

**Івано-Франківський національний технічний університет  
нафти і газу**

На правах рукопису

**КОСТІВ Василь Васильович**

УДК 621.51.~~001~~

2+622.691.4.052(043)

K72

**МЕТОДИ ПАРАМЕТРИЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ  
ПОРШНЕВИХ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТИВ  
КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ ПІДЗЕМНИХ СХОВИЩ ГАЗУ**

Спеціальність 05.15.13 - Нафтогазопроводи, бази і сховища

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Науковий керівник  
докт. техн. наук, професор  
Грудз В.Я.



**м Івано-Франківськ  
2003**

## З М І С Т

ВСТУП.....	5
Розділ 1. Стан проблеми, мети і задачі дослідження.....	12
1.1 Надійність ГПА в системі підземного зберігання газу.....	12
1.2 Економічні показники ПГПА в системі ПЗГ.....	17
1.3 Аналіз існуючих методів технічної діагностики.....	20
1.4 Задачі досліджень.....	27
Розділ 2 Розробка методу технічної діагностики за індикаторними діаграмами циклів.....	31
2.1 Визначення вихідних залежностей для побудови методу ідентифікації.....	31
2.2 Визначення характеристик робочого тіла і процесу.....	38
2.3 Перерахунок робочого процесу на задану вологість .....	52
2.4 Вибір методу рішення задачі ідентифікації параметрів.....	56
2.5 Побудова алгоритму рішення задачі.....	58
Висновки по розділу 2.....	62
Розділ 3. Характеристика технічного стану циліндра компресора за допомогою узагальненого параметра технічного стану .....	63
3.1 Визначення вимог до узагальненого параметра технічного стану циліндра компресора.....	63
3.1 Визначення вимог до узагальненого параметра технічного стану циліндра компресора.....	67
3.3. Зв'язок температури нагнітання з величиною енергетичних втрат через відмови в циліндрі компресора.....	78
3.4 Оцінка похибки обчислення характеристики відносних втрат за результатами виміру параметрів штатними приладами.....	81
3.5 Побудова функції мети підвищення ефективності експлуатації ПГПА.....	86

3.6	Визначення допуску відносних енерговтрат і міжремонтного інтервалу часу для вузлів циліндрової порожнини компресорного циліндра ПГПА.....	90
	Висновки по розділу 3.....	97
	Розділ 4. Розробка спрощеного методу технічної діагностики за термодинамічними характеристиками.....	98
4.1	Визначення комплексу оцінюваних структурних параметрів стану.....	99
4.2	Побудова методу діагностики відмов клапанів.....	102
4.3	Визначення основної характеристики методу.....	104
4.4	Розробка діагностування клапанів .....	107
4.5	Алгоритм контролю технічного стану компресорного циліндра ПГПА.....	110
	Висновки по розділу 4.....	115
	Розділ 5. Експериментальне дослідження методів технічної діагностики компресорного циліндра ПГПА.....	116
5.1	Обґрунтування необхідності експериментального дослідження...	116
5.2	Планування експерименту по дослідженню методу технічної діагностики по індикаторних діаграмах циклів.....	119
5.3	Експериментальна установка і прилади для дослідження.....	121
5.4	Методика проведення експерименту.....	125
5.5	Проведення експерименту по реєстрації індикаторних діаграм циклів компресорного циліндра ГМК типу МК-8М.....	126
5.6	Обробка результатів експерименту.....	127
5.7	Експериментальне визначення основної характеристики спрощеного методу технічної діагностики .....	129
5.8	Оцінка точності визначення відносних енерговтрат у всмоктувальному клапані.....	131

5.9 Експериментальне визначення стандартних відносних енерговтрат у всмоктувальному клапані.....	133
5.10 Основні результати експериментальних досліджень.....	145
Висновки по розділу 5.....	146
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ.....	147
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	149
ДОДАТКИ.....	159

## ВСТУП

Підземні сховища газу є невід'ємною частиною газотранспортного комплексу України. Вони відіграють роль буфера, який акумулює газ в період літнього його надлишку і покриває зимовий дефіцит. Для транзитної газотранспортної системи ПСГ відіграють більш значущу роль, ніж для внутрішньої розподільчої, оскільки тут важко прогнозовані обсяги газоспоживання.

Ефективність і надійність експлуатації ПСГ в значній мірі залежить від роботи компресорної станції сховища, яка призначена підвищувати енергію газу при високих пластових тисках в процесі закачки і при низьких пластових тисках в процесі відбору. Відмови компресорної станції в такі моменти часу призводять до виключення ПСГ в цілому з газотранспортної системи з усіма впливаючими наслідками. Тому до надійності КС як елементу ПСГ ставляться високі вимоги.

Надійність компресорної станції ПСГ в свою чергу визначається надійністю експлуатації газоперекачувальних агрегатів. Слід відмітити, що умови роботи ГПА на КС підземних сховищ газу суттєво відрізняються від умов їх експлуатації на компресорних станціях газопроводів. В першу чергу це стосується широкого діапазону зміни ступеня стиску ГПА і в залежності від цього зміни потужності одиничного агрегату. Крім того, суттєво змінюється в часі об'єм перекачаного газу, що вимагає ступінчастого регулювання режиму роботи КС включенням чи відключенням окремих ГПА. При великих значеннях номінальної подачі одиничного агрегату таке регулювання неможливе. І, накінець, високі пластові тиски і різкі зміни ступеня завантаження ГПА можуть викликати їх нестійку роботу, зв'язану з виходом в помпаж. Тому використання лопаткових ГПА на компресорних

станціях ПСГ вкрай обмежене. Основним вимогам, що ставляться до умов компримування відповідають поршневі газоперекачувальні агрегати .

Дослідженню ефективності і надійності роботи поршневих ГПА в умовах компресорної станції ПСГ присв"ячено роботи Є.В. Левикіна, К.В. Ісаєва, А.С. Копелевича, А.А. Козобкова, В.М. Міхліна, П.І. Пластиніна, Б.М. Смереки, М.І. Френкеля, Г.К. Храпача та ін. Розглядаються режими роботи ПГПА, їх регулювання, динаміка роботи клапанів. Розглядаються аспекти розрахунків надійності і методи її підвищення. Однак, проблеми діагностування стану компресорного циліндра з метою переходу на систему технічного обслуговування за реальним станом практично не приділено уваги.

**Актуальність теми.** Ефективність експлуатації поршневих газоперекачувальних агрегатів може бути підвищена за рахунок планування планово-попереджувальних ремонтів за технічним станом машини, який міняється безперервно і дискретно. Експлуатація ПГПА з поточним / міжремонтним / технічним станом завжди зв'язана з енергетичними втратами, оскільки виникнення несправності неодмінно призводить до перевитрати паливного газу.

Енергетичні втрати, що викликаються зміною технічного стану вузлів компресорних циліндрів ПГПА, однозначно визначити неможливо. Оцінити поточний технічний стан вузла без його розбирання й визначити енергетичні втрати можна за допомогою технічної діагностики. Тому питання діагностування стану компресорних циліндрів ПГПА в умовах КС підземних сховищ газу слід розглядати як одну з ланок оптимізації процесу технічного обслуговування обладнання, що має за кінцеву мету підвищення експлуатаційної надійності ПСГ і газотранспортної системи вцілому.

В загальному технічна діагностика розглядає широке коло питань, для вирішення яких необхідна інформація про велику кількість параметрів стану агрегату, що створює певні труднощі в реалізації задач. Тому для оцінки стану компресорного циліндра ПГПА слід звузити коло визначальних параметрів і вибрати один узагальнюючий, який характеризував би технічний стан циліндра. В такій постановці задача технічної діагностики циліндра ПГПА може бути практично реалізована, а її результати використані для планування технічного обслуговування агрегату.

### **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( в тому числі ПСГ) і окреслених Національною програмою "Нафта і газ України до 2010 року".

**Мета і задачі досліджень.** Розробка і вдосконалення методів технічної діагностики ПГПА для КС систем підземного зберігання газу, для забезпечення перекачування заданих об'ємів газу і зниження питомих витрат на компримування.

Поставлена мета досягається шляхом реалізації наступних задач:

1. Визначення вузлів поршневих газоперекачувальних агрегатів, відмови яких призводять до зниження продуктивності й ефективності КС і побудова математичної моделі компресорного циліндра для умов роботи агрегатів на КС системи ПСГ, що дозволяє ідентифікувати параметри відмов вузлів;
2. Визначення узагальненого параметра технічного стану компресора відповідно до технології перекачування газу КС;
3. Оцінка енерговитрат на КС за величинами параметрів відмов і розробка методу своєчасного призначення ремонтно-відновних операцій;

4. Розробка простих, недорогих методів діагностування вузлів, що забезпечують підвищення середніх у часі продуктивності й ефективності КС;

5. Експериментальне дослідження розроблених методів діагностики на компресорній станції підземного сховища газу.

