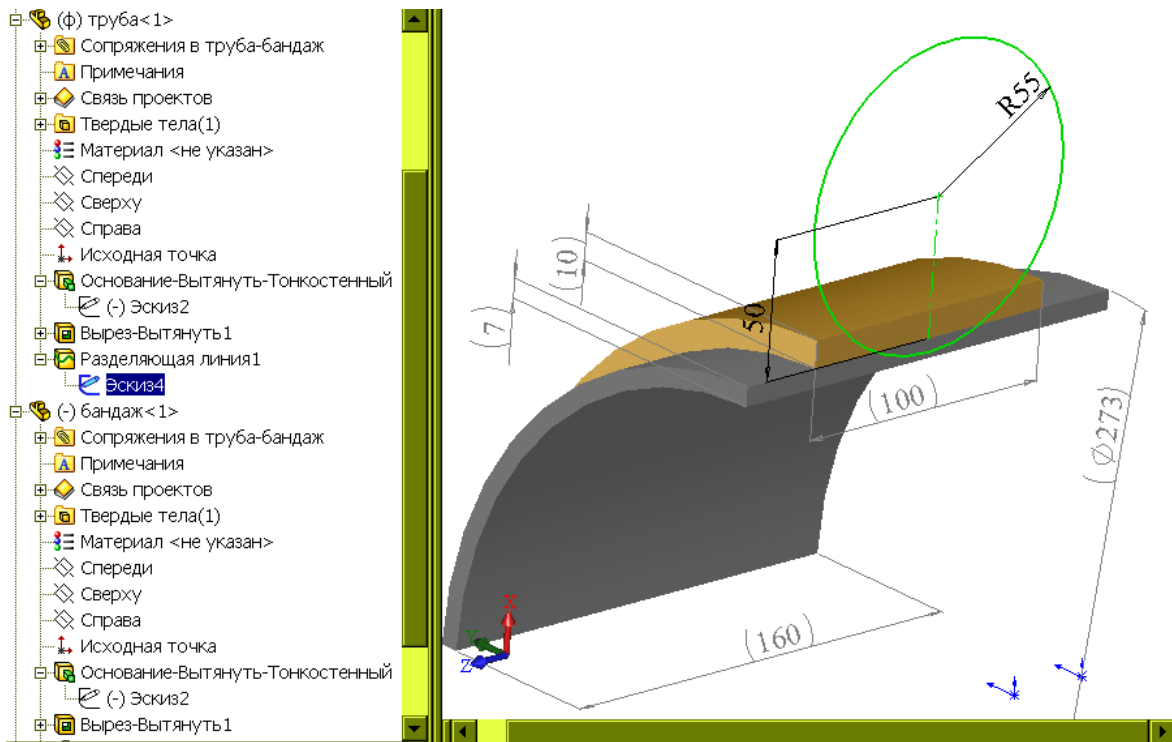


Рисунок 9.10 – Тривимірна параметрична модель труби з склопластиковим бандажем і тріщиною кругового фронту

Параметри моделі наступні: $R_T=136,5$ мм, $R=52\dots 56$ мм, $t=10$ мм, $t_T=7$ мм. Модуль пружності матеріалу труби $E=2,1\cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона $\nu=0,28$, модуль зсуву $G=7,9\cdot 10^{10}$ Па. Для склопластикового бандажу: модуль пружності в радіальному напрямку $E_r=4,1\cdot 10^9$ Па, в тангенційному – $E_\theta=11\cdot 10^9$ Па, в осьовому – $E_z=2,1\cdot 10^9$ Па, $\nu=0,28$.

Для можливості порівняння і вибору кращого варіанту було розглянуто п'ять варіантів моделі:

1. Модель труби з тріщиною без бандажу. Внутрішній тиск $p=7$ МПа.
2. Модель труби з бандажем товщиною $t=10$ мм без попереднього натягу $q=0$ МПа.
3. Модель труби з бандажем товщиною $t=5$ мм, $q=0$ МПа.
4. Модель труби з бандажем товщиною $t=10$ мм, з попереднім натягом, який створює при $p=0$ МПа контактний тиск $q=10$ МПа.
5. Модель труби з бандажем товщиною $t=10$ мм, $q=5$ МПа.

На рис. 9.11 показано розподіл переміщень V_y тріщини (величина розкриття тріщини) скінченно-елементної моделі при $a=5$ мм, $t=10$ мм, $q=0$ МПа (а), $q=10$ МПа (б).

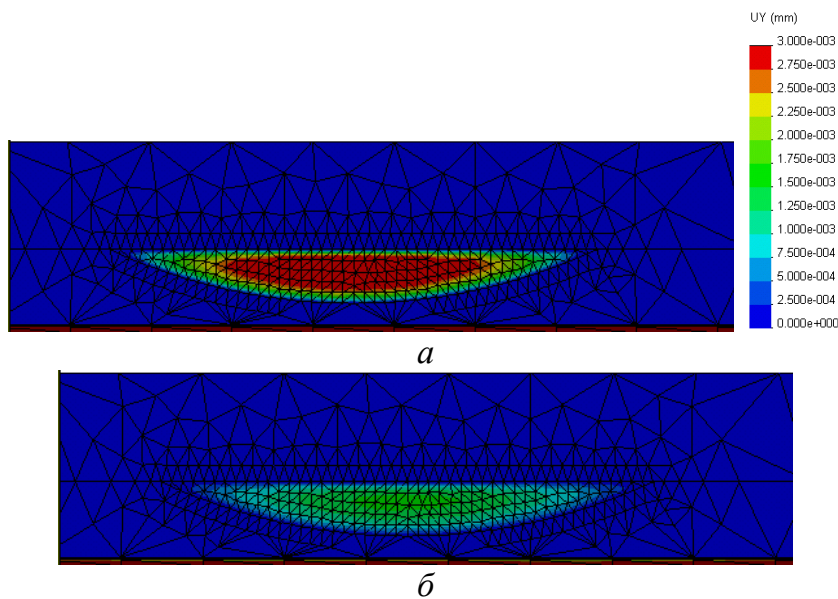


Рисунок 9.11 – Розподіл переміщень V_y (мм) при $a=5$ мм, $t=10$ мм, $q=0$ МПа (а), $q=10$ МПа (б)

Після обрахунку значень КІН знаходили відповідні значення поправочної функції Y , яка враховує вплив a (рис. 9.10-9.11):

$$Y = \frac{K}{\sigma\sqrt{\pi a}}. \quad (9.32)$$

З цих залежностей видно, що збільшення товщини бандажу з 5 до 10 мм зменшує K , а збільшення контактного тиску з 5 до 10 МПа призводить до суттєвого зменшення K .

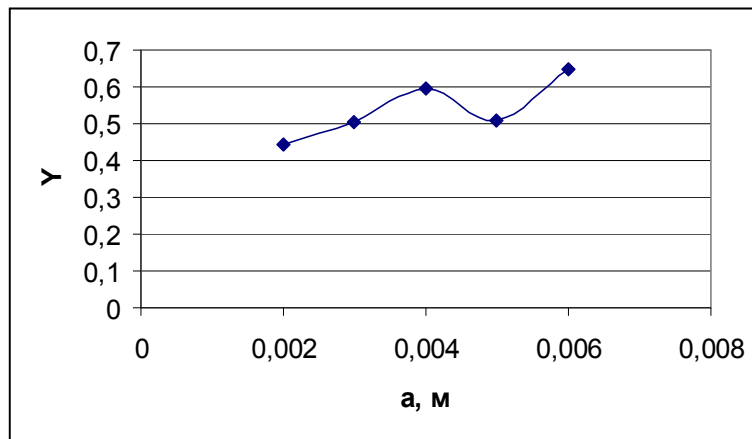
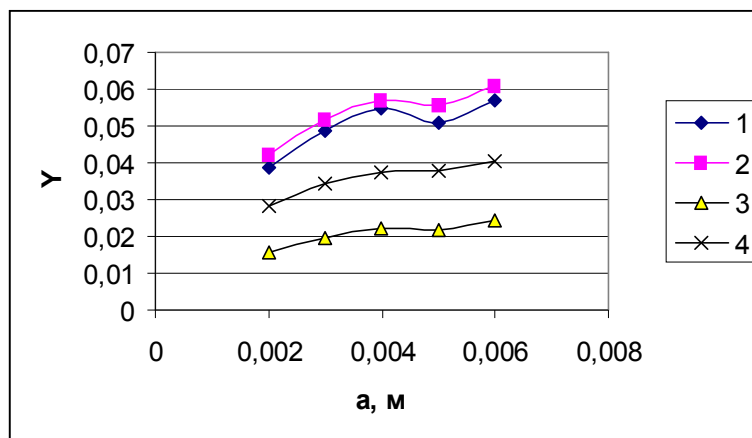


Рисунок 9.10 – Залежність значень поправочної функції Y від глибини тріщини a при відсутності бандажу



1 – $t=10\text{мм}$, $q=0\text{МПа}$; 2 – $t=5\text{мм}$, $q=0\text{МПа}$; 3 – $t=10\text{мм}$, $q=10\text{МПа}$; 4 – $t=10\text{мм}$, $q=5\text{МПа}$

Рисунок 9.11 – Залежність значень поправочної функції Y від глибини тріщини a при наявності бандажу

За допомогою регресійного аналізу знаходимо значення функції.

Для труби без бандажу: $Y = 2,6809a^{0,288}$, $R^2 = 0,6902$.

Бандаж $t=10\text{мм}$, $q=0\text{МПа}$: $Y = 0,2929a^{0,3178}$, $R^2 = 0,8332$.

Бандаж $t=5\text{мм}$, $q=0\text{МПа}$: $Y = 0,2995a^{0,3096}$, $R^2 = 0,9019$.

Бандаж $t=10\text{мм}$, $q=10\text{МПа}$: $Y = 0,1621a^{0,3696}$, $R^2 = 0,9293$

Бандаж $t=10\text{мм}$, $q=5\text{МПа}$: $Y = 0,206a^{0,3153}$, $R^2 = 0,9419$.

