

Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу

На правах рукопису

РУДКО Володимир Васильович

УДК 621.622

**ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ НА
ОСНОВІ ДІАГНОСТУВАННЯ СТАНУ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ
АГРЕГАТІВ**

Спеціальність 05.15.13 – Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища

ДИСЕРТАЦІЯ
на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник
канд. техн. наук, доцент
Грудз Я.В.

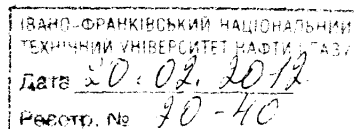
*Всі примірники дисертації надані за
змістом.*

*Вчений секретар спеціалізованої вченої
ради 020.057.04*

[Підпис] Мелиш В.В. /

19.01.2012р.

м Івано-Франківськ
2011



*Підпис Мелиш В.В.
вчений секретар*

[Підпис] В. Мелиш / 19.01.12

0424

З М І С Т

	Стор.
Вступ.....	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ І ФОРМУВАННЯ ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	11
1.1 Характеристика сучасного стану та розвиток газотранспортної системи України.....	11
1.2 Компресорні станції і їх основне обладнання.....	14
1.3 Технічна діагностика як засіб підвищення надійності ГТС.....	22
1.4 Формування основних задач досліджень.....	27
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРОБКА ПИТАНЬ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ МАГІСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДУ.....	30
2.1. Газоперекачувальний агрегат компресорної станції магістрального газопроводу як об'єкт діагностики.....	30
2.2. Загальний метод розрахунку характеристик газоперекачувального агрегату компресорної станції магістрального газопроводу в параметрах подібності.....	33
2.3. Аналіз розмірності при розрахунку характеристик турбомашини та нагнітача в комплексних параметрах.....	35
2.4. Оцінка працездатності турбомашини та нагнітача по характеристиках в комплексних параметрах.....	41
2.5. Побудова діагностичних моделей камери згоряння та регенератора в комплексних параметрах.....	53
2.6. Рівняння зв'язків та приведення параметрів для елементів	

газоперекачувального агрегату.....	57
Висновки по розділу 2.....	64
РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ З'ЯСУВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НЕСПРАВНОСТЕЙ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ.....	65
3.1. Аналіз та класифікація експлуатаційних несправностей газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів.....	65
3.2. Вивчення процесів функціонування та техніко-економічних показників процесів газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів.....	73
3.3. Обґрунтування вибору методу визначення діагностичних параметрів для ідентифікації експлуатаційних газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів.....	78
3.4. Математичний опис робочих процесів в основних елементах газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів.....	80
3.5. Лінеаризація рівнянь діагностичної моделі методом малих відхилень.	84
3.6. Формування матриць для рішення системи рівнянь відносно діагностичних параметрів.....	93
3.7. Оптимізація діагностичних ознак газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів.....	95
Висновки по розділу 3.....	97
РОЗДІЛ 4. МЕТОДИ ІДЕНТИФІКАЦІЇ НЕСПРАВНОСТЕЙ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ.....	98
4.1. Розпізнавання класу несправності газоперекачувального агрегату на основі статистичної теорії перевірки гіпотез.....	98.

4.2. Розрахунок ймовірності реалізації стану класу несправності газоперекачувального агрегату.....	101
4.3. Використання детермінованої діагностичної моделі газоперекачувального агрегату для розпізнання несправностей.....	106
4.4. Визначення несправності газоперекачувального агрегату на компресорних станціях магістральних газопроводів за термогазодинамічними параметрами.....	109
4.5. Оцінка меж використання діагностичної моделі для ідентифікації несправностей.....	121
Висновки по розділу 4.....	127
РОЗДІЛ 5. АНАЛІЗ ТА РОЗРОБКА МЕТОДІВ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВODІВ.....	128
5.1. Прогнозування технічного стану газоперекачувального агрегату–інформативна база планування профілактичного обслуговування.....	128
5.2. Обґрунтування вибору методу прогнозування стану газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів.....	130
5.3. Обробка експлуатаційних даних та вибір екстраполяційних поліномів для прогнозування робочих параметрів.....	134
5.4. Прогнозування працездатності газоперекачувального агрегату на компресорних станціях в міжремонтний період по зміні діагностичних ознак.....	136
Висновки по розділу 5.....	141
Висновки.....	142
Література.....	144
Додатки.....	156

ВСТУП

Актуальність проблеми. Надійність експлуатації газотранспортних систем в значній мірі визначається досконалістю системи обслуговування, яка залежить як від системи проведення планово-попереджувальних ремонтів та рівня кваліфікації обслуговуючого персоналу, так і від системи контролю працездатності та ремонтпридатності обладнання. Задача експлуатації газоперекачувального обладнання та технологічних трубопроводів компресорних станцій полягає в попередженні відмов та підтриманні технічного стану на заданому рівні за допомогою контролю технічного стану та проведення комплексу заходів планово-попереджувальних ремонтів.

Зараз в газотранспортній галузі намічається перехід до прогресивних форм експлуатації обладнання – обслуговування за реальним станом. Перехід до такої форми експлуатації можливий на основі розвитку та впровадження автоматизованих систем управління обладнанням, зокрема, посиленні діагностичної функції контролю з використанням різних вимірювальних засобів та застосуванням ЕОМ.

Технічна діагностика вирішує наступні основні задачі:

- діагнозу, тобто цінки технічного стану об'єкту за сукупністю параметрів, що контролюються;
- генезису, тобто пошуку причин відмов та локалізації несправностей;
- прогнозу технічного стану об'єкту та необхідних мір по підтримці працездатності.

В наш час рівень складності технічних об'єктів став випереджати рівень якості та надійності елементів, на базі яких створюються об'єкти, і за тривалістю функціонування вони не задовольняють поставленим вимогам,

що викликає необхідність виконання профілактичних робіт по відновленню працездатності, час і обсяг яких належить визначити.

Підвищення експлуатаційної надійності можливе, зокрема, за рахунок прогнозу технічного стану обладнання та трубопроводів, що забезпечує його раціональне використання і дозволяє попередити аварійні відмови, збільшити міжремонтні періоди та скоротити час і обсяг ремонту.

Оцінюючи наведене, можна зробити висновок про значний рівень актуальності проблеми діагностування, прогнозування та підтримання на належному рівні технічного стану компресорних станцій магістральних газопроводів, зокрема їх обладнання та технологічних трубопроводів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота носить науково-прикладний характер і входить в комплекс тематичних планів НАК «Нафтогаз України», спрямованих на підвищення надійності експлуатації газотранспортного комплексу і окреслених Національною програмою «Концепція розвитку, модернізації і переоснащення газотранспортної системи України на 2009 – 2015 рр.», і виконана в рамках держбюджетної теми «Удосконалення наукових основ управління технологічними процесами видобування та транспортування нафти і газу з мінімальними енергозатратами».

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є удосконалення методів діагностування, обслуговування та прогнозування технічного стану обладнання компресорних станцій магістральних газопроводів.

Поставлена мета досягається шляхом реалізації наступних завдань:

1. Оцінка діагностичних ознак для з'ясування експлуатаційних несправностей газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів.
2. Розробка методів ідентифікації несправностей газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів

3. Розробка методів прогнозування технічного стану газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів.
4. Апробація у виробничих умовах запропонованих заходів і засобів та розробка рекомендацій подальшого підвищення надійності.

Об'єктом дослідження є газоперекачувальні агрегати та технолологічні трубопроводи компресорних станцій газотранспортних систем ДК «Укртрансгаз» НАК «Нафтогаз України».

Предметом дослідження є оцінка технічного стану газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів для забезпечення експлуатаційної надійності.

Методи дослідження: системний аналіз експлуатаційних параметрів ГПА, традиційні методи аналізу показників експлуатації ГПА, методи побудови діагностичних моделей ГПА, кореляційно-регресійний аналіз, факторний аналіз, методи математичного прогнозування, виявлення впливу організаційно-технічних чинників на ефективність експлуатації.

Положення, що захищаються. Вплив параметрів діагностування елементів ГПА компресорних станцій на їх технічний стан та забезпечення працездатності.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Розроблено рекомендації для оцінки працездатності елементів ГПА КС магістральних газопроводів за структурними моделями, побудованими в комплексних параметрах з використанням методів подібності.
2. Дана класифікація експлуатаційних несправностей ГПА.
3. Запропоновано діагностичну модель агрегату, розроблено методи формування матриць станів з урахуванням несправностей і алгоритм розв'язання рівнянь моделі з метою визначення діагностичних параметрів
4. Показано, що можна надати перевагу детермінованому підходу до розпізнавання несправностей за термогазодинамічними параметрами перед ймовірнісним.

5. Розроблено методику ідентифікації несправностей на ранній стадії їхнього розвитку при певному відхиленні контрольованих параметрів від номінальних значень.

6. Розроблено рекомендації по частоті опитування діагностичних параметрів в залежності від характеру їх змін.

Практичне значення отриманих результатів.

Для діагностичних моделей ГПА розроблено алгоритми та програми розрахунків, результати отримані для агрегатів типів ГТК-10 та ГПА-Ц-6,3з відцентровими нагнітачами різних модифікацій.

Розроблено алгоритм визначення діагностичних параметрів і на основі реалізації моделей обрано п'ятнадцять термогазодинамічних параметрів для описання ознак класів несправних станів.

На базі запропонованого підходу побудовано діагностичну таблицю, яка включає одинадцять несправностей, пов'язаних із станом проточної частини ГПА.

Розроблено рекомендації по частоті опитування діагностичних параметрів в залежності від характеру їхніх змін та алгоритми прогнозування працездатності ГПА методами допускового контролю.

На основі розв'язання розглянутих задач створено комплекс програм, що дозволяє виявити комплекс діагностичних параметрів і побудувати графіки-еталони для оперативного визначення несправностей ГПА в результаті обробки інформації про характер змін контрольованих параметрів. Розроблений комплекс алгоритмів і програм та методи забезпечення працездатного стану технологічних трубопроводів компресорних станцій використовувалися на КС УМГ "Прикарпаттрансгаз". Економічний ефект від впровадження склав 132, 5 тис. грн.

Особистий внесок здобувача. На основі структурних моделей, побудованих в комплексних параметрах, розроблено методи оцінки працездатності елементів ГПА КС магістральних газопроводів [20].

Запропоновано діагностичну модель агрегату та класифікацію експлуатаційних несправностей ГПА, розроблено методи формування матриць станів з урахуванням несправностей і алгоритм розв'язання рівнянь моделі з метою визначення діагностичних параметрів [19,20].

Розроблено методику ідентифікації несправностей на ранній стадії їхнього розвитку при певному відхиленні контрольованих параметрів від номінальних значень та рекомендації по частоті опитування діагностичних параметрів в залежності від характеру їх змін [10,20,42,46].

Автор брав безпосередню участь в розробці і впровадженні у виробництво запропонованої техніки і технологій [53,54]

Апробація результатів дисертації. Результати досліджень доповідались на:

-Науково-практичній конференції факультету нафтогазопроводів. - Івано-Франківськ, 7-8 травня 1998 року.

-Міжнародній науково-технічній конференції “Ресурсозберігаючі технології у нафтогазовій енергетиці, 16-20.04.2007, м.Івано-Франківськ

-Нараді ДК Укртрансгаз НАК “Нафтогаз України” “Проблеми довгострокових реконструкцій ПСГ та шляхи їх вирішення”, 17-20 квітня 2007 р., м.Яремче

-Всеукраїнській науково-практичній конференції «Шляхи підвищення ефективності експлуатації трубопровідного транспорту нафти і газу та підготовка кадрів галузі», 2-3 вересня 2010 р., м. Івано-Франківськ.

Результати досліджень, викладених в дисертаційній роботі в повному обсязі доповідалися на наукових семінарах кафедри спорудження та ремонту газонафтопроводів і газонафтосховищ та факультету нафтогазопроводів ІФНТУНГ.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 9 друкованих праць, з яких один деклараційний патент, 6 у фахових виданнях ВАК, одна з яких одноосібна.

Структура дисертації. Дисертація складається з вступу, 5-ти розділів, висновків та додатків, які викладені на 155 стор. машинописного тексту і містять 22 таблиці, 36 рисунків Список використаних літературних джерел містить 127 найменувань.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ І ФОРМУВАННЯ ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Характеристика сучасного стану та розвиток газотранспортної системи України

Газотранспортна система України (ГТС) – найпотужніша у світі по обсягу транзиту – виконує дві основні функції: забезпечення природним газом внутрішніх споживачів, а також транзит російського природного газу в європейські країни. Газотранспортна система складається з 37 тис. км газопроводів із компресорними станціями, 12 підземних сховищ газу (ПСГ), мережі газорозподільних (ГРС) і газовимірювальних (ГВС) станцій.

Природний газ посідає сьогодні особливе місце в структурі енергоспоживання в Україні з часткою, понад 40%, що вдвічі перевищує цей показник у світі. За останні 25 років загальне енергоспоживання в світі збільшилося майже на 40%, в той же час споживання газу - на 65%. Така динаміка росту використання цього виду палива пояснюється його надійністю, зручністю, економічністю і особливо - екологічністю.

Принципи реалізації державної політики щодо функціонування газотранспортної системи України, підтримання її в належному технічному стані та забезпечення надійності функціонування визначені Законами України "Про трубопровідний транспорт" та "Про нафту і газ", Енергетичною стратегією України на період до 2030 року.

Загальні засади розвитку ГТС України диктуються збільшенням обсягів транзитного транспортування природного газу з місць його видобування родовищ Сибіру до основних споживачів, які представлені в основному промисловими підприємствами та побутовим сектором Західної Європи. На шляху потужних газових потоків зі сходу на захід простягається територія України, якій належить бути основним газовим транзитним транспортером.

Газотранспортна система України складається з 37,6 тис. км газопроводів різного призначення та продуктивності, 73 компресорних станцій із 110 компресорними цехами, де встановлено 703 газоперекачувальні агрегати загальною потужністю 5,4 тис. МВт, 1607 газорозподільних станцій, 13 підземних сховищ газу загальною місткістю за активним газом понад 32,0 млрд. м³ та об'єкти інфраструктури.

На "вході" ГТС спроможна прийняти до 290 млрд. м³, а на "виході" передати 175 млрд. м³ природного газу, в т.ч. 140 млрд. м³ - до країн Західної та Центральної Європи. На сьогодні близько 29% газопроводів відпрацювали свій амортизаційний термін, майже 60% експлуатуються від 10 до 33 років. Майже третина із 703 ГПА КС виробила свій моторесурс або близька до цього і потребує реконструкції.

Зважаючи на терміни експлуатації газопроводів та їх технічний стан, для підтримання надійного та ефективного функціонування до 2015 року планується повністю завершити реконструкцію всіх компресорних станцій. До 2030 року буде завершено модернізацію та техпереоснащення газотранспортної системи з використанням найбільш сучасних та ефективних технологій.

На період до 2030 року планується довести завантаженість ГТС до проектних показників та збільшення її транзитних потужностей на 30 - 35 млрд. м³ газу на рік за рахунок будівництва КС на газопроводі Торжок-Долина, другої нитки газопроводу Ананьїв-Ізмаїл та газопроводу в напрямку Ужгорода. Збільшення потужності ПСГ до 7 млрд. м³/рік можливе за рахунок реконструкції та техпереоснащення Солохівського, Пролетарського та Більче-Волинсько-Угерського ПСГ.



Рисунок 1.1. Схема газотранспортної системи України

На березень 2009 загальна сума інвестицій, необхідних для модернізації та реконструкції ГТС України, становить 3 млрд. 18,5 млн. дол., в т.ч.:

- на реконструкцію та будівництво компресорних станцій — 1435,3 млн. дол.,
- на модернізацію лінійної частини газопроводів — 616,3 млн. дол.,
- на підземні сховища газу — 455,3 млн. дол.
- на будівництво нових газовимірювальних станцій (ГВС) на вході в газотранспортну систему України (тобто на східному кордоні з Росією) — 448 млн. дол. (газовимірювальні станції на східному кордоні, мінімум дев'ять штук, дуже потрібні Україні, адже досі всі виміри здійснюються на російському боці).

Вартість модернізації та реконструкції ГТС України є набагато дешевшою, ніж будівництво нових газомагістралей.

Впровадження у ГТС газоперекачувальних агрегатів нового покоління, а також здійснення модернізації діючих дасть можливість підвищити коефіцієнт корисної дії на 8—10%. Газоперекачувальними агрегатами ГТС України на власні потреби витрачається більш як 6 млрд. кубометрів газу на рік, або майже 10% усього газу, який споживається в Україні! Впровадження зазначеної технології на діючих ГПА, а також заміна газоперекачувальних морально застарілих двигунів та агрегатів дасть змогу зменшити витрати природного газу на власні потреби ГТС до 1 млрд. кубометрів на рік. Необхідно також зазначити, що у газорозподільній мережі мають місце виробничо-технологічні витрати природного газу, як нормовані, так і ненормативні. Зараз спостерігається тенденція зменшення виробничо-технологічних витрат. Якщо втрати природного газу в ГТС (балансові витрати) у 2004 році становили 1,06 млрд. кубометрів, то у 2007 році — вже 0,683 млрд.

1.2. Компресорні станції і їх основне обладнання

Компресорні станції системи дальнього транспортування газу призначені для підвищення енергії газового потоку, необхідної для його руху з заданою витратою по лінійних ділянках. Основним обладнанням компресорних станцій є газоперекачувальні агрегати, в яких здійснюється компримування газу, тобто передача механічної енергії приводу газовому потоку. Основні типи газоперекачувальних агрегатів та їх характеристика подані в таблиці 1.1. Основною функцією, що визначає якість функціонування системи газопостачання є безперебійність постачання споживачам газу потрібної якості. Вирішуючи завдання аналізу і оптимізації надійності, систему газопостачання і її підсистеми можна розглядати як однопродуктові об'єкти, оскільки газ тут складає основну частку відносно інших видів продукції газової промисловості. Для систем газопостачання можна прийняти класифікацію завдань в області дослідження надійності, що складаються з

п'яти основних класів, а саме: концептуальних, інформаційних, функціональних, нормативних та оптимізаційних.

Концептуальні завдання включають визначення місця проблеми надійності в загальній проблемі керування розвитком і режимом газопостачальних систем, у тому числі під час створення автоматизованої системи планування і керування розвитком єдиної системи газопостачання.

Інформаційні завдання включають питання створення достовірної бази даних, методології одержання необхідної вихідної інформації (детермінованої, ймовірносно-визначеної і ймовірносно-невизначеної), дослідження її властивостей.

Функціональні завдання пов'язані з визначенням фактично досягнутих рівнів надійності транспортування газу, а також відповідних структурних характеристик системи, даних про перерозподіл потоків газу, про фактичні резерви продуктивності і їх розподіл, характеристики надійності устаткування, про нерівномірність газоспоживання (особливо сезонної).

Нормативні завдання включають вибір показників і критеріїв надійності, які використовуються для різних об'єктів у різні часові періоди, а також визначення їх нормативних рівнів. До цих завдань відноситься і розробка нормативних вимог до структури й побудови системи і засобів резервування, надійності устаткування, надійності транспортування газу до споживачів

Оптимізаційні завдання пов'язані з вибором оптимальних рівнів надійності й резервів, оптимальної структури й будови системи з урахуванням чинників надійності та економічної ефективності, оптимальним розподілом резервів між підсистемами і об'єктами систем транспорту газу та інших питань прийняття оптимальних рішень, пов'язаними з чинниками надійності.

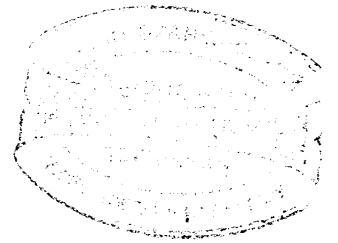
Таблиця 1.1 - Основне обладнання компресорних станцій трансукраїнських газопроводів

№	Назва КС	Кількість цехів	Тип ГПА	Тип двигуна	Тип нагнітача	Кількість ГПА	Потужність приводу, кВт	Загальна потужність, кВт	ККД %	витрата ПГ в 2009 р., млн. куб. м.
"Уренгой- Помари-Ужгород"										
1	Ромни	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000	27,5	59,8589
2	Гребінківська	1	ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000	25000	35	60,3681
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000			
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000			
3	Бар-2	1	ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000	25000	35	85,854
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000			
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000			
4	Гусятин-2	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000	27,5	81,052
5	Софіївка	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000	27,5	53,474
6	Ставище	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000	27,5	78,436
7	Іллінці	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000	27,5	65,173
8	Богородчани-2	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000	27,5	99,413
9	Голятин	1	ГТК-25I	MS 5002	PSL 804-2/36	3	25000	75000	27,5	45,913

Продовження таблиці 1.1

№	Назва КС	Кількість цехів	Тип ГПА	Тип двигуна	Тип нагнітача	Кількість ГПА	Потужність приводу, кВт	Загальна потужність, кВт	ККД %	витрата ПГ млн. куб. м.
"Союз"										
1	Ново-Псков	1	ГТК-10I	MS 3002	RF 2BB-30	6	10000	60000	25,7	59,7364
			ГТК-10AI	AI-336-2-10	RF 2BB-30	1	10000	10000	34	1,8849
2	Борова	1	ГТК-10I	MS 3002	RF 2BB-30	7	10000	70000		53,796
3	Первомайськ	1	ГТК-10I	MS 3002	RF 2BB-30	7	10000	70000		57,068
4	Машівка	1	ГТК-10I	MS 3002	RF 2BB-30	7	10000	70000		37,15
5	Кременчук	1	ГТК-10I	MS 3002	Демаг 655 P2	7	10000	70000		80,798
6	Олександрівка	1	ГТК-10I	MS 3002	Демаг 655 P2	7	10000	70000		45,825
7	Тальне	1	ГТК-10I	MS 3002	Демаг 655 P2	7	10000	70000	25,7	77,678
8	Гайсин	1	ГТК-10I	MS 3002	Демаг 655 P2	7	10000	70000		43,365
9	Бар-1	1	ГТК-10I	MS 3002	Демаг 655 P2	7	10000	70000		110,804
10	Гусятин-1	1	ГТК-10I	MS 3002	RF 2BB-30	7	10000	70000		51,465
11	Богородчани-1	1	ГТК-10I	MS 3002	RF 2BB-30	7	10000	70000		85,755
12	Хуст	1	ГТК-10I	MS 3002	RF 2BB-30	7	10000	70000		28,721

424



Продовження таблиці 1.1

№	Назва КС	Кількість цехів	Тип ГПА	Тип двигуна	Тип нагнітача	Кількість ГПА	Потужність приводу, кВт	Загальна потужність, кВт	ККД %	витрата ПГ в 2009 р., млн. куб. м.
"Прогрес"										
1	Ромни	1	ГПА-25/76	ГТН-25/76	650-21-1	1	25000	50000	28	56,1247
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-1	1	25000	25000	35	
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-1	1	25000	25000		
2	Гребінківська	1	ГПУ-16	ДЖ-59	НЦ-16-75	4	16000	64000	31	50,96
5	Софіївка	1	ГПА-25/76	ГТН-25/76	650-21-2	2	25000	50000	28	25,899
			ГПА-25С	ДН-80	650-21-2	1	25000	25000	35	
			ГПУ-16	ДЖ-59	НЦ-16С	3	16000	48000		
6	Ставище	1	ГПУ-16	ДЖ-59	НЦ-16С	1	16000	16000	31	0,091
			ГПУ-16	ДЖ-59	НЦ-16С	1	16000	16000	31	
7	Іллінці	1	ГПУ-16К "Водолій"	ДУ-71	НЦ-16С	1	16000	16000	43	
3	Бар-2	1	СТД-12500	СТ	235-21-1	7	12500	87500	90	
			ЕГПА-25РЧ	СТ	650-21-1	3	25000	75000	90	
4	Гусятин-2	1	ГПУ-10	ДР-59	235-21-1	5	10000	50000	27	56,28
			ГПУ-10	ДР-59	235-21-1	2	10000	20000	27	
8	Богородчани-2	1	ЕГПА-25РЧ	СТ	650-21-1	3	25000	75000	90	
9	Голятин	1	ГПУ-10	ДР-59	235-21-1	8	10000	80000	27	

Розрахунок будь-яких показників, що характеризують стан об'єкта в майбутньому, ґрунтується на елементах прогнозу. Головне завдання прогнозування – виявлення оптимальної зміни прогнозуючих характеристик і параметрів в цілях отримання максимального ефекту за заздалегідь вибраним критерієм (економічним, технічним, технологічним тощо). При цьому прогноз виступає як результат прогнозування у вигляді сукупності висловів про майбутнє досліджуваного процесу [41].

Основною метою в завданнях прогнозування стає вибір таких проектних варіантів розвитку системи, які забезпечували б задану потребу в газі на планований період при оптимальних (чи нормативних) рівнях надійності.

У зв'язку з цим можна виділити такі основні завдання, пов'язані із прогнозуванням функціонування систем і об'єктів транспорту газу:

- 1) вибір оптимальної структури, будови і складу системи;
- 2) визначення оптимальних рівнів експлуатації у системі;
- 3) розробка структури і вибір засобів керування об'єктами;
- 4) визначення оптимальних обсягів транспортування;
- 5) обґрунтування показників експлуатації системи.

Очевидно, що енерговитратність на транспортування газу в першу чергу залежить від технічного стану газоперекачувальних агрегатів, які є об'єктами великої одиничної потужності. Тому зниження рівня надійності ГПА призводить не тільки до виникнення аварійних ситуацій, а й до суттєвої перевитрати енергоресурсів на транспортування газу.

Зібрані статистичні дані щодо технічного стану всіх типів ГПА УМГ «Прикарпаттрансгаз», їх рівня напрацювання, причин відмов та витрат на ремонтні роботи, величина яких залежить від конструктивних особливостей агрегатів, умов їх експлуатації, складності конструкції, типу приводу тощо, мають достатній рівень інформативності. Аналізуючи вартісні характеристики відмов і ремонтів, проведено прогнозування затрат на експлуатацію системи.

Шляхом математичного моделювання визначено, що загальні затрати на експлуатацію мають тенденцію до зростання. За 5 років темп приросту склав

90,2%. Це пояснюється зростанням вартості використаних запасних частин на 170%. Незважаючи на зростання кошторисної вартості ремонтних робіт, вартість ремонту окремого ГПА значно знижується. У порівнянні із 2003 роком вартість ремонту ГПА знизилась на 65%, що пояснюється зменшенням трудозатрат, зниженням непродуктивних втрат часу, ефективною організацією постачання, характером ушкоджень.

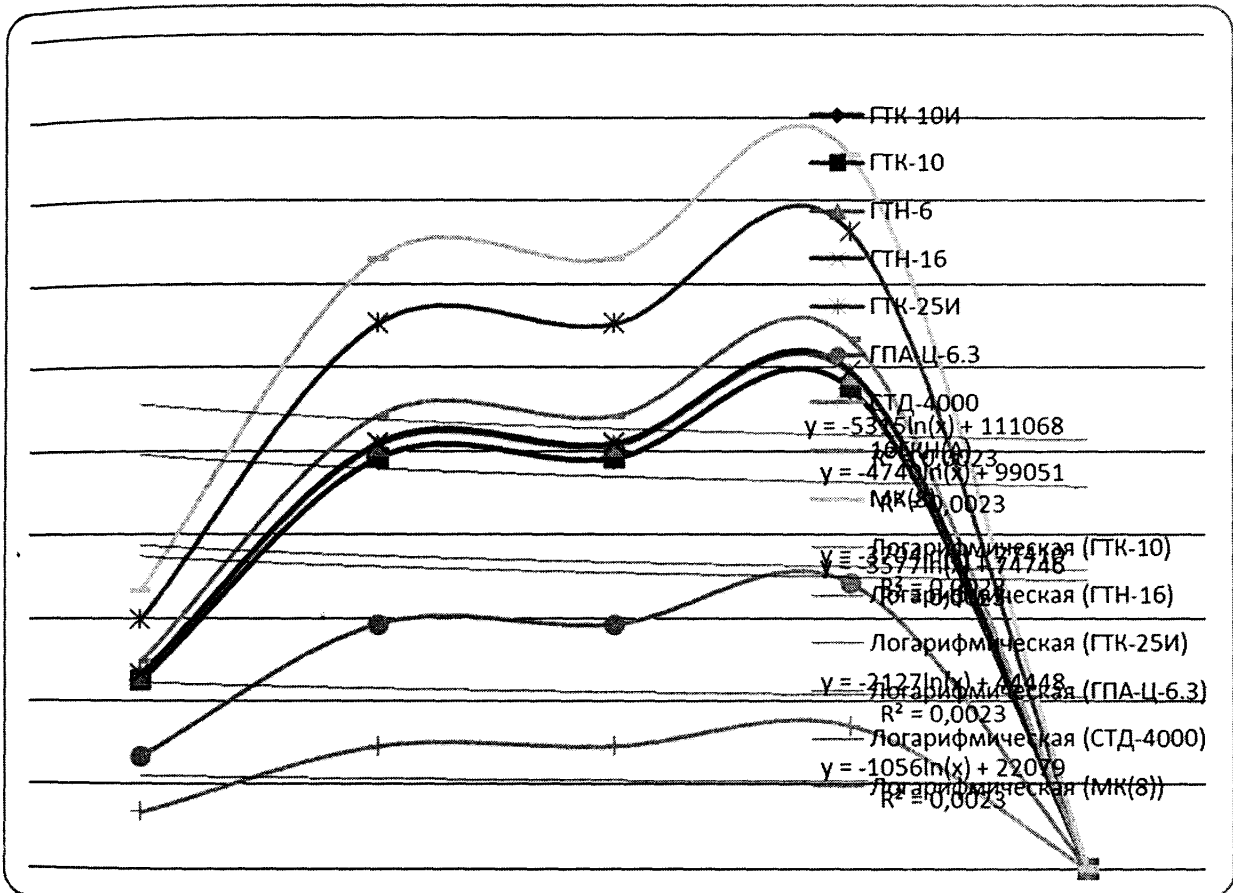


Рисунок 1.2. Прогнозування витрат на середні ремонтні роботи агрегатів (за фактичними даними УМГ «Прикарпаттрансгаз»)

В УМГ «Прикарпаттрансгаз» діагностування ГПА різних типів проводиться з встановленою нормативною документацією періодичністю за допомогою технічних вимог на ремонт і обслуговування, що дає змогу керувати станом та надійністю агрегатів. Ці вимоги є сукупністю початкових і допустимих значень параметрів стану (зношування деталей, яке допускається), що обумовлюють нормальну роботу елементів машин.

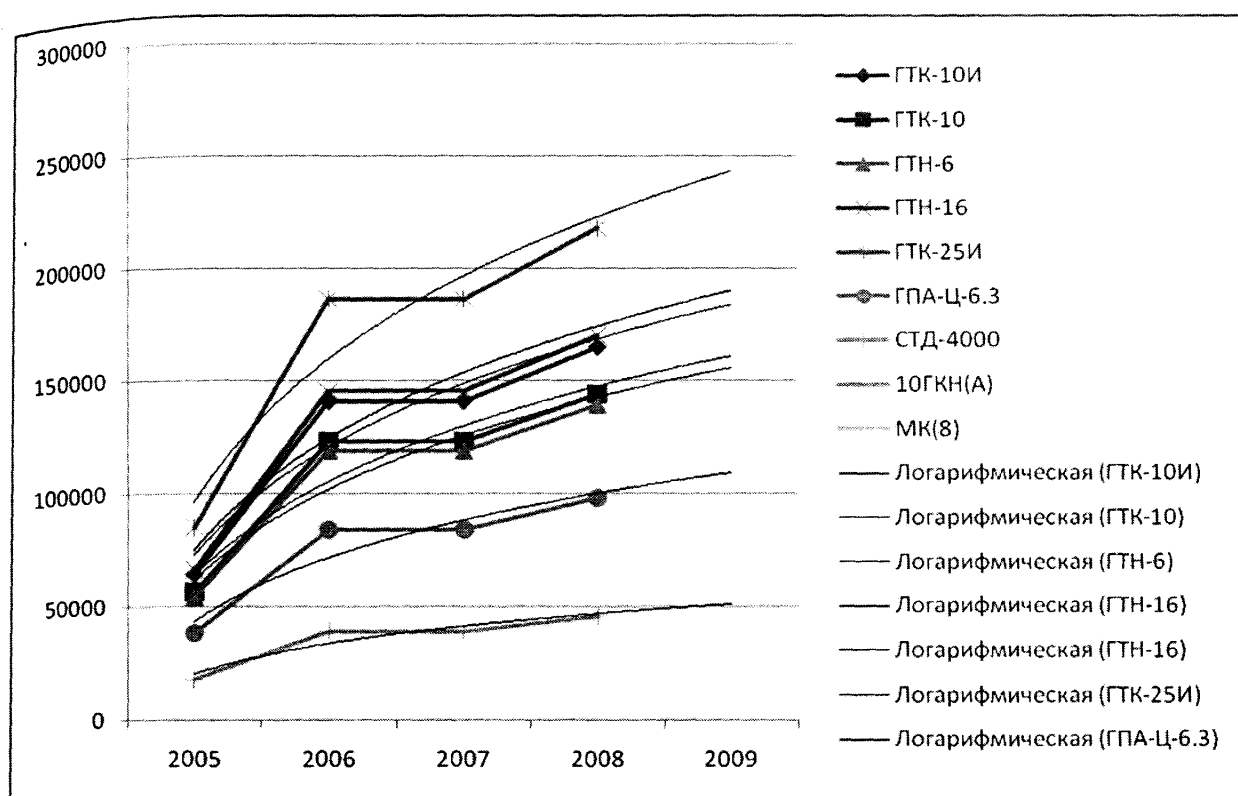


Рисунок 1.3. Прогнозування витрат на капітальні ремонтні роботи агрегатів (за фактичними даними УМГ «Прикарпаттрансгаз»)

Попередження відмов можливе в результаті проведення робіт по заміні, регулюванню або ремонту об'єкта, значення параметра якого наблизилося до граничного. На практиці це здійснюється завдяки таким заходам:

- застосуванню в документації по технічному обслуговуванню і ремонту системи значень (відхилень) параметрів, що допускаються;
- застосуванню при технічному обслуговуванні методів прогнозування зміни ресурсного параметра і визначення залишкового ресурсу конкретного об'єкту;
- регламентованому по напрацюванню попереджувальному проведенню операцій.

Проте вигода в зменшенні числа відмов супроводжується і негативним явищем – неповним використанням ресурсу попереджувально-відновлених об'єктів. Це особливо відчутно коли мають справу з ресурсними параметрами, відновлення яких потребує зупинки агрегату для капітального ремонту.

Застосування методу прогнозування зміни параметра конкретного об'єкту

дозволяє уникнути цього недоліку і практично повністю використовувати ресурс об'єкту, попередивши його відмову в процесі технічного обслуговування або ремонту. Після регламентованого напрацювання об'єкт піддають заміні або іншій операції незалежно від його стану.

Для оцінки технічного стану ГПА застосовують різні методи діагностування, що поділяються на організаційні і технологічні.

Керування надійністю при одному і тому ж рівні використання агрегатів досягається шляхом виявлення і попередження відмов. Своєчасне виявлення відмов дозволяє, з одного боку, запобігти подальшим поломкам, аваріям ГПА, з іншого – оперативно припинити зниження ефективності їх експлуатації (зменшення потужності, продуктивності, збільшення втрат природного газу).

1.3 Технічна діагностика як засіб підвищення надійності ГТС

Технічна діагностика вирішує наступні основні задачі [52, 53]:

- діагнозу-оцінки технічного стану об'єкту за сукупністю параметрів, що контролюються;
- генезису – пошуку причин відмов та локалізації несправностей;
- прогнозу технічного стану об'єкту та необхідних мір по підтримці працездатності.

Більшість дослідів присвячено розробці методів технічної діагностики на етапах проектування та виробництва, що використовують методи статистичної обробки результатів натурних випробувань для обладнання, що випускається серійно, наприклад, радіоелектронного [8, 16, 42, 77, 83], методи планування експерименту та фізичного або натурального моделювання для складного обладнання, що дороге коштує [12, 20, 46, 47, 82], методи математичного моделювання [19, 40, 44, 46, 65].

В наш час рівень складності технічних об'єктів став випереджати рівень якості та надійності елементів, на базі яких створюються об'єкти, і за

тривалістю функціонування вони не задовольняють поставленим вимогам, що викликає необхідність виконання профілактичних робіт по відновленню працездатності, час і обсяг яких належить визначити. [27, 74].

Основою планування технічного обслуговування є прогнозування його стану. Зараз намітилися два шляхи вирішення задачі прогнозування: за сукупністю зразків готового обладнання [16, 69] та індивідуальне прогнозування за окремими зразками [1, 70]. Задача індивідуального прогнозування особливо важлива для практики, тому що вартість окремих зразків об'єктів, що контролюються, велика, а кількість складних об'єктів порівняно мала. Ускладнення технологічних та виробничих процесів призвело до необхідності використання методів планування експерименту та прогнозування якості вихідної продукції [23, 28, 32] на базі управління багатофакторними технологічними процесами, оптимізації технології виготовлення.

Розвиток методів технічної діагностики на стадії експлуатації пов'язаний зі складностями по збору та аналізу інформації про відмови обладнання, особливо для таких складних об'єктів як енергетичні установки, що характеризуються індивідуальними умовами експлуатації.