*Об'єкт дослідження:* поршневі газоперекачувальні агрегати компресорних станцій підземних сховищ газу.

*Предмет дослідження:* діагностування стану компресорних циліндрів ПГПА.

*Методи дослідження:* методи математичного моделювання газотермодинамічних процесів в циліндрах ПГПА, проведення наукового експерименту, статистична обробка експлуатаційних параметрів роботи агрегату.

#### **Наукова новизна отриманих результатів.**

1. Для оцінки параметрів відмов на КС побудована математична модель робочих процесів компресора ПГПА й алгоритм ідентифікації.
2. Запропоновано з метою діагностики стану компресорного циліндра використовувати характеристики реального газу, перераховувати параметри процесу до однакової вологості, структурний параметр відмови оцінювати перетином щілини негерметичності ущільнення, оцінювати обсяг мертвого простору, враховувати запізнювання закриття клапанів. У результаті зменшений обсяг вихідної інформації, спрощені діагностування, параметри відмовлень ідентифікуються з точністю до 5%, що на 20-40% точніше, ніж при оцінці існуючими методами.
3. Установлено, що єдиним узагальненим параметром технічного стану компресора ПГПА в умовах експлуатації КС є температура нагнітання. Відповідно до цього отримані формули: для оцінки технічного стану величиною енерговитрат через відмови, для оцінки



зниження продуктивності до ефективності ПГПА і КС за рівнем технічного стану і для оцінки технічного стану компресора і КС при паралельній роботі ПГПА за технологією перекачування на КС.

4. Розроблено математичну модель, розрахункові залежності, алгоритм для оцінки з необхідною точністю технічного стану клапанів компресорів КС для призначення попереджувальних ремонтів.
5. Створено алгоритм пошуку мінімуму експлуатаційних витрат за результатами технічного діагностування і характеристикам режиму КС для призначення попереджувальних ремонтів з метою підвищення середніх у часі ефективності і продуктивності КС.

**Практичне значення одержаних результатів.** Створено алгоритми і програми, що дозволяють: розраховувати величини структурних параметрів відмов компресора ПГПА для оцінки технічного стану, розраховувати величини узагальненого параметра технічного стану компресора для регулювання роботою ПГПА на КС, регулювання ефективності КС; розраховувати енерговитрати через відмови за результатами експлуатаційних вимірів для оперативного виявлення й оцінки відмови; розраховувати вартісні характеристики відмов за результатами контролю технічного стану; розраховувати питомі експлуатаційні витрати і визначати момент проведення попереджувального ремонту з умови їхньої мінімізації за результатами контролю технічного стану. Проведення попереджувальних ремонтів відповідно до рекомендацій, установлюваними за результатами розрахунків по розроблених програмах, дозволяє збільшити середню в часі продуктивність КС на 3,7%, знизити витрати паливного газу на 4%, оптимізувати розподіл експлуатаційних витрат і зменшити експлуатаційні витрати на 2,2%. Результати роботи впроваджені на КС Богородчанського ПСГ УМГ "Прикарпаттрансгаз", економічний ефект складає 42 тис. грн. у рік.

### **Особистий вклад автора в одержанні наукових результатів.**

1. Автором запропоновано з метою діагностики стану компресорного циліндра структурний параметр відмови оцінювати перетином негерметичності ущільнення з врахуванням властивостей компримованого газу, його вологості, оцінки обсягу мертвого простору і врахування запізнювання закриття клапанів, що дозволило спростити методуку діагностування не знижуючи при цьому точності прогнозу [     ].

2. На основі реалізації розробленої математичної моделі автором встановлено, що єдиним узагальненим параметром технічного стану компресора ПГПА в умовах експлуатації КС є температура нагнітання і Відповідно до цього отримані розрахункові діагностичні формули [Розроблено математичну модель, розрахункові залежності, алгоритм для оцінки з необхідною точністю технічного стану клапанів компресорів КС для призначення попереджувальних ремонтів.

3. Автором розроблено математичну модель і алгоритм для оцінки технічного стану клапанів компресорів КС для призначення попереджувальних ремонтів та алгоритм пошуку мінімуму експлуатаційних витрат за результатами технічного діагностування і характеристикам режиму КС з метою підвищення середніх у часі ефективності і продуктивності КС [     ].

4. Автор брав безпосередню участь в експериментальній перевірці запропонованих методів технічної діагностики циліндра ПГПА і впровадженні результатів в практику експлуатації на КС Богородчанського ПСГ [     ].

**Апробація роботи.** Основні результати дисертаційної роботи висвітлено в доповідях і повідомленнях на:

- 6-тій міжнародній конференції "Нафта і газ України - 2000" (Івано-Франківськ, 2000);

- науково-практичній конференції "Шляхи підвищення надійності і ефективності роботи трубопровідного транспорту".(Івано-Франківськ, 2000);
- науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (Івано-Франківськ, 2002)
- нараді фахівців НАК "Нафтогаз України" та ОАО "Газпром" з питань науково-технічного співробітництва в галузі транспортування природного газу ( Яремче, 2002)

В повному обсязі результати досліджень доповідалися і обговорювалися на розширеному засіданні кафедри транспорту і зберігання нафти і газу та науково-технічному семінарі факультету нафтогазопроводів Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

**Публікації.** За темою дисертаційної роботи опубліковано 6 друкованих робіт, в тому числі 3 у фахових виданнях України.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, підсумкових висновків, списку літератури і додатків. Зміст викладений на 147 сторінках машинописного тексту, 25 малюнках, 9 таблицях. Бібліографія включає 100 найменувань.

## Розділ 1. Стан проблеми, мети і задачі дослідження

Розглядаються питання, зв'язані з надійністю, економічністю експлуатації парку ГПА компресорних станцій (КС) підземних сховищ газу. Аналізуються енергетичні втрати, зв'язані з порушенням технічного стану машин, методи оцінки технічного стану ГПА. Визначається об'єкт дослідження, ставляться задачі дослідження.

### 1.1 Надійність ГПА в системі підземного зберігання газу

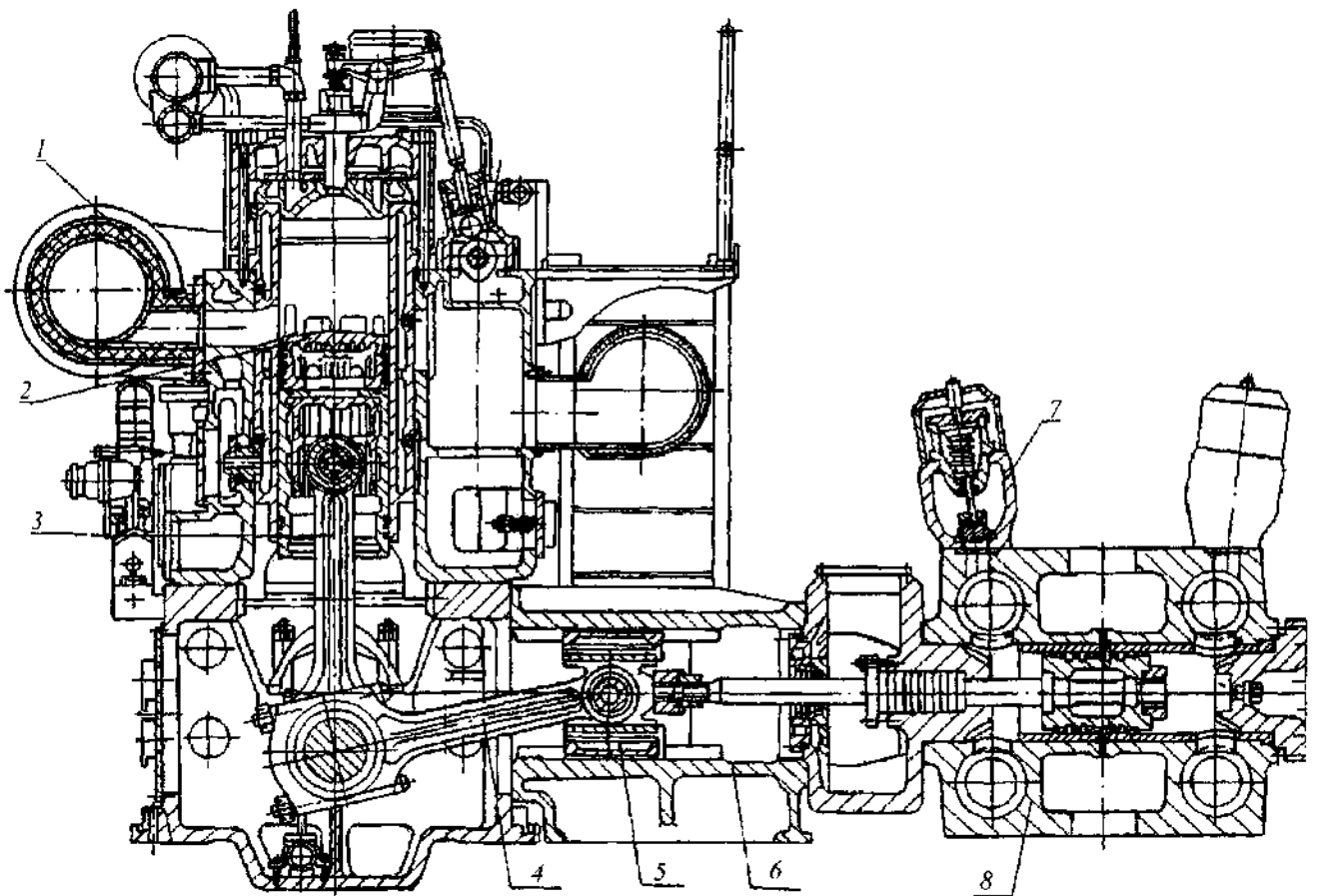
У парку ГПА газотранспортної системи України експлуатуються відцентрові нагнітачі і поршневі компресори. Поршневі компресори складають близько 40% парку, сумарна потужність ПГПА в парку складає більш 5,5 МВт. Агрегати об'єднані в систему ПСГ, ціль якої – закачка і відбір газу у відповідні періоди експлуатації сховища. У цій системі агрегати можуть знаходитися в послідовному і паралельному з'єднанні. Агрегати що з'єднуються паралельно утворюють підсистему - компресорну станцію .