Ці залежності можна використати для розрахунку довговічності труби з тріщиною і бандажем.

Розрахунок кількості циклів навантаження до руйнування труби з тріщиною і бандажем можна виконати за формулою:

$$N = \int_{l_0}^{l_k} \frac{dl}{V_o(K)}, \quad (9.32)$$

де N – довговічність труби з врахуванням тріщиностійкості матеріалу; l_o, l_k – відповідно вихідний і критичний розміри тріщини; l – довжина тріщини; V_o – швидкість росту тріщини в експлуатаційному середовищі; K – коефіцієнт інтенсивності напружень, який визначається за однією з емпіричних формул [27].

Значення швидкості росту $v(K)$ слід отримувати з залежності

$$V = C(\Delta K)^n, \quad (9.33)$$

де C і n — постійні конкретної діаграми втомного руйнування.

При розрахунку можна використовували метод числового інтегрування:

$$N_T = \sum_{a_0}^{a_d} \frac{\Delta a}{v(K)_i}, \quad (9.34)$$

де $v(K)_i$ – середнє значення швидкості росту тріщини.

9.4 Методика визначення залишкового ресурсу трубопроводів з композитними бандажами

Оцінка малоциклової довговічності за критерієм зародження тріщини

Оцінка малоциклової довговічності виконується при наявності виявлених діагностикою нетріщиноподібних дефектів: вм'ятин, задирів, ризок - з врахуванням теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень α_σ [27].

Загальне число циклів до руйнування N складається з двох доданків: N_z – число циклів до зародження тріщини у вершині дефекту; N_p – число циклів на етапі розвитку (росту) тріщини:

$$N = N_z + N_p \quad (9.35)$$

Число циклів до зародження тріщини визначається рівняннями Кофтіна-Менсона, які встановлюють взаємозв'язок між амплітудою зміни істинних деформацій в вершині дефекту, механічними характеристиками металу і числом циклів N_p .

Існують два режими навантаження: жорсткий-при постійному розмаху деформацій, м'який – при постійному розмаху напружень.

Зона дефекту в трубопроводі зазвичай зазнає деякий проміжний режим навантаження, що знаходиться між крайніми подіями. Тому доцільно вибрати менше (або середнє) число циклів N_z з двох крайніх ситуацій.

Режими циклічного навантаження розрізняються також симетричністю (коефіцієнтом асиметрії). Коефіцієнтом асиметрії по напруженням R_σ і деформаціям R_e називаються відношення відповідних величин (напружень і деформацій) у вершині дефекту в моменти мінімального і максимального навантажень в циклі:

$$R_\sigma = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} ; R_e = e_{\min} / e_{\max} . \quad (9.36)$$

Максимальні і мінімальні значення істинних напружень в циклах навантаження визначаються по кільцевим напруженням для максимальних і мінімальних тисків з врахуванням теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень α_σ .

Якщо коефіцієнт асиметрії $R = -1$, то навантаження симетричне. При цьому розтяг чергується зі стиском. Для труб з дефектами характерні циклічні навантаження з початковим коефіцієнтом асиметрії, коли $\sigma_{\min} > 0$. При цьому метал завжди знаходиться в стані розтягу. Але можуть бути випадки з від'ємними значеннями R_e і R_σ (переходи під дорогами, підводні переходи і ін.).

Для жорсткого симетричного режиму навантаження число циклів до зародження тріщини N_3 , визначається із рівняння:

$$e_a = \frac{1}{4} \ln \frac{1}{1 - \psi_e} N_3^{-\aleph_1} + \frac{\sigma_{-1}}{E} , \quad (9.37)$$

де e_a – амплітуда істинних деформацій на вершині дефекту; σ_{-1} – втомне напруження металу при симетричному навантаженні; E – модуль пружності; \aleph_1 – показник жорсткого циклічного навантаження.

Параметр \aleph_1 визначається за наближеними формулами:

$$\aleph_1 = 0.5 \text{ при } \sigma_e \leq 700 \text{ МПа};$$

$$\aleph_1 = 0.5 + 0.0002(\sigma_e - 700) \text{ при } \sigma_e > 700 \text{ МПа}.$$

Втомне напруження для сталей, що використовуються на нафтопроводах,

$$\sigma_{-1} = 0.47 \sigma_e . \quad (9.38)$$

Для м'якого симетричного режиму навантаження число циклів визначається з наступного рівняння:

$$e_a = \ln \frac{1}{1 - \psi_e} N_3^{-\aleph_2} + \frac{\sigma_{-1}}{E} , \quad (9.39)$$

де e_a , σ_{-1} , E – ті ж самі величини, що і раніше; ψ_σ – відома величина; \aleph_2 – показник м'якого циклічного навантаження.

Параметр \aleph_2 визначається за наближеною формулою:

$$\aleph_2 = 1.2 \frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_\sigma} - 0.35. \quad (9.40)$$

Число циклів N_3 при несиметричному навантаженні можна знайти, виходячи з наступних міркувань.

Цикли навантаження характеризуються наступними параметрами: e_a – амплітудою деформацій на вершині дефекту; e_{cp} – середньою деформацією. Зі збільшенням кожного з цих параметрів значення N_3 зменшується. Щоб зберегти постійним значення N_3 при збільшенні параметра e_{cp} , треба еквівалентно знизити амплітуду деформацій e_a .

Можна побудувати залежності типу $e_a = f(e_{cp})$ при умові, що $N_3 = const$. Ці залежності мають монотонно спадаючий характер. Приблизно ці значення приймаються лінійними. Похибка такого наближення йде в запас довговічності.

Таким чином, по заданому несиметричному циклічному навантаженні можна приблизно знайти еквівалентне симетричне навантаження, що відповідає однаковому числу циклів N_{cp} .

Виходячи з попередніх міркувань, для визначення N_3 при несиметричному навантаженні необхідно виконати наступні операції:

знайти параметри еквівалентного навантаження:

$$e'_{cp} = 0;$$

$$e'_a = \frac{e_a}{1 - \frac{e_{cp}}{e_k}}; \quad (9.41)$$

за значенням e_a знайти числа циклів N_3 з формул (9.37) і (9.39), що відповідають жорсткому і м'якому навантаженням;

шукане числа циклів для труби на етапі зародження тріщини вибрати меншим (або середнім) з отриманих значень.

Значення e_{cp} і e_a для використання формул (9.41) визначаються наступним чином:

$$e_{cp} = (e_{\max} + e_{\min}) / 2; e_a = (e_{\max} - e_{\min}) / 2,$$

де e_{\max} , e_{\min} – відповідно найбільша і найменша деформації у вершині дефекту в процесі циклічної зміни тиску (навантаження).

*Розрахунок залишкового ресурсу
за характеристиками тріщиностійкості*

Залишковий ресурс за характеристиками статичної тріщиностійкості визначається за наявності встановлених діагностикою гострих тріщиноподібних дефектів.

Розрахунок залишкового ресурсу виконується за характеристиками статичної тріщиностійкості при статичному навантаженні, що визначаються у відповідності з ГОСТ 25.506-85 і ГОСТ 1497-84.

Попередньо за даними механічних випробувань на одноосний розтяг обчислюють параметри малоциклової тріщиностійкості:

$$\psi_B = \frac{F - F_B}{F} \quad (9.42)$$

$$m = -\ln(1 - \psi_B) \quad (9.43)$$

$$n = 1 + m \quad (9.44)$$

$$\varepsilon_{ikp} = \frac{\ln(1 + \psi_k)}{\varepsilon_{0.2}} \quad (9.45)$$

$$C = \frac{1}{2\pi\varepsilon_{ikk}^n}, \quad (9.46)$$

де ψ_B – коефіцієнт рівномірного звуження перерізу при розтягу; ψ_k – коефіцієнт відносного звуження при розриві; F – вихідна робоча площа перерізу взірця; F_B – площа перерізу в зоні рівномірного звуження; $\varepsilon_{0.2} = 0.002$ – відносна залишкова деформація, яка рівна 0.2%.

Характеристики статичної тріщиностійкості визначаються за результатами циклічних випробувань взірців у відповідності з ГОСТ 25.506-85:

1) руйнівне напруження по максимальній руйнівній силі P_c для взірця з тріщиною:

$$\sigma_c = \frac{P_c}{bt}, \quad (9.47)$$

де b – ширина взірця; t – товщина взірця „брутто”;

2) ступінь зниження руйнівних напружень від наявності тріщин у взірці при відносній глибині тріщини, рівною $\eta = h/t = 0.5$,

$$\alpha_{TP}^{(0.5)} = \frac{2\sigma_c}{\sigma_{BP}}, \quad (9.48)$$

де σ_{BP} – тимчасовий опір розтягу;

3) межа тріщиностійкості для відносної глибини, рівній $\eta = 0.5$

$$I_c^{(0.5)} = 5\sigma_c\sqrt{h}, \quad (9.49)$$

де h – повна глибина тріщини на взірці;

4) руйнуючі кільцеві напруження для бездефектної труби з врахуванням характеристик циклічної тріщиностійкості:

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\sigma_{0.2}}{\varepsilon_{0.2}^m} \left(\frac{m}{\sqrt{3}} \right)^m \quad (9.50)$$

де $\sigma_{0.2}$ – умовне напруження текучості.

Допустима товщина тріщини визначається за максимальним усередненим тиском із сумісного розв'язку двох функцій, що утворюють рівність:

$$K_I = I_c / m_I, \quad (9.51)$$

де K_I – коефіцієнт інтенсивності напружень при максимальному усередненому тиску, МПа $\sqrt{м}$; I_c – критична тріщиностійкість для допустимої глибини тріщини, МПа $\sqrt{м}$; m_I – коефіцієнт запасу по критичній тріщиностійкості, що визначається за формулою:

$$m_I = \frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_p} \left(\frac{1 - \left(\frac{\sigma_p}{\sigma_{BP}} \right)^2}{1 - \left(\frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_{BP}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (9.52)$$

де σ_p – рівень робочих напружень, в даному випадку рівний кільцевим напруженням при максимальному тиску:

$$\sigma_p = \frac{P_{\max} D_{\text{вн}}}{2t_h}, \quad (9.53)$$

де $D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр труби, м; t_h – товщина стінки, м.