Вирішення задач технічної діагностики базується на загальній теорії розпізнання образів [8, 10, 52]. Технічна діагностика за використанням математичних методів може бути ймовірнісною, коли внутрішні зв'язки агрегатів не розглядаються, а для оцінки стану агрегату використовуються статистичні характеристики параметрів стану, що контролюються, та детермінованою. Перший підхід використовується в роботах [8, 16, 42]. Детермінована діагностика припускає, що об'єкт діагностики складається з ряду підсистем, функціонально пов'язаних, в яких протікають робочі процеси. Для опису робочих процесів використовуються детерміновані математичні моделі.

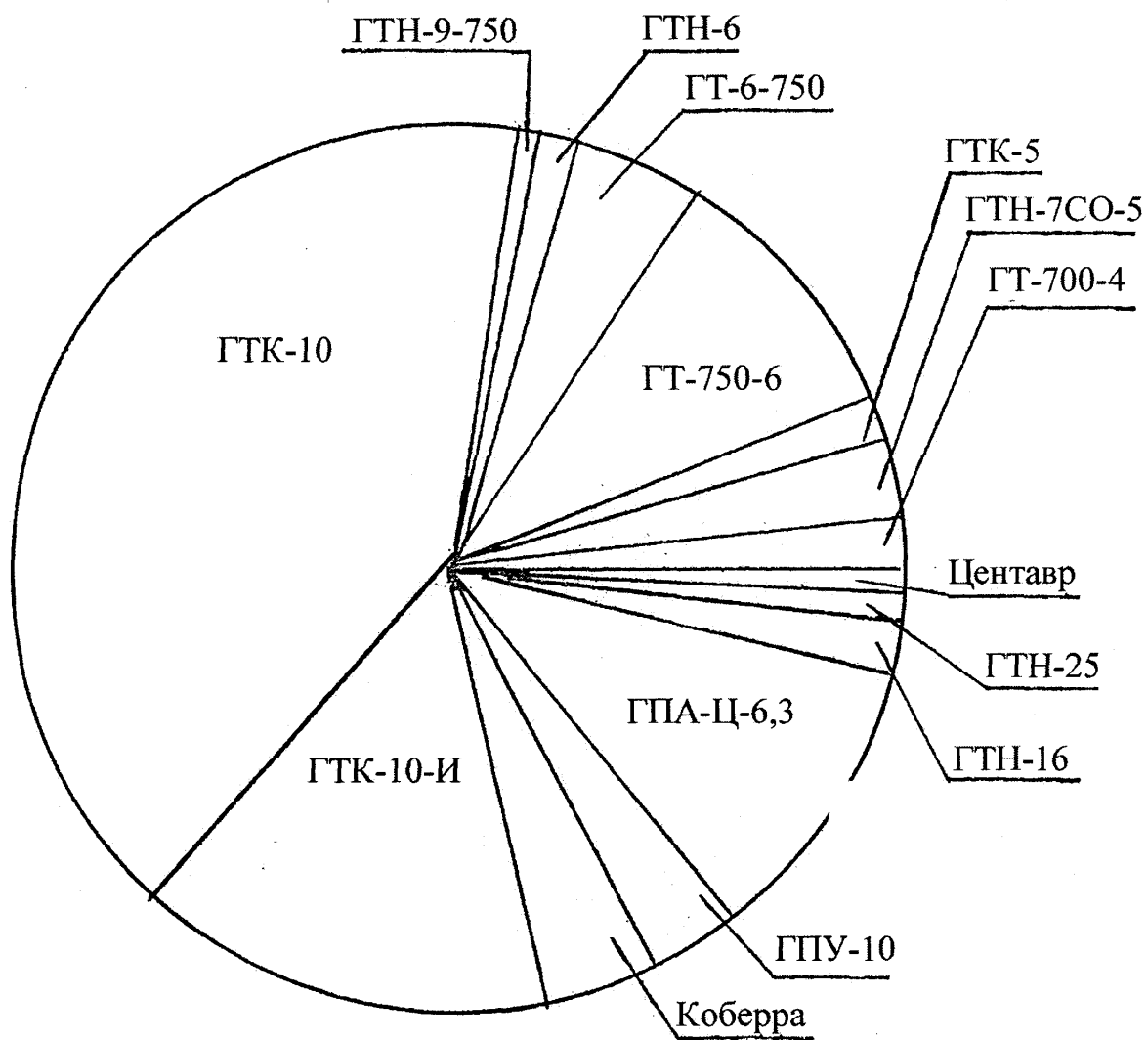


Рисунок 1.4. Структура типів ГПА, що використовуються в газотранспортних системах

За реалізацією розрізняють комплексну технічну діагностику, що охоплює весь обсяг її задач, яка може бути створена з використанням різних вимірювальних засобів тільки на базі застосування ЕЦОМ.

Часткова технічна діагностика будується на застосуванні методів аналізу технічної діагностики з використанням існуючих засобів контролю, або на основі застосування якогось спеціального вимірювального засобу. Для силових енергетичних установок широко розробляються наступні методи діагностики:

- вібраційна діагностика [34, 98, 118]
- спектральний аналіз мастила [81, 111, 121]
- акустична діагностика [37, 54]
- рентгенографія [79, 108, 117, 119]
- інтроскопія та ін.

Методи акустичної діагностики мають низку переваг перед іншими методами. Акустичний сигнал породжується силовою взаємодією деталей і визначає швидкість їх зносу та руйнування. Різноманіття фізичної природи вібросигналів, широкий частотний діапазон обумовлює їхню практично миттєву реакцію на зміну стану обладнання, ефективність при раптових відмовах. Для розвитку цих методів необхідно отримання експериментальної інформації для виявлення ознак і прийняття рішення, а також розробка датчиків, перетворювачів сигналу та діагностичної апаратури.

В організації оперативного діагностування важливе значення мають методи і засоби аналізу відпрацьованого мастила з картеру двигуна з метою визначення продуктів зношування деталей, спеціальні датчики для перетворювання різних фізичних величин діагностичних параметрів у величину, зручну для обробки та реєстрації: тиску, розрідження, температури, витрати, а також інструментальні методи для знаходження тріщин, короблення, зміщення, зазорів.

Раннє віднаходження несправності здійснюється комплексом діагностичних засобів. Аналіз методів безрозбірної дефектації обладнання проведений в

роботі [95]. Повний контроль технічного стану в процесі експлуатації, як доводить досвід, можливий тільки, якщо до агрегату при його створенні закладаються конструктивні заходи, що забезпечують інформацію про його стан. Прямий метод контролю не завжди можливий, тому необхідно ефективно розробляти методи контролю, що дозволяють оцінювати стан агрегату за зміною непрямих робочих параметрів ГПА. Вибір ознак для визначення несправності в енергетичних установках проводиться на основі моделювання робочих процесів, що протікають в установках з урахуванням первинних несправностей [12, 46, 77], методів факторного експерименту [49, 70, 80].

Технічна діагностика газоперекачувального обладнання, так само, як авіаційних двигунів [70], є підсистемою в загальній теорії діагностики, але має самостійне значення. Питання технічної діагностики розробляються для застосування на деякій множині об'єктів, якими є різні типи агрегатів, що мають свої особливості функціонування. Методи вирішення задач технічної діагностики ГПА є загальними для всіх типів агрегатів, але ефективність розробленого методу визначається на підставі результатів досвіду застосування методу на конкретному типі установки в експлуатації, що в свою чергу визначає можливість впровадження комплексу методів, які найбільш задовольняють особливостям самого агрегату як об'єкта діагностування та умовам його експлуатації:

- довгі періоди функціонування;
- неможливість застосування прямих засобів контролю на працюючому агрегаті;
- обмежені можливості відновлення агрегату в умовах експлуатації;
- нецентралізоване ремонтне обслуговування;
- експлуатація в важкодоступних районах;
- відсутність приладів контролю для дефектації деталей без розборки агрегату;

- відсутність кількісних показників для оцінки стану по замірах параметрів робочих процесів;
- існуючі оцінки технічного стану погано відображують фактичний стан і не використовуються для управління технічним обслуговуванням;
- неоднаковий рівень надійності елементів ГПА;
- низький коефіцієнт технічного використання в зв'язку з тривалістю простоїв із-за аварійних зупинок та незабезпеченістю запасними частинами.

Оцінці та прогнозуванню працездатності ГПА за інтегральними параметрами – ефективній потужності та витраті паливного газу присвячені роботи Б.П. Поршакова, А.В. Матвеева, В.А. Щуровського [3, 50, 61, 62, 92]. Характер зміни потужності на компресорних станціях та причини її зниження аналізуються ймовірнісними методами в роботах В.Л. Цегельникові [88], методами регресійного аналізу в роботах Б.П. Поршакова, І.А. Іванова [26, 61], а також детермінованими методами математичного моделювання в роботах В.А. Щуровського [91, 92]. У вітчизняній та зарубіжній практиці методи визначення несправностей елементів у період функціонування ГПА знаходяться в стадії дослідження.

1.4 Формування основних задач досліджень

Дана дисертаційна робота присвячена дослідженню та розробці методичних питань та практичних рекомендацій для вирішення комплексу задач технічної діагностики за оцінкою працездатності, ідентифікації несправностей та прогнозуванню стану ГПА з газотурбінним приводом на КС магістральних газопроводів на основі аналізу характеру зміни непрямих термогазодинамічних параметрів та експлуатаційних характеристик обладнання з використанням математичних методів технічної діагностики.

Для реалізації поставлених завдань сформовано ряд наукових задач досліджень:

1. Оцінка діагностичних ознак для з'ясування експлуатаційних несправностей газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів.
2. Розробка методів ідентифікації несправностей газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів
3. Розробка методів прогнозування технічного стану газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів.
4. Апробація у виробничих умовах запропонованих заходів і засобів та розробка рекомендацій подальшого підвищення надійності.

В першому розділі дано характеристику газотранспортної системи України, компресорних станцій та їх обладнання. На основі аналізу літературних джерел сформовано основні задачі досліджень

В другому розділі для оцінки працездатності елементів ГПА побудовані характеристики на основі застосування математичних моделей, розроблених з використанням методів теорії подоби.

В результаті аналізу експлуатаційних даних по відмовах ГПА та класифікації несправностей у третьому розділі обрана функціональна діагностична модель, розроблено методи формування матриць стану агрегату з урахуванням несправностей і алгоритм рішення рівнянь моделі з метою виявлення комплексу діагностичних параметрів.

В четвертому розділі проведено порівняльний аналіз та показано, що детермінований метод для розпізнання несправностей виявляється кращим за ймовірнісний. Розроблені методика та алгоритм ідентифікації несправностей на ранній стадії розвитку в період функціонування агрегату за діагностичними параметрами. В результаті аналізу та узагальнення рішень побудовано діагностичну таблицю та сформульовано вирішальне правило для оперативного виявлення несправності з використанням булевої алгебри.

В п'ятому розділі побудовано екстраполяційні поліноми для оперативного прогнозування технічного стану ГПА компресорних станцій, а також рекомендації з частоти опитування параметрів, що контролюються.

Розроблено комплекс алгоритмів та програмне забезпечення для вирішення основних задач технічної діагностики ГПА та отримано інженерні методики розрахунку, що дозволяють побудувати характеристики елементів для оцінки та прогнозування працездатності ГПА, виявити несправність в період експлуатації агрегату.

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРОБКА ПИТАНЬ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ МАГІСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДУ

2.1 Газоперекачувальний агрегат компресорної станції магістрального газопроводу як об'єкт діагностування

Газоперекачувальний агрегат як об'єкт діагностики являє собою технічну систему з довгими періодами безперервного функціонування. В процесі експлуатації відбувається поступове погіршення його технічного стану, хоча в цілому агрегат працездатний. З'явлення несправностей в елементах ГПА, які з часом призводять до відмови обладнання, виявляється у погіршенні техніко-економічних показників роботи – потужності – N_e , коефіцієнта корисної дії – η_e , витрати палива – G_T , а також диференційних, робочих параметрів термогазодинамічних процесів. Так, в міжремонтні періоди потужність агрегату знижується на 10-30% внаслідок різних конструктивних та експлуатаційних причин. Як показують дослідження [26, 50, 60, 62, 79, 93], збільшення зазорів у турбіні знижує потужність на 8%, відкладення у осьовому компресорі – на 5%, протікання в ущільнювачах та забруднення вхідного тракту – на 1,5%.

Необхідно розрізнявати наступні підмножини станів агрегату [49, 52, 53]:

K_1 – підмножина справних станів, коли агрегат задовольняє усім вимогам нормативно-технічної документації; нормальна працездатність;

K_2 – підмножина несправних або аварійних станів; агрегат несправний, але працездатний;

K_3 – підмножина станів відмови; повна втрата працездатності;

$$K = K_1 \cup K_2 \cup K_3; \quad K_1 \subset K, K_2 \subset K, K_3 \subset K$$

Визначення множини припустимих станів агрегату, їх діагностичних ознак можливе тільки за наявності інформації про вплив розвитку несправностей на зміну технологічних процесів у вузлах агрегату. При рішенні задач технічної діагностики зміна стану представляється як зміна узагальненої функції [27, 28]

$$R = f(x_1, x_2, \dots, x_n),$$

де x_1, x_2, \dots, x_n – набір параметрів стану, що характеризують якість робочих процесів, що протікають в елементах агрегату в момент поточного часу.

Оскільки з плином часу при розвитку несправності у вузлах відбуваються незворотні фізико-механічні перетворення, то їхні параметри є функціями часу

$$x_i = \varphi_i(t) \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

В кожний дискретний момент часу t_1, t_2, \dots, t_n знаходження вектору функції стану визначається наступними залежностями

$$R_1 = f(x_{11}, x_{12}, \dots, x_{1n})$$

$$R_2 = f(x_{21}, x_{22}, \dots, x_{2n})$$

.....

$$R_n = f(x_{n1}, x_{n2}, \dots, x_{nn})$$

При розвитку несправності спостерігається певна закономірність зміни параметрів, що дозволяє говорити про закономірність в зміні стану агрегату. Рішення задач технічної діагностики складних технічних об'єктів, таких як газоперекачувальний агрегат, може бути отримане тільки в результаті аналізу множини станів, в яких ці об'єкти можуть знаходитись в період експлуатації. Внаслідок великої складності та високої вартості, для ГПА проведення натурного експерименту не є виправданим. У зв'язку з цим потрібна розробка спеціальних методів для теоретичного аналізу можливих станів на базі

математичного моделювання, тобто аналітичного опису основних властивостей агрегату як об'єкту діагностування.

Основною визначальною характеристикою стану ГПА є працездатність. У відповідності до ГОСТ 13377-75 під працездатністю агрегату слід розуміти його стан, при якому він спроможний виробити певну величину потужності з допустимою економічністю протягом часу, що визначається ресурсом, забезпечуючи при цьому певні динамічні якості.

ГПА складається з ряду елементів, працездатність кожного з яких визначає працездатність агрегату в цілому, і ці елементи потребують самостійної оцінки їхньої працездатності. Під працездатністю елемента будемо розуміти такий стан, при якому він спроможний забезпечувати характеристики, що вимагаються протягом часу, що визначений ресурсом вузла до ремонту.

Визначення працездатності агрегату дозволяє дати її кількісну характеристику у вигляді енергетичної оцінки працездатності, тобто ефективної потужності – N_e , яку спроможний виробити ГПА за ресурс, що залишився. Така оцінка працездатності охоплює вихідні наведені характеристики. Верхня границя зони повної втрати працездатності визначається $N_{e \text{ гран}}$, за якої агрегат перестає виконувати свої функції. Границя нормальної часткової втрати працездатності визначається допустимими змінами ефективної потужності за весь ресурс, що залишився, яка, виходячи з досвіду експлуатації та техніко-економічних показників, приймається в межах 15% [13, 56, 57, 62].

Питанням оцінки технічного стану ГПА за змінами ефективної потужності та методам виміру потужності присвячені роботи Б.П. Поршакова, І.А. Іванова, В.А. Щуровського та ін. [3, 26, 30, 58, 61, 62, 93]. В роботах ВО "Союзоргенергогаз" [22, 33, 79, 88] працездатність оцінюється за фактичним напруженням ГПА з урахуванням динамічних, термічних циклів навантаження на основі використання статистики відмов та ймовірних методів розрахунку. Визначення інтегральних функцій стану, до яких відносяться

техніко-економічні показники агрегату: ефективна потужність, питома витрата палива, а також показники надійності – напрацювання, - одна з важливих задач технічної діагностики. Окрім показників ефективності функціонування агрегату, вони є симптомами несправностей. Зниження ефективної потужності або збільшення витрати палива – G_T свідчить про появу несправності в агрегаті, але не дозволяє локалізувати несправність без застосування додаткових засобів діагностування.

2.2 Загальний метод розрахунку характеристик газоперекачувального агрегату в параметрах подібності

Математична модель для схеми газоперекачувального агрегату, що включає основні елементи агрегату: осьовий компресор (ОК), камеру згоряння (КЗ), регенератор (Р), турбіну високого тиску (ТВТ) і низького тиску (ТНТ), а також центробіжний нагнітач (ВН), оснований на принципі структурної побудови та складається з повної системи рівнянь, що описують:

- характеристики елементів;
- зв'язок між елементами;
- регулюючі пристрої.

В систему розрахунку характеристик включено:

- розрахунок характеристик осьового компресора;
- визначення параметрів потоку повітря та продуктів згоряння за перерахованими елементами;
- визначення гідравлічних та теплових втрат в КС та регенераторі;
- визначення ефективної потужності, коефіцієнту корисної дії (ККД), питомої витрати палива;
- розрахунок характеристик нагнітача.

Багаточисельність вихідних незалежних змінних ускладнює побудову математичних моделей агрегату та його елементів. Всяку систему рівнянь, що заключає в собі запис законів, що управляють явищами, можна сформулювати

як співвідношення між безрозмірними величинами; іншими словами, згрупувавши незалежні змінні за певними законами в безрозмірні комплекси, можна отримати адекватну математичну модель агрегату [67].

Перехід від звичайних фізичних величин до комплексних веде до зменшення кількості змінних і більш чіткому виявленню внутрішніх зв'язків, що характеризують агрегат.

Точність розрахунків характеристик ГПА з використанням такої системи рівнянь в значному ступені залежить від прийнятих у відповідних методиках припущень, а також від точності завдання вихідних даних та характеристик окремих елементів агрегату.

При розробці методик, що лягли в основу складання алгоритмів розрахунків, були прийняті наступні допущення [29, 41, 48, 55, 64, 75]:

- відсутній теплообмін з зовнішнім середовищем;
- для середовища, що стискається, справедливе рівняння стану ідеального газу;
- поля температури, тиску, швидкості рівномірні по перетину потоку;
- теплоємність продуктів згоряння не залежить від тиску при температурах, що мають місце в ГТУ.

Перехід від незалежних змінних та параметрів до відповідних комплексів здійснюється на базі методів теорії подібності та аналізу розмірності [67].

Згідно з цим методом, кількість безрозмірних величин, що визначають досліджуване явище, рівне числу всіх розмірних без урахування параметрів з незалежними розмірностями.

Число безрозмірних параметрів можна скоротити, якщо у відповідності до векторної системи одиниць збільшити число параметрів з незалежними розмірностями [87].

Якщо звичайно висота, довжина та ширина трьохмірного тіла вимірюється в однакових одиницях, то у векторній системі одиниць цим трьом розмірам відповідають три незалежні одиниці виміру. Таким чином, у відповідності з π -теоремою число безрозмірних параметрів скоротиться

на два. Також складається справа і з масою. Її можна вимірювати в одиницях маси, як міри інерції і як міри кількості руху.

Дослідження спрощується зі зменшенням числа безрозмірних параметрів, оскільки при цьому зменшується потрібна кількість даних, графіків, експериментів та таблиць і полегшується співставлення та узагальнення результатів.

2.3 Аналіз розмірності при розрахунку характеристик ГПА в комплексних параметрах

У відповідності до підходу, запропонованому в [64, 66, 67, 87] при аналізі процесів методом теорії розмірності складається таблиця основних фізичних величин та розмірних постійних в векторній системі для процесів стискання та розширення у лопаточних машинах. До числа фізичних величин, що грають суттєву роль у даній задачі, слід віднести вагову витрату газу через лопаточну машину G , тиск гальмування P та абсолютну температуру T , кутову швидкість ротору або силового валу, коефіцієнт в'язкості робочого тіла – μ , діаметр робочого колеса – D , а також газову постійну R та показник адіабати K . У відповідності з [64], у склад фізичних параметрів не включені питома теплоємність C_p та коефіцієнт теплопровідності середовища λ , виходячи з припущення, що внутрішній теплообмін несуттєво впливає на робочий процес. Для нагнітача в число суттєвих величин включений коефіцієнт стискання Z . Всі ці величини надані в таблиці 2.1.

Залежність ступеню підвищення (зниження) тиску від інших величин можна уявити рядом однорідних за розмірністю членів, кожний з яких має вигляд

$$e, \eta, \tau = C \cdot G^a \cdot T^b \cdot P^c \cdot n^d \cdot D^e \cdot K^f \cdot R^g \cdot \mu^m \cdot Z^n \quad (2.1.)$$

де C – коефіцієнт пропорційності.

Таблиця 2.1.- Аналіз розмірностей

Фізична величина	Позна- чення	Формула розмірності						
		L_x	L_y	L_z	M_μ	M_i	T	Θ
Ступінь підвищення (пониження) тиску	ϵ							
Вагова витрата газу	G				M_μ		T^{-1}	
Абсолютна температура	T							Θ
Тиск гальмування	P	$L_x^{-1/3}$	$L_y^{-1/3}$	$L_z^{-1/3}$		M_i	T^{-2}	
Кутова швидкість	ω						T^{-1}	
Діаметр	D		$L_y^{1/2}$	$L_z^{1/2}$				
Показник адиабати	K							
Газова постійна	R	$L_x^{2/3}$	$L_y^{2/3}$	$L_z^{2/3}$	M_μ^{-1}	M_i	T^{-2}	Θ^{-1}
Коефіцієнт в'язкості	μ	L_x^{-1}				M_i	T^{-1}	
Коефіцієнт стискання	Z							

Прирівнюючи показники ступенів довжини, маси, часу та температури в обох частинах рівняння, згідно умови однорідності за розмірностями, отримаємо наступні рівняння, що пов'язують між собою змінні

$$\text{довжина по вісі } x \quad -\frac{1}{3}C + \frac{2}{3}g - m = 0$$

довжина по вісі y	$-\frac{1}{3}C + \frac{2}{3}g + \frac{1}{2}e = 0$
довжина по вісі z	$-\frac{1}{3}C + \frac{2}{3}g + \frac{1}{2}e = 0$
маса μ	$a - g = 0$
маса I	$c + g + m = 0$
час	$-a + 2c + 2g - d - m = 0$
температура	$b - g = 0$

Оскільки в шістьох виразах сім невідомих, слід виразити шість з них через сьому.

Обравши g в якості сьомого невідомого, отримаємо

$$a = g, \quad b = g, \quad c = -\frac{5}{2}g, \quad e = -3g, \quad d = \frac{1}{2}g, \quad m = \frac{3}{2}g$$

Отже,

$$e = C_1 \left(\frac{GRT_{\text{щ}}^{\frac{1}{2}} m^{\frac{3}{2}}}{P^{\frac{5}{2}} D^3} \right)^g \text{ц}(K) \text{ц}'(Z) \quad (2.2)$$

Як показано в роботі [66], рівняння (2.2) можна перетворити до виду

$$e = C_1 \left[\frac{G\sqrt{RTZ}}{D^2 P} \cdot \left(\frac{\sqrt{RTZ_M}}{DP} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \left(\frac{\text{щ}D}{\sqrt{RTZ}} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \text{ц}(K) \quad (2.3)$$

У формулі (2.3) співмножники пропорційні

$\frac{G\sqrt{RTZ}}{D^2 P}$ - приведений осьовій швидкості; $\frac{\sqrt{RTZ_M}}{DP}$ - числу Рейнольдса;

$\frac{\text{щ}D}{\sqrt{RTZ}}$ - приведений окружній швидкості.

Як видно з рівнянь (2.2) та (2.3), в числі визначальних параметрів залишилось три безрозмірних

$$\frac{GRT\zeta^{\frac{1}{2}}M^{\frac{3}{2}}Z}{P^{\frac{5}{2}}D}, \text{ g, } \varphi(K)$$

При роботі лопаткової машини на одному і тому ж робочому тілі рівняння (2.3) прийме вигляд

$$e = C_2 \left[\frac{G\sqrt{RTZ}}{D^2P} \cdot \left(\frac{\sqrt{RTZ_M}}{DP} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \left(\frac{\zeta D}{\sqrt{RTZ}} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^g$$

В цьому випадку кількість безрозмірних параметрів скорочується до двох, що дозволяє графічно представляти характеристики лопаточної машини.

Безрозмірний параметр

$$\frac{G\sqrt{RTZ}}{D^2P} \cdot \left(\frac{\sqrt{RTZ_M}}{DP} \right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\zeta D}{\sqrt{RTZ}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

можна спростити, виходячи з того, що величина $\frac{\sqrt{RTZ_M}}{DP}$ пропорційна числу

Рейнольдса. Застосувавши метод перетворення критеріїв, отримаємо

$$\frac{G\sqrt{RTZ}}{D^2P} \left(\frac{\zeta D}{\sqrt{RTZ}} \right)^{\frac{1}{2}} \text{ та } \left(\frac{\sqrt{RTZ_M}}{DP} \right)^{\frac{3}{2}}$$

Втрати на тертя, що залежать від числа Re дуже малі, втрати від вихорів, відривів потоку, вторинних течій великі. Для кожної конкретної проточної частини завжди знайдеться таке значення $Re_{\text{гран.}}$, вище якого течія в ступені буде автомодельною [64]. Для лопаточної машини в галузі автомодельності за числом Рейнольдса параметр $\left(\frac{\sqrt{RTZ_M}}{DP} \right)^{\frac{3}{2}}$ є несуттєвим.

Таким чином, у числі визначаючих критеріїв можна лишити тільки критерії

$$\frac{G\sqrt{RTZ}}{D^2P} \cdot \left(\frac{\zeta D}{\sqrt{RTZ}} \right)^{\frac{1}{2}}, \text{ g}$$

Далі, для зручності використання доцільно ввести замість безрозмірного параметру g приведену витрату $G_{\text{пр}}$ або приведені оберти $n_{\text{пр}}$ та провести

перетворення параметру $\frac{G\sqrt{RTZ}}{D^2P} \cdot \left(\frac{\text{шД}}{\sqrt{RTZ}}\right)^{\frac{1}{2}}$ за допомогою параметру e , що

визначається [67]. В результаті для лопаточних машин, що працюють на одному й тому ж робочому тілі, в зоні автотурбомашинності за числом Рейнольдса e

$$e = f_1 \left(\frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{e}, G_{\text{пр}} \right), \quad e = f_2 \left(\frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{e}, n_{\text{пр}} \right) \quad (2.5)$$

Для визначення коефіцієнту корисної дії турбомашин проводиться

перетворення параметру $\frac{G_{\text{пр}} \cdot n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{e}$.

Згідно з правилами перетворення критеріїв, в числі визначальних має бути збережений також параметр z , тобто

$$e = f_3 \left(\frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{e z}, G_{\text{пр}}, z \right), \quad e = f_4 \left(\frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{e z}, n_{\text{пр}}, z \right) \quad (2.6)$$

В свою чергу, коефіцієнт корисної дії η аналогічно ступеню підвищення

(пониження) тиску ε є функцією двох параметрів $\frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{z}$ та $G_{\text{пр}}(n_{\text{пр}})$. Після

перетворення $\frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{z}$ за допомогою e

$$z = f_5 \left(\frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{e z}, G_{\text{пр}}, e \right); \quad z = f_6 \left(\frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{e z}, n_{\text{пр}}, e \right) \quad (2.7)$$

Враховуючи рівняння (2.7) співвідношення (2.6) можна привести до вигляду

$$e = f_7 \left(\frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{\varepsilon z}, G_{\text{пр}} \right); \quad e = f_8 \left(\frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{\varepsilon z}, n_{\text{пр}} \right) \quad (2.8)$$

Аналогічні перетворення параметрів можна виконати, використовуючи величину τ – відношення кінцевої температури процесу до початкової – як визначальну. Але при цьому необхідно відмітити наступне.

Характеристики будь-якої лопаткової машини за умови геометричної, газодинамічної та теплової подібності можуть бути виражені будь-якими двома наведеними параметрами. В завданні, що розглядається, в якості таких параметрів взято ε та η . В свою чергу, кожний з вихідних параметрів лопаточної машини є функцією двох незалежних аргументів, в якості яких доцільно використовувати комплексний параметр, а також частоту обертання або витрату повітря, приведені за параметрами на вході до початкових умов. Оскільки незалежних параметрів тільки два, то записувати більшу кількість рівнянь для завдання характеристики лопаточної машини (за умови справедливості подібності) немає сенсу. Зайві рівняння не несуть необхідної інформації та обтяжують побудову математичної моделі агрегату.

Таким чином, для газоперекачувального агрегату будь-якої схеми в зоні експлуатації, в якій справедливі принципи теорії подібності, число рівнянь, що визначають характеристики елементів агрегату, дорівнює подвоєному числу елементів.

Характеристики нагнітача, осьового компресору та турбіни в зазначеній системі параметрів є з достатньою точністю наближення лінійними у всьому діапазоні режимів роботи ГПА. Лінійність характеристик дозволяє з великою точністю апроксимувати їх рівняннями першого ступеню у вигляді

$$A = \frac{a_1 n_{\text{пр}} - a_2 e^* + a_3}{a_4 e + a_5} \quad (2.9)$$

$$B = \frac{b_1 G_{\text{пр}} - b_2 n_{\text{пр}} - b_3}{b_4 G_{\text{пр}} - b_5} \quad (2.10)$$

Можливість апроксимації характеристик лопаткової машини лінійними залежностями полегшує їхнє використання для вирішення завдань технічної діагностики.

2.4 Оцінка працездатності ГПА за характеристиками у комплексних параметрах

При оцінці технічного стану елементів агрегату порівнюються вихідні та експлуатаційні характеристики.

В якості вихідної приймається характеристика, що відповідає характеристиці у початковий період експлуатації агрегату після ремонту турбіни або заводських випробувань.

На рисунку 2.1. представлена характеристика для осьового компресора газотурбінної установки типу ГТК-10. Комплекс формується у вигляді

$$A = \frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{e}, \quad \text{відповідно} \quad B = \frac{G_{\text{пр}} n_{\text{пр}}^{\frac{1}{2}}}{e_z}.$$

Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиця 2.2. Результати розрахунку представлені в таблиця 2.3. Розрахункові точки нанесені на характеристику осьового компресора у відповідності із залежністю (2.5), характеристика ОК у комплексних параметрах наведена на рисунку 2.2. На рисунку 2.3. побудована характеристика у відповідності до залежності (2.8). Робочі точки при $A = \text{const}$, $B = \text{const}$ апроксимуються лінійною залежністю. Похибка апроксимації не перевищує 3%.

Із теорії газових турбін [36, 51] відомо, що лінії робочих режимів на характеристиках розташовуються у відносно вузькій зоні, що дозволяє за деяких припущень використовувати однопараметричні залежності $e_r = f(G_{\text{Тпр}})$ (2.11), наведені на рисунку 2.4 побудовані за даними [92, 93].

Подібний засіб представлення характеристик лопаточних машин значно спрощує задачу їхньої побудови та зручний при контролі технічного стану елементів ГПА на різних етапах експлуатації. Для цього за вихідною характеристикою ОК чи ВН або апроксимуючої її залежності визначають положення режимної точки. Розшарування характеристики свідчить про зміну працездатності самого елемента.

Оцінка технічного стану елемента проводиться наступним чином. Заміряються режимні параметри: частота оберту, ступінь стискання, температура та витрата робочого тіла; витрату робочого тіла можна з'ясувати за заводською характеристикою. Щоб виключити вплив зовнішніх умов, розраховуються наведені значення параметрів, комплекс А та ККД.

За вихідною характеристикою знаходимо за замірним значенням $e_{\text{зам}}$ та $A_{\text{пр.вих.}}$, що відповідає вихідному режиму. За різницею $n_{\text{пр.зам.}}$ та $n_{\text{пр.вих.}}$ можна судити про зміну частоти обертання ОК або ВН.

За характеристикою ефективності визначається вихідне значення комплексу В, що відповідає $n_{\text{пр.вих.}}$, за яким розраховується ККД елемента, що відповідає його вихідному стану

$$z_{\text{вих.}} = \frac{A}{B}$$

Різниця між $z_{\text{вих.}}$ та $z_{\text{зам}}$ характеризує зміну к.к.д., що відбулася.

При розходженні параметрів $A_{\text{вих.}}$ та $A_{\text{зам.}}$, $B_{\text{вих.}}$ та $B_{\text{зам.}}$ в межах 3%, що відповідає максимальній погрішності апроксимації діагностичних характеристик та точності вимірювання режимних параметрів сучасними контрольно вимірювальними приладами [5], можна вважати, що технічний стан елемента ГПА відповідає його нормальній працездатності. Розходження цих параметрів, що перевищує 3%, свідчить про порушення нормальної працездатності елементів обладнання та потребує призначення профілактичних заходів для її поновлення.

В таблиці 2.10 наведені результати виміру та розрахунку режимних параметрів для агрегату КС “Долина” з метою визначення працездатності ВН.