Зміна функціональних характеристик системи ПСГ може принести значний економічний збиток у зв'язку з недопоставками газу, зажадає збільшення обсягів газу, що зберігається в сховищах Надійність такої системи можна характеризувати деяким показником, одержуваним як добуток показників надійності паралельно з'єднаних незалежних підсистем . Розглянемо фактори, що впливають на надійність агрегатів з метою визначення напрямків підвищення надійності агрегатів, а отже і системи агрегатів .

Поршневий ГПА – багатовузлова конструкція. Можна виділити наступні основні механізми : механізм приводу/ д.в.з. чи електродвигун /, механізм передачі чи енергії рухи / колінчатий вал, шатуни, крєйцкопфи,

## РОЗРІЗ КОМПРЕСОРА МК-8М

Потужність компресора, кВт	2060
Подача, млн. м <sup>3</sup> за добу	1,538 – 5,28
Ступінь стиску	2,24 – 1,3
Тиск на виході, МПа	12,5
Число компресорних циліндрів	4
Число силових циліндрів	8
Оберти колінвала, 1/хв	300



*1 - вихлопний колектор; 2 - силовий циліндр; 3 - шатун силового циліндра; 4 - шатун компресора; 5 - крейцкопф; 6 - направляюча крейцкопфа; 7 - регулятор продуктивності; 8 - компресорний циліндр.*

Рис. 1.1 Розріз газомотокомпресора МК-8.

штоки /, робочий орган / циліндр у зборі /. У такий спосіб надійність агрегату обумовлена надійністю кожного вузла і механізму .

Однак значимість надійності окремих вузлів у надійності агрегату в цілому може бути різна. Причиною цього може бути укрупнення деталей, підвищення потужності агрегату.

Досліджуємо вплив потужності агрегату на його надійність. Тому що показник надійності - коефіцієнт технічного використання - планована характеристика, то досліджуємо вплив потужності одиничного агрегату на цей показник :

$$K_{mv} = T_p / (T_p + T_{nnp} + T_{en}), \quad 1.1$$

де  $T_p$ -час роботи агрегату, год.,  $T_{en}$ - час змушеного простою через відмова, година,  $T_{nnp}$  -час перебування в планово-попереджувальному ремонті, година. Поршневі ГПА різних конструкцій, що мають різну потужність у середньому характеризуються різними значеннями  $K_{mv}$ , що представлені в таблиці 1.1. Коефіцієнт кореляції дорівнює

[0,956], що більше табличного значення 0,878 [13] з рівнем значимості 5% .

Таблиця 1.1- Вплив потужності різних типів ПГПА на коефіцієнт технічного використання

Тип ПГПА	10ГК	10ГКН	10ГКНА	МК 8	ГПА 5000
Потужність, МВт	0,736	0,993	1,103	2,06	3,68
$K_{mv}$	0,841	0,798	0,756	0,498	0,386

З метою виявлення найбільш надійних вузлів досліджувались співвідношення відмов для різних механізмів. Тому що усунення відмов можливо при використанні технічної діагностики, методи технічної діагностики приводу розроблені [66,37,62], то надалі розглядаються механізм передачі енергії /руху / у робочому органі.

Співвідношення відмов розглянемо з метою визначення, по-перше, найбільш ймовірної причини відмови ПГПА, оцінюваною відносною часткою відмов, що приходить на досліджуваний механізм, по-друге, найбільш вагової відмови, оцінюваної середнім часом змушеного простою в результаті відмови в досліджуваному механізмі. Оскільки в парку ГПА установлені ПГПА різних конструкцій, то оцінювані характеристики будуть середньо-зваженими:

$$\bar{\mu}_j = \sum_{i=1}^n \left[ \frac{m_i(j)}{m_i(\Sigma)} P_i \right] \sum_{i=1}^n P_i, \quad \bar{\tau}_j = \sum_{i=1}^n \left[ \frac{T_{вв,i}(j)}{m_i(j)} P_i \right] \sum_{i=1}^n P_i \quad 1.2$$

де  $\bar{\mu}_j$ - відносна частка відмов  $j$ -того механізму у всіх відмовах,

$m_i(j)$ -число відмов  $j$ -того механізму в  $i$ -ому типі ПГПА,  $m_i(\Sigma)$ -сума усіх відмов у  $i$ -ом типі ПГПА,  $n$ -число типів ПГПА,  $\bar{\tau}_j$ - середній час змушеного простою в результаті відмова  $j$ -го механізму,  $T_{вв,i}(j)$ -загальний час змушеного простою агрегату в результаті усіх відмов  $j$ -го механізму в  $i$ -ому типі ПГПА. Значення параметрів приведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2. Співвідношення відмов для механізмів ПГПА.

Характеристики	Механізм передачі енергії	Робочий орган
$\bar{\mu}_j$	0,0683	0,915
$\bar{\tau}_j$ , год.	146,2	1,0
$T_{вп_i(j)}$ , год.	4547	1461

Відзначимо наступне. На механізм передачі енергії приходить незначна частка відмов, тобто основною причиною відмов є відмова в робочому органі ПГПА. У той же час, відновлення агрегату через відмову в механізмі передачі енергії вимагає значного часу, приблизно в 150 разів більше, ніж через відмову в робочому органі. Загальний час на відновлення ПГПА через усі відмови в робочому органі тільки в 3,1 рази менше загального часу відновлення ПГПА через усі відмови в механізмі передачі енергії завдяки значній частці відмов у робочому органі. У підсумку можна лише відзначити “трохи більш важливий внесок” механізму передачі енергії в надійність ПГПА, частка, вкладена робочим органом, також значна.

Останнім часом виконані дослідження і впроваджені роботи з діагностики механізму передачі енергії ПГПА [66,37], у результаті чого число відмов, що не передбачаються, істотно скорочується. У такий спосіб робочий орган може бути об'єктом дослідження з метою підвищення його надійності.

Характеристики надійності агрегату і вузлів явно не зв'язані з економічністю експлуатації цих вузлів і агрегатів. Відмови агрегатів не викликають зупинку перекачування, тому що на КС є резервні агрегати, відмови в робочому органі можуть не викликати зупинку агрегату.



Тимчасові втрати не зв'язані з вартісними втратами, відмов також не мають вартісних характеристик, виражених явно через показники надійності. Це утрудняє прийняття рішень у процесі експлуатації, наприклад, таких як доцільність проведення попереджувального чи відновлювального ремонтів, використання технічної діагностики, черговість постановки ПГПА на ремонт, оцінка ефективності включення того чи іншого агрегату. Небажаним може виявитися також і “поліпшення” параметрів надійності. Щоб показати доцільність використання робочого органа ПГПА як об'єкт дослідження, необхідно розглянути його вплив на економічні показники агрегату.