Коефіцієнт інтенсивності напружень визначається за формулою:

$$K_I = \sigma_p \sqrt{h} Y(\eta), \quad (9.54)$$

де $Y(\eta)$ – поліном, що залежить від поточного значення глибини тріщини η .
Для взірця типу 5 по ГОСТ 25.506-85:

$$Y(\eta) = 1.99 - 0.41\eta + 18.7\eta^2 - 38.48\eta^3 + 53.85\eta^4. \quad (9.55)$$

Критична тріщиностійкість визначається за формулою:

$$I_c = 0.4I_c^{(0.5)} \frac{\alpha_{TP}}{\alpha_{TP}^{(0.5)}} (1 - \eta)Y(\eta), \quad (9.56)$$

де α_{TP} – ступінь руйнування при поточному значенні напружень.

$$\alpha_{TP} = 1 - 4\eta(1 - \eta)(1 - \alpha_{TP}^{(0.5)}) \quad (9.57)$$

Із сумісного розв'язку рівнянь (9.54) і (9.56) з врахуванням коефіцієнта m_I у відповідності з рівнянням (9.51) отримується допустима відносна глибина тріщини η_{mp} .

Критична глибина тріщини визначається для середнього робочого тиску за період, що досліджується. Для цього із сумісного розв'язку рівняння (9.54) і (9.56) при коефіцієнті запасу по критичній тріщиностійкості m_I , рівному одиниці ($m_I = 1$), визначається відносне значення критичної глибини тріщини $\eta_{кр}$.

Залишковий ресурс визначається за часом росту тріщини від допустимої глибини до критичної при усередненому максимальному тиску перекачки за формулою:

$$T_э = \frac{N_{TP}}{N_p}, \quad (9.58)$$

де N_p – розрахункове число циклів перепаду робочого тиску за 1 рік; N_{TP} – довговічність труб при циклічному навантаженні (в числах циклів), що визначається за формулою:

$$N_{TP} = \frac{h_0}{h_{кр}} N_0, \quad (9.59)$$

де h_0 – початкова глибина тріщини, що визначається із даних діагностики. У випадку відсутності гострих тріщиноподібних дефектів за даними діагностики початкова глибина тріщина h_0 приймається рівною допустимій глибині тріщини; N_0 – граничне число циклів навантаження:

$$N_0 = \frac{h_{кр} - h_0}{c [K_{I\varepsilon}^{(0)}]^n} \quad (9.60)$$

де коефіцієнт інтенсивності пружньопластичних деформацій:

$$K_{I\varepsilon}^{(0)} = \left(\frac{K_I^{(0)}}{\sigma_{0.2}} \right)^{\frac{2}{n+1}}. \quad (9.61)$$

В формулах (9.60) і (9.61): c, n – параметри тріщиностійкості; $K_{I\varepsilon}^{(0)}$ – коефіцієнт інтенсивності напружень, що визначається за формулою (9.54) для максимального усередненого робочого тиску і початкової глибини тріщини.

Граничний дозволений тиск визначається за характеристиками тріщиностійкості, що визначаються при випробовуваннях на малоциклову тріщиностійкість за формулою:

$$p_c = \frac{2t}{D_{вн}} \sigma_{\theta c}, \quad (9.62)$$

де $\sigma_{\theta c}$ – руйнуюче колове напруження для труби з тріщиною.

$$\sigma_{\theta c} = \alpha_{TP} \sigma_{\theta b} (1 - \eta), \quad (9.63)$$

де η – відносна глибина тріщини, що обчислюється за початковою глибиною тріщини, яка приймається рівною допустимій глибині; α_{TP} – ступінь зниження руйнуючих напружень; $\sigma_{\theta b}$ – руйнуюче колове напруження для бездефектної труби, що визначається за формулою (9.50).

Отже для того, щоб збільшити загальне число циклів до зародження тріщини на вершині дефекту руйнування N_3 необхідно зменшити значення мінімальних і максимальних колових напружень в трубі. Це досягається шляхом намотки на тіло труби композитного бандажу. Визначимо довговічність по зародженню тріщини T і число циклів перепаду тисків до зародження тріщини в нафтопроводі внутрішнім радіусом $R_1=132$ мм, зовнішнім радіусом $R_2=140$ мм при наявності риски шириною 1 мм глибиною 0.5 мм. Проведемо розрахунок при різних значеннях товщин бандажу x , використовуючи методику [1]. Коефіцієнт Пуассона для сталі $\nu_1=0.3$, для бандажу $\nu_2=0.2$, відношення модуля Юнга матеріалу труби до матеріалу бандажу $E_1/E_2=4$, допустиме напруження $[\sigma]=300$ МПа, тиск в трубопроводі $P=50$ МПа, істинні деформації при розриві $\alpha_K=0.323$, відносне рівномірне звуження $\psi_B=12.48\%$, модуль пружності сталі $E=2.1 \cdot 10^5$ МПа, число циклів наванта-

ження за 1 рік $N_2=160$. Результати розрахунку занесемо в таблицю 9.8, де σ_r , σ_θ – радіальні і колові напруження в трьох вимірних точках (на радіусах R_1 , R_2 , $R_3 = R_2 + x$). В таблиці також вказана умова міцності, яка вказує на те, яка мінімальна товщина бандажу, намотана на трубопровід з тріщиною, дозволяє його експлуатацію, тобто за якої сталеві труба з пошкодженням не поступатиметься за міцністю від монолітної труби без пошкоджень („+” не поступатиметься, „-” – поступатиметься).

Таблиця 9.8 – Результати розрахунку довговічності зміцненої бандажем труби з дефектом

x, мм	σ_r , МПа			σ_θ , МПа			Умова міцності			N_3 , циклів	T, років
	1	2	3	1	2	3	1	2	3		
2	-50	-2.8	7.7	800	752	742	-	-	-	312	1.95
4	-50	-5.9	13.4	744	700	680	-	-	-	352	2.2
6	-50	-9.2	17.1	685	643	618	-	-	-	361	2.25
8	-50	-12.8	18.5	619	582	551	-	-	-	383	2.39
10	-50	-16.7	17.5	549	515	481	-	-	-	398	2.49
14	-50	-25.7	7.96	386	362	329	-	-	-	412	2.58
15	-50	-28.3	3.75	341	319	287	-	-	+	414	2.59
16	-50	-30.9	-1.2	293	274	244	-	-	+	419	2.62
17	-50	-33.7	-7.1	242	226	199	+	+	+	424	2.65
0	-50	0	0	851	800	800				306	1.91

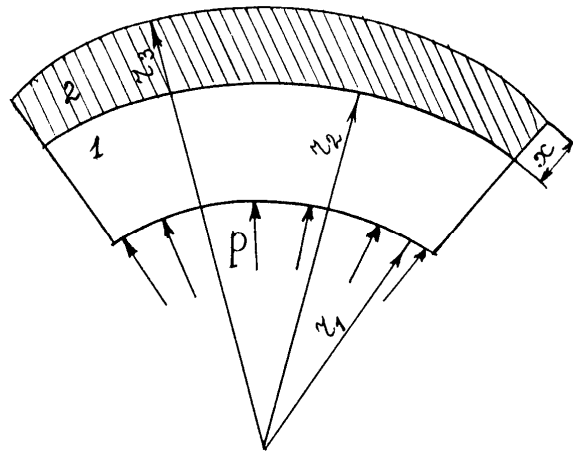
Отримані числові дані показують, що зі збільшенням товщини бандажу зменшуються колові напруження в трубі, а отже збільшується довговічність і число циклів до зародження тріщини у вершині дефекту, що дозволить експлуатувати трубопровід з пошкодженням значно більший проміжок часу.

9.5 Залишковий ресурс зміцнених композитними бандажами трубопроводів з дефектами

Пропонується методика для оцінки залишкового ресурсу трубопроводів, що підлягають корозійно-ерозійній дії, у яких максимальний знос стінки не більше ніж в три рази перевищує середнє для всього трубопроводу значення.

Визначальним при оцінці залишкового ресурсу в умовах корозійно-ерозійного зносу трубопроводів є розрахунок на дію внутрішнього тиску. Експлуатація трубопроводу з намотаним бандажем є можливою, коли фактично товщина стінки труби і бандажу всіх перевищує відбраковочну товщину. При визначенні відбраковочної товщини стінки труби і бандажу оцінюється несуча здатність елементів в цілому, на відміну від перевірного розрахунку, коли визначається напруження в найбільш небезпечній точці [23].

Розглянемо конструкцію труби з бандажем, що моделюється двошаровою оболонкою (рис. 9.12). У разі пошкодженого матеріалу труби на зовнішній її поверхні утворюють зміцнювальний шар (бандаж) .



1 – сталева оболонка; 2 – зміцнювальний шар із композитного матеріалу (бандаж)

Рисунок 9.12 – Схема конструкції труби з бандажем

Оцінку міцності труби за відомим напруженням станом виконуємо за третьою теорією міцності (критерій найбільших дотичних напружень) [23]. У цьому разі

$$P \leq \frac{R_1}{2} + q, \quad (9.64)$$

$$q = -P \left[1 + C \left(\frac{r_2^2}{r_1^2} - 1 \right) \right] \quad (9.65)$$

$$C = \frac{E_f - (1 - \nu_1) \left(1 - \frac{r_2^2}{r_3^2} \right)}{\left[\frac{r_2^2}{r_1^2} (1 - \nu_1) + (1 + \nu_2) \right] \left(1 - \frac{r_2^2}{r_3^2} \right) - E_f \left(\frac{r_2^2}{r_1^2} - 1 \right)}, \quad (9.66)$$

$$E_f = \frac{E_1}{E_2} \left[(1 - \nu_2) \frac{r_2^2}{r_3^2} + (1 + \nu_2) \right]. \quad (9.67)$$

де E_1, E_2 – модуль Юнга матеріалу труби і бандажу відповідно; ν_1, ν_2 – коефіцієнт Пуассона матеріалу труби і бандажу відповідно; r_1, r_2 – внутрішній і зовнішній радіуси труб, відповідно, м; r_3 – радіус бандажа, м; q – контактний тиск між бандажем і тілом труби, МПа.