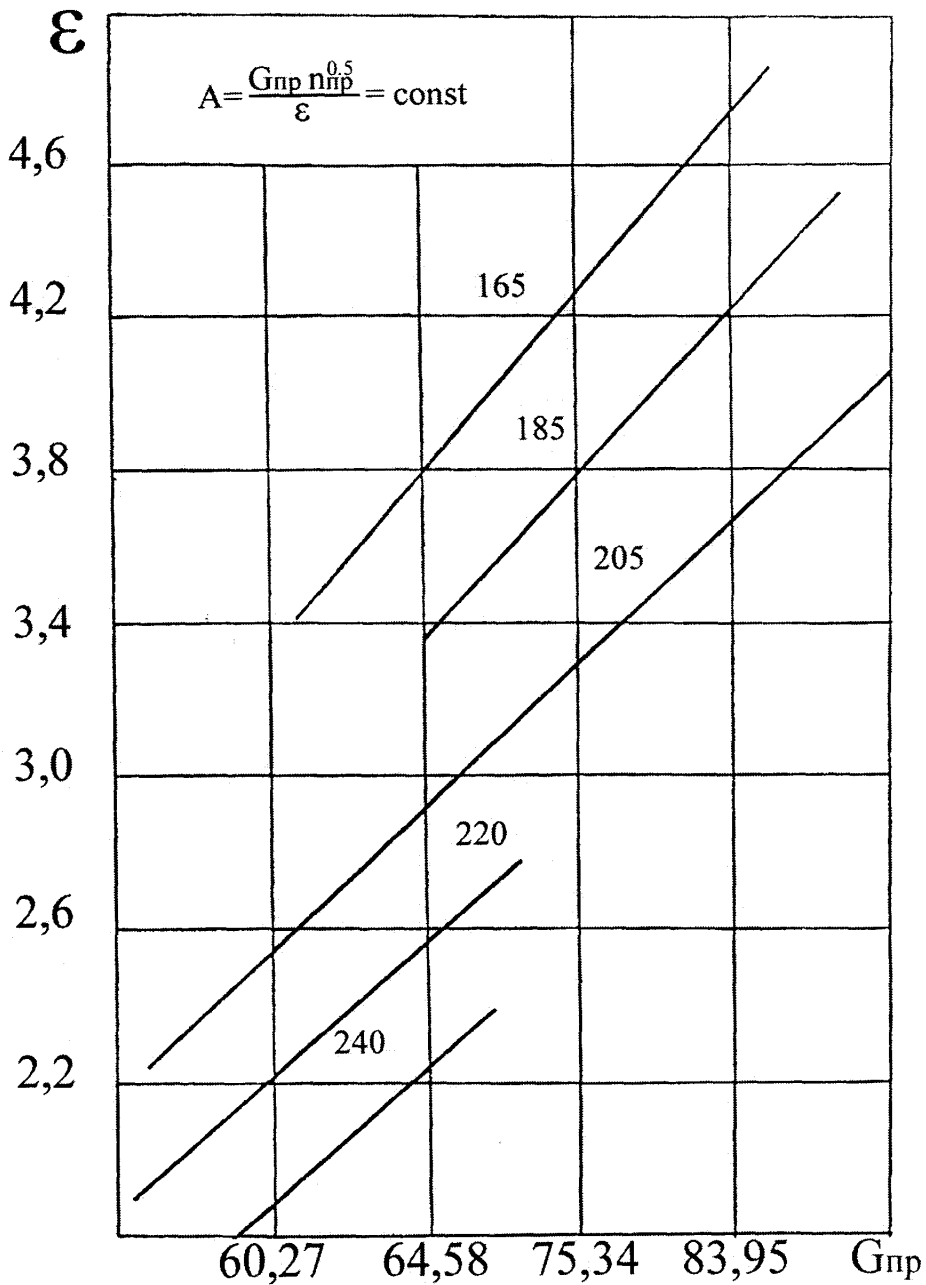


Рисунок 2.1 Характеристика ОК ГТК-10 в комплексних параметрах для оцінки працездатності

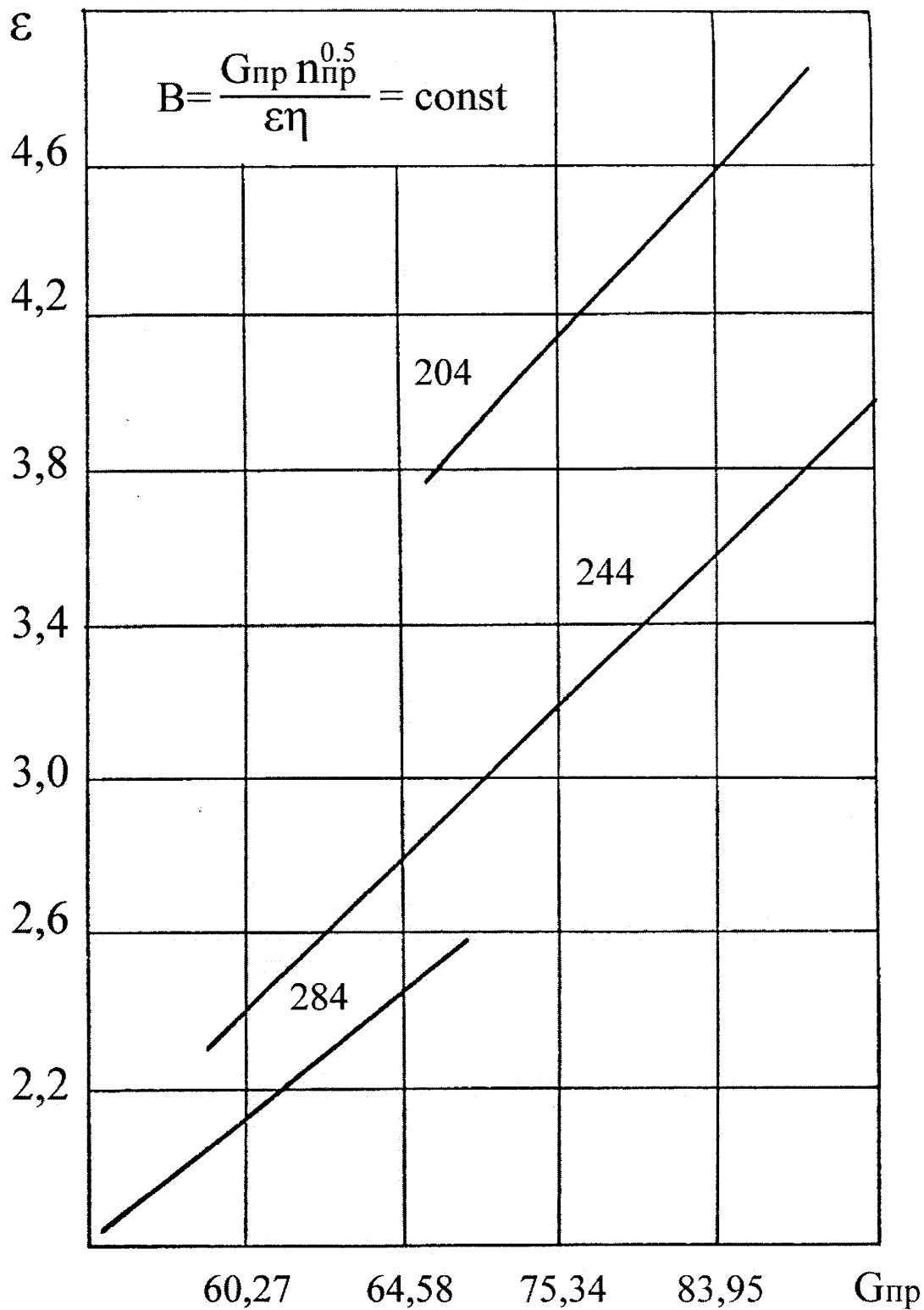


Рисунок 2.2 Характеристика ОК ГТК-10 в комплексних параметрах для оцінки працездатності

Таблиця 2.1 - Вихідні дані для розрахунку характеристик

ОК ГТК-10 у параметрах подібності

$G_{пр}$	58,12	60,27	62,42	64,58	73,1	75,34	77,5	81,8	83,95	86,1
$n_{пр}$					8					
3640	$\frac{2,05}{0,77}$	$\frac{1,9}{0,75}$								
3920	$\frac{2,4}{0,75}$	$\frac{2,4}{0,775}$	$\frac{2,4}{0,805}$	$\frac{2,25}{0,804}$						
4880	$\frac{e}{z}$				$\frac{3,9}{0,83}$	$\frac{3,75}{0,855}$	$\frac{3,4}{0,852}$			
5220								$\frac{4,3}{0,83}$	$\frac{4,525}{0,85}$	$\frac{3,95}{0,819}$

Таблиця 2.2 - Результати розрахунку характеристик

ГТК-10 у параметрах подібності

$G_{пр}$	58,12	60,27	62,42	64,58	73,18	75,34	77,5	81,8	83,95	86,1
$n_{пр}$										
3640	$\frac{A}{B}$	$\frac{221}{286}$	$\frac{247}{329}$							
3920	$\frac{196}{261}$	$\frac{203}{262}$	$\frac{210}{261}$	$\frac{232}{289}$						
4880					$\frac{169}{204}$	$\frac{181}{212}$	$\frac{206}{241}$			
5220								$\frac{156}{188}$	$\frac{173}{204}$	$\frac{203}{248}$

Таблиця 2.3 - Вихідні дані для розрахунку характеристик
ВН-370-17-1 в параметрах подібності

Q _{пр}	275	300	326	350	375	400	425	450	475
з	0,844	0,857	0,867	0,868	0,86	0,84	0,80	0,76	0,70
п _{пр}									
5830	1,335	1,330	1,32	1,308	1,298	1,270	1,246	1,220	1,192
5565	1,30	1,296	1,29	1,278	1,263	1,246	1,225	1,199	1,172
5300	1,272	1,267	1,26	1,249	1,235	1,220	1,198	1,180	1,155
5035	1,242	1,240	1,233	1,225	1,215	1,197	1,180	1,16	1,14
4770	1,218	1,214	1,206	1,199	1,19	1,188	1,162	1,146	1,126
4505	1,192	1,189	1,184	1,178	1,17	1,158	1,145	1,13	1,113
4240	1,160	1,167	1,163	1,157	1,148	1,14	1,129	1,116	1,097
3975	1,147	1,145	1,142	1,137	1,130	1,123	1,110	1,099	1,085
3710	1,138	1,136	1,124	1,120	1,114	1,105	1,095	1,085	1,073

Таблиця 2.4 - Результати розрахунку комплексів А та В

$Q_{пр}$	275	300	326	350	375	400	425	450	475
5830 $\frac{A}{B}$	1095	1204	1324	1452	1600	1760	1953	2146	2381
	1298	1405	1527	1673	1860	2096	2429	2824	3402
5565 $\frac{A}{B}$	1128	1239	1354	1486	1630	1790	1964	2171	2398
	1337	1446	1562	1712	1896	2131	2455	2857	3426
5300 $\frac{A}{B}$	1150	1265	1386	1528	1664	1819	2004	2187	2410
	1363	1475	1598	1750	1935	2165	2505	2878	3443
5035 $\frac{A}{B}$	1176	1287	1410	1537	1676	1842	2014	2206	2411
	1393	1502	1627	1773	1949	2192	2517	2903	3445
4770 $\frac{A}{B}$	1190	1307	1435	1563	1700	1820	2021	2200	2400
	1410	1525	1655	1801	1977	2166	2526	2895	3418
4505 $\frac{A}{B}$	1208	1324	1447	1547	1709	1861	2033	2199	2393
	1431	1545	1669	1813	1988	2216	2529	2894	3414
4240 $\frac{A}{B}$	1218	1333	1455	1583	1723	1863	2018	2187	2390
	1443	1556	1678	1824	2003	2218	2523	2878	3379
3975 $\frac{A}{B}$	1225	1341	1461	1587	1721	1859	2022	2184	2365
	1452	1565	1686	1828	1999	2213	2529	2874	3338
3710 $\frac{A}{B}$	1202	1364	1457	1580	1711	1855	2007	2165	2336
	1425	1536	1680	1820	1990	2209	2509	2848	

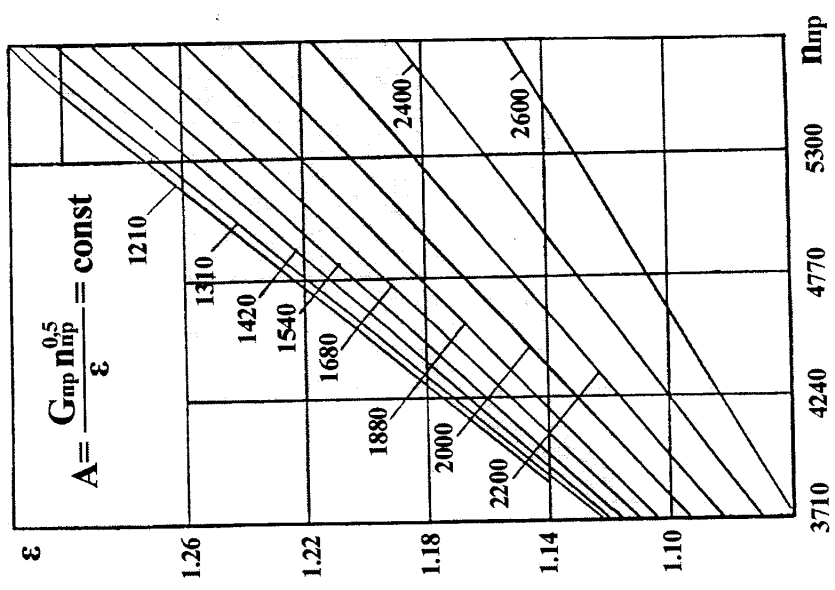
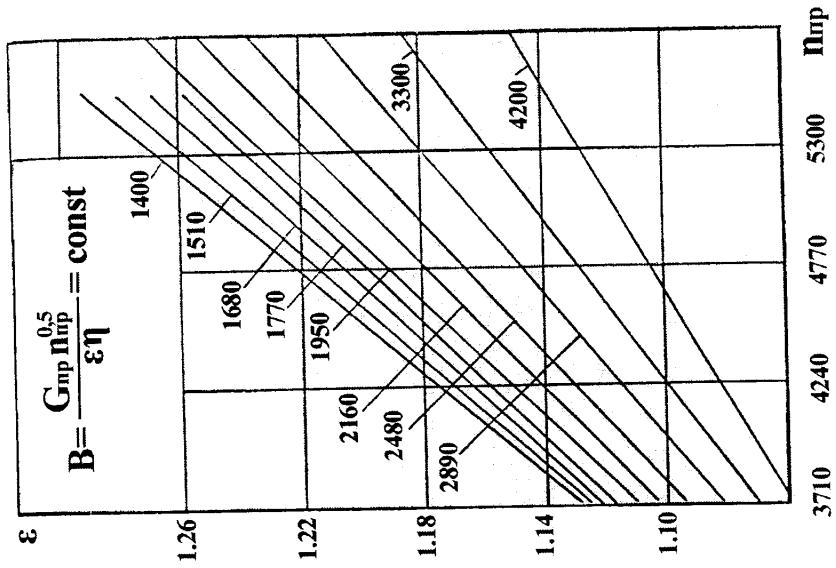


Рисунок 1.7 Характеристики ВН 370-17-1 в

Рисунок 1.6 Характеристики ВН 370-17-1 в

комплексних параметрах для оцінки працездатності

комплексних параметрах для оцінки працездатності

Таблиця 2.5 - Вихідні дані розрахунку характеристик

ВН-520-12-1 в параметрах подібності

Q _{пр}	200	225	250	275	300	325	350	375
з	0,84	0,855	0,880	0,875	0,855	0,820	0,775	0,665
П _{пр}								
5280	1,63	1,605	1,575	1,53	1,485	1,420	1,355	1,270
5040	1,57	1,545	1,54	1,48	1,44	1,38	1,315	1,245
4800	1,505	1,49	1,46	1,43	1,39	1,34	1,315	1,245
4560	1,45	1,44	1,41	1,385	1,35	1,30	1,25	1,19
4320	1,405	1,39	1,36	1,34	1,31	1,27	1,225	1,17
4080	1,36	1,34	1,32	1,30	1,27	1,235	1,20	1,15
3840	1,31	1,295	1,28	1,255	1,235	1,20	1,17	1,13
3600	1,27	1,245	1,24	1,22	1,20	1,175	1,145	1,11
3360	1,23	1,225	1,21	1,20	1,18	1,155	1,13	1,095

Таблиця 2.6 = Результати розрахунку комплексів А та В

$Q_{\text{пр}}$	200	225	250	275	300	325	350	375
5280 $\frac{A}{B}$	11,5	13,3	15,4	17,9	20,8	24,6	29,1	35,5
	13,7	15,6	17,5	20,5	24,3	30,0	37,5	54,2
5040 $\frac{A}{B}$	12,1	14,1	15,8	18,7	21,6	25,5	30,2	36,1
	14,4	16,46	17,9	21,4	25,3	31,1	39,9	55,1
4800 $\frac{A}{B}$	12,8	14,8	17,1	19,6	22,6	26,4	30,9	36,7
	15,3	17,3	19,4	22,4	26,5	32,2	41,0	56,0
4560 $\frac{A}{B}$	13,5	15,4	17,9	20,3	23,4	27,3	31,8	37,6
	16,1	18,0	20,3	23,2	27,3	33,3	41,6	57,4
4320 $\frac{A}{B}$	14,0	16,1	18,6	21,1	24,2	27,9	32,2	37,9
	16,6	18,8	21,2	24,2	28,3	34,0	42,1	57,8
4080 $\frac{A}{B}$	14,5	16,8	19,3	21,8	25,0	28,6	32,6	38,1
	17,3	19,7	22,6	25,0	29,2	34,9	43,0	58,2
3840 $\frac{A}{B}$	15,2	17,5	19,9	22,7	25,6	29,4	33,3	38,3
	18,1	20,4	23,3	26,0	29,9	35,9	43,4	58,4
3600 $\frac{A}{B}$	15,6	18,3	20,5	23,3	26,3	29,7	33,7	38,4
	18,6	21,4	23,3	26,6	30,7	36,2	43,4	58,6
3360 $\frac{A}{B}$	16,1	18,3	20,8	23,3	26,3	29,7	33,4	38,1
	19,2	21,4	23,7	26,8	30,7	36,2	43,1	58,2

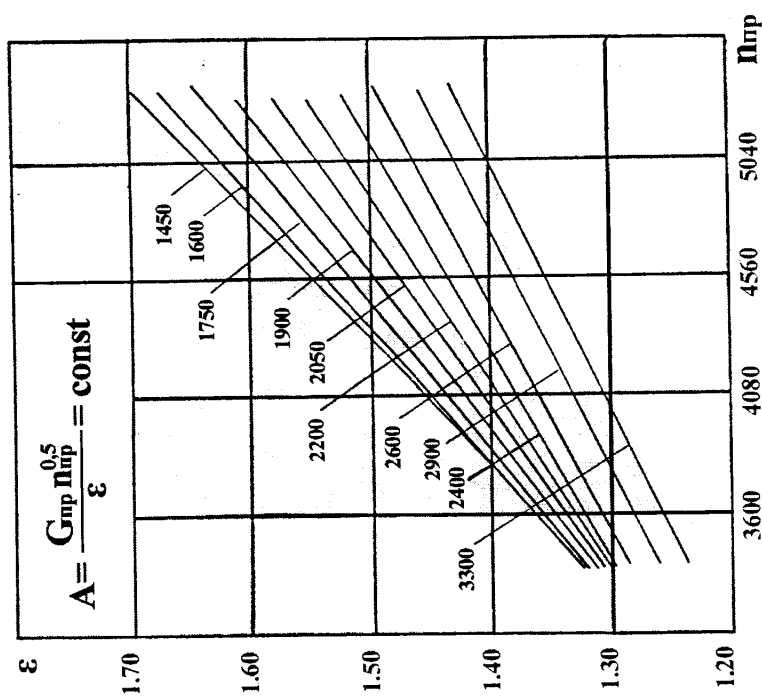


Рисунок 1.8 Характеристики ВН 520-12-2 в комплексних параметрах для оцінки працездатності

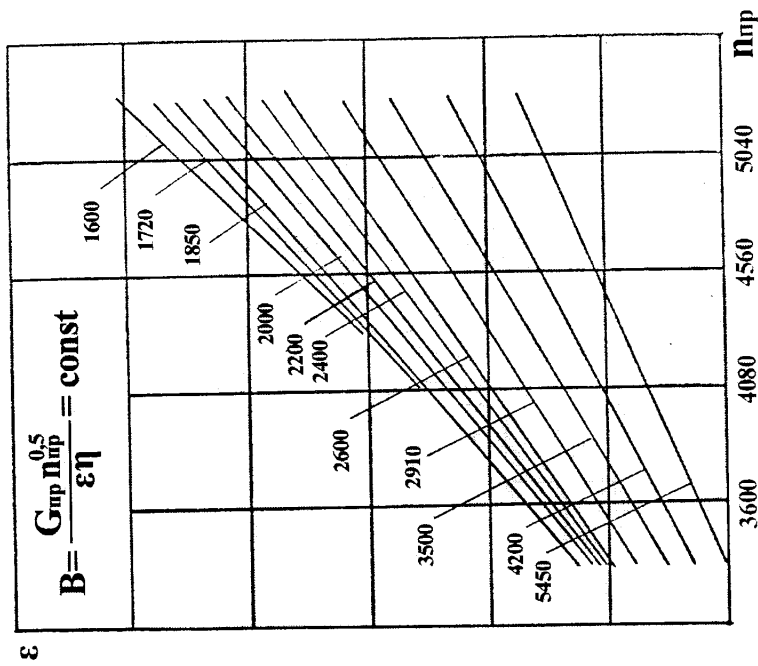


Рисунок 1.9 Характеристики ВН 520-12-2 в комплексних параметрах для оцінки працездатності

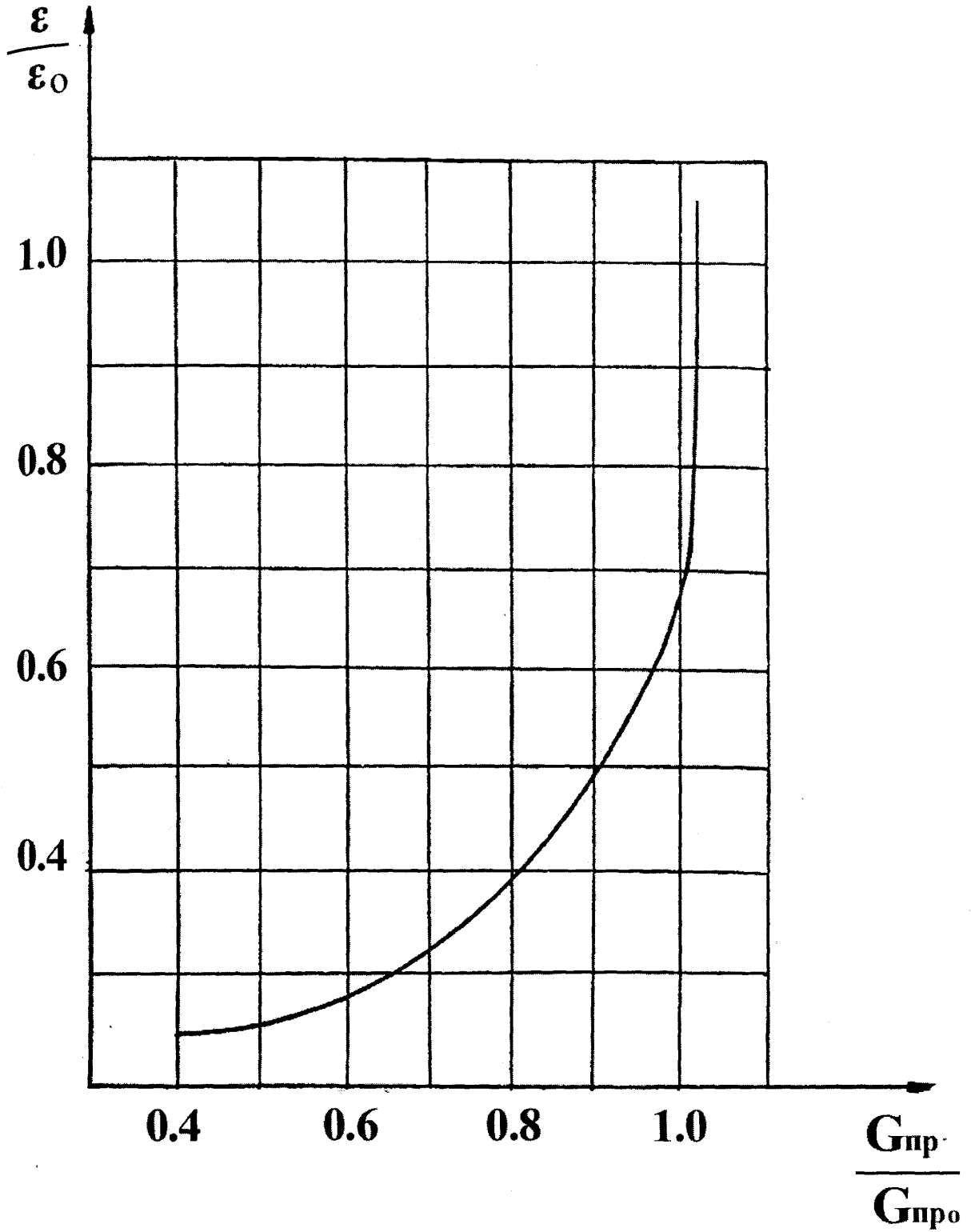


Рисунок 2.10 Відносні витратні характеристики турбін

Таблиця 2.7 - Оцінка працездатності ВН на базі використання характеристик в комплексних параметрах

$T_{1\text{зам}} \text{ оС}$	10	15	15	$\eta=0,85$	$A_{\text{зам}}=2243$
$\epsilon_{\text{зам}}$	1,25	1,25	1,248	$\epsilon_{\text{ср}}=1,25$	$A_{\text{вих}}=2275$
$n_{\text{зам}}$	4820	4830	4800	$n_{\text{ср}}=4816$	$B_{\text{зам}}=2637$
$n_{\text{пр}}$	4880	4830	4800	$G_{\text{зам}}=400 \cdot \gamma$	$H_{\text{зам}}=0,84$

$$\frac{A_{\text{вих}} - A_{\text{зам}}}{A_{\text{вих}}} = 1,5\%$$

$$\frac{B_{\text{вих}} - B_{\text{зам}}}{B_{\text{вих}}} = 1,3\%$$

ВН ГПА є працездатним.

2.5 Побудова діагностичних моделей камери згоряння й регенератора в комплексних параметрах

Робота камери згоряння характеризується ефективністю підігріву газу й втратами його повного тиску. Для одержання більш точної моделі КЗ за ефективністю підігріву необхідне збереження умов наближеного моделювання. Умова наближеного моделювання, як показано в працях [29,75], припускає геометричну подібність, що справедливо в розглядуваному завданні, тому що мова йде про один і той самий агрегат, сталість сорту палива, умови випару й горіння крапель, ідентичність фізико-хімічних параметрів палива, автотемельність за числами Рейнольдса й Кармана, що виконується в розглядуваному випадку, а також сталість температури підігріву палива, співвідношення температури повітря на вході в КС-Т₄ і газів, що відходять – Т₆, паливно-повітряного співвідношення - $\frac{G_m}{G}$.

Для камери згоряння вираз для балансу тепла в статистичних режимах може бути записаний у вигляді [29,72].

$$q = \frac{G_T}{G_1} = \frac{i_z - i_B}{\eta_{\text{КС}} \cdot B_u - i_{n2} - i_{no}} \quad (2.11)$$

де i – тепломісткість чистого повітря;

i_n – тепломісткість "чистих продуктів згоряння", тобто за винятком тепломісткості чистого повітря (відповідно при температурі T_T і $T_o = 288\text{K}$);

$\eta_{\text{КС}}$ - коефіцієнт повноти згоряння.

Звідки значення температури за КС

$$T_6 = T_4 + \frac{G_m \cdot Q_p^H \cdot \eta_{\text{КС}}}{G_b \cdot \tilde{C}_{pm}} \quad (2.12)$$

може бути приведене за допомогою абстрактних параметрів до виду

$$\tau_z = 1 + \frac{\tau}{\tilde{C}_{pm}} \cdot \frac{\eta \cdot Q_p^H \cdot G_T}{\sqrt{T_a} \cdot P_a} \cdot \frac{P_a}{G_1 \sqrt{T_a}} \quad (2.13)$$

де Q_p^H - нижча робоча теплота згоряння палива [7];

$\tilde{C}_{pm} = f(q_T T_4)$ - умовна середня теплоємність газу в процесі підведення тепла.

Вираз (2.13) з точністю до впливу T_4 на \tilde{C}_{pm} дає функціональну залежність між параметрами, що характеризує процес тепловідведення в КС

$$\frac{T_6}{T T_4} = f\left(T_4, \frac{G_m}{G}\right) \quad (2.14)$$

Але визначення параметрів потоку без обліку залежності

$\tilde{C}_{pm} = f(q_T T_4)$ приводить до помилок у визначенні ефективної потужності й питомої витрати палива. Щоб дотримати законів теплової подібності, вводяться додаткові рівняння, що враховують вплив зміни теплоємності. Теплоємність газу визначається за формулою [7,9,45]

$$C_{pm} = \frac{(1 + L_0)C_{pm}'' + (\alpha + 1)L_0 C_{pm}'}{1 + \alpha L_0} \quad (2.15)$$

де C_{pm}'' , C_{pm}' - середні питомі теплоємності чистих продуктів згоряння й повітря;

α - коефіцієнт надлишку повітря;

L_0 - вагова кількість повітря, необхідна на 1 кг палива, що згоряє, при $\alpha = 1$.

Середні питомі теплоємності можуть бути розраховані за формулами [45]

$$C_{pm}'' = 0,234 + 0,0000676 \frac{T_6 + T_4}{2} \quad (2.16)$$

$$C_{pm}' = 0,224 + 0,0000472 \frac{T_6 + T_4}{2}$$

Втрати повного тиску в камері згоряння δ_{kc} визначаються її гідравлічним опором $\delta_{гидр}$ і тепловідведенням $\delta_{тепл}$ [72]

$$\sigma_{kc} = \sigma_{гидр} \cdot \sigma_{тепл}$$

де $\sigma_{гидр} = 1 - \frac{\Delta P}{P} = f(G_1)$

$$\sigma_{тепл} = f\left(G_1, \frac{T_6}{T_4}\right)$$

Таким чином, система рівнянь у комплексних параметрах для КС має вигляд

$$\frac{T_6}{T_4} = f\left(T_4, \frac{G_T}{G}\right) ; \sigma_{kc} = f\left(\frac{T_6}{T_4}, \frac{G_T}{G_1}\right) \quad (2.17)$$

У роботі [48] показано, що в межах температур від 0° до 700°C , число Прандтля Pr , що характеризує внутрішній теплообмін, є практично постійною величиною. Тобто можна вважати, що в першому наближенні для регенератора виконуються умови геометричної, газодинамічної й теплової подібності. Ступінь регенерації r поряд із втратами тиску є найважливішою характеристикою регенератора

$$r = \frac{T_4 - T_2}{T_8 - T_2} \quad (2.18)$$

де T_2 - температура повітря на вході в регенератор;

T_8 - температура робочого тіла за регенератором.

Використовуючи спрощені статистичні залежності, наведені в роботі [9.41]

для поперечного струму

$$\frac{r}{r_0} = \frac{1}{r_0 + (1 - r_0) \cdot (G/G_0)^{1/3} \cdot (\psi/\psi_0)} \quad (2.19)$$

для поздовжнього струму

$$\frac{r}{r_0} = \frac{1}{r_0(1 - r_0) \cdot (G/G_0)^{0,2}}$$

де ψ – поправочний коефіцієнт середньої температурної різниці для перехресного струму, з виразу (2.18) отримане співвідношення температур повітря на вході T_2 і виході T_4 регенератора.

$$\frac{T_4}{T_2} = \left(\frac{T_8}{T_2} - 1 \right) r + 1 \quad (2.20)$$

Підставляючи співвідношення (2.19) в останній вираз й спрощуючи його, одержуємо характеристику регенератора в безрозмірних параметрах

$$\frac{T_4}{T_2} = f\left(\frac{T_8}{T_2}; \frac{G}{G_0}\right) \quad (2.21)$$

аналогічно для втрат тиску δ_p

$$\sigma_p = f\left(\frac{G}{G_0}; \frac{T_8}{T_2}\right)$$

Для розрахунку характеристики камери згоряння й регенератора прийнято граничні зміни $\frac{G_T}{G} = 0,4 \cdot 10^{-2} : 0,9 \cdot 10^{-2}$ і записані вирази для визначення температур у вузлових точках:

$$T_{2ij} = T_1 \left[1 + \left(\epsilon_{ij}^{0,286} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{1ij}} \right] \quad (2.22)$$

У якості вихідних даних використані значення ϵ_{1ij} і η_{1ij} , наведені в таблицях 2.2, 2.4. Значення температури повітря після регенератора в статистичному режимі визначається:

$$T_{4ij} = T_{2ij} + r(T_{8ij} - T_{2ij}) \quad (2.23)$$

Температура газу після КС визначається з рівняння теплового балансу (2.12) і коректується шляхом уточнення величини C_{pm} .

Температура на виході з турбіни низького тиску

$$T_{8ij} = T_{6ij} \left[1 - \eta_{2ij} \left(1 - \frac{1}{(\sigma_{\Sigma} \epsilon_{ij})^{0.25}} \right) \right] \quad (2.24)$$

де δ_{Σ} - коефіцієнт сумарних втрат тиску в газоповітряному тракті високого тиску;

η_2 - політропічний коефіцієнт корисної дії турбіни.

Вирішуючи спільно рівняння (2.22 – 2.24, 2.12 і 2.19) визначають співвідношення температур, необхідні для побудови графічних залежностей. Результати розрахунку параметрів для побудови діагностичних моделей у параметрах подібності для наведені в таблиці 2.8.

Характеристики регенератора, побудовані відповідно до залежності (2.21) представлені на рисунку 2.5, камери згоряння, побудовані відповідно до 2.17, - на рисунку 2.6.

2.6 Рівняння зв'язків і приведення параметрів для елементів газоперекачувального агрегату

Рівняння зв'язків між елементами ГПА обумовлені конструктивною схемою агрегату, наявністю регулювання елементів і відбором потужності й повітря. Регулюючі пристрої автоматики визначають режим роботи залежно від умов експлуатації елементів агрегату. У тих випадках, коли програми роботи органів регулювання побудовані по параметрах, відмінних від критеріїв подібності, або коли вони не дотримуються за будьякими причинами, математичну модель доцільно представляти у фізичних параметрах. У даній

роботі передбачається, що агрегат працює з регулятором, що виконує завдання керування без додаткових запізнювань, інерційності й погрішностей.

Для подібних режимів відносні зміни тиску, температури, швидкості однакові для будь-якої точки потоку, а також постійні, що залежні від них: ККД осьового компресора й турбіни, коефіцієнти гідравлічних втрат.

Для розглянутої конструктивної схеми агрегату рівняння зв'язків містять у собі:

1. Умови рівності частоти обертання роторів

$$n_{ko} = n_{TBD} \sqrt{\frac{T^*}{T}} \quad ; \quad n_{Ho} = n_{THD} \sqrt{\frac{T^*}{T}}$$

де $T = 285^\circ$ - температура, прийнята для розрахунку

2. Умови рівності потужностей

$$K_{TBD} \cdot N_{TBD} = \frac{K_b \cdot N_{ok}}{\eta_{mex}} \quad ; \quad K_{THD} \cdot N_{THD} = K_H \cdot N_H$$

де K_{TBD} , K_{THD} , K_H - коефіцієнти приведення від параметрів у перетині перед даним елементом до параметрів на вході в агрегат.

3. Умови рівності ступенів стиску й розширення

$$\varepsilon_T = \sigma_{bc} \cdot \sigma_{bg} \cdot \sigma_{вих} \cdot \varepsilon_k$$

4. Умови рівності витрат на вході в компресор і турбіну

$$G_{OK} = \xi G_T$$

5. Додаткові співвідношення між вхідними й вихідними параметрами кожного елемента, а також рівняння, що описують вихідні характеристики агрегату.

З урахуванням рівності потужності осьового компресора й турбіни високого тиску при однаковій зміні витрати повітря за осьовим компресором і турбіною в роботі [41] показано, що при $e_{OK} = e_T$ у будь-якій точці потоку справедливе співвідношення

$$\frac{T_{1T}}{T_{1TO}} = \frac{T_{1K}}{T_{1KO}}$$

Таблиця 2.8 - Результати розрахунку для побудови: характеристик камери згоряння й регенератора ГТК-10 у параметрах подібності

G_{np} n_{np}	58,12	60,27	62,42	64,58	73,18	75,34	77,5	81, 8	83,95	86,1
3640	618	667								
	1,34	1,346								
	1,92	2,16								
3920	593	619	645	687						
	1,355	1,373	1,39	1,395						
	1,67	1,80	1,92	2,12						
4880					615	640	673			
					1,47	1,49	1,49			
					1,51	1,63	1,82			
5220								650	678	724
								1,5 4	1,55	1,54
								1,4 8	1,63	1,83

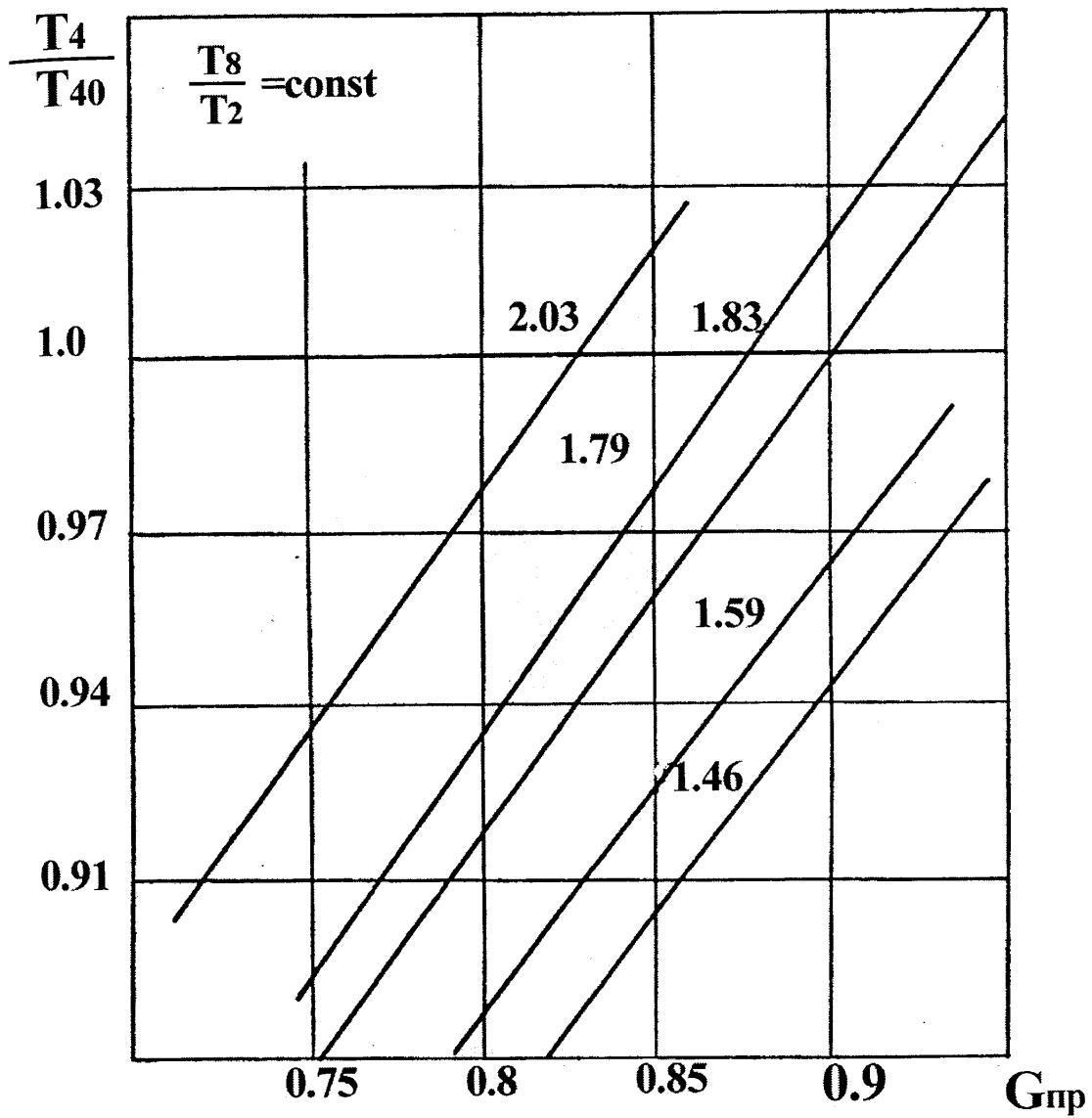


Рисунок 2.11. Характеристика регенератора ГТК – 10 в комплексных параметрах

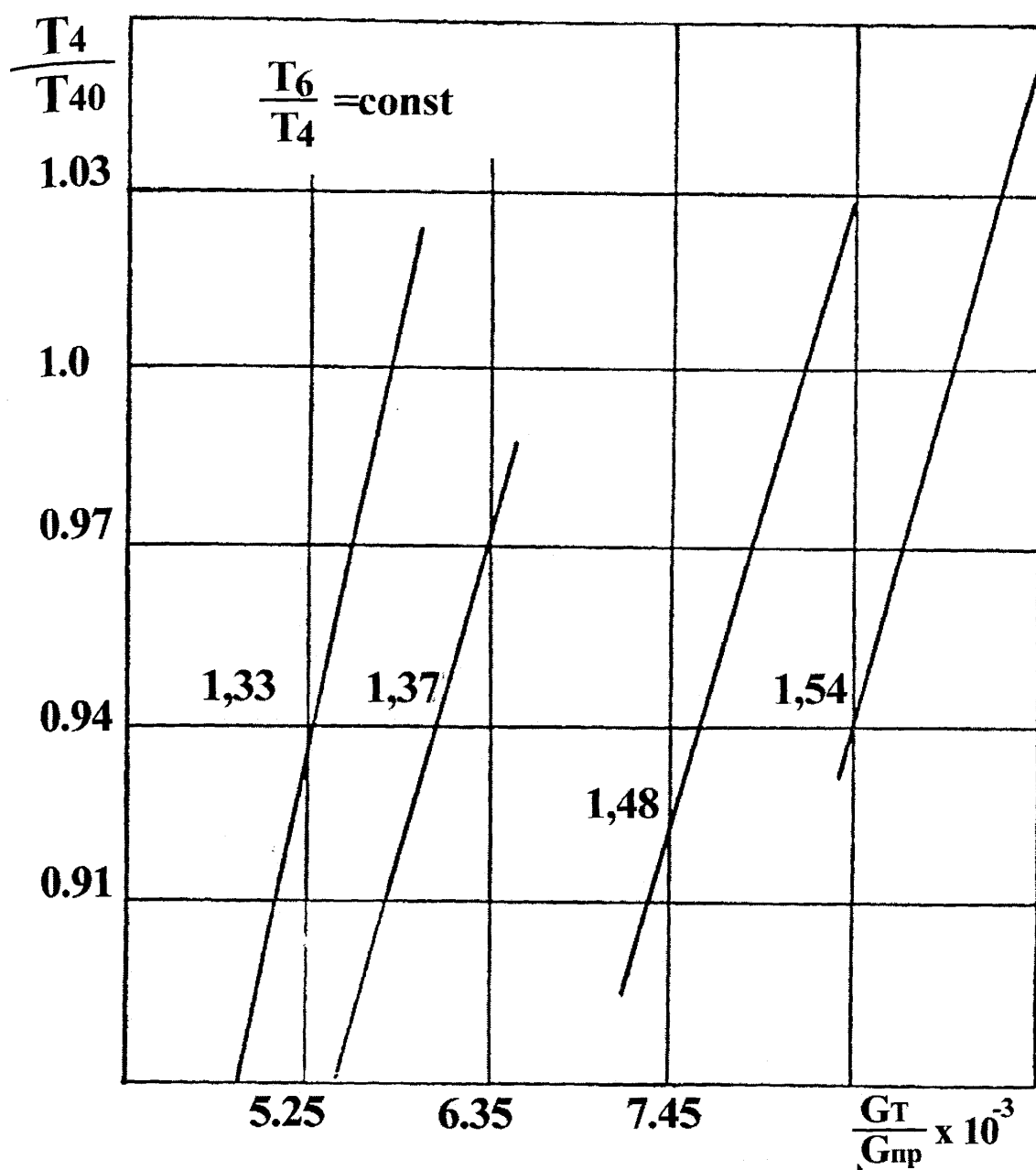


Рисунок 2.12. Характеристика камеры згорання ГТК-10 в комплексних параметрах

Щоб виключити вплив зовнішніх умов, результати вимірів режимних параметрів приводяться до початкових умов стендових випробувань за формулами приведення

$$T_{np} = T_{i\text{зам}} \frac{T_a}{288} ; G_{np} = G \sqrt{\frac{T_a}{288} \cdot \frac{1,033}{P_a}}$$

$$n_{np} = n_{\text{зам}} \sqrt{\frac{288}{T_a}} ; G_m = G_m \cdot \frac{1,033}{P_a} \sqrt{\frac{T_a}{288}}$$

де T_a , P_a - температура й тиск зовнішнього повітря для нагнітача:

$$\left(\frac{n}{n_H} \right)_{np} = \frac{n}{n_H} \cdot \sqrt{\frac{Z_{np} \cdot T_{\text{ex},np} \cdot R_{np}}{Z R T_H}}$$

$$Q_{np} = Q \cdot \frac{n_H}{n}$$

$$N_{\text{енр}} N_e \frac{P_{\text{ex},np}}{P_{\text{ax}}} \cdot \sqrt{\frac{Z_{np} \cdot T_{\text{вх},np} \cdot R_{np}}{Z R T_H}}$$

де $T_{\text{вх}}$, $P_{\text{вх}}$ - температура й тиск газу на вході в нагнітач, і зрівнюються з вихідними характеристиками.