## 1.2 Економічні показники ПГПА в системі ПЗГ

Економічні показники можуть виражатися в енергетичних, матеріальних, трудових витратах. Розглянемо вплив відмов у ПГПА на його економічні показники з метою виявлення джерела найбільших втрат. Відмови деталей і вузлів можуть бути поступовими і раптовими. Перші характеризуються поступовою зміною одного чи декількох функціональних параметрів стану чи деталі вузла до граничної величини, другі – стрибкоподібною миттєвою зміною параметрів до граничної величини, такі відмови не викликають додаткових енергетичних витрат, але вимагають витрат трудових і матеріальних на його відновлення чи заміну. До раптових відмов відносяться відмови в механізмі передачі енергії. Поступові відмови можуть викликатися як зносом, так і пластичною деформацією. До таких відмов відносяться відмови в робочому органі. Вони реалізуються у виді витоків і перетоків. Витоками називаються непоправні втрати робочого тіла, поправні втрати робочого тіла називаються перетоками. Витоку в циліндрі ПГПА виникають у результаті утворення нещільностей у штоковому ущільненні. Перетоки в ПГПА виникають: з нагнітального

трубопроводу в циліндрову порожнину через нещільності в нагнітальних клапанах; з циліндрової порожнини в усмоктувальний трубопровід через нещільності у всмоктувальних клапанах ; у циліндрі двосторонньої дії з однієї циліндрової порожнини в іншу і назад через нещільності в поршневому ущільненні. Відмови в робочих органах ПГПА виду витоки-перетоки можуть досягати 100% масової подачі циліндрової порожнини, для справної циліндрової порожнини 5-10 % . Витоки і перетоки віднімають частина енергії, що витрачається на перекачування газу, тому є джерелом енергетичних втрат. Для оцінки відносного внеску таких втрат необхідно з загальних експлуатаційних витрат виділити втрати, що залежать від технічного стану ПГПА. Як вихідні матеріали використовуємо матеріали річного звіту за 2001 р. Богородчанської СПЗГ. Тоді до витрат, що залежать від технічного стану ПГПА, необхідно віднести витрати на матеріали, паливний газ, ремонти, електроенергію загальною вартістю 363,6 тис. грн./ рис.1.2/

Частка ремонтів / 2,9 % / складена планово-попереджувальними ремонтами і ремонтами через відмови, що непередбачаються, вартість яких оцінюється в 5 тис.грн. / близько 0.3% / .

Для оцінки енергетичних втрат через відмова в робочому органі, що відбуваються через витоки і перетоки, зіставимо потенційну роботу стиску з фактичної. Витрата паливного газу для нормативної потенційної роботи, обумовленої середньомісячним режимом стиску, розраховується по паспортним даної [9], фактичний витрата паливного газу, середньомісячна режим узятий по диспетчерському журналі Богородчанської КС за 1981р. Вартість паливного газу 9 грн./тис.куб. м. за даними Богородчанського ЛВУМГ, вартість газу, переданого споживачам 19 грн./тис.куб.м. відповідно до преїскуранта 04-03[71], використовувалися при розрахунках вартісних витрат і їхніх відносних величин. Результати представлені на рис. 1.3.

Необхідно відзначити наступне. Перевитрата паливного газу перевищував мінімум на 13% у середньому на 16 % витрату паливного газу, визначена по паспорті ПГПА . За рахунок цієї перевитрати обсяг газу подаваного споживачу знижувався . Тому середньої перевитрата паливного газу в 16 % викликає додаткові витрати на паливний газ і витрати через недопоставку газу споживачам . Цю недопоставку не можна зафіксувати в загальній масі подаваного газу, тому що її абсолютна величина менше абсолютної погрішності засобів виміру 0,3% .

У підсумку, витрати через неефективну роботу ПГПА, обумовленою неефективною роботою робочого органа і привода, складає 1 грн./год., що в рік перевищить 8,5 тис.грн.на агрегат. За даними Богородчанського ЛПУМГ зниження потужності ПГПА досягає 37-51 квт / 50-70 к.с./, що складає в середньому 6 % номінальній потужності. Тоді перевитрата паливного газу, не зв'язаний зі зниженням ефективності привода, складе 10% чи 0,583 грн./час. чи 5,1 тис грн. на агрегат у рік .

Отже, джерелом невеликих витрат через відмова є робочий орган. Для зниження експлуатаційних витрат необхідно вести стратегію ремонтних робіт з обліком поточних енерговтрат. Для того щоб сучасна аварійно-ремонтна служба реалізувала таку стратегію, необхідно розробити метод, що дозволяє оцінювати такі енергетичні втрати для кожного вузла, оскільки відмова різних вузлів незалежні чи залежні лише з визначеного рівня параметрів стану.

Рішення цих задач можливі лише з застосуванням технічної діагностики. Вимоги до технічної діагностики ПГПА в цьому випадку пред'являються наступні:

- технічна діагностика повинна визначати поточний стан вузлів робочого органу ПГПА в якому відбувається відмова;
- технічна діагностика повинна визначати енергетичні втрати, що виникають у результаті змін у структурному параметрі стану;

точність оцінки змін у структурному параметрі повинна бути достатньою для ухвалення рішення в ремонті чи деталі вузла.

Розглянемо існуючі методи технічної діагностики й установемо їхню відповідність викладеним вимогам.

### 1.3 Аналіз існуючих методів технічної діагностики

Існуючі методи технічної діагностики можна класифікувати по деяких загальних принципах їхньої побудови. Найбільший розвиток одержали імовірнісний, вібро-акустичний, динамічний, термодинамічний принципи. Досліджуємо можливості і реалізації кожного принципу для побудови методу технічної діагностики ПГПА і використання його в системі ПЗГ.

Методи, засновані на імовірнісних принципах, використовувалися для визначення оптимальних міжремонтних періодів і зменшення числа відмов, що непередбачаються. Головні труднощі, зв'язані з визначенням таких періодів представляють розходження і мінливість умов експлуатації ГПА від одного газопроводу до іншого, розкид споконвічних характеристик матеріалів, елементів. Цей факт відзначають ряд дослідників. Так, А.И. Борохович [32] приводять конкретний закон залежності довговічності роботи для запірного елемента клапана від умов роботи, що визначають динаміку навантаження клапана і температуру газу в циліндрі, склад газу, частоту обертання вала, масу частини елемента, що рухається, зміст пилу. Зміна умов роботи в часі буде змінювати передбачувану оцінку довговічності.

Оцінка закону розподілу відмов кільцевих самодіючих клапанів ПГПА зроблена Н.И. Арслановим [29]. На підставі обробки статистичного матеріалу він затверджує, що функція розподілу на відмова таких клапанів підкоряється закону Вейбулла, причому спостерігається значний розкид параметра розподілу. Дослідник також указує, що параметри закону

розподілу відмов клапанів того самого типу залежать від умов експлуатації і ремонту.

Питання визначення імовірності параметричних відмов компресорного циліндра по продуктивності при зміні точності зазору в сполученні “поршень-циліндр” було розглянене І.Л.Хлебовою [49,50]. У дослідженні були зроблені допущення [49] про сталий знос, його лінійної залежності від часу, закон розподілу вважається нормальним. Відзначимо наступне . Точність зазору в сполученні може змінитися в результаті, наприклад, відмова поршневих кілець, що досліджувався В.М. Агаджановим, І.Г. [30]. Ними встановлено , що з імовірністю 0,95 час безвідмовної роботи різних груп кілець - різне і коливається від 2000 до 4500 годин. Це говорить про несталий знос у поршневому ущільненні, а велика дисперсія підвищує імовірність відмов, оцінювану в методі І.Л.Хлебовою у довільний момент часу, що свідчить про невизначеність довговічності і труднощі прогнозу відмов.

Отже, недоліками методу технічної діагностики і прогнозування відмов за імовірносним принципом є : залежність факторів від режимів експлуатації, врахувати які не представляється можливим; значна невизначеність поточного стану елемента через значну дисперсію, що істотно утрудняє розпізнавання несправностей статистичними методами; відмова, що непередбачаються, і ремонти вузлів, що цілком не випрацювали свій ресурс, не можуть бути виключені абсолютно; метод вимагає великого обсягу статистичної інформації для кожного елемента компресорів усіх типів і модифікацій. Внаслідок цього методи технічної діагностики за імовірносним принципом не можуть відповідати вимогам, викладеним вище .