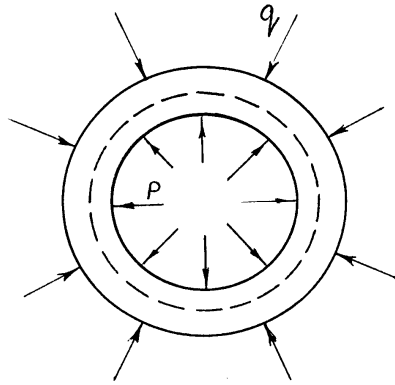


Рисунок 9.13 – Умови навантаження

Відбраковочна товщина труби без бандажа визначається за формулами[23]:

$$t_{\text{відбр}} = \frac{nP\alpha D_{\text{зн}}}{2(R_1 + nP)} \quad \text{при} \quad \frac{R_2^H m_3}{R_1^H m_2} \geq 0.75 \quad (9.68)$$

$$t_{\text{відбр}} = \frac{nP\alpha D_{\text{зн}}}{2(0.9R_2^H m_3 + nP)} \quad \text{при} \quad \frac{R_2^H m_3}{R_1^H m_2} < 0.75 \quad (9.69)$$

де $t_{\text{відбр}}$ – товщина стінки труби при якій вона повинна бути вилучена з експлуатації, м; P – робочий тиск в трубопроводі, Па; $D_{\text{зн}}$ – зовнішній діаметр труби, м; n – коефіцієнт перенавантаження робочого тиску в трубопроводі, рівний 1.2; R_1 – розрахунковий опір матеріалу труб, Па, що визначається за формулою $R_1 = R_1^H m_1 m_2 k_1$; α – коефіцієнт несучої здатності; $\alpha = 1.3$ при $\frac{R}{D_{\text{зн}}} = 1$, $\alpha = 1.15$ при $\frac{R}{D_{\text{зн}}} = 1.5$, $\alpha = 1.0$ при $\frac{R}{D_{\text{зн}}} = 2$ і більше, $\alpha = 1,0$ для решти труб, де R – радіус згину труби, м; R_1^H – нормативний опір, рівний найменшому значенню тимчасового опору розриву матеріалу труби, що приймається по ГОСТу або ТУ на відповідні види труб, Па; R_2^H – нормативний опір, рівний найменшому значенню границі текучості при розтягу, стиску і згині матеріалу труби, що приймається по ГОСТу або ТУ на відповідні види труб, Па; m_1 – коефіцієнт умов роботи матеріалу труби при розриві, рівний 0.8; m_2 – коефіцієнт умов роботи трубопроводу, значення якого приймається в залежності від середовища, що транспортується: для токсичних, займистих, вибухонебезпечних і зріджених газів – 0.6, для інертних газів або токсичних, займистих, вибухонебезпечних і зріджених рідин – 0.75, для інертних рідин – 0.9; m_3 – коефіцієнт умов роботи матеріалу труб при підвищених температурах, для умов роботи промислових трубопроводів приймається рівним 1; k_1 – коефіцієнт однорідності матеріалу труб: для безшовних труб із вуглецевої і

для зварних труб із низьколегованої ненормалізованої сталі $k_1=0.8$, для зварних труб із углецевої і для зварних труб із низьколегованої нормалізованої сталі $k_1=0.85$.

Тоді відбраковочна товщина труби з бандажем буде визначатись виходячи з формул (1)-(6):

$$t_{\text{відбр.банд}} \leq \frac{n\alpha D_{\text{зн}} \left(\frac{R_1}{2} + q\right)}{2(R_1 + n\frac{R_1}{2} + qn)} \text{ при } \frac{R_2^H m_3}{R_1^H m_2} \geq 0.75 \quad (9.70)$$

$$t_{\text{відбр.банд}} \leq \frac{n\alpha D_{\text{зн}} \left(\frac{R_1}{2} + q\right)}{1.8R_2^H m_3 + n(R_1 + 2q)} \text{ при } \frac{R_2^H m_3}{R_1^H m_2} < 0.75 \quad (9.71)$$

Значення відбраковочної товщини стінки труби з бандажем свідчать про те яка має бути мінімальна товщина бандажу на трубопроводі, що дозволить продовжувати його безпечну експлуатацію.

Розрахунок залишкового ресурсу трубопроводу з бандажем по мінімальній ймовірнісній товщині стінки трубопроводу і бандажу за результатами діагностики

Суцільний контроль елементів трубопроводу різними методами виконати не завжди можливий (через недоступність деяких його ділянок), а в деяких випадках в цьому нема необхідності, тому що використовують деякий вибірковий контроль і оцінку пошкодженості за невеликими розмірами виявлених дефектів. При цьому необхідно використовувати статистичні методи для зменшення значення похибки.

Достовірність контролю характеризує ступінь відповідності його результатів фактичному технічному стану об'єкта і визначається двома показниками: точністю і довірчою ймовірністю. Точність визначення значень виявлених дефектів і геометричних розмірів елементів трубопроводу вказують у вигляді довірчого інтервалу (наприклад, для товщини стінки: 9 ± 1 мм) або односторонньої довірчої межі (наприклад, для товщини стінки не менше 8 мм). Довірчу ймовірність γ_{∂} , тобто ймовірність знаходження фактичного розміру всередині довірчого інтервалу, стандарти по вимірюванням рекомендують вказувати в залежності від відповідності контролю (як правило, $\gamma_{\partial}=0.95$).

Джерела похибок при вимірюваннях ділять на об'єктивні і суб'єктивні. Суб'єктивними є похибки, що обумовлені діями конкретного оператора (його

кваліфікацією, фізико-психічними даними, станом здоров'я і т.д.). Об'єктивними джерелами є похибки методу вимірювань, а також статистичні відхилення, що обумовлені вибіркоvim контролем показників, які мають розсіювання.

Велике розсіювання результатів вимірювань товщини стінок може спостерігатись через нерівномірність їх корозії. Ця різниця часто є викликаною різницею умов навантаження різних ділянок трубопроводу, а також стохастичними властивостями процесу корозії.

При традиційній схемі на карті контролю точки для вимірювання товщини стінки труби і бандажа розподіляють рівномірно. Оскільки вимірювання здійснюють вибірково (в позначених точках), то при цьому методі мінімальна з вимірних величин може виявитись істотно більшою, ніж фактична мінімальна товщина стінки труби і бандажу. Достовірність контролю при цьому лишається невизначеним, якщо не враховувати розсіювання фактичних товщин елемента трубопроводу.

При плануванні контролю необхідно визначити кількість точок, що вибираються для вимірювання N . Чим більше N , тим вища достовірність контролю, але тим більше і його трудомісткість.

Суцільний контроль – при якому вимірюють товщину стінки на всіх елементарних ділянках поверхні F_0 , глибина корозії на яких не залежить від сусідніх ділянок. Суцільний контроль не має стохастичної похибки, похибка визначається технічною похибкою приборів і методів контролю.

Вибірковий контроль – при якому $N < F / F_0$, де F – площа поверхні, що контролюється. Достовірність контролю при вибірковоmu контролі залежить від величини відношення F / F_0 і ступеня нерівномірності корозії.

Розглянемо частковий випадок вибіркового контролю при $N = 1$. Такі випадки допускаються при контролі окремих зон елементів трубопроводу. При цьому достовірність контролю може бути достатньо високою, якщо відома міра розсіювання вимірювальної товщини стінки труби і бандажу (середнє квадратичне відхилення σ).

Середнє квадратичне відхилення σ визначається по результатам вимірювань на декількох ділянках поверхні, що знаходяться в однакових умовах експлуатації, за формулою:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N (t_k - t_{cp})^2}{N - 1}}, \quad (9.72)$$

де t_k – результати вимірювань товщин стінки труби і бандажу на k -х ділянках поверхні; t_{cp} – середня виміряна товщина стінки труби і бандажу; N – число ділянок вимірювання (якщо $N < 10$, то σ не обчислюють, тому що точність її оцінки при цьому недостатня).

Мінімальну можливу товщину стінки труби і бандажу t_{\min} з врахуванням неконтрольованих ділянок поверхні визначають з довірчою ймовірністю 95% стосовно всіх промислових трубопроводів за формулою:

$$t_{\min} = t_{cp} - 2\sigma \quad (9.73)$$

Подальша експлуатація трубопроводу допускається при $t_{\min} > t_{\text{відбрбанд}}$.

Якщо є вимірне значення товщини стінки і бандажу t_k , яке є менше ніж t_{\min} , то за значення t_{\min} приймається значення t_k^{\min} .

При необхідності більш точної оцінки залишкової величини товщини стінки труби і бандажу на будь-якій ділянці число вимірювань N збільшують, маючи на увазі, що зменшення помилки контролю пропорційно \sqrt{N} .

Середня швидкість ерозії бандажу і корозії стінки труби визначається за формулою:

$$V_{cp} = \frac{t_n - t_{\min}}{\tau}, \quad (9.74)$$

де t_n – номінальна товщина труби і бандажу, м; τ – час експлуатації трубопроводу з бандажем, років.