Для оперативної оцінки працездатності елементів ГПА на компресорних станціях магістральних газопроводів розраховані й побудовані графіки для визначення приведенного значення робочих параметрів за результатами заміра залежно від температури зовнішнього повітря T_a , для ВН приведення параметрів виконується за номограмами, даними у роботах [4, 7].

На основі вивчення результатів розрахунку для ГПА типу ГТК-10, а також відповідних їм ВН різних модифікацій розроблений алгоритм (рисунок 1.10) і програма для ЕОМ розрахунку характеристик елементів ГПА у комплексних параметрах мовою Fortran.

Відзначимо, що тепер у структурі газоперекачувальних агрегатів з газотурбінним приводом ГПА типу ГТК-10 різних модифікацій становить більше 50%.

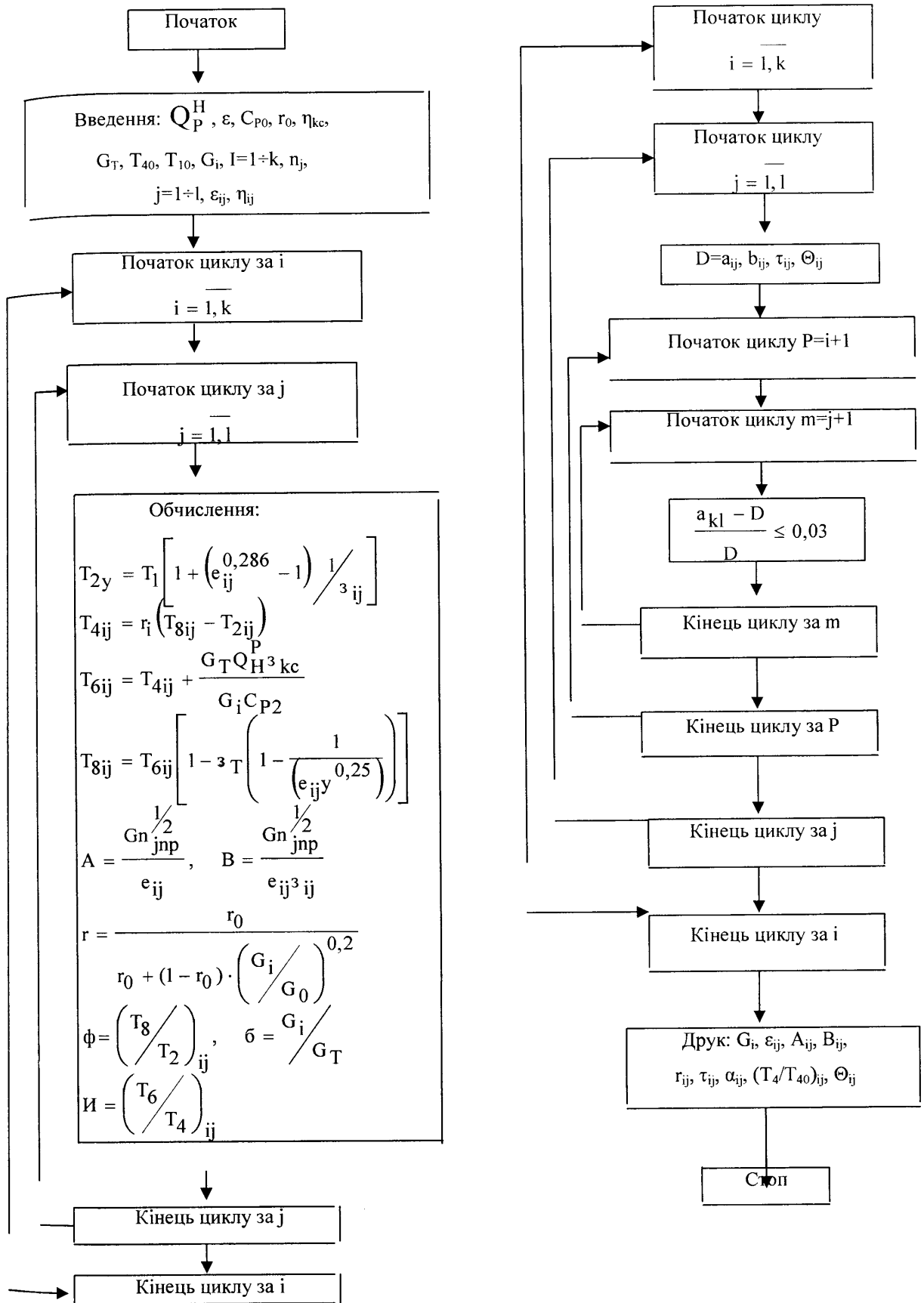


Рисунок 2.13 Блок-схема алгоритму розрахунку характеристик елементів ГПА в комплексних параметрах

Висновки по розділу 2

1. Проведено аналіз елементів і систем газоперекачувального агрегату і встановлено його характеристики як об'єкта діагностування.
2. Запропоновано загальний метод розрахунку характеристик газоперекачувального агрегату в параметрах подібності з урахуванням теорії розмірностей
3. Дана оцінка працездатності ГПА та окремих його елементів за характеристиками у комплексних параметрах з урахуванням рівняння зв'язків і приведення параметрів для елементів газоперекачувального агрегату

РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ВИЯВЛЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НЕСПРАВНОСТЕЙ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

3.1 Аналіз і класифікація експлуатаційних несправностей

газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів

Одне з найважливіших завдань технічної діагностики - ідентифікація причин зниження працездатності ГПА компресорної станції магістрального газопроводу й локалізація несправності на ранній стадії її розвитку, без зупинки й розбирання агрегату - перебуває в стадії дослідження.

У безлічі станів K_2 можна виділити окремі несправності елементів ГПА, тоді процес діагностування зводиться до оцінки працездатності й установленню причин зниження працездатності. Другий розділ дисертації присвячений аналізу несправних станів ГПА й розробці методів визначення діагностичних ознак.

У теорії надійності [2,53,79] різні несправності газоперекачувальних агрегатів розглядаються як випадкові події, що викликають раптові відмови. Раптова відмова пов'язана з миттєвою зміною умов експлуатації, що приводить до ушкодження ГПА. Випадковість тут пов'язана із суб'єктивним характером очікування диспетчерського персоналу, а не з характером фізико-механічних процесів, що відбуваються в технічній системі.

Виникнення відмов, як правило, пов'язане з первинною несправністю конструктивного або експлуатаційного характеру і поступовим нагромадженням ушкоджень, що погіршують працездатність агрегату, або поступовим нагромадженням змін, що викликають у якийсь момент релаксацію, сприйняту технічним персоналом як миттєве ушкодження [49, 52,

53]. Зменшити безліч раптових відмов можна шляхом створення системи контролю технічного стану для розпізнавання несправностей на ранній стадії їхнього розвитку в період функціонування агрегату.

Для здійснення процесу розпізнавання необхідно всі несправні стани відповідним чином класифікувати та описати їхні ознаки. Кількість класів залежить від того, наскільки вірогідно й повно описані всі несправні стани, що мають ясно виражені ознаки у вигляді характерної зміни параметрів робочого процесу.

Інформацією про несправні стани є реалізації деяких параметрів робочого процесу, які можуть бути прийняті як діагностичні ознаки. Реалізація ознак і ймовірності несправних станів визначають апріорні відомості про стан агрегату. У загальному випадку кількість несправних станів і їхніх класів нескінченно велика. Для формулювання й рішення завдання розпізнавання приймається допущення про те, що всі несправності можна об'єднати в кінцеве число класів, кожний з яких характеризується кінцевим числом ознак. До певного класу відносяться несправності одного найменування й виду.

Несправності газоперекачувального агрегату можна класифікувати [10, 12, 17, 70] :

- а) по приналежності до окремих вузлів;
- б) по впливу на працездатність;
- несправності, що приводять до зниження ресурсу вузлів і деталей;
- несправності, що приводять до зміни характеристик функціонування;
- в) за ознаками їх що описують:
 - несправності, діагностичні параметри яких визначаються прямим виміром;
 - несправності, що діагностуються по непрямим ознаках;
 - несправності, оцінювані за умовами, що приводять до їх виникнення.

На основі узагальнення досвіду експлуатації за даними ВРТП "Укренергосервіс" розроблений перелік можливих несправностей ГПА, наведений у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Перелік експлуатаційних несправностей ГПА КС
магістральних газопроводів

Найменування несправності	Число несправностей, від загальної кількості в %
1.Робочі й направляючі лопатки ОК	7,1
2. Напрямні й робочі лопатки ТВД	9,4
3. Напрямні й робочі лопатки ТНД	2,2
4. Ротор турбокомпресора	1,8
5. Ротор ТНД	4,8
6. Ротор ВН	8,3
7. Робоче колесо ВН	1,3
8. Вкладиші підшипників	32,4
9. Колодки підшипників	15,8
10. Торцеве ущільнення ВН	12,3
11. Елементи камери згоряння	4,8

Як видно з таблиці 3.1, значний відсоток відмов пов'язаний з руйнуваннями лопаток осьового компресора через високий рівень динамічних зусиль, викликаних потоками циклового повітря й нестійкістю роботи осьового компресора. При постійній частоті обертання при нестійкій роботі спостерігається зменшення витрати циклового повітря й збільшення ступеня підвищення тиску. Причинами виникнення нестійкої роботи компресора є наступні експлуатаційні фактори:

- підвищення опору усмоктувального тракту $U_{вс}$, внаслідок забруднення фільтрів;

- ерозійне зношування лопаток, тріщини й обрив напрямних і робочих лопаток, що погіршує коефіцієнт корисної дії компресора $Z_{ок}$;
- незадовільний стан проточної частини внаслідок забруднення лопаткового апарата, тобто збільшення опору $U_{ок}$.

Втрата стійкості, помпаж проявляються в підвищенні температури перед турбіною T_6 , падінні частоти обертання - n , зниженні витрати паливного газу G_T , а також підвищенні рівня вібрації ротора турбокомпресора й усього агрегату.

Для діагностування стану ОК ефективні методи термогазодинамічних параметрів, віброакустичний, візуально-оптичний для визначення тріщин і інструментальний для виміру зазорів [15,18,34,37,57,70,77,79].

Стан диска й лопаток турбіни пов'язаний із впливом високих температур, що викликають прогари й жолоблення в корпусі турбіни, тріщини в дисках ротора турбіни, тріщин і обрив робочих і соплових лопаток, що пов'язане зі зміною політропічного коефіцієнта корисної дії турбіни Z_T і площі соплового апарата F_C .

До основних несправностей відносяться також ріст витоків у газоповітряному тракту високого тиску внаслідок руйнування лабіринтових ущільнень, а також забруднення газоповітряного тракту й зміна його геометрії, пов'язана зі зміною гідравлічного опору U_{bg} .

Для контролю стану дисків і лопаток турбіни використовуються віброакустичний і термогазодинамічний методи, перегрів й обгорання лопаток визначаються пірометричним методом, стомленість й термічні тріщини - візуально-оптичним, ультразвуковим методами [14, 15, 18, 34, 37, 40, 44, 57, 70, 79, 116].

Основні несправності камери згорання, що зустрічаються в експлуатації:

- тріщини й прогар жарових труб термічного походження внаслідок нагароутворення на стінках труб і робочих форсунок, що пов'язане з неповним

згорянням палива й визначається $Z_{\text{КС}}$; викликає значну нерівномірність температурного поля перед турбіною високого тиску;
 забруднення фільтрів і закоксованість пальників позначається на зменшенні витрати паливного газу, викликає зміну температури робочого тіла після КС.

Руйнування в камері згоряння можуть з'явитися причиною вторинних руйнувань лопаток і дисків турбіни. Тому важливе місце в експлуатації авіаційних і ракетних двигунів і аналогічних установок в інших галузях у нас і за рубежом займає огляд камери згоряння за допомогою рентгенівських променів [102, 124], гамма-променів [113, 121], візуально-оптичних засобів [17, 57, 108, 119] при зупинках агрегату на поточний ремонт, а також віброакустичне діагностування ротора [15, 34, 54, 100, 102, 122], термогазодинамічний метод при порушенні подачі палива [70].

Погіршення стану регенератора пов'язане з підвищенням опору тракту низького тиску - $U_{\text{нд}}$, а також ростом витоків робочого тіла через нещільності теплообмінних поверхонь вбудованими контрольно-вимірювальними приладами: датчики тріщин [18, 104, 115], зношування [106, 120], огляд ендоскопом [113, 117, 119], а також ряд вимірів вібрації [15, 34, 98, 118], температури [5, 18, 37, 81, 101, 103] і тиску. У цьому випадку формалізована модель несправності має найпростіший вираз, якщо параметр u_i лежить у робочій зоні, то йому привласнюється 1 в алгебрі логіки й об'єкт працездатний, якщо u_i поза зоною припустимих меж, то - 0, об'єкт несправний: $D_i \rightarrow u_i$

У силу обмежених можливостей вимірювальних засобів, невиправданої складності установки ряду датчиків, недостатньої оснащеності агрегатів спеціальними засобами контролю, у даній роботі основна увага приділена розробці методики оцінки конкретного стану ГПА по непрямим ознаках, у якості яких обрані термогазодинамічні параметри. У цьому випадку використовуються моделі робочих процесів, що дозволяють визначити ознаки

несправностей, пов'язаних з порушенням режиму роботи й зміною стану проточної частини.

Протікання кожного процесу, пов'язаного з роботою агрегату, можна оцінити кількісно за допомогою того або іншого показника. Для газотурбінній установці й відцентровому нагнітачу такими показниками є: тиск повітря на вході й виході ОК – P_1, P_2 , тиск і температура повітря й продуктів згоряння до й після регенератора, відповідно $P_2, T_2, P_4, T_4, P_8, T_8, P'_8, T'_8$, витрата паливного газу - G_T , температура й тиск газу перед ТВД – T_6, P_6 , температура й тиск газу на вихлопі ТНД – T_8, P_8 , температура підшипників - T_p , температура й тиск масла на змащення й регулювання, ККД ОК, турбіни й нагнітача – η , ефективна потужність - N_e , витрата природного газу через ВН, тиск масла на ущільненні й на змащенні опорно-упорного підшипника [4, 57, 80].

Температура продуктів згоряння перед турбіною є визначальною для судження про стан і навантаження агрегату. Максимальне значення її - 780°C визначається міцністю матеріалів диска й лопаткового апарата. Потужність турбокомпресора пропорційна витраті робочого тіла, температурі, ступеню розширення. Ступінь розширення змінюється мало, тому для збереження усталеної роботи при зменшенні частоти обертання ОК необхідно знижувати температуру газу.

Викид температури або перевищення номінального значення не допускаються, тому що це веде до збільшення теплових деформацій і вібрації, зниженню міцності матеріалу й з'єднань, росту радіальних зазорів.

Тиск в ОК залежить від навантаження, частоти обертання, зменшується із забрудненням проточної частини, тиск повітря на вході залежить від опору повітряних фільтрів, ріст опору веде до втрати стійкості роботи.

Частота обертання ротора турбокомпресора змінюється мало, ротора силового валу від 100% до 70% залежно від навантаження.

Велике значення для характеристики стану проточної частини, величини Радіальних зазорів, витоків газу, стану тепло-обмінних поверхонь

регенератора має температура робочого тіла на вихлопі – T_8, T'_8 ; тиск P_8 характеризує опір вихлопного тракту.

Ступінь регенерації головним чином залежить від витрати повітря й продуктів згоряння. Температура й тиск повітря до й після регенератора залежить від частоти обертання, потужності, коефіцієнта теплопровідності, місцевих опорів. Витрата паливного газу залежить від ефективної потужності й ККД агрегату, характеризує стан проточної частини ОК і турбін, зазори, ерозію, витоки.

Стан працюючих поверхонь і масла змащення визначає температура підшипників, що не повинна перевищувати встановленої: $60-65^\circ\text{C}$ [57].

Робота допоміжних систем визначається значеннями температури й тиску.

Важливими показниками своєчасної профілактики і якості експлуатації є коефіцієнти корисної дії ОК і турбін, які можна розрахувати за граничними параметрами за допомогою наступного співвідношення [6, 26, 61]

$$\eta_i = \frac{h_i}{h_s} = \frac{C_{pm}(t_1 - t_2)_i}{C_{pm}(t_1 - t_2)_s} = \frac{C_{pm} \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)}{C_{pm} \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

Вимір тисків і температури не викликає утруднення, а обчислення ККД виконується з високим ступенем точності, ефективний ККД характеризує нормальний стан регенератора, проточної частини.

Важливими показниками роботи ВН є об'ємна продуктивність - Q , ступінь стиску - ε . Ефективна потужність визначає навантаження ВН, що обмежена зверху температурою газу перед ТВТ і граничною заданою потужністю.

Найбільш економічна робота ВН в області високих ступенів стиску, що відповідає високим значенням ККД, але значення ступеня стискання обмежено зверху; зазначено в характеристиках.

Тиск мастила опорно-упорного підшипника повинний підтримуватися не менш 3 кг/см^2 , а оптимальний перепад тисків "масло-газ" становить 3 кг/см^2 [57].

Важливим показником стійких режимів роботи ВН служить коефіцієнт стійкості, обумовлений [64]

$$K_y = \frac{Q}{Q_{\min}} \geq 1,1$$

Значення кожного такого параметра залежить від заданого режиму роботи, стану навколишнього середовища й стану самого агрегату. Оскільки метою діагностики є визначення стану агрегату, то варто виключити вплив інших факторів. У даній роботі прийнято, що режим роботи агрегату в процесі діагностування відповідає номінальному, заміряні параметри приводяться до початкових умов навколишнього середовища.

Параметри робочих процесів є диференціальними ознаками відхилень, що сталися в структурі агрегату. Діагностична ознака - це комплекс робочих параметрів, що характеризують протікання процесів, пов'язаних з функціонуванням агрегату, які можна безпосередньо виміряти [10, 52, 53]. Для виділення конкретної несправності в безлічі діагнозів необхідно дотримуватись принципу однозначності при розробці діагностичного комплексу. Цей принцип зберігається при використанні прямих параметрів стану. При використанні непрямих параметрів зберігається однозначність між прямими параметрами стану й режимними параметрами, прийнятими в якості діагностичних.

3.2 Обґрунтування вибору методу визначення діагностичних параметрів для ідентифікації експлуатаційних несправностей газоперекачувальних агрегатів

Існують різні методи визначення діагностичних параметрів. Метод випробувань містить у собі фізичне моделювання, напівнатурне моделювання й натурні випробування. Для цього необхідно створення моделі, побудованої на основі застосування реальних пристроїв і методів теорії подібності, натурні випробування вимагають спеціальної підготовки агрегату в об'ємі, що дозволяє простежити зміну параметрів у процесі розвитку несправності, оцінити їхній взаємовплив [1, 9, 12, 46, 47, 77]. Метод має високу вірогідність, але дуже дорогий, пов'язаний з руйнуванням елементів агрегату, необхідністю великої кількості вимірів, проектуванням і виготовленням технологічних вузлів для вимірів. Такі випробування для газоперекачувальних агрегатів проводяться в заводських умовах при доведенні окремих вузлів агрегату .

Метод факторного аналізу дозволяє виявити діагностичний параметр, що не реєструється в умовах експлуатації y_n , у вигляді функції діагностичних параметрів y_i , що реєструються

$$y_n = b + \sum_{i=1}^{n-1} b_i y_i$$

де коефіцієнт b_i визначається за формулою

$$b_i = k_i \frac{\sigma_n}{\sigma_i} (i = 1, 2, \dots, n-1)$$

де k_i - ваговий коефіцієнт зв'язку i -го діагностичного параметру;

σ_n , σ_i - середньоквадратичні відхилення визначального й i -го діагностичного параметрів. Використовується при обробці експлуатаційних або дослідних даних. Щоб оцінити y_i , проводиться ряд дослідів, обчислюються середні

значення y_i , середньоквадратичні відхилення, коефіцієнти кореляції. Цей метод вимагає проведення дослідів для одержання інформації і пов'язаний з великими розрахунками. Він добре зарекомендував себе при контролі стану радіоелектронної апаратури при багатьох серійних випробуваннях елементів [20, 28, 42, 69, 80].

Для потужних дорогих агрегатів, якими є газоперекачувальні агрегати компресорних станцій, експлуатовані у різних природно-кліматичних умовах, найбільш прийнятними методами для визначення діагностичних параметрів є методи математичного моделювання. Під математичною моделлю для діагностування агрегату мається на увазі сукупність констант і співвідношень, що однозначно пов'язує вектор параметрів стану з вектором, що включає функцію мети й функціональні обмеження. У роботі [24] проведений аналіз математичних моделей, прийнятних для еквівалентування газотранспортних систем.

Розробка математичної моделі об'єкта з такою складною структурою, як газоперекачувальний агрегат, і її програмування є дуже трудомісткою роботою. Як показано в роботі [82], за складністю моделі газотурбінної установки можна розділити на чотири рівні.

У моделі першого рівня складності ГПА використовується принцип "чорного ящика", внутрішній пристрій агрегату не розглядається, вивчається тільки вхідна й вихідна інформація. Вхідною інформацією є параметри, що визначають режим роботи, які включають закон регулювання й зовнішні умови. Вихідною – є характеристики агрегату. Залежності між ними апроксимуються поліномами

$$Y = f(Z, A)$$

де $Y = (y_1, y_2, \dots, y_{ny})$ - вектор вихідних параметрів газоперекачувального агрегату;

$Z = (Z_1, Z_2, \dots, Z_{nz})$ - вектор параметрів, що задають режим роботи вхідних параметрів;

$A = (a_1, a_2, \dots, a_{na})$ - вектор констант.

Поліноми, що входять у модель, не залежать одне від одного, і їхнє число залежно від призначення моделі може легко змінюватися [47,52].

Складання моделі другого рівня складності засновано на уявленні ГПА у вигляді елементарних вузлів, а саме: осьовий компресор, камера згоряння, регенератор, турбіна високого тиску (ТВТ), турбіна низького тиску (ТНТ), газоповітряний тракт, відцентровий нагнітач, функціонально пов'язаних між собою. Схема агрегату наведена на Рисунок 3.1, тут же показані основні перетини, у яких вимірюються параметри для розрахунку характеристик. Кожний елемент описується диференціальним або алгебраїчним рівнянням, що зв'язує вихідні й вхідні параметри й відображає термогазодинамічні процеси, що протікають в елементі. Зв'язки між вузлами визначаються рівняннями спільної роботи елементів ГПА.

$$AY = VX \quad (3.1)$$

де $Y = (y_1, y_2, \dots, y_n)$ - вектор-стовпець параметрів, що характеризують ефективність функціонування вузлів агрегату, а також задають режим роботи. Значення цих параметрів піддаються виміру; $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ - вектор-стовпець параметрів стану, що характеризують якість процесів, що протікають у вузлах агрегату, і досконалість проточної частини в поточний момент часу.

Характеристики осьового компресора й турбіни передбачаються заданими й входять у математичні моделі відповідних вузлів.

Математичні моделі цього типу достатньо добре розроблені й успішно застосовуються при проектуванні й доведенні газотурбінних установок [9, 12,41,46,51,55,70]. Вони можуть бути використані для діагностування агрегату.

У моделях третього рівня складності використовуються безпосередньо геометричні розміри проточної частини, приведені до середнього діаметра.

Моделі четвертого рівня складності розроблені для окремого щабля компресора або турбіни, у них розраховується просторовий потік в лопатковому вінці, вони використовуються для профілювання лопаток.

За трудомісткістю моделі сусідніх рівнів відрізняються в десятки разів.
Повну математичну модель не розроблено.

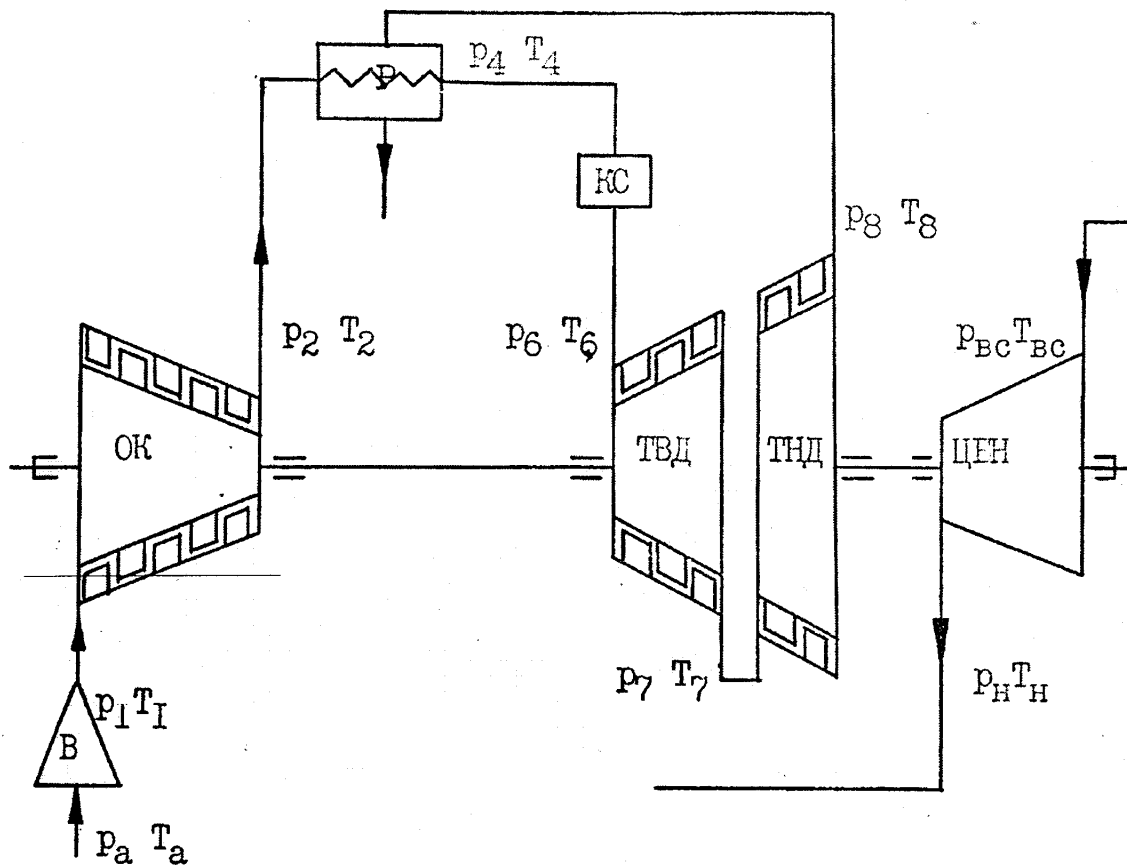


Рисунок 3.1. Принципова схема двовальної ГТУ відкритого циклу

В - повітрязабірник,

ОК - осьовий компресор,

ТВД - турбіна високого тиску,

ТНД - турбіна низького тиску,

КС - камера згоряння,

Р - регенератор,

ВН - відцентровий нагнітач,

P_i, T_i - тиск і температура по газоповітряному тракті
Визначення діагностичних параметрів можна проводити за коефіцієнтами чутливості в результаті моделювання перехідних процесів [12, 84].

У загальному випадку модель ГПА містить нелінійні залежності. Якщо оператор моделі A (2.1) нелінійний, то при використанні такої моделі для задачі діагностування важко сформулювати умови працездатності агрегату. При рішенні задач, пов'язаних з виявленням виниклих несправностей, безпосереднє рішення за аналітичною моделлю агрегату пов'язане із громіздкими розрахунками, тому що результат знаходиться шляхом послідовних наближень [41], а використання матричних рівнянь дозволяє ввести строгу послідовність у рішення. Застосування в якості діагностичної моделі лінійних алгебраїчних рівнянь, що описують робочі процеси, які протікають в агрегаті, дозволяє сформулювати умови працездатності як обмеження на сукупність контрольованих параметрів і статичних характеристик агрегату, і встановити припустимі зміни контрольованих параметрів. У дослідженнях [51,89] розроблена лінеаризація системи рівнянь за методом малих відхилень для розрахунків при проектуванні й доведенні ГТУ й систем регулювання. Як показує досвід, у таких завданнях найбільш плідне використання лінеаризації за методом малих відхилень, що дозволяє швидко, просто й досить точно одержати необхідні результати у вигляді, зручному для аналізу й практичного застосування.

У дослідженнях [55,76,92], присвячених роботі газотурбінного привода з нагнітачами КС магістральних газопроводів, аналогічні моделі використані для аналізу динамічних характеристик і оцінки впливу робочих параметрів на систему регулювання і техніко-економічні показники з метою виявлення причин їхнього зниження й планування заходів щодо зменшення втрат потужності й збільшенню економічності ГПА.

У даній роботі у зв'язку з рішенням задачі визначення діагностичних термогазодинамічних параметрів використана більш широка модель, що містить рівняння, які описують термогазодинамічні процеси, що протікають в елементах агрегату в період його функціонування. Такі моделі добре розроблені в дослідженнях [6,36,41,51,59].

3.3 Математичний опис робочих процесів в основних елементах газоперекачувальних агрегатів

Тиск повітря на вході в компресор:

$$P_1 = \sigma_{\text{вс}} \cdot P_a \quad (3.2)$$

де $\sigma_{\text{вс}}$ - опір вхідного патрубку

Взаємозв'язок параметрів, що визначають роботу компресора, виражається його витратною характеристикою

$$\varepsilon_1 = f(G_{1\text{нр}}, n_{1\text{нр}}) \quad (3.3)$$

$$n_1 = f(G_{1\text{нр}}, n_{1\text{нр}}) \quad (3.4)$$

де $G_{1\text{нр}} = G_1 \cdot \frac{1.033}{P_1} \sqrt{\frac{T_1}{288}}$ - приведена витрата повітря,

$n_{1\text{нр}} = n_1 \cdot \sqrt{\frac{288}{T_1}}$ - приведена частота обертання.

· Потужність компресора

$$N_1 = G_1 \cdot C_{p1} \cdot T_1 \cdot \left(\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_1} \quad (3.5)$$

Параметри повітря на виході з осьового компресора:

$$P_2 = \varepsilon_k P_1 \quad (3.6)$$

$$T_2 = T_1 \left[1 + \left(\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_1} \right] \quad (3.7)$$

Температура й тиск повітря на виході з регенератора в статичному режимі визначаються

$$T_4 = T_2 + r(T_8 - T_8^1) \quad (3.8)$$

$$P_4 = P_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma_{\text{вд}} \quad (3.9)$$

де r - ступінь регенерації

$\sigma_{\text{вд}}$ - коефіцієнт опору тракту високого тиску.

Значення температури за камерою згоряння визначається з рівняння теплового балансу [59]

$$T_6 = T_4 + \frac{G_T \Theta_p^H \eta_{kc}}{G_b C_{pm}} \quad (3.10)$$

де η_{kc} - коефіцієнт корисної дії КС, залежить від первинного надлишку повітря, температури й тиску на вході в КС.

Зв'язок витрати газу з параметрами визначається характеристикою турбіни

$$\varepsilon_T = f(G_{np2}, n_{prt}) \quad (3.11)$$

$$\eta_T = f(G_{np2}, n_{prt}) \quad (3.12)$$

де $G_{np2} = G_2 \frac{1.033}{P_6} \sqrt{\frac{T_6}{288}}$ - приведена витрата робочого тіла через турбіну.

З теорії газових турбін [36,41] відомо, що лінії робочих режимів на характеристиках розташовуються у відносно вузькій зоні, що при деяких допущеннях дозволяє використовувати однопараметричну залежність

$$\frac{G_2 \sqrt{T_T}}{P_T} \frac{101.3}{\sqrt{288}} = f(\varepsilon_T) = const \quad (3.13)$$

Потужність турбіни

$$N_T = G_2 \cdot C_{p2} \cdot T_6 \cdot \left(1 - \varepsilon_T^{\frac{k-1}{k}}\right) \cdot \eta_T \quad (3.14)$$

температура газу на виході з турбіни

$$T_6 = \left[1 - \left(1 - \varepsilon_T^{\frac{k-1}{k}}\right) \eta_T\right] \quad (3.15)$$

тиск газу на вході в Т

$$P_6 = P_a \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma_{sc} \cdot \sigma_{вд} \quad (3.16)$$

Об'єднання математичних описів окремих вузлів ГТУ в єдиний алгоритм проводиться з урахуванням рівнянь спільної роботи, які визначають зв'язки між елементами моделі й узгодженість між робочими параметрами. У статичному режимі: рівняння балансу ступеня стиску й загального ступеня розширення

$$\varepsilon_{\text{мвд}} \cdot \varepsilon_{\text{тнд}} = \varepsilon_{\text{к}} \cdot \sigma_{\text{вх}} \cdot \sigma_{\text{вд}} \cdot \sigma_{\text{нд}} \quad (3.17)$$

рівняння балансу витрат

$$G_2 = \xi G_b \quad (3.18)$$

рівняння рівності потужності

$$N_{\text{ТВД}} = \eta_{\text{мех}} \cdot N_{\text{ок}}; \quad N_{\text{ТНД}} = \eta_{\Gamma} \cdot N_{\text{Н}} \quad (3.19)$$

рівняння рівності число обертів

$$n_{\text{к}} = n_{\text{ТВД}}; \quad n_{\text{Н}} = n_{\text{ТНД}} \quad (3.20)$$

Нагнітач

Взаємозв'язок параметрів, які визначають роботу нагнітача, виражається його витратною та енергетичною характеристиками [4, 55, 64]:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{Н}} &= f(G_{\text{прн}}, n_{\text{прн}}) \\ \eta_{\text{Н}} &= f(G_{\text{прн}}, n_{\text{прн}}) \\ N_{\text{Н}} &= f(G_{\text{прн}}, n_{\text{прн}}) \end{aligned} \quad (3.21)$$

3.4 Лінеаризація рівнянь діагностичної моделі за методом малих відхилень

Лінеаризовані рівняння в малих відхиленнях отримуються при розкладанні рівнянь термогазодинамічних процесів в ряд Тейлора і відкидання членів з другого порядку малості [51, 89].