Вібро-акустичні методи технічної діагностики використовують вібрацію і шум машини для одержання інформації про технічний стан сполучень . Виділення інформації про конкретне сполучення представляє основні

труднощі цього методу . Так у статті А.І. Бажая, Д.В. Мурикова, І.С. Бережного [31] вказується, що “діагностичний сигнал несе в собі інформацію про властивості фундаменту, що демпфірують, складна кінематика компресорної машини обумовлює генерування як хвиль стиску–розтягу, так і згинних і крутильних коливань, що ускладнює всі явища”. У рішенні цієї задачі були досягнуті певні успіхи . Так В.Н. Можин, В.В. Супонєв визначили, що вібрація на низьких частотах не зв'язана з механічними дефектами [45], що трохи спрощує задачу виділення інформації для діагностики .Однак там же [45] автори вказують, що підвищення навантаження на агрегат зрушує спектр в область високих частот, точно така ж картина спостерігається при граничному зносі. Це утрудняє виділенні інформації. Розпізнавання сигналу від клапанної пластини було зроблено в роботі Д.Х. Кулаєва [42.] . Ним побудований коефіцієнт відносини гармонік спектрів – функцій зіткнення пари з різною масою і швидкістю зближення перед ударом. Такий коефіцієнт сам представляє спектр і забезпечує розпізнавання інформації про пари різними характеристиками удару. Однакові пари, наприклад клапанні пластини , не можуть розпізнаватися окремо .Головний недолік полягає не в труднощі розпізнавання, яка, як свідчить робота Д.Х.Кулаєва, переборена в принципі , а в неможливості кількісної оцінки обсягу перетоків у клапанах, стану поршневих кілець, штока і перетоків і витоків через них. Спроба характеризувати обсяг перетоків через клапани за часом запізнювання закриття клапанів почата В.Г. Мясниковим [63]. Однак перетоки спостерігаються і при “закритих“ клапанах, у результаті їхньої негерметичності .

Таким чином, вібро-акустичний метод технічної діагностики не відповідає установленим вимогам .

Термодинамічний метод технічної діагностики використовує інформацію про технічний стан вузлів з аналізу комплексів термодинамічних

характеристик і параметрів. Такими термодинамічними параметрами є: тиск, температура, масова подача на вході і виході з циліндра; показники процесу компримування – показники політроп і політропічний к.к.д.; питома робота циклу компримування. Найбільш розповсюдженим є температурний метод технічної діагностики, що порозумівається його простотою. Метод полягає в наступному. Вимірюються температури на вході і виході циліндра, ступінь підвищення тиску, склад газу. По температурі газу на вході і ступені підвищення тиску далі розраховують очікувану температуру на виході з циліндра. При цьому дослідники Б.М. Смерека, В.В. Дворяшин, А.К. Скуинь рекомендують показник процесу вважати як адіабатичний [47], у той час як у першій публікації з цього питання Mills [58] рекомендує використовувати поточний показник політропи. Значення очікуваної температури на виході з циліндра порівнюють з фактичним значенням. Отриману різницю температур порівнюють з деякою еталонною різницею. Оскільки метод оперує величинами температур, то величини енерговтрат невідомі. Тому дослідниками не влаштовується вибір еталонної різниці. Автори [47] зробили спробу зв'язати еталонну різницю з критерієм щільності клапанів.

Однак критерій щільності сам по собі величина умовна і дозволяє судити про величину перетоків лише якісно. Так, дослідники М.М. Хушпулян, З.З. Рахмилевич, А.М. Хушпулян [27] встановили, "що герметичність клапанів при їхній роботі в компресорі не відповідає герметичності, оцінюваної в статистичних умовах", тобто за критерієм щільності. Так, клапани з критеріями щільності, що відрізняються в 3 рази, виявилися рівногерметичними при роботі в компресорі [27]. Величина перетоків не зв'язувалася дослідниками з енерговтратами. На підставі сказаного можна укласти, що метод [47] також не відповідає установленим вимогам.

Іншим різновидом термодинамічного методу є метод, заснований на аналізі процесів циклу, описуваних зміною чи тиску і температур у циліндрі компресора у функції часу, кута повороту чи вала обсягу циліндра. Такі залежності прийнято називати індикаторними діаграмами циклу.

Вплив нещільності нагнітального клапана на індикаторну діаграму циклу поршневого компресора досліджувалося [42] Д.Х.Кулаєвим. Ґрунтуючись на припущенні про ідеальність газу і сталості показника політропи стиску, автор одержав залежність, що визначає поточний обсяг у процесі стиску як функцію масового перетоку [42]. Їм використовувалася залежність поточної маси перетоків від поточної ступеня підвищення тиску у виді деякої політропи, показник якої є функція тільки ступеня підвищення тиску і тиску початку стиску. Тоді по двох індикаторних діаграмах циклу, одна з яких відповідає випадку з герметичними клапанами, можливо визначити масу перетоків за процес стиску.

На жаль метод не може бути перенесений для циліндрів ПГПА, тому що показник політропи реального процесу стиску – змінний, а газ реальний. Крім того, у циліндрі ПГПА можуть бути перетоки, зв'язані з привнесенням маси в циліндрову порожнину, але викликані відмовам поршневого ущільнення. Це може привести до помилки в оцінці герметичності, тому що відмова нагнітального клапана і його структурний параметр стану окремо виділити буде неможливо по даному методі.

Робота стиску і розширення циклу як функція перетоків досліджувалася А.С. Копелевичем. Їм отримані залежності, що показують вплив перетоків через негерметичності усмоктувального і нагнітального клапанів на зміну реальних робіт процесів стиску і розширення в порівнянні з теоретичними, у яких врахована ідеальність газу і сталість показника політропи процесу [61]. Власне кажучи невідповідність даного методу установленим вимогам обумовлено тими ж причинами, що й у попереднього методу.



Для того, щоб метод технічної діагностики циліндра поршневого компресора був застосовний для великого класу компресорних машин і ПППА в т.ч. по всій імовірності необхідно приймати в увагу приватні фізичні процеси, що викликають відмінність реального циклу від “теоретичного”. До таких часток процесам відносяться : витікання газу через канали змінного перетину, сопла, діафрагми; теплообмін газу з деталями циліндра; фазові переходи; нестационарність .

Комплекс часткових фізичних процесів для побудови необхідних залежностей був врахований Н.Б.Кадировым [65]. У його роботі вихідними залежностями були: рівняння нерозривності, руху, енергії і стан газу . Враховувалися перетоки через клапани і поршневі кільця. Перетоки розглядалися в процесі витікання газу через діафрагму, процес вважався політропічним з постійним показником політропи. У цілому робота виконана з метою одержання моделі для проектування компресора, тобто була вирішена пряма задача. Для діагностики необхідна їй зворотна постановка .

У дослідженнях П.И. Пластинина й А.К. Твалчрелидзе [19] Б.С. Фоткина, И.К. Прилуцкого, А.Г. Никифорова, В.В. Петрова [48], П.И. Пластинина [18] викладаються основи моделювання процесів у поршневих компресорах . Загальними є наступні принципи: дослідження процесів для однієї циліндрової порожнини, задається величина мертвого простору, характеристики витікання розглядаються як витікання через діафрагму постійного перетину, моделювання розглядаються з позиції проектування, а не діагностування технічного стану циліндра компресора.

Дослідження робочих процесів поршневих компресорів з метою розробки методу технічної діагностики було виконано Е.Д.Соложенцевим і К.В. Ісаєвим [38], докладний опис методу даний у книзі Е.Д.Соложенцева і В.Д.Васильєва [6]. Ними була поставлена задача ідентифікації робочого процесу поршневих машин з метою визначення

параметрів при доведенні, дослідженні, конструюванні, експлуатації поршневих машин. До числа таких параметрів, що не спостерігаються, можуть бути віднесені структурні параметри стану.

Схема побудови технічної діагностики полягає в наступному [6]: з об'єктом, яким є досліджувана циліндрова порожнина, задана системою диференціальних рівнянь з точністю до невідомого вектора «Z», що має такі ж входи і виходи. Компонентами вектора «Z» є оцінювані структурні параметри стану. Ідентифікація зводиться до определению «Z» [величинами, то вектор «Z» определяється із 6]. Оскільки процес компримирования зв'язаний з багатьма випадковими середньостатистичного зіставлення моделі й об'єкта. Модель задається диференціальними рівняннями першого початку термодинаміки тіла перемінної маси й рівнянням стану ідеального газу. Вектор «Z» знаходиться з умови мінімуму суми нев'язок вихідних рівнянь. Задаються значення тисків, мертвих обсягів, характеристики газу, конструктивні параметри. Процеси витікання задаються залежністю для витікання через діафрагму постійного перетину, без теплообміну, без тертя. Однак, у роботі [65] Н.Б. Кадилов експериментально підтвердив, що процеси витікання в нещільностях поршневих компресорів не можуть досягти критичних значень, хоча ці значення, виходячи з формули витікання через діафрагму постійного перетину, укладаються в режими, що існують у компресорах. Це протиріччя не замічене авторами [38,6] і не враховувалося, тобто критичний режим витікання приймався в увагу.

Метод побудований для однієї порожнини, а сучасні ПГПА обладнані циліндрами двосторонньої дії. Метод розглядав ідеальний газ як робоче тіло, природний газ, компримований ПГПА –реальний. Для оцінки вектора «Z» необхідно задати величину мертвого простору з точністю, яка б дозволила провести роздільну оцінку маси перетоків і маси газу з мертвого простору, що в умовах експлуатації неможливо. У циліндрі

двосторонньої дії є додаткове ущільнення –штокове, витоку через який даний метод не розглядав .