Залишковий ресурс трубопроводу з бандажем визначається за формулою:

$$\tau_{\text{зал}} = \frac{t_{\min} - t_{\text{відбрбанд}}}{V_{cp}}. \quad (9.75)$$

*Імовірнісний розрахунок залишкового ресурсу
трубопроводу з бандажем з врахуванням
корозійно-ерозійного зносу бандажу*

При прогнозуванні залишкового ресурсу трубопроводу з бандажем за зміною поточної товщини бандажу $t_{\text{банд}}$ і при постійному значенню допустимого напруження однією з характеристик технічного стану є знос стінки бандажу. Виходячи з формул (9.70)-(9.71) визначимо допустимий внутрішній тиск.

$$P_0 = \frac{2t_{\text{відбрбанд}}R_1}{n(\alpha D_{\text{зн}} - 2t)} \text{ при } \frac{R_2^H m_3}{R_1^H m_2} \geq 0.75, \quad (9.76)$$

$$P_0 = \frac{1.8t_{\text{відбрбанд}}R_2^H m_3}{n(\alpha D_{\text{зн}} - 2t)} \text{ при } \frac{R_2^H m_3}{R_1^H m_2} < 0.75. \quad (9.77)$$

Знехтуємо в знаменниках формул (9.76)-(9.77) значення від'ємника, що приведе до похибки, яка йде в запас міцності. Тоді допустимий внутрішній тиск, який зможе витримати бандаж, можна визначити по формулам:

$$P_0 = \frac{2t_{\text{відбрбанд}}R_1}{n\alpha D_{\text{зн}}} \text{ при } \frac{R_2^H m_3}{R_1^H m_2} \geq 0.75, \quad (9.78)$$

$$P_0 = \frac{1.8t_{\text{відбрбанд}}R_2^H m_3}{n\alpha D_{\text{зн}}} \text{ при } \frac{R_2^H m_3}{R_1^H m_2} < 0.75. \quad (9.79)$$

Поточну товщину бандажу покажемо в наступному виді:

$$t_{\text{банд}} = t_{\text{бандном}} - \Delta_0 - \Delta, \quad (9.80)$$

де $t_{\text{бандном}}$ – номінальна товщина бандажу; Δ_0 – початкова технологічна зміна товщини бандажу; Δ – знос бандажу.

Міцність трубопроводу з бандажем при експлуатації забезпечена, якщо допустимий тиск вище робочого. Ця умова, з врахуванням (9.80), може бути записана в наступному виді:

$$P_{0n}(1 - \delta_0 - \delta) \geq P, \quad (9.81)$$

$$\text{де } P_{0n} = \frac{2t_{\text{бандном}}R_1}{n\alpha D_{\text{зн}}}; \delta_0 = \frac{\Delta_0}{t_{\text{бандном}}}; \delta = \frac{\Delta}{t_{\text{бандном}}}.$$

У формулі (9.81) початкове технологічне відхилення товщини бандажу Δ_0 і абсолютна величина зносу бандажу Δ приведені до номінальної товщини елементу бандажу, на якому проводяться вимірювання. Тому для розрахунку залишкового ресурсу необхідно поряд з вимірюваннями фактичних товщин елементів бандажу визначити по документах відповідні їм номінальні товщини.

У відповідності з (9.81) умова міцності бандажу в термінах відносного зносу можна показати у вигляді:

$$[\delta] \geq \delta; \quad (9.82)$$

$$[\delta] = 1 - \frac{t_R}{t_{\text{бандном}}} - \delta_0, \quad (9.83)$$

де $[\delta]$ і δ – допустимий і поточний знос бандажу; δ_0 – початкова зміна товщини бандажу; t_R – товщина бандажу виміряна.

$$\frac{t_R}{t_{\text{бандном}}} = \frac{P}{P_{0n}}. \quad (9.84)$$

Вихідна інформація для розрахунку залишкового ресурсу залишкового ресурсу полягає в наступному. Нехай за період експлуатації трубопроводу з бандажем було проведено n діагностувань в момент часу τ_i . Кількість вимірювань товщини стінки при кожному діагностуванні рівно N_i . Таким чином, завжди є $N = \sum_{i=1}^n N_i$ вимірювань товщини бандажу, які позначимо $t_k (k = 1, 2, \dots, N)$.

Процес зносу бандажу можна записати ступеневою функцією:

$$\delta = a\tau^m, \quad (9.85)$$

де a – випадковий параметр; m – детермінований параметри.

В подальшому будемо рахувати, що параметр a має нормальний розподіл.

При $m = 1$ знос здійснюється з постійною швидкістю a , а при $m > 1$ процес зносу прискорюється при експлуатації, при $m < 1$ – сповільнюється. У бандажів, що діагностувались, найбільш реальна ситуація, коли товщинометрія проводилась тільки один раз або попередні вимірювання не були достатньо ефективними. В цьому випадку показник ступені рекомендується приймати рівним одиниці. Як правило, це допущення йде в запас міцності [23].

Якщо діагностування проводилось не один раз ($n \geq 2$), то параметр m може бути визначений за результатами статистичної обробки вимірювань товщини стінки. Пропонується виконувати це наступним чином. Спочатку визначаються середні значення товщин стінки бандажу, що стоншуються для кожного i -го діагностування, а потім методом найменших квадратів будеться лінійна залежність в координатах $\lg \delta_{icp} - \tau_i$. В результаті за формулою (9.85), де a заміняється на a_{cp} і τ на τ_i , визначаються a_{cp} і m . При цьому слід мати на увазі, що при визначенні середньої товщини стінки бандажу що стоншується початкове розсіювання товщин ролі не грає, тому що по умовам завдання технологічного допуску $\delta_{0cp} = 0$. Необхідні для розрахунків значення середнього відносного зносу трубопроводу на момент i -го діагностування визначають за формулою:

$$\delta_{icp} = \frac{1}{N_i} \sum_{k=1}^{N_i} \left(1 - \frac{t_k}{t_{\text{бандном}_k}} \right), \quad (9.86)$$

де t_k – поточна товщина стінки бандажу на місці k -го вимірювання; $t_{\text{бандном}_k}$ – номінальна товщина стінки бандажу елемента, що діагностується.

В тих випадках, коли при оцінці залишкового ресурсу доводиться мати справу з результатами лише одного діагностування, величина $a_{cp} = \delta_{cp} / \tau_d^m$, де τ_d визначає час останнього діагностування.

Статистична оцінка середнього квадратичного відхилення параметра a визначається за формулою:

$$S_a = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{k=1}^N \left(\frac{\delta_k^2 - S_0^2}{\tau_i^{2m}} - a_{cp}^2 \right)}, \quad (9.87)$$

де $\delta_k = \frac{t_n - t_k}{t_n}$; S_0 – початкове середньоквадратичне відхилення товщини стінки; τ_i – час діагностики, коли проводився даний k -й замір товщини стінки бандажу. В розрахунках величину S_0 можна приймати рівною 0.05.

В початковий момент часу $a_{cp} = S_a = 0$. Якщо діагностування проводилось в момент часу τ_d , то $S_a = \sqrt{\frac{S_\delta^2 - S_0^2}{\tau_d^m}}$, де S_δ – середнє квадратичне відхилення відносної товщини стінки бандажу в момент часу τ_d .

Припускаємо, що допустимий відносний знос $[\delta]$ теж має нормальний розподіл. Тоді з рівняння (9.85) його середнє значення з врахуванням умови $\delta_{0cp} = 0$ має наступний вид:

$$[\delta]_{cp} = 1 - t_{cp}, \quad (9.88)$$

де $t_{cp} = \left(\frac{t_R}{t_{\text{бандном}}} \right)_{cp}$. З достатньою для практичних умов точністю в трубопроводах одного домінуючого умовного проходу можна використовувати як середнє значення величину t_{cp} .

Дисперсія допустимого відносного зносу визначається за формулою:

$$S_{[\delta]}^2 = S_0^2 + S_t^2, \quad (9.89)$$

де S_0^2 і S_t^2 – дисперсії початкового технологічного відхилення і значень $\frac{t_R}{t_{\text{бандном}}}$ для всіх елементів бандажу. Всі ці величини можуть бути обчислені з заданою точністю. Однак, якщо знос достатньо великий, саме його розсіювання визначає величину залишкового ресурсу. Отже з достатньою для практичних цілей точністю можна при відсутності вичерпних даних при діагностуванні прийняти $S_{[\delta]} = S_0 = 0.05$.

Імовірність виконання умови (9.84), тобто імовірність безвідмовної роботи на інтервалі часу від 0 до τ_d , є функцією надійності і позначається так:

$$P(\tau_d) = P_r \{ [\delta] \geq \delta, 0 \leq \tau \leq \tau_d \}, \quad (9.90)$$

де P_r – позначення ймовірності події.

Гама-процентний залишковий ресурс отримуємо із наступного рівняння:

$$\frac{\gamma}{100} = \frac{P(\tau_d + \tau_{зал})}{P(\tau_d)}, \quad (9.91)$$

де $\frac{\gamma}{100}$ – умовна ймовірність безвідмовної роботи; τ_d – час експлуатації трубопроводу з бандажем на момент діагностування; $\tau_{зал}$ – гама-процентний залишковий ресурс.

Значення $\gamma\%$ вибирається від ступеня відповідальності трубопроводу з бандажем в межах від 90 до 99.

Враховуючи, що параметри δ і $[\delta]$ мають нормальний розподіл ймовірності, отримуємо у відповідності з (9.91) наступний вираз для безвідмовної роботи на інтервалі часу від 0 до τ_d :

$$P(\tau_d) = \Phi \left(\frac{[\delta]_{cp} - a_{cp} \tau_d^m}{\sqrt{S_{[\delta]}^2 + S_a^2 \tau_d^{2m}}} \right), \quad (9.92)$$

де Φ – функція Лапласа. При $S_{[\delta]}=0$ це рівняння співпадає з розв'язком [34].