Лінеаризація рівнянь, що зв'язують параметри агрегату, проводиться при послідовному логарифмуванні і диференціюванні рівнянь. В результаті отримані відносні зміни параметрів і чисельні коефіцієнти, рівні частковим похідним в початковій точці на заданому початковому режимі.

Для залежності (3.2)

$$\begin{aligned} \ln P_1 &= \ln \sigma_{bc} + \ln P_a \\ \frac{dP_1}{P_1} &= \frac{d\sigma_{bc}}{\sigma_{bc}} + \frac{dP_a}{P_a} \\ \delta P_1 &= \delta \sigma_{bc} + \delta P_a \end{aligned} \quad (3.22)$$

Для потужності (3.5)

$$\ln N_1 = \ln G_1 + \ln C_{pi} + \ln T_1 + \ln \left(\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \ln \eta_k$$

$$\frac{dN_1}{N_1} = \frac{dG_1}{G_1} + \frac{dC_{pi}}{C_{pi}} + \frac{dT_1}{T_1} + \frac{d \left(\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1} - \frac{d\eta_k}{\eta_k}$$

$$d \left(\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k-1}{k} \varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} \cdot d\varepsilon_1$$

де $k=1,4$ – показник адиабати для повітря.

$$\delta N_k = \delta G_1 + \delta T_1 + C_1 \delta \varepsilon_1 - \delta \eta_k \quad (3.23)$$

$$\text{де } C_1 = \frac{\frac{k-1}{k} \varepsilon_1}{\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1}$$

Для графічних залежностей (3.3, 3.4) та (3.21) часткові похідні визначаються перебудовою характеристик осьового компресора та нагнітача. Наприклад, для витрати повітря із співвідношення (3.3) запишемо:

$$\delta G_{1np} = \left(\frac{\delta G_{1np}}{\delta \varepsilon_1} \right) \cdot \frac{\varepsilon_1}{G_{1np}} \delta \varepsilon_1 + \left(\frac{\delta G_{1np}}{\delta n_{1np}} \right) \cdot \frac{n_{1np}}{G_{1np}} \delta n_{1np}$$

$G_{1np}=f(\varepsilon_1)$ Для визначення часткової похідної $\left(\frac{\delta G_{1np}}{\delta \varepsilon_1} \right)$ перебудуємо характеристику ОК при $n=\text{invar}$. Тангенс кута нахилу дотичної в точці вихідного режиму чисельно дорівнює частковій похідній. За наявності двох експериментальних точок і визначеному куті нахилу січної, точність визначення коефіцієнтів лінеаризації підвищується на порядок [11].

Запишемо основні співвідношення діагностичної моделі у малих відхиленнях. З рівняння (3.3) для приведеної витрати повітря

$$\delta G_{1np} = C_{10} \delta \varepsilon_1 + C_{12} \delta n_{1np} \quad (3.24)$$

$$\text{де } C_{10} = \frac{G_{1np0} - G_{1np1}}{G_{1np0}} \cdot \frac{\varepsilon_{10}}{\varepsilon_{10} - \varepsilon_{11}}$$

$$C_{12} = \frac{G_{1np0} - G_{1np1}}{G_{1np0}} \cdot \frac{n_{1np0}}{n_{1np0} - n_{1np1}}$$

З рівняння (3.7) запишемо вираз для визначення ККД ОК

$$C_2 \delta \eta_1 = \delta T_1 - \delta T_2 + C_2 \cdot (C_1 - C_{11}) \delta \varepsilon_1 \quad (3.25)$$

$$C_1 = \frac{0,286 \cdot \varepsilon_1^{0,286}}{\varepsilon_1^{0,286} - 1}$$

де
$$C_2 = \left(1 + \frac{\eta}{\varepsilon_1^{0,286} - 1} \right)^{-1}$$

$$C_{11} = \frac{\eta_{10} - \eta_{11}}{\eta_{10}} \cdot \frac{\varepsilon_{10}}{\varepsilon_{10} - \varepsilon_{11}}$$

Коефіцієнт C_{11} являє собою зміну ККД ОК, що пов'язана із зсувом робочої точки на характеристиці ОК при $n = \text{const}$ із співвідношення (3.4).

Із виразу (3.8) отримаємо формулу для визначення ступеню регенерації:

$$\delta r = -C_7 \delta T_2 + C_6 \delta T_4 - C_8 \delta T_8 \quad (3.26)$$

$$C_7 = \frac{T_2}{T_4 - T_2} - \frac{T_2}{T_8 - T_2}$$

де
$$C_6 = \frac{T_4}{T_4 - T_2}; \quad C_8 = \frac{T_8}{T_8 - T_2}$$

Логарифмуючи та диференціюючи вираз (3.10), маємо:

$$C_5 \delta T_6 - (C_5 - 1) \delta T_2 - \delta G_T = \delta G_1 + \eta \delta \kappa_c \quad (3.27)$$

де
$$C_5 = \frac{T_6}{T_6 - T_4}$$

Із співвідношення для витрати робочого тіла через турбіну (3.13) запишемо у малих відхиленнях:

$$\delta P_6 - 0,5 \delta T_6 = \delta G_2 \quad (3.28)$$

З формули (3.16):

$$\delta P_6 = \delta \varepsilon_1 + \delta \sigma_{bc} + \delta \sigma_{bg} \quad (3.29)$$

З (3.15) запишемо співвідношення для визначення ККД турбіни

$$C_4 \delta \eta_T = \delta T_6 - \delta T_8 - C_3 C_4 \delta \varepsilon_T \quad (3.30)$$

$$C_3 = \frac{0,25}{e_T^{0,25} - 1},$$

де
$$C_4 = \left[\frac{1}{3_T (1 - e_T^{-0,25})} - 1 \right]^{-1}.$$

Якщо згідно з [51, 92] позначити $\psi = \frac{N_{\text{ТНД}}}{N_{\text{T}}}$, то з урахуванням (3.5, 3.14, 3.19)

отримаємо

$$\delta T_1 + C_1 \delta \varepsilon_1 - \delta T_6 - C_3 \delta \varepsilon_T = \delta \eta_1 + \delta \xi + \delta \eta_T - \frac{1}{1 - \psi} + \delta \eta_{\text{мех}} \quad (3.31)$$

Рівняння ефективної потужності на муфті нагнітача

$$N_e = \eta_{\text{мех}} \cdot N_{\text{ТНД}} = \varphi \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot N_T$$

Логарифмуючи та диференціюючи останнє співвідношення в малих відхиленнях з урахуванням (3.14)

$$\delta N_e - \delta T_6 - C_3 \delta \varepsilon_T = \delta G_2 + \delta \varphi + \delta \eta_{\text{мех}} \quad (3.32)$$

Рівняння ККД ГПА

$$\eta_e = \frac{N_e \eta_{\text{кв}}}{G_1 \cdot C_{\text{pm}} \cdot (T_6 - T_4)}$$

у малих відхиленнях

$$\delta \eta_e = \delta N_e + \delta \eta_{\text{кв}} - \delta G_1 + C_5 \delta T_6 - C_9 \delta T_4 \quad (3.33)$$

$$\text{де } C_5 = \frac{T_6}{T_6 - T_4}; \quad C_9 = \frac{T_4}{T_6 - T_4}$$

Рівняння балансу витрат (3.18) з урахуванням (3.13)

$$0,5 \delta T_6 + \delta P_6 = \delta \xi = \delta G_1 \quad (3.34)$$

Рівняння балансу ступеню стискання

$$\delta \varepsilon_T - \delta \varepsilon_1 - \delta P_1 = \delta \sigma_{\text{bg}} + \delta \sigma_{\text{нг}} \quad (3.35)$$

У відповідності з [92] запишемо ще одне рівняння для коефіцієнта корисної роботи, що відповідає експериментальній залежності:

$$\delta \varepsilon_T = C_{15} \delta \varphi \quad (3.36)$$

Рівняння витрати нагнітача за характеристикою

$$\begin{aligned} \delta G &= C_{16} \delta \varepsilon_H + C_{17} \delta n_H \\ C_{16} &= \frac{G_1 - G_{10}}{G_{10}} \cdot \frac{\varepsilon_{10}}{\varepsilon_1 - \varepsilon_{10}}; \quad C_{17} = \frac{\partial G}{\partial n} \end{aligned} \quad (3.37)$$

Рівняння температури

$$\delta T_H = \delta T_{\text{bc}} + C'_1 C'_2 \delta \varepsilon_H - C_2 \delta \eta_H \quad (3.38)$$

Рівняння потужності

$$\begin{aligned}
 \delta N_H &= \delta G_H + \delta T_{bc} + C_1 \delta \varepsilon_H - \delta \eta_H \\
 \delta \varepsilon_H &= \delta P_H - \delta P_{bc} \\
 \delta N_H &= \left(\frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{1 - \varepsilon_H^{\frac{k-1}{k}}} + C_{16} \right) \cdot \delta \varepsilon_H + \delta T_b - \delta \eta_H + \left(\frac{G_0}{n_0} \cdot \frac{\partial G_H}{\partial n_H} \right) \delta n_H
 \end{aligned}
 \tag{3.39}$$

3.5 Формування матриць для розв'язання системи рівнянь відносно діагностичних параметрів

Запишемо систему рівнянь в малих відхиленнях (3.24 – 3.28, 3.30 – 3.36, 3.37 – 3.39), причому в ліву частину перенесемо параметри на вході та характеристики ГПА на виході, значення яких контролюється під час експлуатації. В правій частині залишимо параметри: $\delta \eta_l$, $\delta \eta_T$, $\delta \eta_{kc}$, $\delta \sigma_{bc}$, $\delta \sigma_{bg}$, $\delta \sigma_{ng}$, $\delta \varphi$, $\delta \eta_n$, δr , δG , $\delta \xi$, що характеризують стан проточної частини ГПА.

В матричному представленні лінійна математична модель має вигляд

$$AY = BX \tag{3.40}$$

де Y – вектор-стовпець вихідних і режимних параметрів;

X – вектор-стовпець параметрів, що характеризують стан елементів ГРА;

B , A – матриці коефіцієнтів лінійної моделі.

Під компонентами векторів X , Y маються на увазі відносні зміни параметрів

ГПА: $\delta x_i = \frac{x_{1i} - x_{0i}}{x_{0i}}$; $\delta y = \frac{y_{1i} - y_{0i}}{y_{0i}}$, де x_0 та y_0 – значення параметра у

початковому режимі. Елементи матриць A та B є частковими похідними в початковій точці, числові коефіцієнти.

При розрахунках в якості початкового режиму роботи агрегату прийнято режим випробувань на заводському стенді. Для нього газодинамічними розрахунками знаходяться всі основні параметри робочого процесу. Вихідні дані для розрахунку постійних та коефіцієнтів впливу для газоперекачувальних агрегатів у відповідності до технічних умов наведені в

таблицях 3.2, 3.3. Ці характеристики прийняті за зразок для визначення стану ГПА. В таблиця 3.4. наведено значення коефіцієнтів лінеаризації.

Кожному вихідному рівнянню процесу, заданому аналітично або графічно, відповідає одне рівняння в малих відхиленнях, яке включає зміни у змінних параметрах. Таким чином, в системі рівнянь в малих відхиленнях міститься тільки та інформація, яка утримується у вихідних рівняннях.

В період експлуатації стан ГПА контролюється за характером змін робочих параметрів Y_i . З них необхідно вибрати ті параметри, які найбільше змінюються порівняно з іншими при появі несправностей в ГПА компресорних станцій. Діагностичні параметри розраховуються в результаті розв'язання системи рівнянь з урахуванням несправностей.

$$Y = A^{-1}BX = DX \quad (3.41)$$

Несправності задаються в моделі одиничною зміною параметра стану. Як показано в [11], задачу можна розв'язати, якщо матриця коефіцієнтів A буде мати обернену матрицю A^{-1} , що можливо, коли її визначник не дорівнює нулю. З цього виходить, що кількість невідомих повинна дорівнювати числу рівнянь, жодний рядок чи стовпець матриці A не повинен бути лінійною комбінацією інших її рядків чи стовпців.

Для розв'язання системи рівнянь відносно робочих параметрів записуються матриці A та B і проводиться наступне позначення змінних (таблиця 3.5).

Таблиця 3.2 - Основні техніко-економічні показники ПТУ

Показники	ГТК-10-2	ГТК-10-3	ГТ-750-6	ГТК-10-4	ГТН-16	Коберра
1. Потужність на муфті напідгача, кВт	4250	4400	6000	10000	16000	12900
2. К.К.Д. газотурбінної установки, %	28	28	27	29	29	27,5
3. Частота обертів валу, об./хв.:						
- компресорного	5200	5200	5200	5300	6300	7500
- силового	4800	4800	5300	4800	6500	5000
4. Діапазон вимірювання швидкості, об./хв.	3300-5000	3300-5000	3300-5600	3300-5000	5200-6300	3000-5500
5. Температура робочого тіла по газоповітряному тракту, °С						
	15	15	15	15	15	15
	195	195	195	195	-	-
	409	409	409	409	900	807
	780	780	780	780	408	411
	495	495	476	495		

Показники	ГТК-10-2	ГТК-10-3	ГТ-750-6	ГТК-10-4	ГТН-16	Кюберра
6. Тиск робочого тіла по газоповітряному тракту, кг/см ²						
P ₁	1	1	1	1		
P ₂	4,4	4,4	4,6	4,4		
P ₃	4,3	4,3	4,5	4,3		
P ₆	4,2	4,2	4,4	4,2		
P ₈	1,05	1,05	1,05	1,1	1,07	1,05
7. Ступінь стикання в осьовому компресорі	4,4	4,4	4,6	4,4	11,5	8,0
8. Опір:						
- вхідного тракту, мм вод. ст.	50	50	50	50	50	60
- вихідного тракту	55	50		100	70	50
9. Число ступенів:						
ТВГ/ТНТ	1/1	1/1	2/1	1/1	2/1	3/2
компресора	10	10	12	10	15	17
10. Витрата повітря через компресор, кг/с	86,2	58,2	58,2	86,1	85,0	76,0
11. Тиск паливного газу, кг/см ²	15	15	9	15	20	35
12. Витрата палива (природного газу з теплою згоряння 8600 ккал/кг, м ³ /год.	37200	- 37200	23200	3600	5760	4890

Показники	ГТК-10-2	ГТК-10-3	ГТ-750-6	ГТК-10-4	ГТН-16	Коберра
13. Питома витрата палива (по відношенню до номінальної потужності), м ³ /кВтгод.	-	-	0,368	-	0,360	0,379
14. Ступінь регенерації	0,70	0,70	0,66	0,70	-	-

Таблиця 3.3. - Основні техніко-економічні показники ВН

Показники	370-17-1	520-12-1	370-16-1	370-18-1	Н-16-76-1,45-2	P2BV-30
1. Продуктивність, м ³ /хв.	289	425	350	370	400	274
2. Тиск газу:						
- на вході	45	44	57/53	62	52,4	51
- на виході	56	56	73,5	76	76	76,5
3. Ступінь стискання	1,25	1,27	1,22	1,22	1,45	1,5
4. Політропичний К.К.Д.	87	85	85	85,5	81,5	81,2
5. Номінальна величина обертання, об./хв.	5300	4800	4800	4800	6500	5000

Таблиця 3.4 - Основні співвідношення для розрахунку коефіцієнта лінеаризації

Основні формули	ГТК-10
$C_1 = \frac{\frac{k-1}{k} e^{\frac{k-1}{k}}}{e^{\frac{k-1}{k}} - 1}$	0,83
$C_2 = \frac{(T_2 - T_1)}{T_2}$	0,384
$C_3 = \frac{k-1}{k} / (\varepsilon_T^k - 1)$	0,625
$C_4 = (T_6 - T_8) / T_8$	0,358
$C_5 = T_6 / (T_6 - T_4)$	2,84
$C_6 = T_4 / (T_4 - T_2)$	3,18
$C_7 = \frac{T_2}{(T_4 - T_2)} - \frac{T_2}{(T_8 - T_2)}$	0,66
$C_8 = \frac{T_8}{(T_8 - T_2)}$	2,52
$C_9 = \frac{T_4}{(T_6 - T_4)}$	1,84
$C_{10} = \frac{G_{1np1} - G_{1np0}}{G_{1np0}} \cdot \frac{e_{k0}}{e_{k1} - e_{k0}}$	-0,82
$C_{11} = \frac{^3k_1 - ^3k_0}{^3k_0} \cdot \frac{e_{k0}}{e_{k1} - e_{k0}}$	-
$C_{12} = \frac{G_{1np1} - G_{1np0}}{G_{1np1}} \cdot \frac{n_{1np0}}{n_{1np1} - n_{1np0}}$	1,80
$C_{14} = \frac{n_{1np1} - n_{1np0}}{n_{1np0}} \cdot \frac{G_{1np0}}{G_{1np1} - G_{1np0}}$	0,5
$C_{15} = \frac{e_{T1} - e_{T0}}{e_{T0}} \cdot \frac{\mu_0}{\mu_1 - \mu_0}$	1,92

Таблиця 3.5,б - Позначення змінних та матриць діагностичних систем нагнітача

δy_{12}	δy_{13}	δy_{14}
δT_H	δn	$\delta \epsilon_H$

δx_{12}	δx_{13}	δx_{14}	δx_{15}
δG_H	$\delta \eta_H$	δT_{bc}	δN_e

0	C_{17}	C_{16}
0	0	$-C_1^1 C_2^1$
0	$-C_{17}^1$	$-C_{16}^1$

1	0	0	0
0	$-C_2^1$	+2	0
0	-1	+1	-1

Позначимо через Z_i праві частини рівнянь і запишемо вирази для системи відносно робочих параметрів.

Із співвідношення (3.36)

$$\delta y_9 = Z_{10} \quad (3.42)$$

З рівняння балансу ступеню стискання з урахуванням (3.42)

$$\delta y_2 = Z_{10} - Z_8 \quad (3.43)$$

Із рівняння (3.25) з урахуванням попереднього виразу

$$\delta y_1 = C_1 C_2 (Z_{10} - Z_8) - Z_1 \quad (3.44)$$

Із рівняння для коефіцієнта корисної роботи (3.31) з урахуванням (3.42 та 3.43)

$$\delta y_4 = C_1 (Z_{10} - Z_8) - C_3 Z_{10} - Z_7 \quad (3.45)$$

З рівняння температури робочого тіла після розширення в турбіні (3.30) з урахуванням (3.42 та 3.45)

$$\delta y_7 = C_1 (y_{10} - y_8) - C_3 Z_{10} - Z_7 - C_3 C_4 Z_{10} - Z_6 \quad (3.46)$$

Із рівняння для ступеню регенерації (3.26) з урахуванням виразів для температур (3.45 та 3.46)

$$\delta y_5 = \frac{Z_4 + C_7 \delta y_1 + C_8 \delta y_7}{C_6} \quad (3.47)$$

Із рівняння балансу робочого тіла в камері згоряння (3.27) з урахуванням (3.45 та 3.47)

$$\delta y_6 = C_5 \delta y_4 + (1 - C_5) \delta y_5 - Z_3 \quad (3.48)$$

Із виразу витрати робочого тіла через турбіну (3.28) з урахуванням температури T_6 (3.45)

$$\delta y_8 = Z_5 + 0,5 y_4$$

Із співвідношень (3.32 та 3.33) запишемо вирази для розрахунку ефективних потужностей та ККД

$$\delta y_{11} = Z_9 + C_4 Z_{10} + \delta y_4$$

$$\delta y_{10} = Z_{11} + \delta y_{11} + C_5 \delta y_4 - C_9 \delta y_5$$

З виразу (2.39) з урахуванням (2.37) визначається

$$\delta y_{14} = \frac{Z_{14} C_{17} + Z_{12} C'_{17}}{C'_{17} C_{16} - C'_{16} C_{17}} \quad (3.49)$$

Розв'язуємо рівняння (3.37) (відносно частоти обертання з урахуванням (3.49))

$$\delta y_{13} = \frac{Z_{12} - C_{16} \delta y_{14}}{C_{17}} \quad (3.50)$$

Підставляючи вираз (3.49) у (3.38), знаходимо

$$\delta y_{12} = Z_{13} + C'_1 C'_2 \delta y_{14}$$

Для розв'язання системи за розробленим алгоритмом зроблена машинна програма на мові Fortran. Розрахунки проводились для ГПА типів ГТК-10. За результатами аналізу розрахунків виявлені діагностичні параметри газоперекачувальних агрегатів КС магістральних газопроводів.

В таблиці 3.6 наведені діагностичні параметри, які характеризують несправності, що імітуються в моделі. 1 – відповідає ситуації, коли параметр відображає даний стан; 0 – коли не відображає.

Таблиця 3.6 - Набір діагностичних ознак

y_i	K_i											$I(x_i)$
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0,99
2	0	0	0	0	0		0	1	1	1	1	0,81
3	0	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0,99
4	1	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0,81
5	1	0	0	1	0	1	1	1	1	1	1	0,84
6	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	0,40
7	1	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0,81
8	1	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	0,84
9	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0,40
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,00
11	1	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	0,84

3.6 Оптимізація діагностичних ознак газоперекачувальних агрегатів

Розрахуємо інформаційну цінність діагностичних ознак та у відповідності з цим визначимо оптимальний набір діагностичних ознак. Як показано в [8, 21, 49, 70], перед початком діагностування агрегат характеризується ентропією $H(S)$, причому всі стани, що утворюють групу подій, рівно ймовірні

$$P_i = \frac{1}{n}; \quad H(S) = -\sum_{i=1}^n P_i \log_2 P_i = \log_2 n$$

Кожен з перевірених параметрів y_i несе деяку інформацію про стан агрегату.

$$I_1(y_i) = H(S) - H(S / y_i)$$

де $H(S / y_i)$ – сума ентропій двох підсистем, в одну з яких входять m станів, які викликають зміни параметра y_j , а в другу – l станів, що не викликають

змін y_j . Значення m дорівнює числу одиниць, а l – числу нулів в рядку таблиці даного параметра

$$H(S/y_j) = \frac{m}{n} \log_2 m + \frac{l}{n} \log_2 l,$$

$$I_1(y_j) = -\left(\frac{m}{n} \log_2 \frac{m}{n} + \frac{l}{n} \log_2 \frac{l}{n}\right)$$

Значення $I_1(y_j)$ для кожного параметра наведені в таблиця 3.6. Найбільшу інформацію утримує перший та третій параметри, тому один з них необхідно включити в оптимальний набір діагностичних ознак. Включимо в діагностичний набір третій параметр – n_1 . Далі вибирається параметр, що несе максимум інформації за умови, що параметр y_3 включений в оптимальний набір. Для цього таблиця 3.6 перебудовується таким чином, що в першій групі об'єднуються стани, що викликають зміну параметра y_3 , а в другій – решта.

Таблиця 3.7,а - Інформаційна цінність діагностичних параметрів

y_j	L_1					L_2						$I(y_j)$
	К					К						
3	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0
1	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0,68
2	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0,33
4	0	1	1	1	1	1	0	0	0	1	1	0,87
5	0	1	1	1	1	1	0	1	0	1	1	0,83
6	0	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	0,68
7	0	1	1	1	1	1	0	0	0	1	1	0,87
8	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	0,83
9	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,33
11	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	0,83

Таблица 3.7,б

y _j	L ₁	L ₂				L ₃			L ₄			I (y _j)
	К	К				К			К			
	2	8	9	10	11	1	6	7	3	4	5	
4	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
1	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0,25
2	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0
5	0	1	1	1	1	1	1	1	0	1	0	0,25
6	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0,25
7	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
8	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	1	0,25
9	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,29
11	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	1	0,25

Таблица 3.7,в

y _j	L ₁	L ₂	L ₃			L ₄			L ₅			I y _j
	К	К	К			К			К			
	2	8	9	10	11	1	6	7	3	4	5	
9	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0,25
2	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0
5	0	1	1	1	1	1	1	1	0	1	0	0,25
6	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0,25
7	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
8	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	1	0,25
11	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	1	0,25

Таблиця 3.7,г

y _j	L ₁	L ₂	L ₃			L ₄			L ₅	L ₆		I
	К	К	К			К			К	К		y _j
	2	8	9	10	11	1	6	7	4	3	5	
5	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0
6	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0,2
7	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
8	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	1	0,2
1	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0,25
11	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	1	0,2

Таблиця 3.7,д

y _j	L ₁	L ₂	L ₃			L ₄	L ₅		L ₆	L ₇		I
	К	К	К			К	К		К	К		y _j
	2	8	9	10	11	1	6	7	4	3	5	
1	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0
6	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0,2
7	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
8	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	1	0,2
11	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	1	0,2

Інформаційність кожної ознаки I₂ розраховується за формулою

$$I_2(y_j) = -\sum \frac{m+1}{n} \left(\frac{m}{m+1} \log_2 \frac{m}{m+1} + \frac{1}{m+1} \log_2 \frac{1}{1+m} \right)$$

де i – номер групи, m – число одиниць у групі, l – число нулів у групі.

З аналізу даних (таблиця 3.7,а) видно, що наступний параметр – u_4 , бо він несе найбільшу кількість інформації про стан агрегату. Для визначення наступного параметра будується таблиця 3.7,б; аналогічно 3.7,а і так далі, поки не отримаємо набір параметрів, який утримує повну інформацію про стан агрегату. Як бачимо з таблиць 3.7, а-д, в оптимальний набір потрібно включити параметри: $n_1, T_6, \varepsilon_T, T_4, T_2, P_6$.

Прямою ознакою збільшення гідравлічного опору всмоктувального тракту тиск на всмоктуванні – P_1 , а вихлопного тракту тиск і температура після ТНД – T_8, P_8 [57]. В характеристику ефективності роботи КС в число діагностичних ознак включено витрату паливного газу G_T .

Стан ВН контролюється за наступними параметрами: $T_H, \varepsilon, K_y, T_{BC}, n_n$.

Висновки по розділу 3

1. Проведено аналіз і виконано класифікація експлуатаційних несправностей газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів.
2. Виконано обґрунтування вибору методу визначення діагностичних параметрів для ідентифікації експлуатаційних несправностей газоперекачувальних агрегатів
3. Запропоновано математичний опис робочих процесів в основних елементах газоперекачувальних агрегатів і на його основі проведено лінеаризація рівнянь діагностичної моделі за методом малих відхилень
4. Для практичних розрахунків проведено формування матриць для розв'язання системи рівнянь відносно діагностичних параметрів.

РОЗДІЛ 4. МЕТОДИ ІДЕНТИФІКАЦІЇ НЕСПРАВНОСТЕЙ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТИВ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВІДІВ

4.1 Розпізнавання класу несправності газоперекачувального агрегату на основі статистичної теорії перевірки гіпотез

Одна з основних задач технічної діагностики – ідентифікація несправностей на ранній стадії базується на теорії розпізнавання образів. Несправні стани ГПА розбиваються на кінцеве число класів, в якості класів прийнято несправні стани, що найчастіше зустрічаються при експлуатації і моделюються за допомогою вибраної діагностичної моделі агрегату.

Для прийнятих класів несправних станів обираються діагностичні ознаки із виявлених у другому розділі параметрів робочого процесу. Залежно від характеру описуваних станів є два підходи до розв'язання задачі розпізнавання несправностей.

За наявності достовірних статистичних даних відмов агрегатів, отриманих в результаті обробки експлуатаційної інформації чи моделювання несправних станів в процесі випробувань агрегату, ознаки класів описуються статистичними характеристиками і процес визначення несправностей базується на статистичній теорії перевірки гіпотез. Як показано в роботах [8, 12, 73, 83], найкращі результати дає застосування методу Байєса..

Якщо важко зібрати статистичну інформацію або за високої вартості натурних випробувань агрегату, в основу розпізнавання несправностей може бути покладений детермінований метод, пов'язаний з описуванням агрегату діагностичною детермінованою моделлю. Розпізнавання несправностей базується на логічних системах, які використовують методи булівської алгебри [37, 52, 53, 65].

Розглянемо два стани підшипників агрегату: при справному стані температура мастила підшипників – $T_n \leq 60^\circ$, при несправному – $T_n > 60^\circ$.

Через вплив різноманітних випадкових причин параметр $y = T_n$ може приймати різні значення, але у випадку справного стану воно віднесено до класу K_1 , діагностичний параметр розподіляється за законом $f_1(y)$ (Рисунок 4.1), у випадку несправного стану – класу K_2 , діагностичний параметр розподіляється за законом $f_2(y)$. Значення функції розподілення побудовано за експлуатаційними даними УМГ "Прикарпаттрансгаз". Прийнято, що ознакою приналежності стану ГРА до класу K_1 , є значення ознаки з математичним очікуванням my_1 . Значення параметра my_2 є ознакою приналежності стану агрегату до несправного класу K_2 : K_1 : my_1, σ_1 ; K_2 : my_2, σ_2 .

За вимірним значенням параметра y_i необхідно прийняти рішення про приналежність стану до класу K_1 (гіпотеза H_1) або до класу K_2 (гіпотеза H_2). Якби в усіх випадках за наявності справного стану (справедлива гіпотеза H_1) виконувалась рівність $y_i = my_1$, а за наявності несправного стану – рівність $y_i = my_2$, то не виникала б неясність у виборі рішення. Як згадувалось вище, через дію випадкових причин y_i може приймати різні значення. При виборі рішення про приналежність стану до одного з класів, вибирається та перевіряється за певним правилом одна з гіпотез. Таким правилом у даному випадку є розподіл всього інтервалу вимірів y_i на два класи та вибір порогового значення $y_n = 60^\circ\text{C}$. Гіпотеза H_1 приймається у випадку, коли $y_i < y_n$, а гіпотеза H_2 , коли $y_i > y_n$. При цьому можливі два види похибок:

- 1) незважаючи на наявність класу K_1 , приймається гіпотеза H_2 , тобто стан відноситься до несправного;
- 2) незважаючи на наявність класу K_2 , приймається гіпотеза H_1 справного стану.

Ймовірність того, що буде вибрана гіпотеза H_1 , коли в наявності гіпотеза H_2 , визначається площею під кривою $f_2(y)$ зліва від y_n . Ймовірність такої похибки F_n визначається співвідношенням [12, 71]

$$F_n = P(H_1 / H_2) = \int_{-\infty}^{y_n} f_2(y) dy = 1 - \Phi\left(\frac{y_n - my_2}{\sigma y_2}\right)$$

ймовірність помилкового прийняття гіпотези P_2 замість H_1

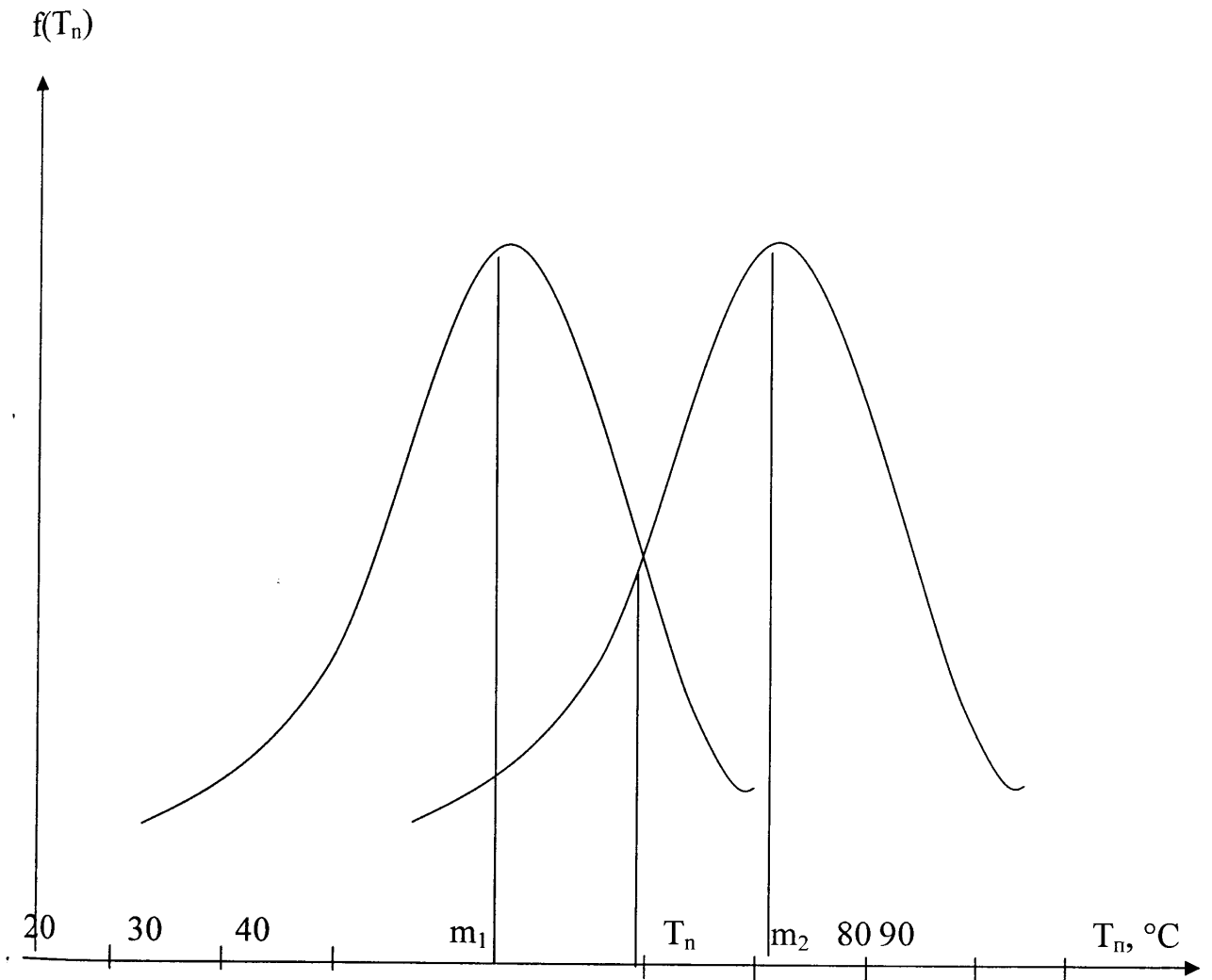


Рисунок 4.1. Розподілення ознаки T_n при двох класах станів

$$F_{\wedge} = P(H_1 / H_2) = \int_{y_n}^{\infty} f_2(y) dy = 1 - \Phi\left(\frac{y_n - my_1}{\sigma y_1}\right)$$

а ймовірність правильного розпізнавання

$$P(H_2 / H_1) = 1 - F_{\wedge}$$

де $\Phi\left(\frac{y_n - my_1}{\sigma y_1}\right)$ – табульована функція.

4.2 Розрахунок ймовірності реалізації стану класу несправності газоперекачувального агрегату

В процесі експлуатації при появі несправності після контролю повинна збільшитись ймовірність того класу станів, в якому дійсно знаходиться агрегат. Якщо використовується ідеальна за вірогідністю система розпізнавання, то після контролю ймовірність дійсного класу стану агрегату буде дорівнювати одиниці. Проте, через помилки системи розпізнавання певна невизначеність стану агрегату залишиться. Вона може бути виражена через апостеріорні ймовірності класів станів $P_{ап}(K_1)$, $P_{ап}(K_2)$... $P_{ап}(K)$, що характеризує знаходження станів об'єкта у відповідному класі, якщо отримано певні результати вимірів. Ці ймовірності можна визначити, використовуючи формулу Байєса [8, 12, 71]. Нехай в результаті контролю отримана реалізація параметрів B_j (y_1, y_2, \dots, y_m). Апостеріорні ймовірності приналежності отриманої реалізації до кожного класу визначається за формулою Байєса

$$P(K_i / B_j) = \frac{P(K_i) \cdot P(B_j / K_i)}{\sum_{j=1}^N P(K_i) \cdot P(B_j / K_i)}, \quad (4.1)$$

де $P(K_i)$ – апіорна ймовірність K_i – класу;

$P(K_i / B_j)$ – апостеріорна ймовірність гіпотези про приналежність B_j – реалізації до K_i – класу;

$P(B_j / K_i)$ – умовна ймовірність приналежності стану до j -го класу, якщо в дійсності має місце i -ий клас.