Таким чином, зазначені недоліки не дозволяють поширити даний метод технічної діагностики [6] для ПГПА.

У підсумку ні один з розглянутих методів технічної діагностики не відповідає в повному обсязі установленим вимогам до такого методу. На підставі викладених висновків сформулюємо задачі дослідження .

#### 1.4 Задачі досліджень

Для ефективної експлуатації поршневих ГПА в системі ПЗГ необхідно стратегію ремонтно –відновлювальних робіт будувати з урахуванням енергетичних втрат у вузлах робочого органа - циліндрі ПГПА. Для цього необхідно розробити метод технічної діагностики, що дозволяє оцінювати енерговтрати у вузлах циліндра. Тому що ПГПА - багатоциліндрові машини, то такий метод повинен дозволяти проведення контролю технічного стану й оцінки енерговтрат з невеликими витратами, меншими, чим величина енерговтрат.

Аналіз існуючих принципів побудови методів технічної діагностики показав, що єдиним методом, що дозволяє установити як поточний технічний стан так і енерговтрати через відмови циліндра ПГПА, є термодинамічний метод технічної діагностики.

Існуючі методи технічної діагностики циліндра ПГПА не можуть бути безпосередньо застосовані в системі ПЗГ, оскільки ці методи мають істотні недоліки .

Для того, щоб метод технічної діагностики відповідав вимогам системи експлуатації ПГПА, при його розробці необхідно враховувати : повний комплекс структурних параметрів стану циліндра ПГПА, зміна яких зв'язана з ростом енерговтрат;

вплив структурного параметра стану на енерговтрати;  
точність оцінки енерговтрат, діагностичних і структурних параметрів стану, що повинна бути достатньою для ухвалення рішення про відновлювальний ремонт вузла, що відмовив, чи деталі ;  
зміна початкових і граничних умов компримування, що обумовлені режимом компримування - зміна частоти обертання вала, тиску на виході з циліндра, ступеня підвищення тиску;  
варіації компонентного складу компримованого природного газу, що впливають на параметри рівняння стану газу; рівняння стану газу повинні відповідати вимозі точності оцінки параметрів;  
призначення значення параметра, що допускається, засноване на мінімумі експлуатаційних витрат .

Таким чином, для підвищення ефективності експлуатації ПГПА в системі ПЗГ необхідно:

розробити метод ідентифікації параметрів стану по індикаторних діаграмах циклів, тому що цей метод дозволяє оцінити весь комплекс структурних параметрів стану;

визначити узагальнений параметр технічного стану, що дозволяє якісно оцінити технічний стан циліндра компресора і виявити циліндр із відмовами у вузлах;

знайти зв'язок оцінок параметрів стану з енерговтратами у вузлах циліндра;

визначити значення параметрів, що допускається, засноване на мінімумі експлуатаційних витрат.

## Розділ 2 Розробка методу технічної діагностики за індикаторними діаграмами циклів

Визначаються вихідні залежності методу, комплекс параметрів, що ідентифікуються, і процеси, на яких параметри ідентифікуються. Будується принцип ідентифікації, що відповідає наявним початковим і граничним умовам. Характеристики робочого тіла визначаються залежностями, обраними для досягнення необхідної точності. Розробляється метод, що дозволяє враховувати вологість робочого тіла.

Визначається клас задачі, поставленої методом технічної діагностики, вибирається метод рішення і будується алгоритм рішення задачі ідентифікації параметрів стану.

### 2.1 Визначення вихідних залежностей для побудови методу ідентифікації

У циліндрі поршневого компресора відбувається сукупність термодинамічних процесів, що називається циклом і поєднує послідовно минаючі процеси: розширення робочого тіла з мертвого простору, наповнення, стиску, нагнітання. У циклі відбувається обмін із зовнішнім середовищем у виді тепла, роботи і маси робочого тіла. Корисний масобмін, тобто такий, що відповідає функціональному призначенню компресора, проходить у процесах наповнення і нагнітання. Шкідливий масобмін, тобто не відповідає функціональному призначенню компресора, проходить при будь-якому процесі циклу і визначається перетоками через негерметичності ущільнень.

Не герметичність ущільнень може представляти отвір, щілину, що конструктивно не передбачена, не герметичність оцінюється кількісно величиною площі перетину чи отвору щілини, скорочено - перетином негерметичності. Перетин негерметичності є функцією процесу: якщо

процес циклу передбачає “відключення” ущільнення, наприклад відкриття клапана, то перетин негерметичності відключеного клапана тотожно дорівнює нулю; в інших процесах величина перетину негерметичності залежить від посадки елемента, що ущільнює, перепаду тисків на ущільненні, маси подвижних елементів, пружних характеристик деталей [42,63]. Таким чином, величина перетину негерметичності - змінна, найбільші її зміни відбуваються в моменти “включення” і “відключення” ущільнень.

Оскільки початкові і граничні параметри циклу в загальному випадку змінні в часі, однозначна оцінка величини шкідливих мас обмінів за весь цикл - неможлива. Тому необхідно знайти такий процес циклу, де величину перетину негерметичності можна було б умовно вважати константою, тобто установити однозначну оцінку. Очевидно, що такий процес не може включати два різних послідовних процеси, тому що на їхній границі відбувається “включення” чи “відключення” ущільнень. У процесах наповнення і нагнітання перетин негерметичності одного з клапанів тотожно нулю, тому не може бути ідентифікований. У такий спосіб ідентифікацію перетинів негерметичності всіх ущільнень необхідно проводити на одному з процесів – розширення газу з мертвого чи простору перетину .

До відмовлень, що викликають енерговтрати відноситься зміна стану проточної частини клапана, що виражається у втратах газодинамічної роботи [41], обумовленої звичайно нагароутворенням, чи деформацією запірних елементів, чи неправильно підібраним зусиллям пружин. Ці відмовлення не можуть ідентифікуватися в процесах розширення і стиску, їх ідентифікують у процесах чи наповнення нагнітання або спеціальних методів діагностики [63,42], або по перепаду тиску в проточній частині клапана. Таким чином, досліджуючи процес чи розширення стиску можна оцінити технічний стан циліндра.

Процес чи розширення стиску - політропний з змінним показником політропи . Це нестационарний процес перемінної маси . Для таких процесів необхідно використовувати закон першого початку термодинаміки для нестационарних процесів:

$$Q_{12} = \dot{L}_{12} = E_1 - E_2 - \sum_{k=1}^n \int_{t_1}^{t_2} \left( i_k + \frac{c_k^2}{2} + gz_k \right) dG_{mk}, \quad 2.1$$

де  $Q_{12}$  -тепло,передане за час  $t_1 - t_2$ ;

$L_{12}$  - технічна робота ,чинена за цей же час ;

$E_1, E_2$ - запас енергії відкритої системи відповідно в моменти часу  $t_1, t_2$ .

Запас енергії системи - сума кінематичної, потенційної і внутрішньої енергії системи. Тому що політропний процес відбувається в циліндрі компресора, що за час  $t_1 - t_2$  не одержує збільшення потенційної і кінематичної енергії , то одержуємо :

$$E_{2-11} = \Delta E = \Delta U, \quad 2.2$$

де  $U$ -повна /масова / внутрішня енергія системи.

Оскільки геометричні розміри циліндра ПГПА не великі, то будемо вважати,що массообмен проходить без привнесення потенційної енергії, обумовленою силою земного притягання .

Тому що поршневий компресор -проточна машина об'ємного класу, то в моменти здійснення в циліндрі політропних процесів газ у нагнітальному трубопроводі за клапаном не має кінетичну енергію,у цьому випадку:

$$\left( i_k + \frac{c_k^2}{2} + gz_k \right) = i_k \quad 2.3$$

де  $i_n$  -питома ентальпія газу, підраховувана по параметрах тиску і температури в нагнітальному трубопроводі за клапаном.

У термодинамічних моделях поршневих компресорів прийнято вважати, що термодинамічна система гомогенна, допущення, прийняті нами, також не протирічать загальноприйнятим [18].

У відповідність з допущеннями, закон 2.1 приводиться до виду:

$$\Delta U = Q_{12} - L_{12} + \sum_{k=1}^n \int_{t_1}^{t_2} i_k dG_{mk}, \quad 2.4$$

у який він буде використовуватися надалі.

Визначимо початкові умови. Раніше вказувалося, що жодна крапка політропного процесу не може належати одночасно двом послідовно відбуваються процесам циклу. Дослідником В.Г. Мясниковим встановлено, що запізнювання закриття клапана викликає істотні перетоки [63]. За даними [59,60] таке запізнювання закриття оцінюється до  $5-10^\circ$  положення вала після крайньої мертвої точки. За цей кут об'єм, що визначається ходом поршня, збільшиться на 0,9% робочого об'єму. Оцінимо величину температури в крапці початку процесу розширення в момент повного закриття клапана.