Запишемо аналогічний вираз для $P(\tau_d + \tau_{зал})$ і підставимо його разом з (9.92) у (9.91), отримаємо:

$$\frac{\gamma}{100} = \frac{\Phi \left(\frac{[\delta]_{cp} - a_{cp} (\tau_d + \tau_{зал})^m}{\sqrt{S_{[\delta]}^2 + S_a^2 (\tau_d + \tau_{зал})^{2m}}} \right)}{\Phi \left(\frac{[\delta]_{cp} - a_{cp} \tau_d^m}{\sqrt{S_{[\delta]}^2 + S_a^2 \tau_d^{2m}}} \right)}. \quad (9.93)$$

Необхідно враховувати, що знос стінки бандажу не може бути від'ємною величиною, а прийнятий нормальний закон розподілу параметра a допускає це. Похибка стає істотною при коефіцієнті варіації зносу, більшим 0.4, і приводить до заниження функції Φ в порівнянні з дійсним значенням. Оскільки ця похибка практично в рівній степені позначається на величині чисельника і знаменника виразу (9.93), то можна вважати, що її вплив на величину цих відношень буде невеликою. Таким чином, в практичних розраху-

нках формулою (9.93) можна скористатися у всьому практично діапазоні значень коефіцієнта варіації.

Позначимо $\Gamma = \frac{\gamma}{100} \Phi \left(\frac{[\delta]_{cp} - a_{cp} \tau_d^m}{\sqrt{S_{[\delta]}^2 + S_a^2 \tau_d^{2m}}} \right)$. Точкова оцінка залишкового ресурсу визначається з наступного рівняння, що випливає з (9.93) :

$$U_{\Gamma} = \frac{[\delta]_{cp} - a_{cp} (\tau_d + \tau_{зал})^m}{\sqrt{S_{[\delta]}^2 + S_a^2 (\tau_d + \tau_{зал})^{2m}}}, \quad (9.94)$$

де U_{Γ} – квантиль нормального розподілу.

При рівності нулю першого доданка в підкореневому виразі рівняння (9.94) з нього можна отримати точкову оцінку залишкового ресурсу:

$$\tau'_{зал} = \left(\frac{[\delta]_{cp}}{S_a U_{\Gamma} + a_{cp}} \right)^{1/m} - \tau_d. \quad (9.95)$$

Для отримання загального розв'язку обидві частини рівняння (9.95) у квадрат і після перетворень отримаємо:

$$\tau_{зал} = \tau_d (Q^{1/m} - 1), \quad (9.96)$$

$$Q = \frac{[\delta]_{cp} \delta - U_{\Gamma} \sqrt{S_d^2 [\delta]_{cp}^2 + S_{[\delta]}^2 (\delta_{cp}^2 - U_{\Gamma}^2 S_d^2)}}{\delta_{cp}^2 - U_{\Gamma}^2 S_d^2}; \quad (9.97)$$

де $[\delta]_{cp}$ і δ_{cp} – допустимі і поточні середні значення відносного зносу при діагностуванні в момент часу τ_d ; S_{δ} і $S_d = \sqrt{S_{\delta}^2 - S_0^2}$ – середні квадратичні відхилення допустимого і поточного значень відносного зносу (якщо $S_{\delta} \leq S_0$, то $S_d = 0$); U_{Γ} – квантиль нормального розподілу, що відповідає ймовірності:

$$\Gamma = \frac{\gamma}{100} \Phi \left(\frac{[\delta]_{cp} - \delta_{cp}}{\sqrt{S_{[\delta]}^2 + S_d^2}} \right). \quad (9.98)$$

За рівняннями (9.86)-(9.98) визначається точне значення гамма-процентного залишкового ресурсу. Для отримання нижнього інтервального значення використаємо приблизну оцінку, що йшла в запас міцності. Будемо припускати, що інтервальні значення розраховуються за тими ж формулами

(9.96)-(9.98), що і точкові, але в них замість середнього значення і середньоквадратичного відхилення поточного зносу підставляються їх верхні оцінки з односторонньою довірчою ймовірністю γ_δ . Значення γ_δ змінюються в межах від 0.8 до 0.99. В цьому випадку замість S_d і δ_{cp} у формули підставляються наступні приблизні оцінки, які отримані апроксимацією точних оцінок згідно РД 09-102-95 при $N \geq 5$.

$$\delta_{cp}^* = \delta_{cp} + U_{\gamma_\delta} \frac{S_d}{\sqrt{N-2}} \text{ і } S_d^* = S_d + U_{\gamma_\delta} \frac{S_d}{\sqrt{2N-8}}. \quad (9.99)$$

$$Q^* = \frac{[\delta]_{cp} \delta_{cp}^* - U_\Gamma \sqrt{S_d^2 [\delta]_{cp}^2 + S_{[\delta]}^2 (\delta_{cp}^2 - U_\Gamma^2 (S_d^*)^2)}}{\delta_{cp}^2 - U_\Gamma^2 S_d^2}. \quad (9.100)$$

В результаті буде знайдена нижня довірна межа гама-процентного залишкового ресурсу.

Одним з важливих етапів розрахунку залишкового ресурсу є вибір регламентованої ймовірності γ , як правило приймають значення $\gamma = \gamma_\delta = 0.95$.

Необхідні для розрахунку залишкового ресурсу значення квантилів нормального розподілу U_β , що відповідають ймовірності β , наведені в таблиці 9.9 [33]. Якщо в розрахунках необхідно визначити квантиль U_{γ_δ} , то β замінюється на γ_δ , а якщо потрібне значення U_γ , то замість β підставляється 0.01γ і т.д.

Таблиця 9.9 – Значення квантилів нормального розподілу залишкового ресурсу

β	0.75	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84
U_β	0.67	0.71	0.74	0.77	0.81	0.84	0.88	0.92	0.95	0.99
β	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94
U_β	1.04	1.08	1.13	1.18	1.23	1.28	1.34	1.41	1.48	1.56
β	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.993	0.995	0.997	0.998	0.999
U_β	1.65	1.75	1.88	2.05	2.33	2.46	2.58	2.75	2.88	3.09

Примітка: для проміжних значень β величина квантиля U_β визначається інтерполюванням.

Викладена методика розрахунку залишкового ресурсу може бути узагальнена, якщо допустиме напруження змінюється з проміжком часу. По суті, це еквівалентно зміні в часі допустимого відносного зносу $[\delta]$. Будемо припускати, що процес деградації властивостей матеріалу детермінований, тобто у всіх елементах бандажу зміна допустимого зносу і його середньоквадратичне відхилення визначені в момент діагностування τ_d . Тоді їх поточні значення при $\tau \geq \tau_d$ визначаються за формулами:

$$[\delta]_{cp}(\tau) = [\delta]_{cp} F(\tau), \quad (9.101)$$

$$S_{[\delta]}(\tau) = S_{[\delta]} F(\tau). \quad (9.102)$$

Тут $F(\tau)$ – монотонно спадаюча функція часу, рівна одиниці при $\tau = \tau_d$. Рівняння для точкової оцінки залишкового ресурсу замість записується в наступному вигляді

$$U_{\Gamma} = \frac{[\delta]_{cp} F(\tau_d + \tau_{зал}) - \delta_{cp}^* \left(1 + \frac{\tau_{зал}}{\tau_d}\right)^m}{\sqrt{S_{[\delta]}^2 + S_a^2 \left(1 + \frac{\tau_{зал}}{\tau_d}\right)^{2m}}}. \quad (9.103)$$

Задача розв'язується достатньо просто при лінійних функціях поточного ($m = 1,0$) і допустимого ($F(\tau) = 1 - c\tau_{зал} / \tau_d$) відносних зносів. В цьому випадку можливе отримання точного розв'язку. Але в загальному випадку розв'язувати задачу необхідно методом послідовних наближень. Інтервальна оцінка залишкового ресурсу повністю співпадає з вихідним варіантом, коли допустиме напруження не змінювалось.

9.6 Експериментальна оцінка ефективності бандажів для зміцнення пошкоджених трубопроводів

За весь час експлуатації нафтопроводів труба може піддаватися навантаженню від дії внутрішнього тиску до 10 тисяч циклів, що часто призводить до зародження і росту втомних тріщин [31]. Для зменшення ймовірності руйнування трубопроводів запропоновано до застосування технології зміцнення труб з дефектами бандажами із полімерних композитів [30]. Експериментальне дослідження бандажів з полімерно-композитних матеріалів полягало в проведенні гідравлічного випробовування балонів з намотаним бандажем, на поверхню якого монтували давачі тензовимірювальної апаратури. Випробовування проводилось на кисневому і газовому вуглекислотному балонах, товщина стінки і матеріал були такими ж, як і на трубі, тому не було необхідності у монтуванні спеціальних сферичних днищ на трубі для безпеки проведення дослідження.

Випробовування проводилось так. На балон за добу до проведення експерименту намотували бандаж. З'єднування бандажа з тілом балона проводилась за допомогою епоксидного клею. Намотування бандажа проводилось в декілька шарів. Випробовування проводилось на стенді для гідравлічного випробовування балонів (рис.9.14 і 9.15). Балон 3 наповнювали водою і за допомогою штуцера 1 приєднували до насоса 5, який приводився в рух за допомогою електродвигуна. Стенд був оснащений електроконтактним маноме-

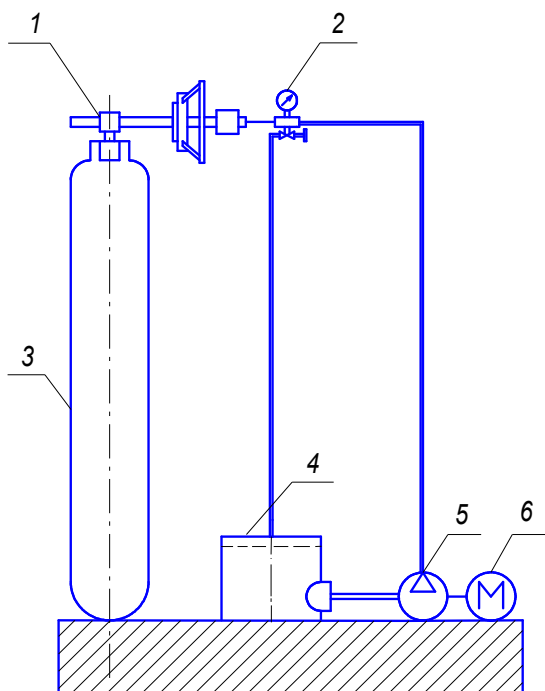
тром, який відключав насос з величиною тиску в балоні 10-16 МПа і містив насос з величиною тиску в балоні 0,5 МПа. Тиск в кисневому балоні піднімали до 16,0 МПа і через кожні 2,0МПа знімали покази з тензодавачів. В газовому вуглекислотному балоні тиск піднімали до 10,0МПа і покази знімали також через кожні 2,0МПа. Балони мали такі характеристики:

а) кисневий балон: тип балона – 150Л; умовний тиск – 15,0МПа; гідравлічний тиск (випробовувальний) – 22,5МПа; зовнішній діаметр – 219 мм; товщина стінки – 7мм; довжина корпусу балона – 1390 мм.