Якщо система ідеальна, то вона укаже на приналежність стану агрегату до j -го класу тільки в тому випадку, коли стан агрегату дійсно знаходиться в цьому класі. Тоді

$$P(B_j / K_i) = 1, i = j; P(B_j / K_i) = 0, j \neq i.$$

Отже, знаменник формули (3.15) прийме вигляд

$$\sum_{i=1}^N P(K_i) \cdot P(B_j / K_i) = P(K_j) \cdot P(B_j / K_j)$$

і тому

$$P(K_i / B_j) = \frac{P(K_i) \cdot P(B_j / K_i)}{P(K_i) \cdot P(B_j / K_i)} = 1$$

Таким чином, використання ідеальної системи розпізнавання вірогідність припущення про приналежність стану агрегату до K_i – класу зростає в порівнянні з апіорними даними на величину

$$\frac{P(K_i / B_j)}{P(K_i)} = \frac{1}{P(K_i)}.$$

Реальна система розпізнавання має похибки, тому

$$P(B_j / K_i) < 1, j = I$$

$$P(B_j / K_i) > 0, j \neq$$

Отже,

$$P(B_j / K_i) < 1$$

Нехай є N класів, що являють повну групу станів агрегату (таблиця 4.1). За результатами контролю отримана реалізація параметрів якогось, поки невідомого класу аварійних станів $B_j \{y_1^{(b_j)}, y_2^{(b_j)}, \dots, y_m^{(b_j)}\}$. Потрібно визначити послідовно апостеріорні ймовірності гіпотез:

H_1 – приналежності реалізації B_j до класу K_1 ;

H_2 – відповідно до класу K_2 і т. д. до K_{N-1} ;

H_N – приналежність реалізації B_j до класу K_N .

Тоді апостеріорна ймовірність гіпотез H визначиться із залежності

$$H(H_i / B_j) = \frac{P(K_i) f \left\{ \frac{B_j}{[y_1^{(k_i)}, y_2^{(k_i)}, \dots, y_m^{(k_i)}]} \right\}}{\sum_{i=1}^N P(H_i) f \left\{ \frac{B_j}{[y_1^{(k_i)}, y_2^{(k_i)}, \dots, y_m^{(k_i)}]} \right\}}, \quad (4.2)$$

де $P(H_i)$ – апріорна ймовірність гіпотез ;

$f \left\{ \frac{B_j}{[y_1^{(k_i)}, y_2^{(k_i)}, \dots, y_m^{(k_i)}]} \right\}$ – багатомірна функція правдоподібності;

$y_1^{(k_i)}, y_2^{(k_i)}, \dots, y_m^{(k_i)}$ – зразок (еталон) класу K_i , виражений сукупністю ознак.

Залежність (4.2) можна значно спростити, якщо скористатися наступними прийнятими припущеннями:

1. Апріорні ймовірності класів однакові, тобто

$$P(K_1) = P(K_2) = \dots = P(K_N) = P(K).$$

Тоді $P(H_1) = P(H_2) = \dots = P(H_n) = P(H)$ та $\sum_{i=1}^N P(H) = 1$.

Статистична незалежність ознак. В цьому випадку багатомірну функцію

$f \left\{ \frac{B_j}{[y_1^{(k_i)}, y_2^{(k_i)}, \dots, y_m^{(k_i)}]} \right\}$ можна представити у вигляді

$$f \left\{ \frac{B_j}{[y_1^{(k_i)}, y_2^{(k_i)}, \dots, y_m^{(k_i)}]} \right\} = f \left[\frac{y_1^{(b_j)}}{y_1^{(k_i)}} \right] f \left[\frac{y_2^{(b_j)}}{y_2^{(k_i)}} \right] \dots f \left[\frac{y_m^{(b_j)}}{y_m^{(k_i)}} \right], \quad (4.3)$$

де $\left[\frac{y_k^{(b_j)}}{y_k^{(k_i)}} \right]$ – одномірні функції розподілення.

Для нормального закону розподілення функція розподілення визначається так:

$$f \left[\frac{y_k^{(b_j)}}{y_k^{(k_i)}} \right] = \frac{1}{\sigma y_k(k_i) \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(y_k^{(b_j)} - \mu y_k^{(b_j)})^2}{2\sigma^2 y_k^{(b_j)}} \right], \quad (4.4)$$

де $\mu y_k(k_i)$, $\sigma y_k(k_i)$ – математичне очікування та середньоквадратичне

відхилення ознак K_i – класу, або статистичні характеристики еталону

K_i – класу, отримані до контролю;

$y_k^{(b_j)}$ – значення ознаки B_j реалізації, виміряне системою діагностування.

З урахуванням викладених припущень залежність (4.2) для визначення апостеріорних ймовірностей можна переписати у вигляді

$$P(H_i / B_j) = \frac{\prod_{i=1}^m f \left[\frac{y_k^{(b_j)}}{y_k^{(k_i)}} \right]}{\sum_{i=1}^N \prod_{j=1}^m f \left[\frac{y_k^{(b_j)}}{y_k^{(k_i)}} \right]}. \quad (4.5)$$

За отриманим розподілом апостеріорних ймовірностей визначаємо, до якого класу K_i із N належить B_j реалізація.

Вибір критерію рішення про приналежність реалізації до відповідного класу відносить до типу задач перевірки статистичних гіпотез. Можливо мінімізувати значення однієї похибки при визначеному рівні іншої. За методом Неймана-Пірсона мінімізується ймовірність пропуску цілі при заданому припустимому рівні ймовірності похибки. Ймовірність правильного рішення D і відповідне йому значення параметра знаходяться за наявності межі діагностичного інтервалу $F_\lambda = F_n$. Для нормального розподілу F_λ визначається:

$$F_\lambda = 1 - \Phi \left(\frac{y_0 - my}{\sigma_y} \right),$$

звідки $\frac{y_0}{\sigma_y} = \Phi^{-1}(1 - F_\lambda)$,

де $\Phi \left(\frac{y_0 - my}{\sigma_y} \right)$ – табульована величина.

Тоді
$$D = 1 - \Phi \left[\Phi^{-1}(1 - F_\lambda) + \frac{my_2 - my_1}{\sigma_y} \right] \quad (4.6)$$

Для розробки алгоритму розпізнавання класу несправного стану виділені з множини несправних станів агрегату два стани: клас K_1 – зміна ККД ОК внаслідок ерозійного зносу лопаток ОК; клас K_2 – зміна к.к.д. турбіни через збільшення радіальних зазорів. Щоб описати класи, використані діагностичні параметри, отримані в п. 3.7. Статистичні

характеристики класів визначені експертно в результаті математичного моделювання несправних станів, в таблиці 4.1 дано опис несправних станів.

Таблиця 4.1 - **Опис класів несправних станів ГПА**

Статистичні характеристики	Діагностичні ознаки						
		T_2	T_4	T_6	T_8	G_T	P_6
Клас K_1	m	463	700	1033	798	3,215	4,47
	σ	4,0	7,0	10,0	8,0	0,075	0,045
Клас K_2	m	468	705	1033	807	3,188	4,47
	σ	4,0	7,0	10,0	8,0	0,075	0,045

Під час експлуатації агрегату контролюються всі ознаки. На компресорній станції Долина магістрального газопроводу «Братерство» в певний момент експлуатації була отримана наступна реалізація робочих параметрів, приведених із номограми до початкових умов: В: $T_2 = 468$, $T_4 = 704$, $T_8 = 806$, $C = 3,2$. Функції розподілення, розраховані у відповідності до формули (3.4), відповідно дорівнюють

$$\begin{aligned}
 f_1(T_2/m(T_2))^{(k_1)} &= 0,046 & f_2(T_4/m(T_4))^{(k_1)} &= 0,1 \\
 f_3(T_8/m(T_8))^{(k_1)} &= 0,044 & f_4(G_T/m(G_T))^{(k_1)} &= 0,05 \\
 f_5(T_2/m(T_2))^{(k_2)} &= 0,030 & f_6(T_4/m(T_4))^{(k_2)} &= 0,05 \\
 f_7(T_8/m(T_8))^{(k_2)} &= 5,200 & f_8(G_T/m(G_T))^{(k_2)} &= 5,3
 \end{aligned}$$

Апостеріорні ймовірності приналежності реалізації В визначаються за формулою (3.5) і складають відповідно:

до класу K_1 : $P_1 = 0,00006$;

до класу K_2 : $P_2 = 0,0002$; $P_1 < P_2$.

За величиною апостеріорної ймовірності можна припустити, що зміна стану ГПА обумовлена погіршенням стану проточної частини турбіни.

Розпізнавати аварійні стани ГПА за ймовірнісними характеристиками, як показано, можливо за допомогою спеціально розроблених алгоритмів. Статистичні характеристики діагностичних ознак класів можна отримати при

фізичному моделюванні, натурних випробуваннях або в результаті обробки експлуатаційних даних по відмовах ГПА на компресорних станціях магістральних газопроводів.

4.3 Використання детермінованої моделі газоперекачувального агрегату для розпізнання несправностей

За наявності можливості отримання детермінованої моделі об'єкта, що діагностується, задача розпізнання класу несправності спрощується. Детермінована система використовує сукупність ознак, що певним чином характеризує стан агрегату, і побудована на логічних системах розпізнавання з використанням методів булевої алгебри [52, 53]. Логічні ознаки несправностей, що розпізнаються, розглядаються як елементарні висловлювання, до яких відноситься прямий спосіб визначення параметрів стану. Логічні ознаки можуть бути кількісними, тобто визначати попадання ознаки в певний інтервал, відповідаючи значенням "справний" – "несправний". Наприклад, температура мастила підшипників. В цьому випадку інтервали значень призначаються так, щоб похибки вимірювань не впливали на достовірність рішень. Також є ознаки, що показують наявність чи відсутність деяких властивостей у несправності, що розпізнається, – якісні ознаки.

Математична модель агрегату з урахуванням несправностей дозволяє визначити діагностичні ознаки і сформулювати правила розпізнавання класів несправностей.

При виявленні несправності агрегату треба за сукупністю вимірюваних діагностичних параметрів визначити параметри стану, тобто в матричному вигляді діагностична модель запишеться

$$X = B^{-1}AY = SY \quad (4.7)$$

Очевидно діагностична задача може бути розв'язаною, якщо матриця коефіцієнтів при параметрах стану B буде мати обернену матрицю B^{-1} , тобто

матриця повинна бути не виродженою та добре обумовленою. Це можливо, якщо її визначник відмінний від нуля [11]. Із цієї вимоги випливає рівність $n = m$. Взаємоднозначна відповідність між станом і сигналом порушиться в тих випадках, коли:

1. рядок чи стовпець матриці A складається з 0;
2. один із рядків A є лінійною комбінацією інших її рядків;
3. один із стовпців є лінійною комбінацією інших її стовпців.

Ці умови задовольняє система рівнянь (3.24 – 3.32, 3.34 – 3.36, 3.37 – 3.39). Змодельовані за діагностичною моделлю симптоми несправностей підставляються в модель станів, яка розпізнає несправності, визначаючи, які зміни відбулися у величинах параметрів, що оцінюють стан ГПА. Матриці B та B^{-1} діагностичної моделі для визначення параметрів стану представлені в таблицях 4.2, а, б.

Таблиця 4.2, а **Матриці коефіцієнтів для розрахунку параметрів стану ГТУ компресорної станції**

δx_1	δx_2	δx_3	δx_4	δx_5	δx_6	δx_7	δx_8	δx_9	δx_{10}	δx_{11}
$\delta \eta_1$	δG_1	$\delta \eta_{kc}$	δr	δG_2	$\delta \eta_T$	$\delta \xi$	$\delta \varphi$	$\delta \sigma_{bc}$	$\delta \sigma_{bg}$	$\delta \sigma_{hg}$

C_2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	-1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	C_4	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	1	1	$-(1-\varphi)^{-1}$	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	C_{15}	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0
0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1

Обернена матриця

$1/C_2$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	$1/C_4$	0	0	0	0	0	0
$-1/C_2$	0	0	0	0	$-1/C_4$	1	$-C_{15}(1-\varphi)$	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	$1/C_{15}$	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1

Таблиця 4.2, б = Матриці коефіцієнтів для розрахунку стану ВН

δx_{12}	δx_{13}	δx_{10}
$\delta \varepsilon_H$	$\delta \eta_H$	δN_e

δx_{12}	δx_{13}	δx_{10}
δG_1	$\delta \eta_H$	δN_e

1	0	0
0	$-C_2^1$	0
0	-1	-1

1	0	0
0	$-1/C_2^1$	0
0	$1/C_2^1$	-1

В загальному випадку у зв'язку з похибками розрахунків матриця B може бути погано обумовленою. Погано обумовлена система лінійних рівнянь характеризується тим, що її розв'язок визначається із значно меншою точністю, ніж точність коефіцієнтів системи.

Для характеристики матриці з точки зору її обумовленості прийнято в якості чисел обумовленості у відповідності з [11] $P = (\max|\lambda_i|) \cdot (\min|\lambda_i|)^{-1}$, де λ_i – власне значення матриці B . Число P розраховується за стандартними програмами ЕОМ. Якщо P – велике число, то система погано обумовлена. Якщо P – число ≤ 10 , то система добре обумовлена, тобто розв'язок стійкий по відношенню до випадкової похибки при розрахунках. Для розв'язання системи рівнянь розроблено алгоритм та програма на мові Fortran.

Чисельні розрахунки проводились для ГПА типів ГТК-10.

Похибка ε визначення параметрів вектора стану агрегату для прийнятої моделі визначається

$$\varepsilon = |x_{i\text{зад}} - x_i| \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (4.8)$$

де $x_{i\text{зад}}$ – заданий параметр вектора стану;

x_i – параметр вектора стану, отриманий з діагностичної моделі.

4.4 Визначення несправності газоперекачувального агрегату на компресорних станціях за термодинамічними параметрами

Метод оцінки стану ГПА компресорної станції магістрального газопроводу за термогазодинамічними параметрами базується на аналізі характеру зміни параметрів стану за результатами вимірювань робочих параметрів, що контролюються в процесі експлуатації ГПА, величині і знаку

їх відхилення від номінальних значень для заданого режиму [19, 20, 25, 37, 40, 44, 51, 54, 70, 84, 89, 92]. У зв'язку з тим, що при експлуатації агрегатів на компресорних станціях не мають, як правило, всього необхідного для вимірів робочих параметрів, то деякі, наприклад, η_e , N_e розраховуються за діагностичною моделлю. Значення робочих параметрів справних агрегатів можуть відрізнятися одне від одного на деяку величину, також будуть відрізнятися і зміни параметрів внаслідок зносу, тому діагностична модель в кожному конкретному випадку повинна розроблятися для конкретного агрегату за результатами контрольно-здаточних випробувань.

За результатами аналізу розрахунків діагностичної моделі побудовано залежності змін діагностичних ознак від параметрів стану, ці залежності для ГПА типу ГТК-10 представлені на Рисунок 4.2 – 4.9. Діагностичні ознаки для кожної несправності мають різні величини та напрям змін. Абсолютна величина зміни діагностичної ознаки залежить від значення коефіцієнтів моделі та дещо відрізняється для різних типів агрегатів. Тим не менш, сама по собі наявність ознаки чи її відсутність, а також напрям її змін характерні для визначеного класу несправностей в газоперекачувальних агрегатах компресорних станцій магістральних газопроводів.

За наявності вирішального правила для розпізнавання класу аварійних станів несправність ГПА можна ідентифікувати по характеру відхилення контрольованих під час експлуатації діагностичних ознак від їх номінальних значень. Таблиця 4.3 являє собою діагностичну таблицю розроблену за результатами моделювання для експлуатаційних несправностей, що пов'язані переважно із станом проточної частини агрегату. В рядках таблиці записані ідентифіковані несправності стану, а в стовпчиках – діагностичні ознаки, виявлені в п. 3.7.

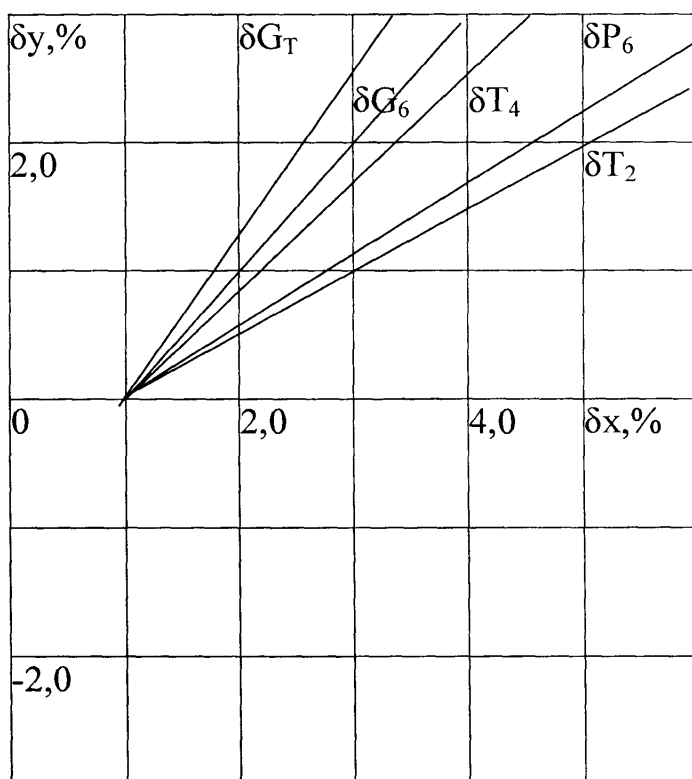


Рисунок 4.2 Графік для розпізнавання похибки стану проточної частини ОК

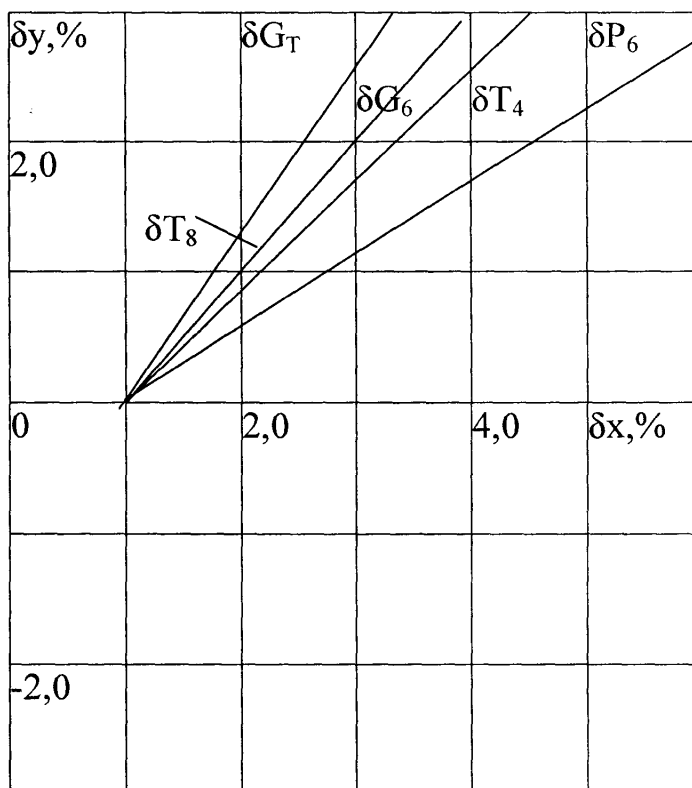


Рисунок 4.3 Графік для розпізнавання несправності –зросту витікання повітря в ГВТ

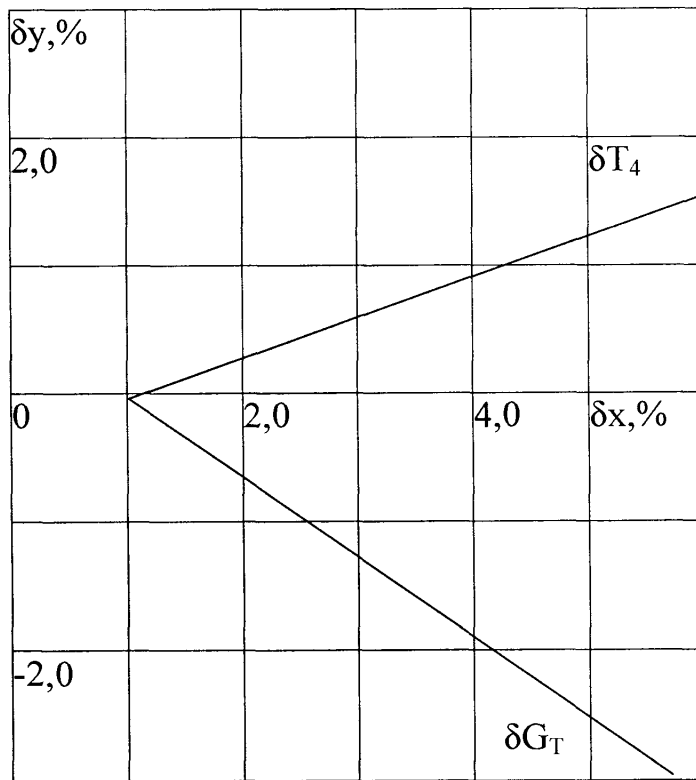


Рисунок 4.4 Графік для розпізнавання зміни ступеню регенерації

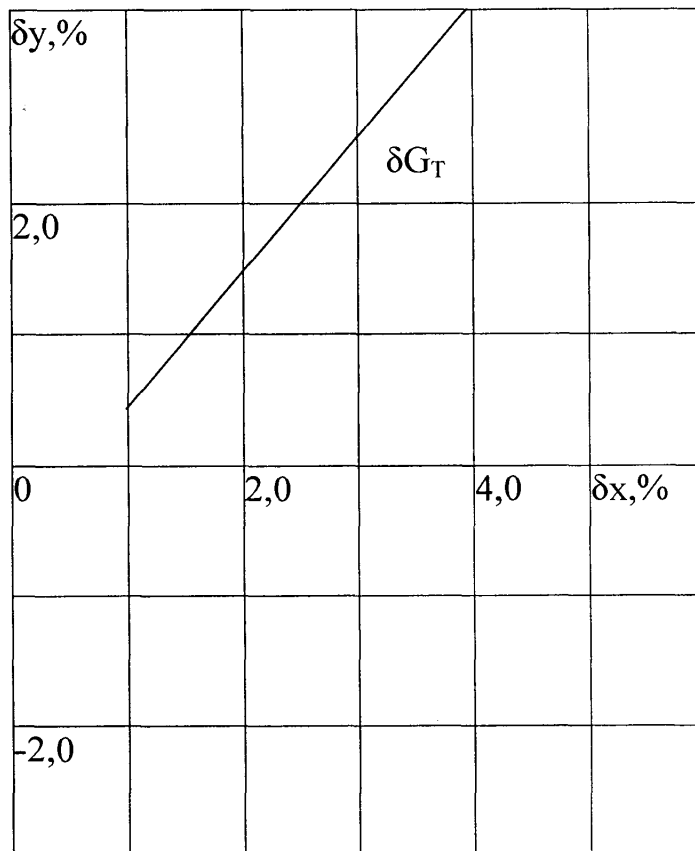


Рисунок 4.5 Графік для розпізнавання зменшення ККД камери згорання

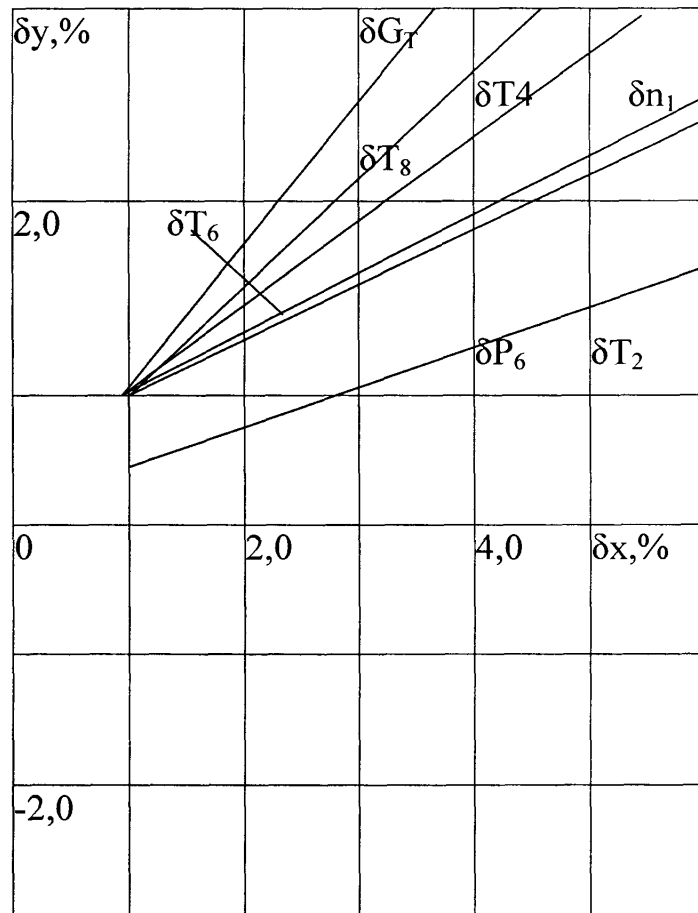


Рисунок 4.6. Графік для розпізнавання збільшення гідравлічного опору ТВТ

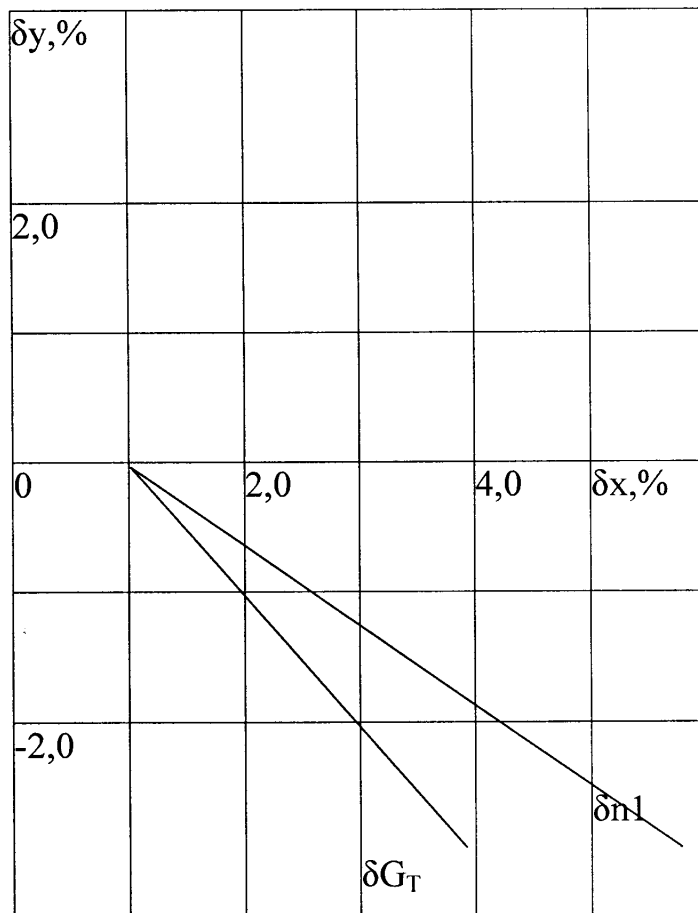


Рисунок 4.7. Графік для розпізнавання змін витрати повітря через ОК

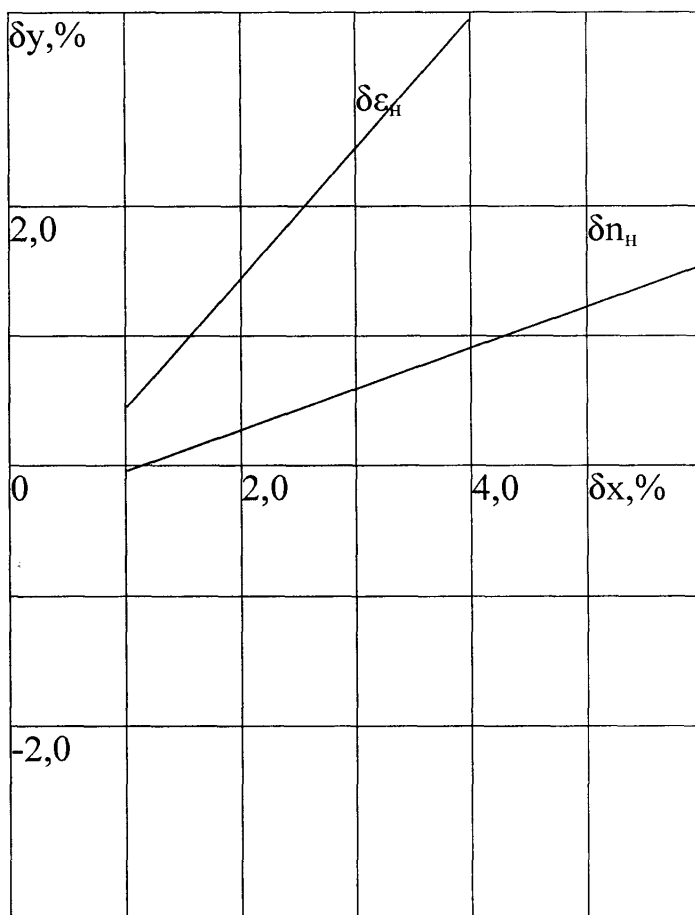


Рисунок 4.8 Графік для розпізнавання погіршення стану проточної частини ВН

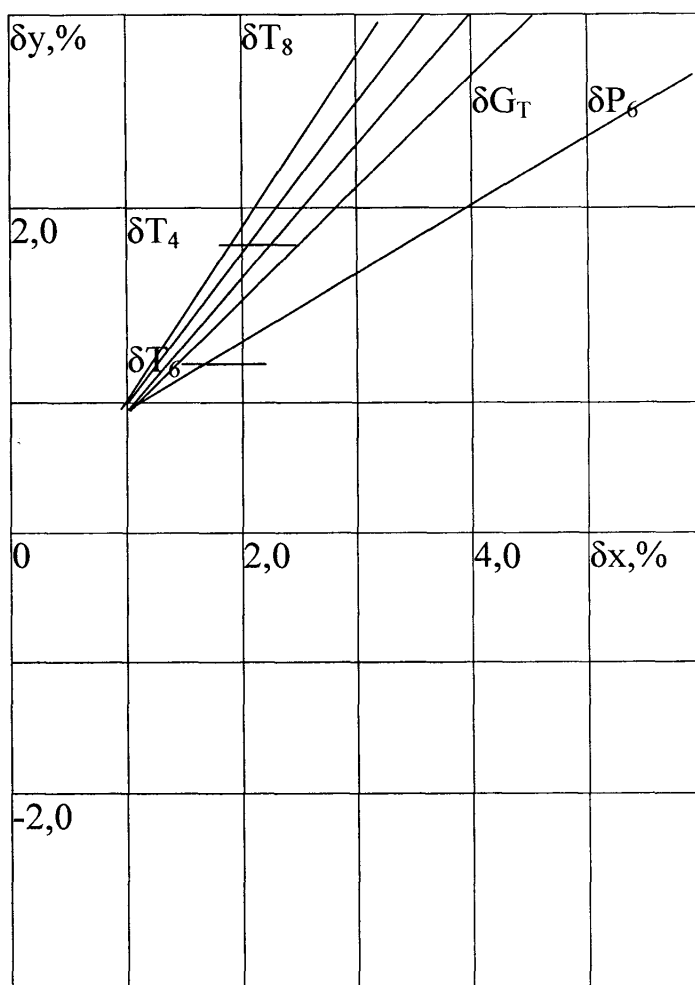


Рисунок 4.9 Графік для розпізнавання зміни станупроточної частини турбіни

Вирішальне правило розпізнавання класу несправності базується на принципах булевої алгебри: якщо параметр не віддзеркалює даний стан, то у відповідній клітині ставиться нуль, якщо параметр відбиває стан, то у відповідній клітині фіксується наявність ознаки: з плюсом при відповідності характеру змін параметра стану характеру відхилення діагностичної ознаки; з мінусом, якщо відхилення параметра стану викликає відхилення діагностичної ознаки протилежного значення. В таблиці 4.3 наведено вирішальні правила для ідентифікації несправності

Оперативна ідентифікація несправності ГПА базується на методі відмінності, а не на абсолютних значеннях вимірюваних величин, тому абсолютна точність вимірів діагностичних параметрів не має суттєвого значення. В таблиці 4.4. представлені робочі параметри, що потребують контролю в процесі експлуатації, і основні характеристики контрольно-вимірювальних приладів [5. 90].

Реєстрація контрольованих робочих параметрів на компресорних станціях магістральних газопроводів провадиться щогодини. При стійкому відхиленні робочого параметру від номінального значення виконується контрольний розрахунок на ідентифікацію зміни параметрів стану. Для цього розраховуються приведені значення параметрів. Для оперативної оцінки розроблено номограми для перерахунку робочих параметрів до початкових умов.

Діагностичні параметри усереднюються по числу вимірів n на даному режимі

$$\bar{y}_{np} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_{inp} \quad (4.9)$$

Розраховуються відносні відхилення діагностичних параметрів

$$\delta y = \frac{\bar{y}_{np} - y_0}{y_0} \quad (4.10)$$

Таблиця 4.3 - Діагностична таблиця несправностей ГПА
без регенератора

Вид несправності	n_1 T_2	n_2 n_1	n_3 T_6	n_4 G_T	n_5 T_8	n_6 P_6	n_7 ε_T	n_8 P_1	n_9 P_8
1. $\delta\eta_1$	Δ	-	Δ	Δ	Δ	Δ	-	-	-
2. δG_1	-	$-\Delta$	-	$-\Delta$	-	-	-	-	-
3. $\delta\eta_{kc}$	-	-	-	$-\Delta$	-	-	-	-	-
4. $\delta\eta_2$	-	-	Δ	Δ	Δ	Δ	-	-	-
5. $\delta\xi$	-	-	Δ	Δ	Δ	Δ	-	-	-
6. $\delta\sigma_{bg}$	$-\Delta$	$-\Delta$	$-\Delta$	$-\Delta$	$-\Delta$	$-\Delta$	-	-	-
7. $\delta\sigma_{bc}$	-	-	-	-	-	-	-	Δ	-
8. $\delta\sigma_{hg}$	-	-	-	-	-	-	-	-	Δ
9. $\delta\varphi$	$+\Delta$	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	-	-
10. $\delta\eta_H$	$\delta n_H \delta T_H \delta \varepsilon_H$								

Таблиця 4.4 - Діапазон і похибка вимірювання робочих параметрів

Вимірюваний параметр	Роз- мірність	Діапазон вимірювань	Похибка вимірювання
1. Атмосферний тиск	мм рт. ст.	720-800	0,6
2. Температура зовнішнього повітря	°С	-50÷ +50	0,6
3. Витрата паливного газу	кг/год.	1000-5000	2,5
4. Витрата робочого тіла	кг/с	390-100	2,5
5. Частота обертання валів	об./хв.	3000-10000	0,25
6. Температура газу перед ТВТ	°С	700-950	0,6
7. Температура газу за ТВТ	°С	300-600	0,6
8. Температура повітря за ОК	°С	100-200	0,6
9. Температура повітря за Р	°С	200-500	0,6
10. Тиск повітря та газу по газоповітряному тракту	МПа	0,1-1,2	0,6
11. Тиск газу на всмоктуванні і нагнітанні ВН	МПа	2-5	0,6
12. Температура газу на всмоктуванні та нагнітанні ВН	°С	5-8	0,6
13. Перепад тиску на ущільненні ВН	МПа	0,3	1,5
14. Витрата газу	м ³ /хв.	200-500	2,5

Згруповуючи діагностичні ознаки у відповідності з вирішальним правилом, визначають характер несправного стану [25, 37, 65, 70, 86].

В таблиці 4.5. послідовно виконаний аналогічний розрахунок для відцентрового нагнітача КС Долина, що дозволило виявити погіршення стану проточної частини, яке привело к необхідності заміни робочих лопаток.

Таблиця 4.5 = **Ідентифікація несправностей за робочими параметрами**

Виміряне значення робочого параметра у	Приведене значення У _{пр}	У _{сер}	δ _у
ε 1,198 1,222 1,25	1, 198 1,222 1,25	1,22	
n 4320 4600 4500	4535 4716 4505	4600	
R _н 72 75 73	75 75 73	74,5	
Д = П ₁₃ П ₁₄ П ₁₅ – втрата стійкості ВН.			

4.5 Оцінка меж використання діагностичної моделі для ідентифікації несправностей

Метод лінеаризації дає гарні результати поблизу точки вихідного режиму. Якщо значення робочих параметрів в режимі експлуатації значно відрізняється від номінальних значень, то похибка розрахунків за прийнятою моделлю зростає пропорційно квадрату відхилення відповідного параметра. Отже, при розрахунках по моделі при невеликих відхиленнях для визначення несправності необхідно уточнювати коефіцієнти лінеаризації матриці станів S на режимах експлуатації. Для того, щоб оцінити межі застосування моделі використовують методи ідентифікації. Методи ідентифікації дозволяють оцінити розходження між результатами вимірів параметрів, що

контролюються, та розрахунку за моделлю, без зміни структури моделі, а тільки за рахунок уточнення значень параметрів стану, що характеризують несправність [63, 82].