Припустимо наступне. Температура газу мертвого простору в крайній мертвій точці дорівнює температурі в нагнітальному трубопроводі за клапаном. Теплообмін у процесі розширення врахуємо величиною показника політропи рівної 1,2 [22].

Зневажимо зміною температури газу перетоку через дросель-ефект унаслідок невеликої величини перепаду тиску в проточної частини клапана в процесі його закриття – до 0,1 МПа. Тому що обсяг мертвого простору принаймні на порядок перевищує величину збільшення обсягу у процесі закриття клапана процес змішування газів з



мертвого простору і перетоку, під час закриття клапана, будемо вважати ізохорним змішуванням. Газ у цьому процесі покладемо ідеальним. Температура газу з мертвого простору як однієї з частин, що змішуються, визначається для політропного розширення.

Тоді, відповідно до закону ізохорного змішування по величині температури наприкінці процесу закриття клапана [12]:

$$T = (G_o T_m + G_n T_n) / (G_o + G_n), \quad 2.5$$

де,  $G_o$ -маса газу з мертвого простору,  $T_m$  -температура газу з мертвого простору,  $G_n$ ,  $T_n$ -маса і температура газу пертчки в процесі закриття клапана; одержуємо відносну зміну температури наприкінці процесу закриття клапана :

$$\delta T = \frac{T - T_n}{T_n} = -\frac{\varphi \theta}{1 + \varphi \theta}, \theta = \frac{V_o}{V_1} - \left(\frac{V_o}{V_1}\right)^n, \varphi = \frac{P_o}{P_1}, \quad 2.6$$

де  $P, V, n$  -відповідно тиск, обсяг, і показник політропи розширення; індекси 0,1-відповідають моментам положення поршня в крайній мертвій крапці і наприкінці процесу закриття клапана.

Величина масової перетоку в цьому процесі:

$$G_n = P_1 V_1 \left( \frac{1}{1 + \delta T} - \frac{Z_1}{Z_o} \varphi \frac{V_o}{V_1} \right) / Z, R T_n$$

де  $Z, R$ -відповідно коефіцієнт стисливості і газова постійна компримованого газу.

Початкова умова 2.6 відповідає процесу розширення в одній порожнині циліндра двосторонньої дії. Тому що технічний стан цих порожнин зв'язано одним загальним структурним параметром станом-

негерметичністю поршневого ущільнення, то оцінка негерметичностей у порожнинах повинна проводитися спільно. Тому одночасно з процесом розширення в одній порожнині необхідно розглядати процес стиску в іншій порожнині. Для процесу стиску не можна визначити початкову умову аналогічно 2.6, тому що невідомі ні маса, ні температура в моменти 0,1.

Для цього процесу може бути встановлена тільки кінцева умова [40]:

$$t_k = t; \quad P(t_k) = \max P(t), \quad 2.8$$

де  $t$  - час,  $n$  - індекс до -момент кінця процесу стиску.

Час здійснення процесу розширення  $t_{l-n}$  менше часу здійснення процесу стиску  $t_{l-\partial_0}$  /індексу  $n$  відповідає момент кінця процесу розширення  $l$ , тому для замикання системи рівнянь 2.4 для двох порожнин необхідна додаткова інформація про процеси в порожнині після моменту  $n$ . Тому що після моменту  $n$  напрямок перетоків -з порожнини, де проходить процес стиску  $l$  відповідно до перепаду тиску  $l$ , те в порожнині, що примикає, у перехід  $tn-k$  може бути задано тільки  $P(t)$ . Ця залежність  $P(t)$  відповідає процесу наповнення, у якому, внаслідок незначності коливань тиску, звичайно приймають  $P(t) = P = idem$  [18]. Отримана схематизація робочих процесів приведена на рис.2.1.

У результаті такої схематизації, можливо, оцінити перетину негерметичності усмоктувальних і нагнітальних клапанів, поршневого і штокового ущільнень, всього 6 параметрів. Для замикання рівняння 2.4 необхідно користуватися законом теплообміну, що може бути встановлений з точністю до 2-х констант – температури поверхні стінки циліндра і константи в коефіцієнті тепловіддачі  $\alpha$  – величини, що є функцією процесу і не можуть бути задані. Таким чином, оцінці підлягають 12 параметрів: 6

параметрів перетинів негерметичності, 4 параметри теплообміну, 2 величини мертвого обсягу.

Відповідно до оцінюваних параметрів і схематизації робочих процесів на рис.2.2 представлена схема контрольних обсягів, що включає: порожнина, де відбувається процес розширення /I/, порожнина, де відбувається процес стиску /II/; перетин негерметичності каналів енергомасообміну позначені:  $F_1$  - для нагнітальних клапанів,  $F_2$  - для всмоктувальних клапанів,  $F_3$  - для поршневого ущільнення,  $F_4$  - для штокового ущільнення;  $V_1$  позначає початковий обсяг, що включає невідому величину мертвого обсягу.

Періоди часу  $t_{1-n}$ ,  $t_{1-\partial 0}$  визначаються величиною ступеня підвищення тиску, а енергомасообмін через негерметичності в нагнітальних клапанах - величиною тиску і температури в нагнітальному трубопроводі за клапаном, тобто цю сукупність величин можна визначити як “граничні умови”. Частота обертання вала також відноситься до таким умов.

Граничні умови - функції часу, але в плинні такого короткого проміжку часу як один цикл, якщо агрегат працює в ”сталому” режимі /тобто не в режимі: запуску, гальмування, переключення, регулювання/, зміною цих величин можна зневажити [40].

У рівнянні 2.4 використовуються значення внутрішньої енергії і ентальпії, питомі характеристики цих функцій для реальних газів, якимись є природні гази, компримовані ПГПА газової промисловості, - залежності двох термічних параметрів, наприклад, тиски і температури. Закон  $P(t)$  одержують експериментально індикуванням циліндрової порожнини, вимір  $T(t)$  у даний час вважається неможливим, тому що вимір температури можливо тільки з поверхонь, а розбіжність температур по обсязі може відрізнятись на  $4-6^\circ$  [56], що відповідно до рівняння стану може привести до 1,5 % помилці у визначенні масової подачі.

Така помилка може цілком “виключити” перетоку в остаточному чи результаті істотно спотворити його.

Тому закон  $T(t)$  вважається незадалим, для визначення температури в процесах, рівняння 2.4 доповнюється рівнянням стану газу.

Таким чином, для проведення оцінки 12 параметрів необхідно вирішити систему, принаймні в  $2 \cdot 12 = 24$  рівняння. Кожна пара рівнянь представляє формулу 2.4 і рівняння стану газу, записані для деякого відрізка процесу. До рівнянь системи додається формула 2.4 для періоду  $t_{n-до}$  у процесі стиску.

Для рішення такої системи необхідно визначити залежності, по яких визначаються внутрішня енергія, ентальпія, маса перетоку, кількість теплоти, робота процесу, характеристики робочого тіла і процесу.

## 2.2 Визначення характеристик робочого тіла і процесу

Раніше вказувалося, що точність визначення температури впливає на точність визначення оцінюваних параметрів, унаслідок цього рівняння стану ідеального газу / точність 5-10 % / не може бути використане в даному методі ідентифікації. Найбільше часто як рівняння стану реальних /природних / газів використовують рівняння Бенедикта, Вебба і Рубіна /БВР/, Пенга-Робінсона, рівняння, отримані в результаті обробки достовірних даних. Ці рівняння, як правило розраховані на довільний склад газу, тому можуть вважатися досить універсальними.

Унаслідок своєї універсальності, такі рівняння громіздкі і відносно складні для обчислювальних процесів, тому що використовується зведення в дробовий ступінь. З огляду на, що за час циклу склад газу не міняється, можна вважати, що для розрахунків буде достатнє використання рівняння стану тільки для даного складу газу, універсальності не потрібно. З іншого боку, метод ідентифікації повинний бути призначений для діагностики ПГПА в умовах газової промисловості, наприклад, у системі МГ, де склад

газу міняється від газопроводу до газопроводу  $i$ , у загальному випадку, від станції до станції. Тому вибрати склад газу заздалегідь не можна, рівняння стану повинне бути досить універсальним.

Це протиріччя може бути дозволено побудовою деякої простої формули рівняння стану за результатами чи експерименту розрахунку по одній з універсальних формул. Визначимо один раз параметри в простій формулі, її потім можна використовувати в методі ідентифікації, де розрахунки по ній будуть багаторазовими. Спрощення самої формули можливо за рахунок звуження області параметрів, для котрої потрібна задана точність .