б) балон газовий вуглекислотний: тип балона – 100; умовний тиск – 10,0 МПа; гідравлічний тиск (випробовувальний) –15МПа; зовнішній діаметр – 150 мм; товщина стінки – 5,2мм; довжина корпусу балона – 850 мм.



Рисунок 9.14 – Стенд гідравлічного випробування



1 – штуцер; 2 – манометр; 3 – балон; 4 – бак для води; 5 – гідравлічний насос;
6 – електродвигун

Рисунок 9.15 – Схема стенду гідравлічного випробування

Гідравлічне випробовування балона з намотаним склопластиковим бандажем проводилось у відділенні наповнювання балонів цеху розділення повітря виробництва вінілхлориду ТОВ "Карпатнафтохім". Метою випробовувань було визначення стану бандажа в результаті дії циклічних навантажень. Як дослідний зразок використовувався балон, оскільки перед нами стояло завдання визначення стану бандажа після дії на нього циклічних навантажень, а також напружень, що виникають в тілі труби з намотаним бандажем.

Бандажі намотували на балон у двох різних місцях товщиною 8 і 10 мм відповідно. Під час випробовувань було проведено 10 000 опресувань балона до тиску 20МПа. Під час проведення випробовувань і після них ніяких розшарувань, порушення міцності бандажів виявлено не було.

З 13 лютого по 19 березня 2007 року в тому ж самому місці проводилось гідравлічне випробовування балона з дефектами з намотаним полімерно-композитним бандажем при одночасній дії згинаючих зусиль на тіло бандажа.

Використовували конструкцію бандажу на основі:

наповнювача – склотканини Т-10-80 ГОСТ 19170-73;

зв'язуючого – ЕДТ-10 ОСТ 92-0957;

Адгезію бандажа до тіла балона здійснювали на основі клею К-153 ОСТ 92-0949.

На балон було нанесено вм'ятини глибиною 0,5 мм, шириною 5,0 мм, довжиною 40 мм в кількості 2 шт., розміщених діаметрально одна відносно одної.

Випробовування проводилось на стенді для випробовування балонів.

В тілі полімерно-композитного бандажа виникали такі напруження від дії експлуатаційних зусиль:

— радіальні, колові напруження – від дії внутрішнього тиску в балоні $P=20\text{МПа}$;

— напруження згину – від дії поршня гідроциліндра зусиллям $P=23\text{кН}$.

Товщина бандажу 3 мм.

Проведено 10000 опресувань балона до тиску 20МПа. Під час випробовувань і після них ніяких розшарувань, порушення міцності бандажа виявлено не було.

Фотографії проведення випробовувань зображені на рис. 9.16 – 9.18.

Промислові випробовування експериментально-дослідних зразків проводили в НПС «Долина» Дрогобицького НУ філії МН «Дружба», а також на нафтохімічних підприємствах ЗАТ «ЛУКОР» і ТОВ «Карпатнафтохім» [35,36].

11 листопада 2003 року в цеху розділення повітря виробництва хлорвінілу ЗАТ «ЛУКОР» було проведено намотування бандажа на дефектні ділянки трубопроводів, якими транспортували конденсат, утворений з пари, що поступає в цех під тиском 1,0МПа (дефект – вм'ятини глибиною 0,5 мм, шириною 7,0 мм, довжиною 40 мм), а також повітря технологічне з тиском 0,5-0,8МПа (дефект – вм'ятини глибиною 0,6 мм, шириною 6,0 мм, довжиною 30 мм). Фотографії трубопроводів з намотаними бандажами 11 листопада 2003р. зображені на рис. 9.19 – 9.21. Використовувалась така конструкція бандажів на основі:

наповнювача – склотканини Т-10-80 ГОСТ 19170-73;

зв'язуюче – ЕДТ-10 ОСТ 92-0957.



Рисунок 9.16 - Стенд для випробовування балона з намотаним полімерно-композитним бандажем

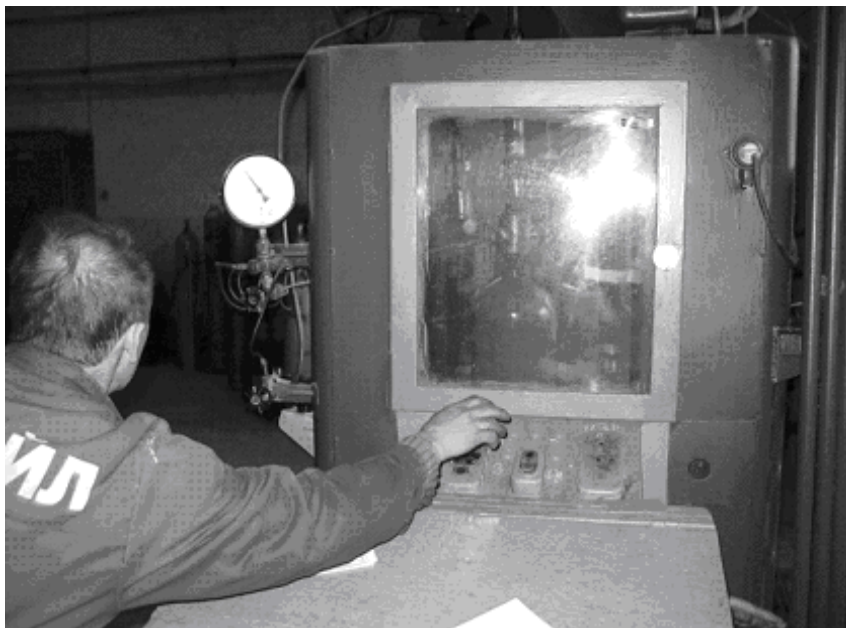


Рисунок 9.17 - Процес випробовування балона з намотаним полімерно-композитним бандажем



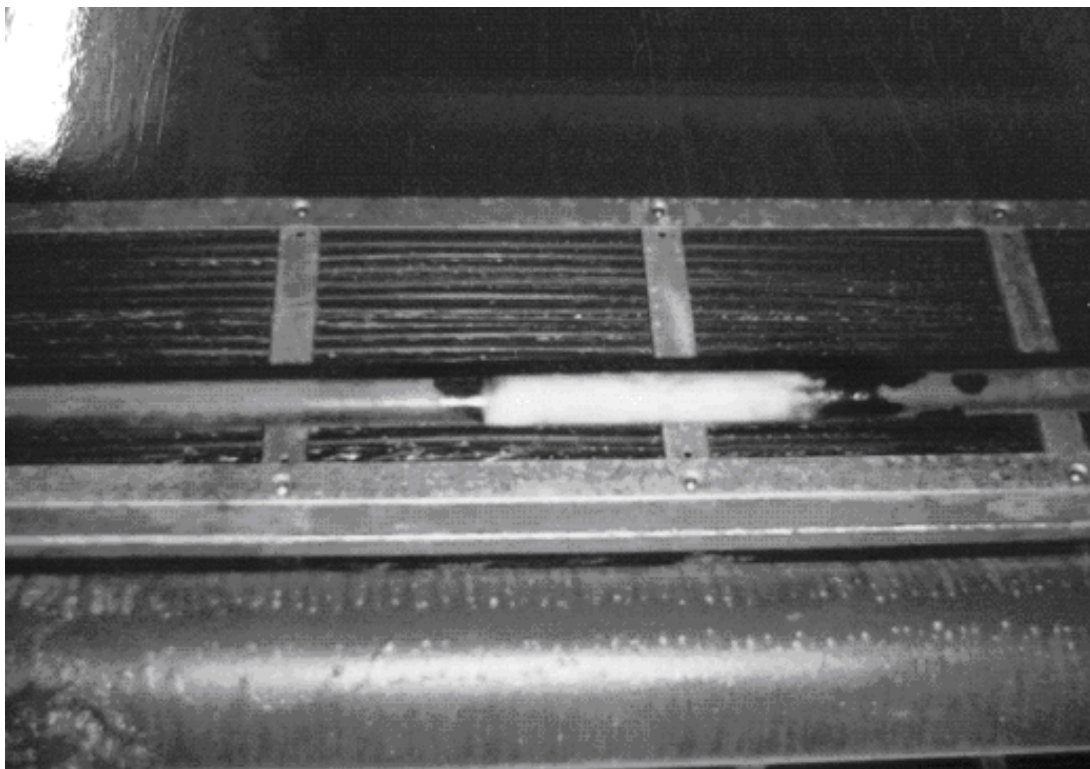
Рисунок 9.18 – Стан бандажу після випробовувань балона з намотаним полімерно-композитним бандажем при одночасній дії згинаючих навантажень і внутрішнього тиску



Рисунок 9.19 – Естакада трубопроводів, де проводились випробовування експериментально-дослідних зразків бандажів з полімерно-композитних матеріалів



**Рисунок 9.20 - Трубопровід технологічного повітря з намотаним бандажем
11 листопада 2003р.**



**Рисунок 9.21 - Трубопровід конденсату, утвореного з пари під тиском
 $P=1,0$ МПа, з намотаним бандажем 11 листопада 2003р.**

Адгезія бандажу до труби – на основі клею К-153 ОСТ 92-0949.

Температури експлуатації бандажів:

— для трубопроводу, яким транспортувався конденсат, утворений з пари, що поступає в цех під тиском 1,0 МПа – 80°C.

— для трубопроводу, яким транспортувалось повітря технологічне під тиском 0,5-0,8 МПа – мінус 20 °С – плюс 30 °С.