Завданням ідентифікації є визначення оператора агрегату S_0 , тобто побудову такого оператора моделі S , який був би у певному сенсі близьким до оператора агрегату S_0 , тобто $S \approx S_0$. Чи близькі оператори у відповідності до рекомендацій [63] можна оцінити за їх реакцією на одну й ту ж дію x , тобто по виходах агрегату $Y(t) = S_0[x, E(t)]$ та моделі $Y^M(t) = S(x)$. Ступінь близькості цих реакцій в кожний момент часу будемо оцінювати значенням квадрату модуля різниці векторів виходу

$$q(t) = |Y(t) - Y^M(t)|^2 = \sum_{i=1}^m [y_i(t) - y_i^M(t)]^2 \quad (4.11)$$

де $Y^M = (y_1^M, \dots, y_m^M)$ – вектор виходу моделі.

В загальному випадку близькість агрегату і моделі оцінюється функцією неув'язки ε . Це скалярна функція двох векторних аргументів – виходу об'єкта і моделі

$$q(t) = \varepsilon(Y(t), Y^M(t))$$

яка має наступні властивості

$$\varepsilon(Y(t), Y^M(t)) \geq 0$$

$$\varepsilon(Y(t), Y^M(t)) = 0 \quad \text{при} \quad Y(t) \equiv Y^M(t)$$

– неперервна та опукла вниз за обома аргументами, тобто $0 \leq \lambda \leq 1$

$$\varepsilon((1-\lambda)Y_1 + \lambda Y_2, Y^M) \leq (1-\lambda)\varepsilon(Y_1, Y^M) + \lambda\varepsilon(Y_2, Y^M)$$

$$\varepsilon((1-\lambda)Y_1 + \lambda Y_2, Y^M) \leq (1-\lambda)\varepsilon(Y_1, \Psi Y^M) + \lambda\varepsilon(Y_2, Y^M) \quad (4.12)$$

$$\varepsilon(Y, (1-\lambda)Y_1^M + \lambda Y_2^M) \leq (1-\lambda)\varepsilon(Y, Y_1^M) + \lambda\varepsilon(Y, Y_2^M)$$

функція завжди лежить не вище відтинка прямої, що з'єднує дві будь-які точки

(Y_1, Y_1^M) та (Y_2, Y_2^M) .

Поведінка агрегату описується діагностичною моделлю [94] з n входами та m виходами (4.7). Задається приріст режимного параметра у в

діапазоні змін контрольованих параметрів відносно номінальних для 15%, 30%, 45% зміни навантаження та 5%, 10%, 15% зміни швидкості. Розрахунок провадиться за графіками, побудованими в [76] (Рисунок 4.10 - 4.14). Визначаються коефіцієнти лінеаризації, що входять в матрицю S і відповідають даному приросту. Знаходиться зміна параметра стану по системі умовних лінеаризованих рівнянь

$$(y_{ij})_0 - (y_{ij})_{зм} = \varepsilon_{ij} \quad (4.13)$$

де i – номер компоненти вектора, нумерується тільки член, що відповідає вимірним параметрам; j – номер режиму.

Система умовних рівнянь завжди перевизначена, тобто число рівнянь більше числа невідомих та не поєднана через похибки вимірів. В цю систему підставляються розрахункові значення параметрів та прирівнюються до залишкових неув'язок ε_{ij} .

$$x_j - \sum_{i=1}^n S_{ki} y_{ij} = \varepsilon_{kj} \quad (4.14)$$

$$q(x) = \sum_{j=1}^{j_{\max}} \sum_{i=1}^{i_{\max}} (\varepsilon_{ij})^2 \quad (4.15)$$

Задача ідентифікації розв'язується як задача мінімізації суми квадратів неув'язок та зводиться до розв'язання системи лінійних рівнянь, яка отримується після диференціювання формули (4.15)

$$\frac{\partial q}{\partial x_1} = 2 \sum_{i=1}^{i_{\max}} \left[\sum_{j=1}^{j_{\max}} (S_{1j} y_{ij} - x_j) \right] y_{1i} = 0$$

(4.16)

$$\dots\dots\dots$$

$$\frac{\partial q}{\partial x_l} = 2 \sum_{i=1}^{i_{\max}} \left[\sum_{j=1}^{j_{\max}} (S_{lj} y_{ij} - x_j) \right] y_{li} = 0$$

Використання моделі дає точне значення ідентифікації параметрів, якщо об'єкт лінійний. Розрахунки по моделі показують, що в межах 7% - 12% зміни контрольованих параметрів при $n = \text{const}$ відхилення параметрів, що ідентифікуються, не перевищує 3%, що порівнюється з похибками вимірів. Цей результат співпадає з висновками [51, 89].

Зміну частоти обертання більш 5% треба розглядати як новий режим [89].

Таким чином, використання графіків-еталонів и таблиці несправностей (4.4, а, б) справедливо на ранній, лінійній стадії розвитку несправності, при відхиленні робочих параметрів до 12%.

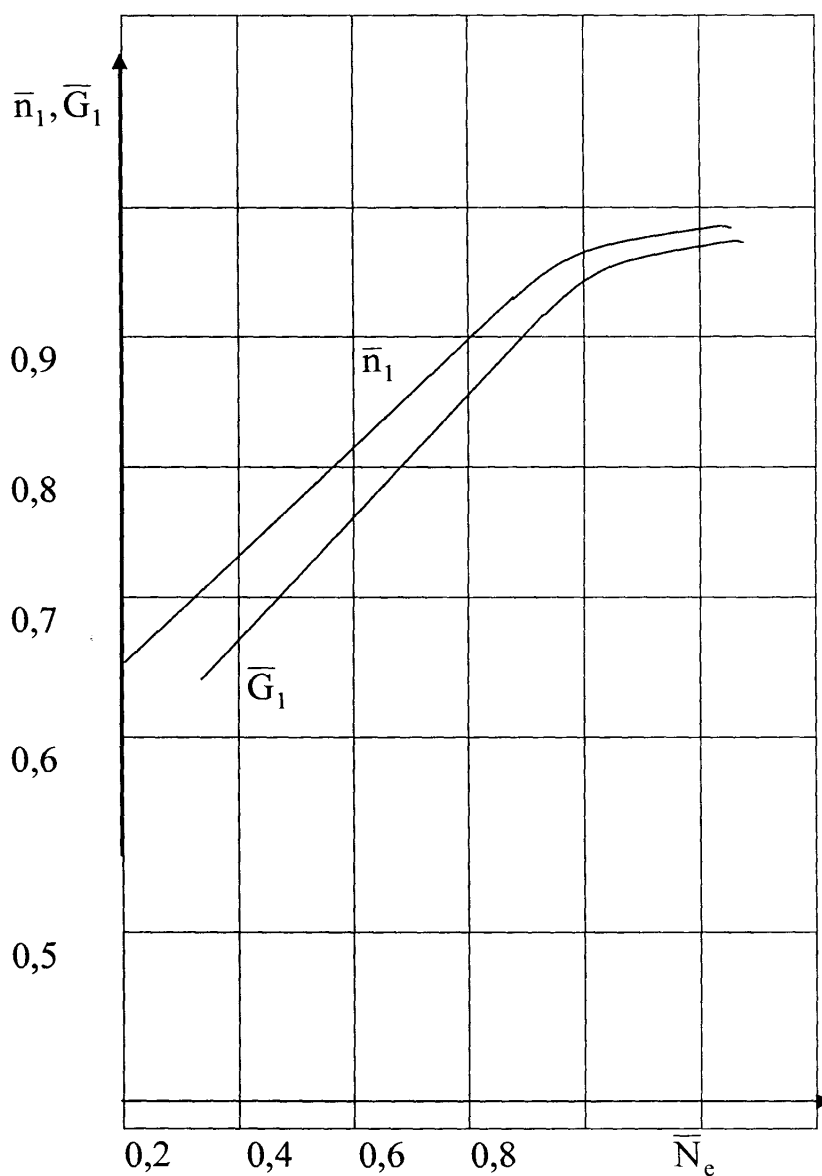


Рисунок 4.10. Зміна швидкості обертання та витрати повітря через зміну потужності

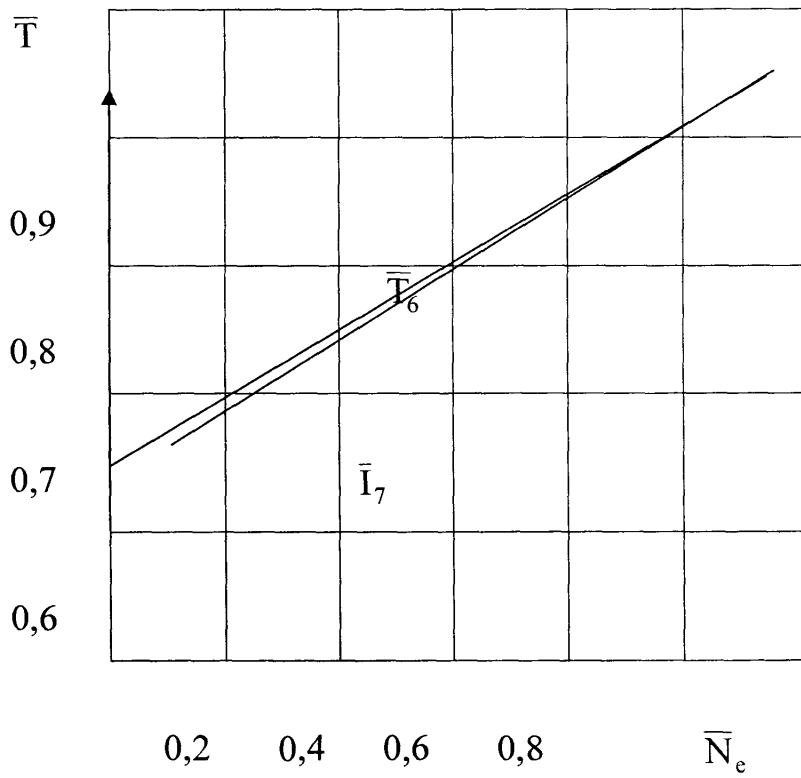


Рисунок 4.11. Залежність зміни температури робочого тіла через зміну потужності

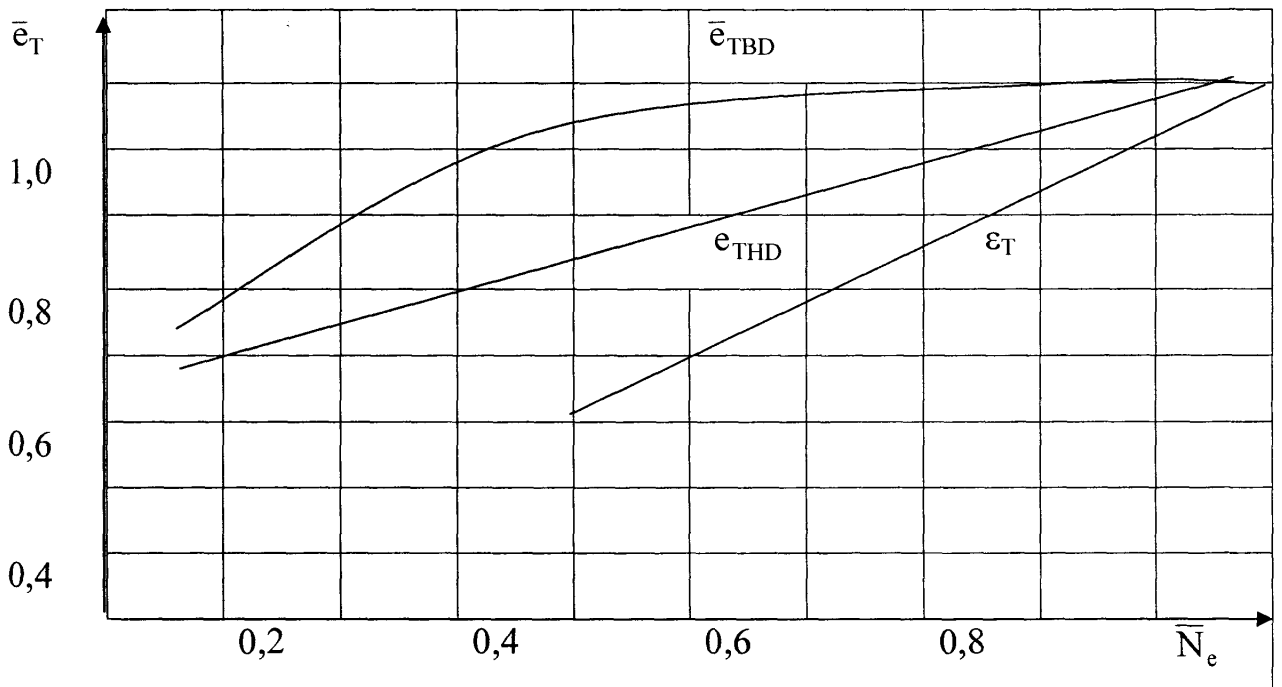


Рисунок 4.12. Залежність ступенів розширення і стискання через зміну потужності

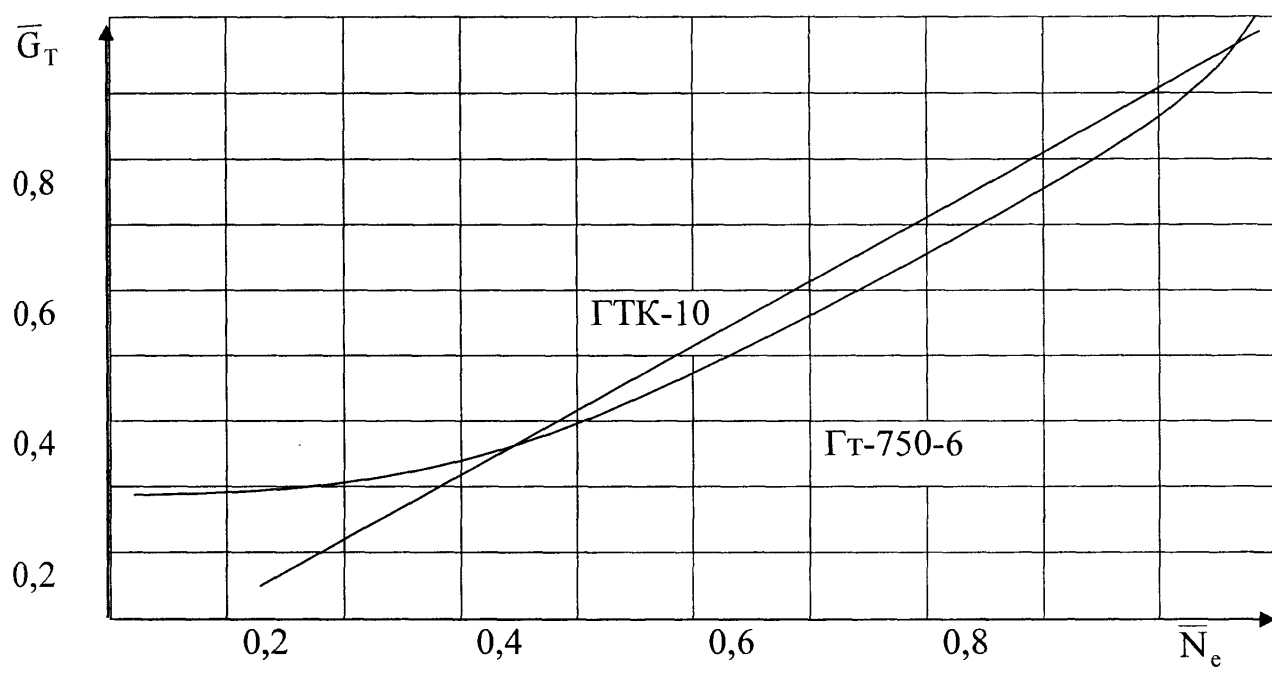


Рисунок 4.13. Залежність витрат палива через зміну потужності

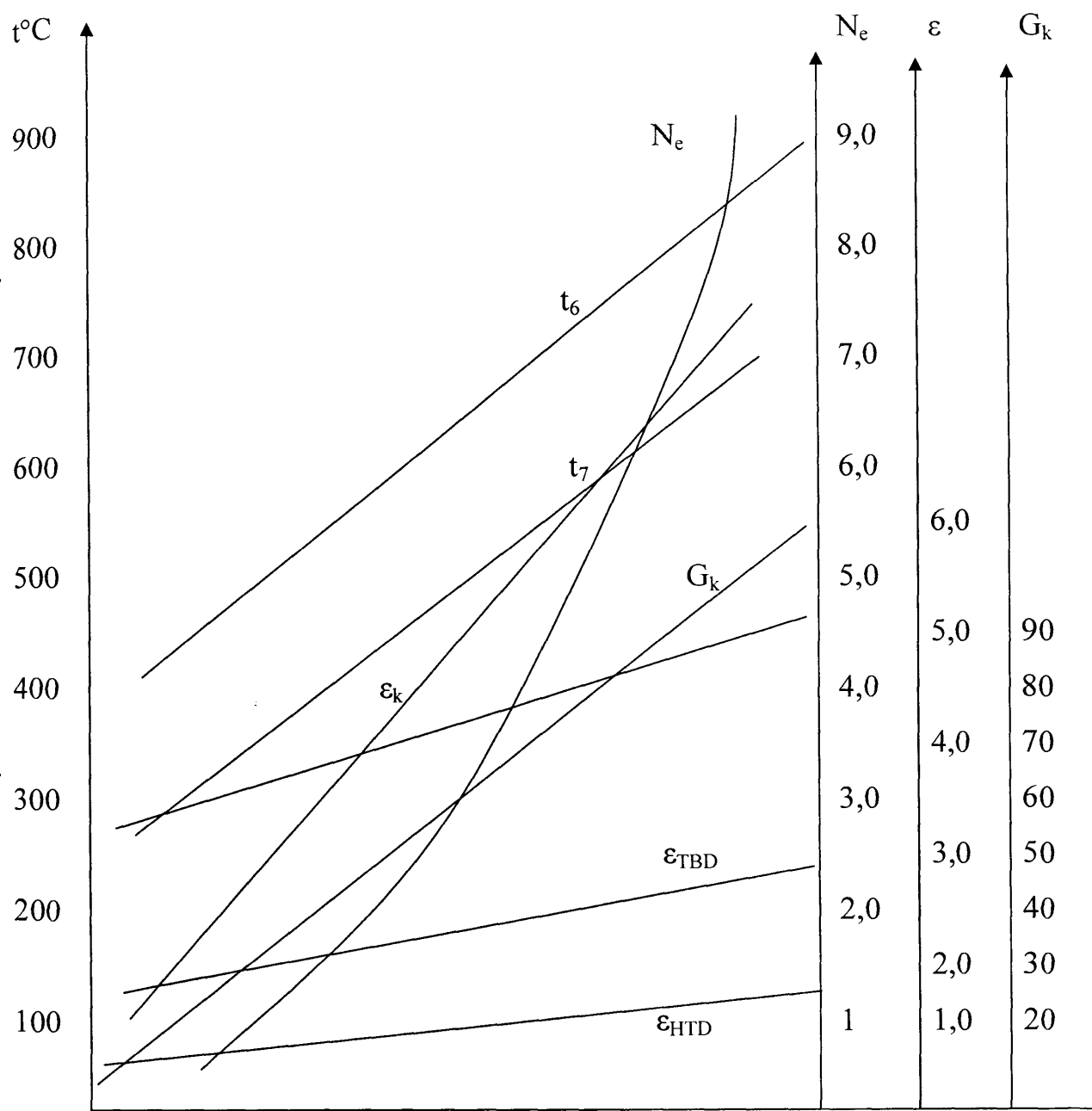


Рисунок 4.14. Статистичні характеристики ГПА для перерахунку коефіцієнтів моделі

Висновки по розділу 4

1. Запропоновано розпізнавання класу несправності газоперекачувального агрегату на основі статистичної теорії перевірки гіпотез
2. Виконано прогнозування ймовірності реалізації стану класу несправності газоперекачувального агрегату та використання детермінованої моделі для розпізнання несправностей
3. Побудовано графічні залежності і розроблено метод визначення несправності газоперекачувального агрегату на компресорних станціях за термодинамічними параметрами і дана оцінка меж використання діагностичної моделі для ідентифікації несправностей

РОЗДІЛ 5. АНАЛІЗ ТА РОЗРОБКА МЕТОДІВ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

5.1 Прогнозування технічного стану газоперекачувального агрегату – інформативна база для планування профілактичного обслуговування

В наш час ступінь складності ГПА перебільшує рівень надійності вузлів та деталей агрегату, що призводить до невиконання поставлених вимог при експлуатації, зменшенню тривалості функціонування, зниженню готовності обладнання. Ефективність транспортування газу можна підвищити за рахунок підтримки готовності газоперекачувального обладнання за допомогою технічного обслуговування – комплексу профілактичних робіт з відновленням працездатності ГПА [56, 93].

Основними причинами збільшення строків простою агрегату в ремонті є:

- складання ремонтних відомостей при зупинці і розбірці агрегату шляхом безпосереднього огляду та обмірюванню деталей;
- несвоєчасна і неповна комплектація компресорних станцій запасними частинами та матеріалами;
- ускладнення організації ремонтних робіт у зв'язку із збільшенням числа агрегатів різних типів;
- необхідність проведення аварійних ремонтів;
- недостовірність ремонтних відомостей.

Положення системи планово-попереджувального ремонту газоперекачувальних агрегатів з газотурбінним приводом, розроблене ВРТП "Укргазэнергосервіс", передбачає збільшення інтервалів між середніми ремонтами до 8000 – 12000 годин, а між капітальними ремонтами до 16000 – 25000 годин, що у великій мірі підвищує відповідальність експлуатаційного персоналу. Для виконання завдань з об'ємів поставки газу потрібно

забезпечити високий рівень експлуатаційної надійності, у зв'язку з чим зростає роль заходів щодо технічної діагностики.

Про розробці системи оцінки технічного стану також вирішуються задачі з виявлення причин втрати працездатності, що дозволяє:

- скоротити об'єм і тривалість ремонту за рахунок скорочення дефектації, скорочення числа розкривань для технічного обслуговування та дефектації;
- скоротити час пошуку несправності;
- скоротити час на ліквідації наслідків несправності;
- скоротити витрати на запасні частини;
- скоротити простої внаслідок відсутності запасних частин;
- запобігти аварійним зупинкам, що пов'язані з поломками деталей.

Оцінка технічного стану провадиться експлуатаційним персоналом на засадах тимчасової інструкції по технічному обслуговуванню [14, 30], що містять вказівки про оцінку параметрів якісного характеру. Вказівки про дефектацію обладнання пов'язані з випробуваннями агрегату при виводі в ремонт і оцінки шляхом розробки та огляду деталей, відсутні рекомендації по використанню методів контролю, тільки-но починають розроблятися методи оцінки технічного стану вимірюваннями параметрів робочого процесу, недостатньо розроблені методи вібраційного контролю [15].

Ефективність діагностичних програм суттєво підвищується, коли при проведенні контрольних операцій вирішується завдання прогнозування змін стану ГПА в майбутні моменти часу

Прогноз стану полягає у встановленні моменту часу виникнення несправності та досягання ГПА стану втрати працездатності. Ця інформація є базою для планування термінів і об'ємів технічного обслуговування та ремонтів, оптимізації режимів роботи, необхідного об'єму поставки запасних частин. Інформація спостереження за станом агрегату в минулому є вихідною при плануванні та інформації про майбутнє. Залежно від часу попередження під час експлуатації технічних об'єктів розрізняють [76]:

- оперативно-календарне планування;
- час, місяць;
- поточне економічне планування – рік.

Із збільшенням часу попередження потрібно розширювати інформацію про минуле. Перспективна інформація, що розробляється під час планування, має ймовірнісний характер і певну достовірність в межах довірчого інтервалу.

Прогноз – ймовірнісне судження про стан ГПА, а процес формування прогнозу зміни стану агрегату на основі аналізу тенденцій розвитку є прогнозуванням. Метою аналізу об'єкта прогнозування є розробка прогностичної моделі, що дозволяє отримати прогнозу інформацію. В процесі аналізу обираються методи прогнозування, адекватні цілям прогнозування та об'єкту.

5.2 Обґрунтування вибору методу прогнозування стану газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій

Прогнозування стану агрегату включає три етапи [78]: уточнення опису ГПА; попереднє вирішення проблеми джерел інформації; попереднє вирішення проблеми вимірів характеристик ГПА .

В основному сучасні прогностичні моделі об'єктів будуються в термінах статистичних моделей [2], а також використовуються ймовірнісні [69, 91] та аналітичні методи [17]. Вибір способу прогнозування визначається методами оцінки стану і пошуку несправностей: аналітичні методи найбільш доцільний для логічної діагностики. Основними методами індивідуального прогнозування з урахуванням передісторії зміни технічного стану ГПА є методи, засновані на екстраполяції функції, побудованої за результатами вимірів діагностичного параметра.

Для прогнозування вибираються діагностичні параметри, що несуть кількісну інформацію. Суть індивідуального прогнозування полягає в тому,

що за результатами вимірів параметрів установлюються закономірності їхньої зміни і робиться висновок про справність агрегату до моменту часу в майбутньому відносно моменту контролю. Якщо несправність описується декількома ознаками, то прогнозування виконується за всіма ознаками, причому за час появи несправності приймається час досягнення останньою із ознак граничного значення. У випадку, коли несправність описується двома або декількома незалежними ознаками, прогнозування виконується по кожному, причому час відмови визначається по ознаці, яка першою досягне граничного значення.

Заключення про справність агрегату до заданого моменту часу видається у вигляді ймовірності його безвідмовної роботи, тобто ймовірності, що параметр не вийде за межі поля допуску, або у вигляді значення параметра, що очікується.

Методи прогнозування шляхом екстраполяції результатів вимірів параметрів найповніше враховують індивідуальні особливості контрольованого об'єкта и при наявності зв'язку між послідовними вимірами дозволяють отримати, в порівнянні з іншими методами кращу точність прогнозу. Практичне застосування цих методів забезпечує підвищення ефективності використання для попередження відмов всієї інформації про стан ГПА у вигляді результатів вимірів параметрів, що накопичуються при контролі під час експлуатації.

Математичний апарат прогнозування включає елементи числового аналізу і теорії випадкових функцій [12 49].

Нехай контрольований процес, що характеризує стан об'єкта діагностики, приймає значення $y(\tau_0), y(\tau_1), \dots, y(\tau_n)$ в періоди часу $0 \leq \tau \leq \tau_n^*$, які зафіксовані вимірювальними приладами. Необхідно за відомими значеннями $y_i(\tau)$ контрольованої функції в минулому ($\tau_i \in \tau^*$) передбачити значення величин $y(\tau_{n+1}, \dots, \tau_{n+m})$, де $\tau_{n+1} \in \tau > \tau^*$. Сформульований таким чином принцип прогнозування називається аналітичним.

Якщо контрольована функція змінюється монотонно і похідна не міняє знак, то можна застосовувати аналітичне прогнозування, яке найкращим чином описує контрольовані функції на ділянці $\tau > \tau^*$. Нехай є функція $y(\tau)$, задана дискретними значеннями $y(\tau_0), y(\tau_1), y(\tau_2), \dots, y(\tau_n)$. Необхідно підібрати такий аналітичний вираз $Y(\tau)$, щоб в моменти часу $\tau_i \in \tau^*$ дотримувались умови: $Y(\tau_0) = y(\tau_0)$

$$Y(\tau_1) = y(\tau_1)$$

.....

$$Y(\tau_n) = y(\tau_n) \tag{5.1}$$

а в моменти часу $\tau_j \in \tau > \tau^*$

$$Y(\tau_{n+1}) = y(\tau_{n+1}) + \epsilon_1 /$$

$$Y(\tau_{n+1}) = y(\tau_{n+1}) + \epsilon_1 /$$

.....

$$Y(\tau_{n+1}) = y(\tau_{n+1}) + \epsilon_1 / \tag{5.2}$$

при цьому $\epsilon_i = \min$ та із послідовної системи рівнянь визначаються значення $y(\tau_{n+k})$ тощо.

Величини ϵ_i можуть бути визначені експериментальним шляхом для конкретних реалізацій $y(\tau)$. Нехай в якості прогнозуючої функції обрано багаточлен $Y(\tau)$ у вигляді

$$Y(\tau) = \sum_{i=1}^k A_i F_i(\tau), \tag{5.3}$$

де $F_i(\tau)$ – складові функції;

A_i – вагові коефіцієнти складових функцій.

Приймаємо умови $\sum_{i=1}^m A_s = 1$, які спрощують розрахункові операції.

Оскільки значення $y(\tau)$ відомі в зоні $0 - \tau_n^*$, то $F_i(\tau)$ та A_i можуть також визначатися тільки в цій зоні. Зона $0 - \tau_n^*$ розбивається на декілька ділянок.

Для монотонних функцій достатньо мати дві ділянки $T_1 \in T_1$ та $T_1^{(2)} \in T_1$.

На першій ділянці $T_1^{(1)}$ визначається складова функція, яка в загальному випадку може мати вигляд

$$F(\tau) = \sum_{i=0}^k \alpha_i \phi_i(\tau), \tag{5.4}$$

де $\phi_i(\tau)$ – функція найпростішого вигляду;

α_i – невідомі коефіцієнти.

Коли $\phi_0(\tau) = 1$, $\phi_1(\tau) = \tau$, ..., $\phi_k(\tau) = \tau^k$ то рівняння приймає вигляд

$$F(\tau) = \sum_{i=0}^k \alpha_i \tau^i. \tag{5.5}$$

В результаті задача зводиться до визначення коефіцієнтів поліному (5.5) $b_i = f[y(\Phi)]$. На ділянці $T_1^{(2)}$ визначаються вагові коефіцієнти A_i . З огляду на те, що складові функції $F_i(\tau)$ знайдені в якості функції від поточного часу, значення A_i можуть бути знайдені на ділянці $T_1^{(2)}$. Тоді значення вагових коефіцієнтів A_i визначаються із наступної системи рівнянь:

$$\begin{aligned} y(\tau_{r+1}) &= \sum_{i=1}^m A_i F_i(\tau_{r+1}) \\ y(\tau_{r+2}) &= \sum_{i=1}^m A_i F_i(\tau_{r+2}) \\ &\dots\dots\dots \\ y(\tau_n) &= \sum_{i=1}^m A_i F_i(\tau_n) \\ \tau_0, \tau_1, \dots, \tau_r &\in T_1^{(1)}; \quad \tau_{r+1}, \tau_{r+2}, \dots, \tau_n \in T_1^{(2)}. \end{aligned} \tag{5.6}$$

Таким чином, прогнозуючий багаточлен (5.3) визначається розв’язанням системи (5.6). Позитивом прогнозного багаточлена (5.6), що в нього можна підставляти деякі стандартні базові поліноми, а ваговими коефіцієнтами коректувати їх та підвищувати точність прогнозування.

В якості прогнозних функцій застосовуються стандартні базові поліноми Лагранжа, Ньютона Метод найменших квадратів. Аналіз кривих змін параметрів окремих елементів ГПА показує можливість їхньої апроксимації порівняно простими виразами. При зміні параметрів цих

елементів переважає необоротна складова, яка в основному визначає закон зміни параметра і має майже детермінований характер. При розв'язанні багатьох практичних задач успішно застосовуються елементарні математичні функції.

Математичне описання аналітичними залежностями зміни працездатності виробів здійснюється переважно експериментально-статистичними методами. Успішна побудова математичної моделі одного-двох факторів в багатьох практичних випадках дозволяють вирішити задачу прогнозування.

5.3 Обробка експлуатаційних даних та вибір екстраполяційних поліномів для прогнозування робочих параметрів

Коефіцієнти прогнозних поліномів знаходяться на основі обробки диспетчерської інформації за контрольованими робочими параметрами, тобто неперервна функція $y(\tau)$ замінюється її оцінкою $\hat{y}(\tau)$ у вигляді (5.3), де A_i – коефіцієнти розкладу $y(\tau)$ в ряд за відомими базисними функціями. Заміри робочих параметрів на компресорних станціях проводяться щогодинно. Якщо зафіксовано відхилення робочого параметра від номінального значення, виконується обробка результатів вимірів з метою оцінки зміну технічного стану ГПА компресорних станцій магістральних газопроводів, а також для прогнозування значень параметрів.

В загальному випадку вибір екстраполяційних поліномів здійснюється після згладжування результатів вимірів, направлено на мінімізацію випадкових відхилень результатів вимірів від кривої допустимого тренда процесів. В самому простому випадку функція згладжування лінійна і проходить через попередню і наступні точки, в більш складному випадку нелінійної функції використовується група з довільного числа точок,

причому ступінь складності апроксимуючого поліному залежить від характеру відхилення результатів вимірів [78].

Вигляд екстраполяційної функції апріорно визначається для кожного робочого параметра в залежності від характеру технологічного процесу, який він кількісно визначає. Для процесів накопичування стомленості і термічних пошкоджень, зносу найбільш відповідає експоненціальна функція [18], також для прогнозування параметрів використовуються лінійні та параболічні залежності. Зміна вигляду апроксимуючої функції є ознакою з'явлення несправності.

Оцінка частоти опитування робочих параметрів проведена на основі апріорних даних про надійність системи. Період опитування температури вибирається так, щоб знизити ймовірність появи відмови газоперекачувального обладнання [97].

При експоненціальній залежності розподілення часу напрацювання T на одну відмову, ймовірність появи відмови дорівнює

$$P(T) = 1 - \exp\left(-\frac{t}{t_0}\right) \quad (5.7)$$

після розкладання в ряд

$$P(T) \approx \frac{t_0}{t} \quad (5.8)$$

звідси частота опитувань

$$n \geq (1/t_0) \quad (5.9)$$

5.4 Прогнозування працездатності газоперекачувального агрегату на компресорній станції в міжремонтний період по зміні діагностичних ознак

Критерієм оцінки технічного стану агрегату є коефіцієнт відношення потужності, значення якого у відповідності з [56].

$$K_{Ne} = \frac{N_{enp}^t}{N_e^0} \geq 0,95 \quad (5.10)$$

Як зазначалось вище, процеси зносу, накопичення стомленості і термічних пошкоджень ближче всього описуються експоненціальною функцією [18]. Експоненціальна модель показує, що процеси швидкості накопичення ушкоджень є функцією накопичення ушкоджень. Цій залежності добре відповідає зміна потужності ГПА на КС в міжремонтний період [26, 50, 61], а також залежність зміни к.к.д. елементів агрегату.

Вибірку вимірів значень потужності наведено в таблиці 5.1 за даними праці [26].

Таблиця 5.1 - Вибірка вимірів значень потужності

τ, тис. г.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$N_{e1}, \text{кВт}$	9600	9700	10000	9800	9800	9700	0600	9700	9650	9600	9550
$N_{e2}, \text{кВт}$	9600	9800	10000	10100	10100	10000	10000	9800	9800	9750	9700

Оскільки зміна потужності досить добре узгоджується з нормальним законом розподілення випадкових величин, оцінку значення знаходимо за формулою [1]

$$\bar{y}_1 = \frac{1}{10 \sum_{i=1}^{10} y_i} = 9700 \quad \bar{y}_2 = 9900$$

Наявність грубої помилки у виборці перевіряється за гіпотезою [1]

$$S_{1y} = \sqrt{\frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} (y_i - \bar{y})^2} = 120, \quad S_{2y} = 150$$

З [1, 71] рівень значимості критерію перевірки гіпотези для $q = 10\%$, $n = 10$, $q_{pn} = 3$, тоді

$$\bar{U}_{pn}^- = \bar{y} - S q_{pn} \quad (5.11)$$

$$\bar{U}_{pnq}^- = 9700 - 120 \cdot 3 = 9340; \quad \bar{U}_{pn1}^+ = 10060; \quad \bar{U}_{pn2}^+ = 12000; \quad \bar{U}_{pn2}^- = 9450.$$

Оскільки $y_{\min} > U_{pn}^-$, $y_{\max} < U_{pn}^+$, то грубих помилок немає.

Довірчий інтервал для параметра, що оцінюється, – це такий інтервал, який утримує з заданою близькою до одиниці ймовірністю P параметру, що оцінюється \hat{y} . При $P = 0,95$ будемо довірчий інтервал. При $q = 5$, $n = 1$ за таблицями розподілу Стюдента визначається параметр t_q , тоді верхня межа довірчого інтервалу $I_y(y_-, y_+)$

$$y_+ = \bar{y} + \frac{S_y t_q (n-1)}{\sqrt{n-1}} = 10400 \quad (5.12)$$

нижня межа
$$y_- = \bar{y} - \frac{S_y t_q (n-1)}{\sqrt{n-1}} = 9600 \quad (5.13)$$

I_y – утримує параметр y , що оцінюється, із ймовірністю $3 = 0,95$ та I_y є мірою надійності оцінки параметра y . Для оцінки значення потужності на майбутній момент контролю будується апроксимуюча функція у вигляді

$$y = ay^{-bx} \quad (5.14)$$

Коефіцієнти функції відповідно визначаються

$$b = \frac{\ln y - \ln a}{x} \quad a = ye^{-(\ln y - \ln a)} \quad (5.15)$$

а значення потужності при $\tau = 11$, розраховане за моделлю, дорівнює відповідно: $N_{e1} = 9580 < N_e^-$; $N_{e2} = 9600 > N_e^-$

точність прогнозування оцінюється за відношенням середньоквадратичної похибки прогнозу до середньоквадратичного відхилення параметра: $\tilde{y} = \frac{\sigma}{y}$ (рисунок 5.1). За цим критерієм порівнюються точності розглянутих методів прогнозування.