Для визначення доцільності використання бандажів із полімерно-композитних матеріалів 12 листопада 2007 року було створено комісію в складі професора кафедри нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, доктора технічних наук Копея Б. В., аспіранта кафедри нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, начальника цеху розділення повітря Найдю А. М., заступника начальника цеху розділення Кизимишина М. М., яка після огляду бандажів, що були намотані на вищевказані трубопроводи, зробила такі висновки:

— за весь період експлуатації трубопроводів подачі технологічного повітря і конденсату, утвореного з пари, а саме: з 11 листопада 2003р. по 12 листопада 2007р. порушень цілності бандажу, розшарувань, відставання адгезійного матеріалу не спостерігали;

— промислові випробовування дослідних зразків бандажів з полімерно-композитних матеріалів, намотаних на трубопроводи, пройшли успішно і можуть використовуватись для ремонту, відновлення працездатності пошкоджених трубопроводів.

Фотографії трубопроводів з намотаними бандажами 11 листопада 2003р. станом на 12 листопада 2007р. зображені на рис. 9.22 – 9.23.

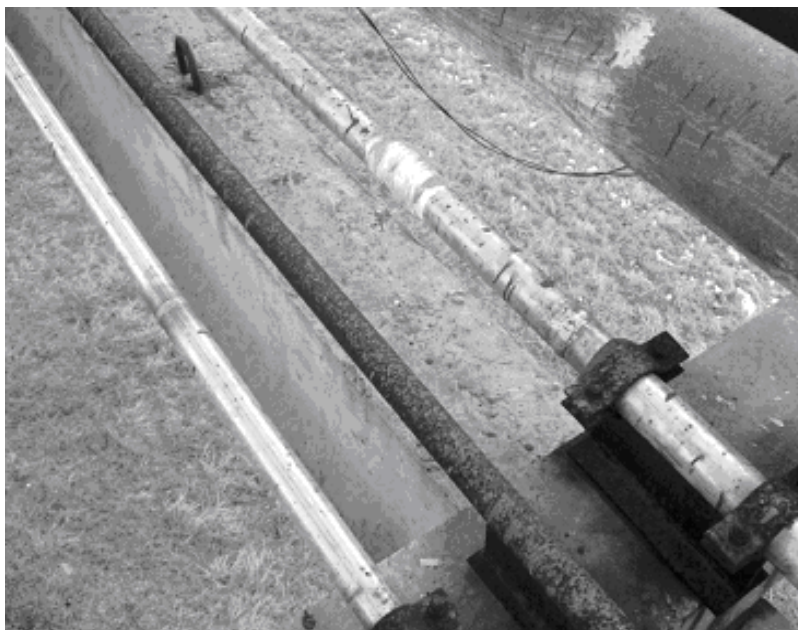


Рисунок 9.22 – Трубопровід технологічного повітря з намотаним бандажем (12 листопада 2007р.)



Рисунок 9.23 – Трубопровід конденсату, утвореного з пари під тиском $P=1,0$ МПа, з намотаним бандажем (12 листопада 2007р.)

Аналогічні результати випробовувань дослідних зразків полімерно-композитних бандажів, намотаних на пошкоджені трубопроводи транспортування нафти, були отримані і в НПС «Долина» Дрогобицького НУ філії МН «Дружба».

Література до розділу

- 1 B.C.Yen, G.D.Tofani, "Geometrical assesment of soil stress on pipeline coating", Pipeline Ind - N° 5, 1985.
- 2 B. Efron, " Boostrap methods: another look at the jacknife ", Ann. Statist, 7, 1-26, 1973
- 3 D. Cordary, " Mécanique des sols ", Tcn et doc, Lavoisier, 1994
- 4 D. Cox, " Renewal theory ", John Wiley and Sons, New-York, 1963
- 5 I . E. Nevoldsem , J . D . Sorensen , "Reliabilty based on optimization in structural engineering", Structural Safety, Elsevier – N° 15 ,1995
- 6 J.Lemaitre, J.L.Chaboche, " Mécanique des matériaux ", Ed. Dunod, 2^{ème} ed. 1980
- 7 J.R.Benjamin, C.A.Cornell, "Probability, Statistics and Decisions for Civil Engineers", McGraw Hill, New-york 1970
- 8 J .P GIROUS, "Tassement et stabilité des fondations superficielles", P.U.G de Grenoble ,Grenoble, 1975
- 9 ABDELBAKI N. et autres," Statistical approach to the analysis of the strength of pipes used in gazoducs", CHISA, Prague 2004
- 10 M.Cassan, " Les essais in situ en mécanique des sols", Eyrolles – Paris,1978

- 11 M.Peignaud, "Consolidation sans charge variable, tassement et pression interstitielle", Annales de l' IIBTP , série «Sols et fondations» , N° 85, 1972
- 12 R.E .Barlow , F.Proschan," Statistical Theory of Reliability –Testing – Holt", Rinchast and Winston, 1975
- 13 BOUZID R. et autres,"Approche physico – statistique à l'étude de la fiabilité des gazoducs", 23^{èmes} journées de printemps , FIAP JEAN MONNET, Paris, Mai 2004
- 14 R.E.Melchers," Structural Reliability analysis and prediction", Wiley and Sons – 1987
- 15 R. Holtz, W.Kowas, " Introduction à la géotechnique", Ed. L. P. M, Tech et Doc – 1994
- 16 Kopey B. and all. Experimental study of the reinforcement of damaged steel pipe by composite bandage. Wiertnictwo, nafta, gaz, r.21/1, AGH, Krakow, 2004, pp.125-133.
- 17 Kopey B. and all. Acoustic emission test of damaged steel pipe reinforced by polymeric-composite bandage. Wiertnictwo, nafta, gaz, r.21/1, AGH, Krakow, 2004, pp.135-142.
- 18 Р. Бузид, Е. Буали, Н. Абдельбаки, Б. Копей. Надежность трубопроводов, установленных на слабых грунтах. Анотації Міжнародної науково-технічної конференції „Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці” „ІФНТУНГ-40”, Івано-Франківськ, 16-20 квітня 2007 р., с.283, CD Rom
- 19 ГОСТ 12.3.016-87. ССБТ. Работы антикоррозионные. Техника безопасности.
- 20 ВСН 008-88. Строительство промышленных и магистральных трубопроводов. Противокоррозионная и тепловая изоляция.
- 21 ВСН 009-88. Строительство промышленных и магистральных трубопроводов. Электрохимическая защита.
- 22 СП 34-116-97. Инструкция по проектированию, строительству и реконструкции промышленных нефтегазопроводов.
- 23 Писаренко Г.С. , Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів / за ред. Г.С. Писаренка. – К.: Вища шк., 1993. – 655 с.
- 24 Салганик Р.Л. Механика тел с большим числом трещин // Изв. АН СССР. – Механика твердого тела. – 1973. – № 4. – С. 149-158.
- 25 Безвербный А.Ф. Силовые и геометрические соотношения в многослойных трубах и сосудах давления. В кн.: Многослойные сварные конструкции и трубы. – К.: Наук. Думка, 1984. – с. 296-302.
- 26 Насосні штанги і труби з полімерних композитів: проектування, розрахунок, випробування. Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.М. та інші/ Львів: ІППММ ім. Я. С. Підстригача НАН України, 2003 р. – 352 с.
- 27 Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений//Под ред.Ю.Мураками. – М.:Мир,1990,т.1,2.- 1013 с.
- 28 Paris P. C., and Sih G. C. Stress Analysis of Cracks, Fracture Toughness and Testing and its Applications, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, STP 381. – 1965. – P. 30-83.

29 Бородавкин П. П. Берёзин В. Л. Сооружение магистральных трубопроводов: Учебник для вузов. – М.:Недра,1987.

30 Б.В.Копей, В.В.Розгонюк, О.В.Максимук, Н.В.Щербина, А.М.Найда. Зміцнення пошкодженої сталеві труби композитним бандажем: модель і розрахунок. Східно-Європейський журнал передових технологій, №5(5), 2003, с.31-36.

31 СНиП 2.04.12-86. Расчёт на прочность стальных трубопроводов. Изд. стандартов. М.,1986

32 Методика определения остаточного ресурса нефтегазопромысловых трубопроводов и трубопроводов головных сооружений. ОСТ 153-39.4-010-2002, Москва, 2002.

33 Кордонский Х. Б. Приложения теории вероятностей в инженерном деле. – М.-Л.:Физматгиз,1963. –434 с.

34 Гумеров А.Г., Ямалеев К.М., Гумеров Р.С., Азметов Х.А.Дефектность труб и методы ремонта /Под ред.А.Г.Гумерова. – М.:ООО «Недра-Бизнесцентр», 1998. – 252 с.

35 Kopey B.V., Naida A.M. Strengthening and residual life prediction of damaged pipelines with a composite bandages/ Book of abstracts. The 5-th international symposium on hydrocarbons and chemistry (ISHC5), Sidi Fredj, Algiers, May the 23rd to 25th, 2010, – p.123-124.

36 Копей Б. В., Найда А. М., Копей В. Б. Експериментальна оцінка ефективності бандажів для зміцнення пошкоджених трубопроводів. Нафтогазова енергетика. № 1(10), 2009, – с.60-63.

Наукове видання

Копей Богдан Володимирович

Бенмуна Амар, Слободян Володимир Іванович,

Беллауар Абдеррахман, Галій Сергій Іванович,

Халімі Джамель, Найда Андрій Михайлович

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

*Затверджено до друку Вченою радою Івано-Франківського
національного технічного університету нафти і газу*

Комп'ютерна верстка виконана авторами

Дизайн обкладинки виконаний *Шостаківським І. І.*

Видавництво Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна
тел. (03422) 42453, факс (03422) 42139,
<http://nung.edu.ua>, e-mail: public@nung.edu.ua

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ІФ № 18 від 12.03.2003 р.

Підписано до друку _____ Формат **60×84¹**/16 Папір офсетний

Ум. друк. арк. _____ Тираж _____ прим. Замовл. № _____