Оскільки вимірювання робочих параметрів на компресорних станціях проводиться через невеликі інтервали часу – щогодинно, то короткострокове прогнозування діагностичних параметрів досить добре описується лінійними моделями (рисунок 5.2 – 5.3) у вигляді:

$$y = a + b\tau \quad (5.16)$$

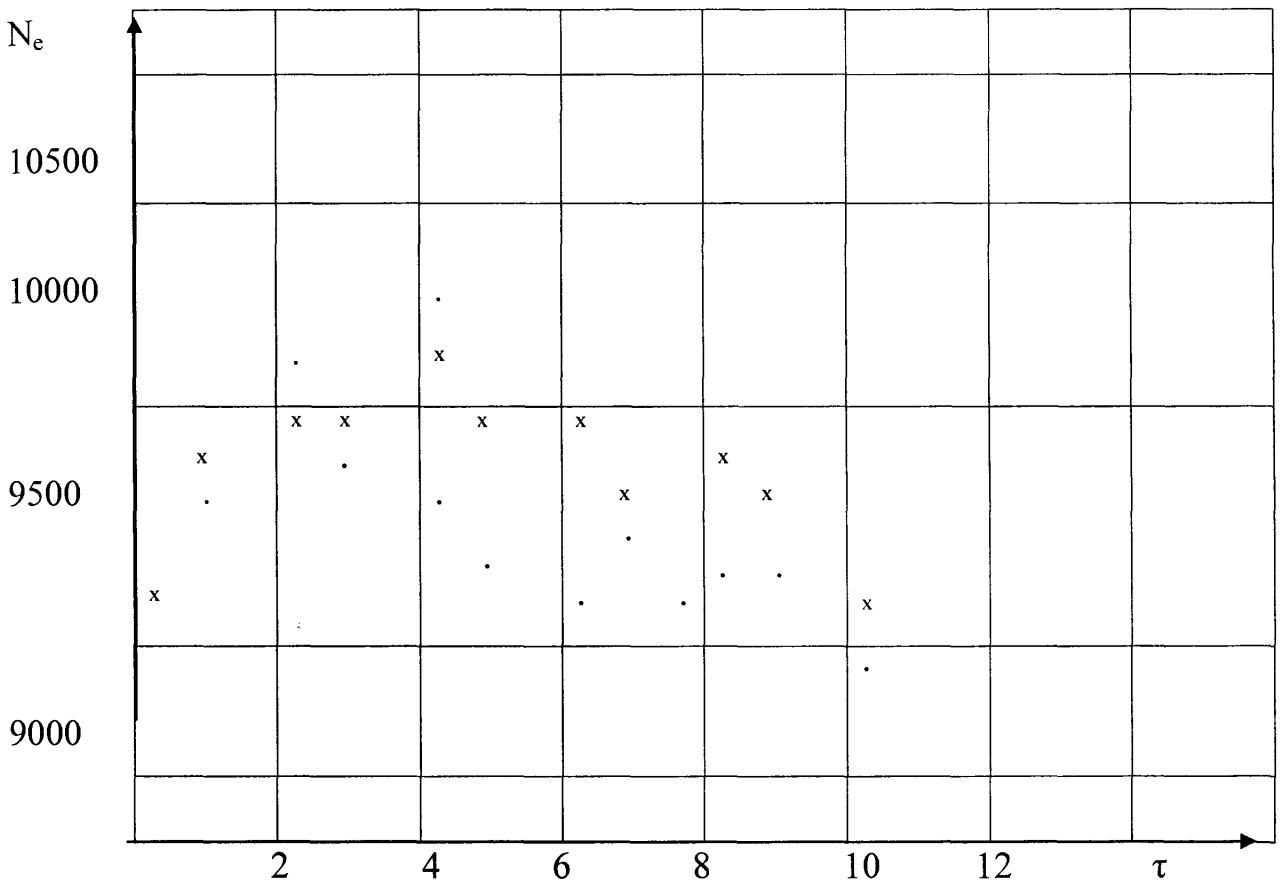


Рисунок 5.2. Прогнозування зміни потужності

... – до очищення агрегату;

xxx – після очищення агрегату

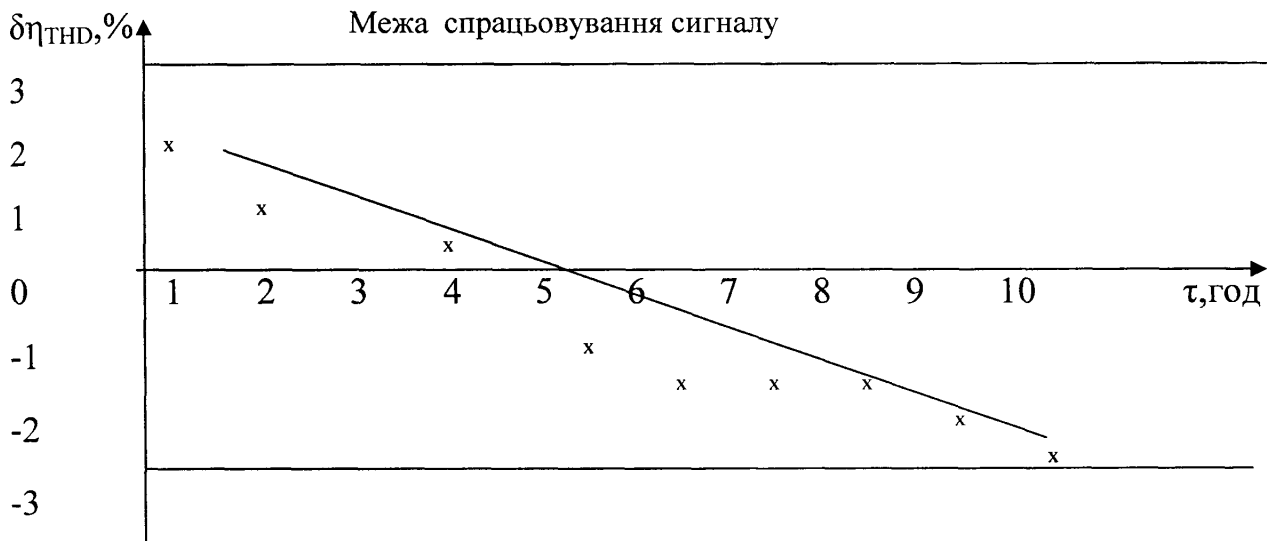


Рисунок 5.3. Приклад прогнозування зміни швидкості ТНТ

Коефіцієнти a та b визначаються під час обробки даних контролю робочих параметрів за методом найменших квадратів з використанням стандартних комп'ютерних програм.

Висновок про справність агрегату в майбутньому по відношенню до моменту контролю робиться на підставі значення робочого параметра, який чекається. Це здається краще, ніж інформація про ймовірність безвідмовної роботи, бо дозволяє:

- розрахувати значення функціонально пов'язаних параметрів та значення комплексних параметрів для оцінки працездатності вузлів агрегату;
- За зміною стану робочих параметрів до моменту контролю ідентифікувати можливу несправність, причому зміна вигляду кривої прогнозування може служити ознакою появи несправності.

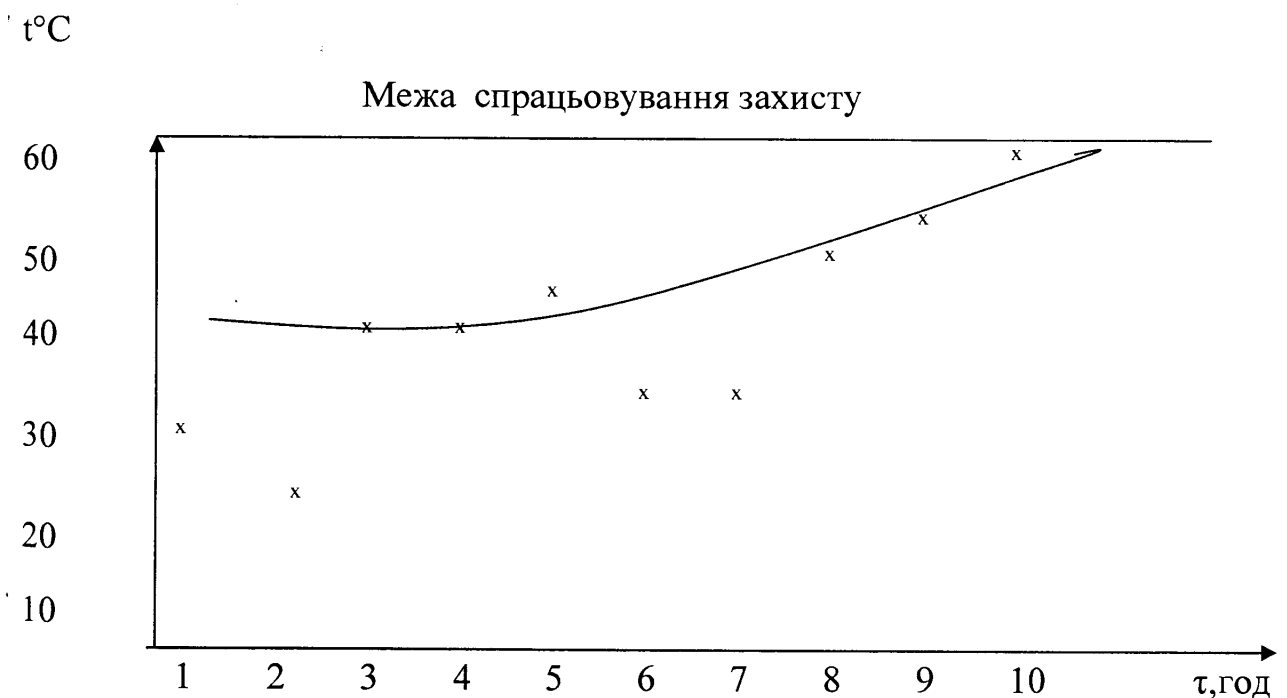


Рисунок 5.4. Приклад прогнозування змін температури підшипника

Висновки по розділу 5

1. Оцінка прогнозування технічного стану газоперекачувального агрегату як інформативної бази для планування профілактичного обслуговування
2. Приведено обґрунтування вибору методу прогнозування стану газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій
3. Запропоновано прогнозування працездатності газоперекачувального агрегату на компресорній станції в міжремонтний період по зміні діагностичних ознак

ВИСНОВКИ

1. Розроблено рекомендації для оцінки працездатності елементів ГПА КС магістральних газопроводів за структурними моделями, побудованими в комплексних параметрах з використанням методів подібності. Для діагностичних моделей ГПА розроблено алгоритми та програми розрахунків. Основні результати отримані на основі досліджень, що проведені на агрегатах типів ГТК-10 та ГПА-Ц-6,3з відцентровими нагнітачами різних модифікацій.
2. Дана класифікація експлуатаційних несправностей ГПА. Запропоновано діагностичну модель агрегату, розроблено методи формування матриць станів з урахуванням несправностей і алгоритм розв'язання рівнянь моделі з ціллю визначення діагностичних параметрів. Як результат аналізу розв'язань рівнянь моделей обрано п'ятнадцять термогазодинамічних параметрів, щоб описати ознаки класів несправних станів.
3. Показано, що можна надати перевагу детермінованому підходу до розпізнавання несправностей за термогазодинамічними параметрами перед ймовірнісним. На базі детермінованого підходу побудовано діагностичну таблицю, яка включає одинадцять несправностей, пов'язаних із станом проточної частини ГПА, вироблено вирішальне правило з використанням принципів булевої алгебри для виявлення несправностей за обраними діагностичними ознаками. Розроблено методикау ідентифікації несправностей на ранній стадії їхнього розвитку при відхиленні контрольованих параметрів від номінальних значень в межах 7 – 12%.
4. Розроблено рекомендації по частоті опитування діагностичних параметрів в залежності від характеру їхніх змін та алгоритми прогнозування працездатності ГПА методами допускового контролю.

5. На основі розв'язання розглянутих задач створено комплекс програм, що дозволяє:
- виявити комплекс діагностичних параметрів; побудувати графіки-еталони для оперативного визначення несправностей ГПА в результаті обробки інформації про характер змін контрольованих параметрів.

Розроблений комплекс алгоритмів і програм використовувався для оперативних розрахунків на КС УМГ "Прикарпаттрансгаз". Економічний ефект від впровадження склав 132, 5 тис. грн.

ЛІТЕРАТУРА

1. Автоматизация испытаний и контроля авиационных двигателей./Под ред. Г.П. Шибанова//. – М.: Машиностроение, 1977. – 279 с.
2. Александров А.В. Надежность систем дальнего газоснабжения/ А.В. Александров // . – М.: недра, 1976. – 320 с.
3. Щуровский В.А. Анализ состояния и перспектив сокращения затрат природного газа при эксплуатации газотурбинных компрессорных цехов. / В.А. Щуровский, Ю.Н. Сеницын, А.К. Клубничкин // . – М.: Транспорт и хранение газа, 1982.- вып. 2. – 60 с.
4. Бармин С.Ф. Компрессорные станции с газотурбинным приводом/ С.Ф. Бармин., П.Д. Васильев, Я.М. Магазаник // . – Л.: Недра, 1968. – 279 с.
5. Белов В.В. Приборы контроля расхода, давления и температуры газа / В.В. Белов, В.П. Демидова, В.М. Плотников // . – М.: Автоматизация, телемеханика и связь в газовой промышленности, 1982. – вып. 1. – 47 с.
6. Белоконь Н.И. Газотурбинные установки на компрессорных станциях магистральных газопроводов / Н.И. Белоконь, Б.П. Поршаков // . – М.: Недра, 1969. – 109 с.
7. Бикчентай Р.Н. Теплотехнические расчеты процессов транспорта и регазификации природных газов / Р.Н. Бикчентай и другие //: Справочное пособие, М.: Недра, 1980. – с.
8. Биргер И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер // . – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.
9. Бичаев Б.П. Аналоговые и цифровые модели морских газотурбинных установок / Б.П. Бичаев // . – Л.: Судостроение, 1969. – 191 с.
10. Верзаков Г.Ф. Введение в техническую диагностику. / Г.Ф. Верзаков, Н.В. Киншт, В.И. Рабинович, Л.С. Тимонен//. – М.: Энергия, 1968. – 224 с.

11. Воеводин В.В. Вычислительные основы линейной алгебры / В.В. Воеводин // – М.: Наука, 1977. – 303 с.
12. Основы теории надежности ракетных двигателей/ Е.Б. Волков, Р.С. Судаков, Т.А. Сырицын //.- М.: Машиностроение, 1974. – 476 с.
13. Временная инструкция по определению эффективной мощности газотурбинных установок ГТ-700-5 (ГТК-5), ГТ 750-6 и ГТК-10 в эксплуатационных условиях на компрессорных станциях магистральных газопроводов. – М.: СУ "Оргэнергогаз", 1975. – 72 с.
14. Временная инструкция по техническому обслуживанию газотурбинных газоперекачивающих агрегатов (ГТПА) (механическое оборудование). – М.: ПО "Союзоргэнергогаз", 1980. – 72 с.
15. Временные нормы вибрации основного оборудования компрессорных станций газопроводов Министерства газовой промышленности СССР. – М.: СУ "Оргэнергогаз", 1974. – 74 с.
16. Гаскаров Д.В. Прогнозирование технического состояния и надежности РЭА / Д.В. Гаскаров, Т.А. Голинкевич, А.В. Мозгалевский // – М.: Сов. радио, 1974.– 223с.
17. Герцбах И.В. Модели отказов. / И.В. Герцбах, Х.В. Кордонский // – М.: Советское радио, 1966. – 166 с.
18. Глезер Б.И. Современные методы диагностики конструктивной прочности и технического состояния деталей газотурбинных установок на компрессорных станциях / Б.И. Глезер // – М.: Транспорт и хранение газа, 1974. – 65 с.
19. Грудз В.Я. Ідентифікація несправностей газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій магістральних газопроводів. /В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, В.В. Рудко //Науковий вісник ІФНТУНГ №1/27/ - 2011, С.53-56.
20. Грудз В.Я.,Оцінка технічного стану елементів газоперекачувального агрегату компресорної станції магістрального газопроводу / В.Я. Грудз, Я.В.Грудз, В.В. Рудко // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ №1/38/ 2011 С.88-90

21. О влиянии способов представления исходной информации на эффективность диагностирования / Х.С. Гумеров, Г.П. Гребенюк, А.Я. Магадаев, Л.Х. Юлдыбаев // –Сб. – Испытание авиационных двигателей.- Куйбышев, 1978. – № 6, – С. 30-37.
22. Дубинский В.Т., Седых З.С. Определение оптимальной наработки ГПУ до ППР / В.Т. Дубинский, З.С. Седых // . – В реф. сб. Транспорт и хранение газа: ВНИИЭгазпром, 1976. – №12. – С. 7-11.
23. Евланов В.Т. Контроль динамических систем / В.Т. Евланов // . – М.: Наука, 1972. – 423 с.
24. З верева Т.В. Эквивалентирование математического описания сложных систем газоснабжения / Т.В. Зверева, Н.И. Фетисенкова, Е.И. Яковлев // . – М.: ВНИИЭгазпром, 1979.- № 78.- – 9 с.
25. Создание системы технической диагностики с целью повышения надежности газоснабжения. / И.А. Жученко, В.Н. Колодин, Н.И. Фетисенкова, Т.В. Зверева //.- Ереван: ЕНП ВНИИЭгазпром. – Методические вопросы исследования надежности больших систем энергетики. СЭИ СО АН СССР.- 1982.
26. Исследование и прогнозирование характеристик газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом при трубопроводном транспорте газа : дис. ... канд. техн. наук/ Иванов И.А. – М., 1978. – 119 с.
27. Иванов Б.С. Управление техническим обслуживанием машин / Иванов Б.С. // . – М.: Машиностроение, 1978. – 158 с.
28. Игнатов В.А. Диагностические комплексы систем автоматического самолетовождения / В.А. Игнатов и др. // . – М.: Транспорт, 1975. – 271 с.
29. Ильичев Я.Г. Термодинамический расчет воздушно-реактивных двигателей. – М.: ЦИАМ, 1975. – 126 с.
30. Инструкция по контролю и учету технического состояния элементов газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. – М.: ВНИИГаз, 1977. – с.

31. Ионин Д.А. Повышение живучести систем газоснабжения / Д.А. Ионин, Е.И. Яковлев, Н.И. Фетисенкова //.- М.: МИНХ и ГП. – № 300 гз-79, 1979. – 14 с.
32. Ицкович Э.Л. Контроль производства с помощью ЭВМ. / Э.Л. Ицкович // – М.: Энергия, 1975. – 417 с.
33. Задачи технической диагностики ГПА / Калинин М.С., Дубинский В.Г., Чарный Ю.С. и др.//. – Газовая промышленность, 1982. – № 4. – С. 24-26.
34. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей / В.А. Карасев, В.П. Максимов, М.К. Сидоренко // . – М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.
35. Кассандрова О.Н. Обработка результатов наблюдений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев // . – М.: Наука, 1970. – 104 с.
36. Кириллов И.И. Теория турбомашин / И.И. Кириллов // . – М., Л.: Машиностроение, 1964. – 511 с.
37. Коллакот Р.А. Диагностирование механического оборудования / Р.А. Коллакот // . – Л.: Судостроение, 1980. – 296 с.
38. Комягин А.Ф. Централизация технического обслуживания газопровода / А.Ф. Комягин, О.А. Алтаев // . – М.: Недра, 1978. – 288 с.
39. Исследование и оптимизация режимов эксплуатации технологического оборудования систем дальнего транспорта газа : автореф. дис. ... докт. техн. наук / Комягин А.Ф. – М., 1979. – 344 с.
40. Косанев В.С. Оценка технического состояния газовой турбины методом анализа теплотехнических характеристик / В.С. Косанев // . – Л.: Транспорт, 1976 . – вып. 214. – С. 29-33.
41. Котляр И.В. Переходные процессы в газотурбинных установках / И.В. Котляр // . – Л.: Машиностроение, 1973. – 254 с.
42. Крижанівський Є.І. Дослідження ізоляційних та антикорозійних характеристик модифікованих бітумно-полімерних покриттів./ Є.І. Крижанівський, М.С. Полутренко, В.В. Рудко та ін.// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ №1(26).- 2008.- С. 57-59

43. Кутаркин В.Л. Система технической диагностики ГПА / В.Л. Кутаркин, М.С. Калинин // – Газовая промышленность, 1979. – № 2. – С.14.
44. Кучеренко О.С. О диагностировании технического состояния судового ГТД по термогазодинамическим параметрам / О.С. Кучеренко // – Л.: Транспорт, 1978. – вып. 236. – С. 3-12.
45. Литвин А.М. Техническая термодинамика. Изд. 4-е, перераб. и доп / А.М. Литвин // – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 312 с.
46. Махмонов А.И. Оценка технического состояния составных частей ГПА-25И по вибрационным характеристикам и декларация его безопасности / А. И. Мамонов, В.В. Рудко, А.А. Стеценко // Вибрация машин №2(17), 2009. С.22-30.
47. Миленко Н.П. Моделирование испытаний ЖРД / Н.П. Миленко, А.В. Сердюк // – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.
48. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева // – М.: Энергия, 1973. – 319 с.
49. Мозгалевский А.В. Техническая диагностика / А.В. Мозгалевский, Р.Д. Гаскаров // – М.: выс. школа, 1975. – 205 с.
50. Морозов В.И. О причинах снижения мощности газотурбинных агрегатов в процессе эксплуатации / В.И. Морозов, В.А. Шуровский, В.И. Корнеев // – реф. сб.: Транспорт и хранение газа, 1971. – № 10. – С. 13-19.
51. Ольховский Г.Г. Тепловые испытания стационарных газотурбинных установок / Г.Г. Ольховский // – М.: Энергия, 1971. – 406 с.
52. Основы технической диагностики. / Под ред. П.П. Пархоменко // – М.: Энергия, 1976. – 464 с.
53. Пат. 90628 Україна, МПК⁷ F02C 7/04. Комплексний повітроочисний пристрій газотурбінного двигуна/ Олянич М.В, Соляник В.Г., Рудко В.В. Проценко О.О.; патентовласник Автори .-№ а 2009 04073, заявл. 27.04.2009; опубл. 25.06.2009. Бюл. №9. – 6 с.
54. Пат.89739 Україна, МПК⁷ F28D 1/00. Апарат повітряного охолодження масла/ Олянич М.В, Соляник В.Г., Рудко В.В. Проценко О.О.;

- патентовласник Авторы .-№ а 2009 02005, заявл. 06.03.2009; опубл. 10.06.2009. Бюл. №4. – 4 с.
55. Павлов Б.В. Кибернетические методы технического диагноза / Б.В. Павлов // . – М.: Машиностроение, 1966. – 151 с.
 56. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов / Б.В. Павлов // . – М.: Машиностроение, 1971. – 223 с.
 57. Пивень В.Д. Автоматизация газотурбинных установок / В.Д. Пивень, Д.Б. Баясанов, Г.Д. Мед // . – Л.: Машиностроение, 1967. – 256 с.
 58. Положение, системы планово-предупредительного ремонта газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом (ГТПА). – М.: ПО " Союзоргэнергогаз", 1981. – 27 с.
 59. Правила технической эксплуатации компрессорных цехов с газотурбинным приводом. – М.: Мингазпром, 1976. – 204 с.
 60. Поршаков Б.П. Оптимальное планирование ремонтов газоперекачивающих агрегатов на магистральных газопроводах / Б.П. Поршаков, В.В. Грачев, И.А. Иванов //.- Баку: методические вопросы исследования надежности больших систем энергетики. СЭИ СО АН СССР, 1980. – вып. 21. – С. 4-12.
 61. Газотурбинные установки на магистральных газопроводах / Б.П. Поршаков, В.И. Халатин // . – М.: Недра, 1974. – 156 с.
 62. Влияние эрозии проточной части центробежных нагнетателей на их газодинамические характеристики / Пятахина Т.Т., Сеницын Ю.Н., Шуровский В.А., Ефанов В.И.//.- Транспорт и хранение газа, 1975. – № 6. – С. 8-13.
 63. Разработка и внедрение методов и средств технической диагностики ГПА КС: Отчет по теме № 48/247-78. – М.: МИНХ и ГП им. И.М. Губкина, 1978. – 115 с.
 64. Разработка и усовершенствование методов и средств повышения эффективности проектирования и эксплуатации газотранспортных

- систем: Отчет по теме № 48-76. – М.: МИНХ и ГП им. И.М. Губкина, 1976. – 80 с.
65. Введение в идентификацию объектов управления / Л.А. Растрин, Н.Е. Маджаров // – М.: Энергия, 1977. – 216 с.
 66. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины / Рис В.Ф. //.-Л.: Машиностроение, 1964. – 335 с.
 67. Розенберг Г.Ш. Принципы построения системы технической диагностики судовых энергетических установок / Г.Ш. Розенберг, Е.З. Мадорский, В.М. Косанев // – Л.: Транспорт, 1975. . – вып. 165 – С. 79-88.
 68. Розенберг Г.Ш. Применение анализа размерностей при обработке результатов испытаний и расчетах судовых турбомашин / Г.Ш. Розенберг, Е.З. Мадорский // – Л.: Транспорт, 1973. – вып. 166 – С. 74-80.
 69. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механизме / Седов Л.И. // – М.: Наука, 1977. – 438 с.
 70. Техническая диагностика ГПА / Седах А.Д., Молчанов Г.В., Козобков А.А. и др. // – Газовая промышленность, 1975. – № 8. – С. 7-9.
 71. Силин В.Б. Автоматическое прогнозирование состояния аппаратуры управления и наблюдения / В.Б. Силин, А.И. Заковряшин // – М.: Энергия, 1973. – 335 с.
 72. Сиротин Н.Н. Техническая диагностика авиационных газотурбинных двигателей / Н.Н. Сиротин, Ю.М. Коровкин // – М.: Машиностроение, 1979. – 271 с.
 73. Смирнов Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений / Н.В. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский // – М.: Наука, 1969. – 511 с.
 74. Сосунов В.А. Неустановившиеся режимы работы авиационных газотурбинных двигателей / В.А. Сосунов, Ю.А. Литвинов // – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.

75. Спорягина Н.М. Диагностика технического состояния авиационных двигателей.: Учеб. пособие. Моск. авиац. ин-т. – М.: МАИ, 1976. – 26 с.
76. Степанов С.В. Профилактические работы и сроки их проведения / С.В. Степанов // . – М.: Сов. радио, 1972. – 136 с.
77. Сторожук Я.П. Вопросы приближенного моделирования процессов горения в КС ГТУ / Я.П. Сторожук, В.А. Асосков // . – Теплоэнергетика, 1964. – № 1. – С. 59-63.
78. Тараканов Н.И. Исследование статистических и динамических свойств двухвальных ГТУ со свободной силовой турбиной: дис. ... канд. техн. наук / Тараканов Н.И.- М. 1971 – 254 с.
79. Таршин М.С. Контроль и диагностика при испытаниях авиадвигателей и гидроагрегатов / М.С. Таршин // . – М.: Машиностроение, 1977. – 163 с.
80. Теория прогнозирования и принятия решения. / Под ред. С.А. Саркисяна// . – М.: Выс. школа, 1977. – 351 с.
81. Терентьев А.Н. Надежность газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / А.Н. Терентьев, З.С. Седых, В.Г. Дубинский // . – М.: Недра, 1979. – 207 с.
82. Теряев И.С. Исследование технологических параметров контроля и структуры управления на КС магистральных газопроводов: дис. ... канд. техн. наук. / Теряев И.С. – М., 1980. – 171 с.
83. Техническая диагностика тракторов и зерноуборочных комбайнов. / Под ред. В.М. Михлина// . – М.: Колос, 1978. – 287 с.
84. Тунаков А.П. Оптимизация при доводке и проектировании газотурбинных двигателей / А.П. Тунаков // . – М.: Машиностроение, 1979. – 184 с.
85. Тюрин Ю.А. Некоторые вопросы технической диагностики авиационных двигателей: дис. ... канд. техн. наук. / Тюрин Ю.А.– Рига, 1970. – 234 с.
86. Фетисенкова Н.И. Техническая диагностика газоперекачивающих агрегатов в нестационарных режимах / Н.И. Фетисенкова //.- О

деятельности НИИ, проектных институтов и Вузов по разработке новых прогрессивных технических решений и их внедрение в производство: тез. докл. зональной конф. – Тюмень, 1979. – С. 145-147.

87. Фетисенкова Н.И. Алгоритмы диагностики технического состояния ГПА. / Н.И. Фетисенкова // Особенности разработки и эксплуатации нефтяных и газовых месторождений в условиях Западной Сибири.: Тез. докл. Всесоюз. конф.- Томск, 1979. – С. 121-122.
88. Фетисенкова Н.И. Разработка системы диагностирования состояния газоперекачивающего оборудования с газотурбинным приводом / Н.И. Фетисенкова // – Молодежь и научно-технический прогресс в нефтяной и газовой промышленности: Тез. докл. Всесоюз. конф. – М.: 1981. – 172 с.
89. Хантли Г. Анализ размерностей / Г. Хантли // – М.: Мир, 1970. – 175 с.
90. Цегельников Л.С. Исследование эксплуатационных показателей газоперекачивающих агрегатов КС магистральных газопроводов вероятностно-статистическими методами.: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Цегельников Л.С. – М., 1977. – с.
91. Черкез А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений / А.Я. Черкез // – М.: Машиностроение, 1975. – 379 с.
92. Чистяков С.Ф. Теплотехнические измерения и приборы / С.Ф. Чистяков, Д.В. Радун // – М.: Выс. школа, 1972. – 392 с.
93. Шуровский В.А. Обобщенные характеристики газотурбинных установок с разрезным валом, используемых для привода нагнетателей природного газа. / В.А. Шуровский, В.И. Коренев // Транспорт и хранение газа, 1974. – № 2. – С. 8-19.
94. Шуровский В.А. Исследование эксплуатационных характеристик газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом на КС магистральных газопроводов: дис. ... канд. техн. Наук / Шуровский В.А.– М., 1972.– 254 с.

95. Яковлев В.А. Планово-предупредительный ремонт в системе магистральных газопроводов / В.А. Яковлев // . – М.: Недра, 1976. – 135 с.
96. Яковлев Е.И. Разработка стратегии обслуживания и профилактики систем газоснабжения / Е.И. Яковлев, Н.К. Милев, Н.И. Фетисенкова // . – Методические вопросы исследования надежности больших систем энергетики. – СЭТ СО АН СССР, Азнефтехим им. М. Азизбекова, Баку, вып. 21. – С. 23-34.
97. Яковлев Е.И. Планирование профилактического обслуживания ГПА методами технической диагностики / Е.И. Яковлев, Н.И. Фетисенкова // . – Газовая промышленность, 1980. – № 11. – С. 34-36.
98. Яковлев Е.И. Совершенствование методов дефектации основного оборудования трубопроводных систем / Е.И. Яковлев, Н.К. Милев, Н.И. Фетисенкова // . – М.: МИНХ и ГП. - ВНИИЭгазпром, 1980.- № 368гз-Д80.– 17 с.
99. Яковлев Е.И. Выбор частоты опроса контролируемых параметров трубопроводных систем / Е.И. Яковлев, Н.Г. Шишкин, Н.И. Фетисенкова // . – М.: МИНХ и ГП. - ВНИИЭгазпром, 1979.- № 321гз-79Д. – 8с.
100. New concept single signature vibration monitoring through the lifetimes of an engine. - Aircraft Engeneering, 1979, 51, 3, P. 21-22.
101. Bush William L. Instrumention pays off compressor regulator stations / William L. Bush // . – Pipeline Industry, 1970.- 32.N5.- P. 55-56, 61.
102. Chisholm Roland. Techniques of vibration analysis applied to gas turbines / Roland Chisholm // . – Gas Turbine Int., 1976, 17, N6, P.16-22.
103. De Mott L.B. TF 41-A-2/H7E inglight engine condition monitoring system (IECMS) / De Mott L.B.// . – AIAA Papers, 1978, N1472, P.9.
104. Du Bois M.R. Inspection and maintenance of gas turbine nozzles, buckets and rotors / M.R. Du Bois, R.Q. Fresneda // . – Power Engeneering (USA), 1978, 82, N7, P.58-61.

105. Edmunds David B. Modular engine maintenance concept consideration for aircraft turbine engines / David B. Edmunds //. – Aircraft Engeneering, 1978, 50, N1. P. 14-17.
106. Engine maintenance program triples time between overhauls. – Pipelines and Gas Journal, 1976, 203, N6, P. 66,69,71.
107. Engeneering develops turbine diagnosis system. – Diasel and Gas Turbine Progress, 1979, 45, N5, P.82.
108. Ford T.E. The changing balance of design requirements / T.E. Ford //. - Aircraft Engeneering, 1976.- 48.- N1- P.21-22,25.
109. Kruchenberg U.D. Design and testing of the American airlines prototype 747.AiDS system / U.D. Kruchenberg //.- Journal of Aircraft, 1972.- v.9.- N4.- P.17-19.
110. Barranger J.P. Laser-optical blade tip clearance measurement system./ J.P. Barranger, M.J. Ford //. – Trans ASME. t Engineering Power, 1983.- 103.- N2.- P.457-460.
111. Maintenance information system for gas turbines. – Pipe Line Industry, 1981, .- N6.- P. 33-36.
112. Methodenzur fruhdiagnose von Schaden an Bewegungselementen Gantzen E. – TU, 1981.- 22.- N7.- P. 312-315.
113. Muchlow P.A. Wear particle monitoring / P.A. Muchlow //. – Brit. J. Non-Destruct test, 1980.- 22.- N6.- P.275-280.
114. Natrass Donald. Measuring gas turbine perforce parameters / Donald Natrass //. – J. Diasel and Gas Turbine Progress, 1976.- 42.- N7.- P.16.
115. Parrish R. Care and repair of turbine engines / R. Parrish //. – Bus and commer Aviant., 1978.- 43.- N7.- P.54-58.
116. Ottensmann G. Operational experience on engine health monitoring / G. Ottensmann //. – FGLR-Tachbuhr Bd 6, Koln, 1976, P. 59-75.
117. Paul A. Gas turbines maintenance practice / A. Paul //.– Energy Dev, 1979.- 3.- N1.- P. 25-28.

118. Scott J.N. Performance analysis boots efficiency of gas turbines / J.N. Scott // – The Oil and Gas J., 1977, N18, P. 51-55.
119. Simms W.H. Boroscopy of gas turbine engines for condition monitoring / W.H. Simms // – Gas Turbine Int., 1976.- 17.- N16.- P. 32-33.
120. Survey of rotating machinery using vibration monitoring techniques. – Norw Shipp News, 1977.- N11c.- P.25-26, 29.
121. Corrigan J.T. The inspection of heave duty industrial gas turbines using fibre-optical boroscope / Corrigan J.T//. – Turbomachineri Int., 1981.- 22.- N8.- P. 15-20.
122. Valory R. Effectiveness of the realtime ferrograph and other oil monitors as related to oil filtration. – U.S. Department Commer. Publ., 1977.- N494.- P. 49-72.
123. Van de Water B. Ten years of on-condition turbine operation / B. Van de Water // – SAE-Austral, 1980.- 40.- N6.- P. 295-301.
124. Walker C.I. Parts tracking and engine history recording for on-condition maintenance / C.I. Walker, R.M. Donovan // – AIAA Papers, 1979, N1280, P.11.
125. Weinert N. Marine gas turbine diagnostic testing / N. Weinert // – Navigational Engeneering J., 1976.- 88.- N6.- P. 51-61.
126. Wulf R.H. CE6 get engine performance deterioration / R.H. Wulf // – AIAA Papers, 1979.- N1233.- P. 8.
127. Wurm L.W. Computer ueilds compressor options / L.W. Wurm // – The Oil and Gas J., 1978.- 75.- N32.- P. 62,66.

ціональна акціонерна компанія
афтогаз України"
чирня компанія
КРТРАНСГАЗ"



правління магістральних
зопроводів
ПРИКАРПАТТРАНСГАЗ"

УКРТРАНСГАЗ

6018, м. Івано-Франківськ
ул. Незалежності, 48
эл.: (0342) 75-09-23
акс: (0342) 55-90-88
mail: ifip.ptg@naftogaz.net

UA 2.003.899 ISO 9001-2001
UA 2.003.900 ISO 14001-97

Додаток А Joint-Stock Company
Naftogaz of Ukraine
Affiliated Company
UKRTRANS GAS

Main Pipeline
Division
PRYKARPATTRANS GAS

48, Nezalezhnomy str.,
Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76018
tel.: +38 (0342) 75-09-23
fax: +38 (0342) 55-90-88
e-mail: ifip.ptg@naftogaz.net

11.08.2012 № 538/07-02

а № _____

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційного дослідження на
тему «Підвищення працездатності компресорних станцій на
основі діагностування стану газоперекачувальних агрегатів»,
видана здобувачеві Рудку Володимиру Васильовичу.

Апробація результатів дослідження проведена для ГПА Ц-6,3 на КС-
Ужгород УМГ «Прикарпаттрансгаз».

Розроблений автором комплекс програм дозволив виявити масив
діагностичних параметрів та побудувати графіки-еталони для оперативного
визначення несправностей ГПА даного типу.

Надані рекомендації щодо частоти опитування діагностичних параметрів
дозволили виявити характер їх змін для ГПА Ц-6,3 КС-Ужгород.

Запропоновані заходи та засоби для подальшого підвищення
працездатності ГПА Ц-6,3 і отриманий економічний ефект від впровадження
дозволять підвищити фінансові результати діяльності УМГ «Прикарпаттрансгаз».

Головний інженер
УМГ «Прикарпаттрансгаз», к.т.н.

М.Д. Степ'юк.



d424