Подібний підхід був використаний у дослідженні [57], однак там автор будував універсальну модель, що тому вийшла точність невисока - до 2,5%. Для побудови формули рівняння стану на підставі принципу відповідних станів, представимо залежність коефіцієнта стисливості реального газу у виді полінома від приведених /безрозмірних, віднесених до псевдокритичних параметрів / тиску і температури/. Довжину полінома визначимо по точності одержуваних результатів у порівнянні з експериментальними чи розрахунковими . Як дані для побудови використовуємо формулу роботи [20], що дає точність відповідну точності експерименту.

Для побудови такого полінома була складена спеціальна програма, що приведена в додатку до роботи. Отриманий поліном має вид:

$$z = \alpha_1 + \tau + \pi [\alpha_5 \pi + \alpha_3 + \tau (d_4 + d_6 \pi)], \quad 2.9$$

де  $\pi, \tau$  –приведені тиск і температура,

$d_i$ - коефіцієнти, знайдені по методу найменших квадратів відхилень формули 2.9 від результатів, отриманих по формулі роботи [20] .

Питому внутрішню енергію і ентальпію можна визначати за експериментальними даними, що приведені у таблицях для функції двох аргументів [21,5,20], чи розраховувати. Перший шлях вимагає збереження даних, лінійної інтерполяції [6], що при великому кроці складання таблиці, може дати значиму помилку. Другий шлях, як указувалося вище, приводить до необхідності побудови спеціальної спрощеної формули. Однак, з огляду на обмежене число компонентів у природному газі, адитивність питомої внутрішньої енергії, можна заздалегідь один раз визначити коефіцієнти в такій формулі для кожного компонента окремо. Тоді при розрахунках конкретного складу вид формули не зміниться, зміняться величини коефіцієнтів у формулі. У цьому випадку аргументами питомої внутрішньої енергії повинні бути температура і параметр, зв'язаний з питомим обсягом лінійною залежністю, наприклад-відносна щільність. З використанням експериментальних даних [21] і стандартної програми EOM ЄС LLSQ, було отримано наступний вираз для розрахунків питомої внутрішньої енергії:

$$u = a_1 + a_2 \bar{d}_A + a_3 T + a_4 \bar{d}_A T + a_5 T^2 + a_6 \bar{d}_A^2 + a_7 \bar{d}_A^2 T, \quad 2.10$$

де  $\bar{d}$  - відносна щільність по Амагу [21],

$a_i$  - коефіцієнти, отриманих по 2.10 від експериментальні даних, коефіцієнти деяких компонентів приведені в таблиці 2.1.

Для суміші природних газів, коефіцієнти у формулі 2.10 будуть визначатися:

$$a_i = \sum_{j=1}^n [(x_j \rho_{0z} / \rho_{0j})^{S_j} \beta_{ij} x_j], \quad 2.11$$

де  $\beta_{ij}$  – частковий коефіцієнт  $a_i$  для  $j$ -го компонента;

$\rho_{o0}$  – густина компонента при нормальних умовах;

$\rho_{o\Sigma}$  – густина суміші при нормальних умовах;

$S_i$  – показник ступеня при  $d_A$  зі співмножником  $a_i$ ;

$x_j$  – масова концентрація компонента в суміші;

$n$  – число компонентів у суміші.

Володіючи залежностями 2.9-2.1, що відповідають точності експериментальних даних для сумішей [21], розрахунок ентальпії не викликає утруднень

Таблиця 2.1 - Значення коефіцієнтів полінома для обчислення питомої внутрішньої енергії.

$a_1 \cdot 10^{-5}$	$a_2 \cdot 10^{-4}$	$a_3 \cdot 10^{-2}$	$a_4 \cdot 10^{-2}$	$a_5 \cdot 10^3$	$a_6 \cdot 10^{-3}$	$a_7 \cdot 10$
1	2	3	4	5	6	7
Метан: $d_A = 125$ 273,15 ? Т ? 353,15						
-3,6710921	-11,005635	10346612	1,072307	1139,4938	10,263629	-218,31282
$d_A = 125$ 353,15 ? Т ? 423,15						
-3,3550444	-8,1923608	8,3117957	0,25634508	1464,9464	1,7057249	34,775882
$125 = d_A = 225$ 353,15 ? Т ? 423,15						
-3,73955	-8,3224419	10,26685	0,3960305	1200,913	2,535094	-34,873063
$125 = d_A = 225$ 273,15 ? Т ? 353,15						
-4,0005285	-8,8126892	11,820021	0,53658115	971,42171	3,1472595	-53,31189



Этан:						
	$d_A = 75$	$273,15 ? T ? 352,3$		$273,15 ? T ? 352,3$		
-2,042971	-2,44719410	1,839495	3,342112	2086,366	8,6378543	15,41017410
$d_A = 75$	$352,3 ? T ? 423,15$					
-2,413657	-18,36433	3,643359	1,631289	1872,186	18,78422	-168,5203
$d_A ? 75$	$273,15 ? T ? 352,3$					
-2,83273	-30,7972	7,0901	5,318107	1208,726	74,37301	-182,35410
$d_A ? 75$	$352,3 ? T ? 423,15$					
-4,010455	-1996447	11,8734	2,333675	782,5054	36,34952	-776,2527
Пропан:						
		$d_A ? 26$	$343 ? T ? 400,15$			
0,41064358	32,67311	-13,457413	0,4776067	4330,3244	1794,155	-51917,67
$d_A ? 26$	$400,15 ? T ? 473,15$					
-3,3647642	76,31486	6,710984	-10,75136	1646,6931	-728,7758	13818,76
$26 = d_A ? 175$	$343 ? T ? 400,15$					
-84,65074	0,1874288	408,0456	6,44125	-47787,13	88,31506	-3586,567
$26 = d_A ? 175$	$400,15 ? T ? 473,15$					

-1,53215	65,50673	-1,9381355	-9,604913	2715,9223	-222,1006	4051,079
Азот: d <sub>A</sub> ? 280 273,15 ? T ? 348,15						
-2,6608161	-3,9174761	11,583932	0,50095509	-673,27077	5,4395554	-142,01255
d <sub>A</sub> ? 280 348,15 ? T ? 423,15						
-2,1779616	-2,226201	8,1773234	3,227994410 <sup>-2</sup>	-91,779445	-0,91014136	31,407978
280 =d <sub>A</sub> ? 600 273,15 ? T ? 348,15						
-1,8655339	-6,6649334	10,190225	0,96991667	-757,43215	4,0145494	-62,020172
280 =d <sub>A</sub> ? 600 348,15 ? T ? 423,15						
-2,3465702	-3,0894756	9,8174134	1,326841410 <sup>-2</sup>	-300,49402	0,64463063	27,814224

Маса перетоків визначається відповідно до обраного закону витікання. При виборі закону витікання врахуємо наступне. Негерметичність справного клапана /оскільки абсолютно герметичних клапанів не існує/ обумовлена наявністю щілинного зазору в клапанів із запірним елементом будь-якого типу. Відмовлення в клапані може приводити до наступного явищам: збільшення перетоків унаслідок деформації запірного елемента, що приводить до збільшення ширини щілини / довжина щілини обумовлена конструкцією запірного елемента /, збільшення перетоків унаслідок деформації запірного чи елемента зсуву його при посадці, що приводять наскрізних щілин /газ перетоку не змінює свого напрямку при проході через щілину/, збільшення перетоків унаслідок руйнування запірного елемента, що призводить до появи наскрізних отворів, збільшення перетоків унаслідок чи зносу деформації сидла клапана. Очевидно, що негерметичності клапана внаслідок руйнування запірного елемента - явище дискретне, що приводить до різкого і значного збільшення перетоків. Дійсно, наприклад наявність наскрізного отвору /штучно змодельованого / з перетином  $0,4 \text{ см}^2$  викликає перетік в 25% масової подачі в компресорі ВУ-2,5/12 / I ступінь /. Природне / не змодельоване руйнування призводить до появи значно більшого перетину наскрізних отворів [23]. У практиці експлуатації клапанів поршневих компресорів відзначається поступовий характер розвитку відмов як основний для задач призначення своєчасних ремонтів [58]. Такий характер відмов може бути обумовлений тільки перетоками через щілину .Наявність наскрізних отворів у клапанах привело б до існування критичного режиму витікання, якого в поршневих компресорах не спостерігається [65]. Розглядаючи переток через щілинні зазори, С.Е. Захаренко одержав залежність характеристики витікання без існування режиму критичного витікання в режимах, що відповідають реальним ступеням підвищення тиску [34,35], що підтверджує висновок про характер

витікання через перетини негерметичності в клапанах і / тим більше / кільцевих ущільненнях як основного для оцінок негерметичності в методі ідентифікації.

Тому в якості основної розрахункової залежності вибирається формула С.В. Захаренко, яка дозволяє з достатньою точністю визначати масові витрати при перетоках через щілини різних форм [34]:

$$Gn = \sqrt{\frac{\gamma_1 P_1 F^2 (\tau^2 - 1)}{2 \ln \tau + \xi + \lambda \Sigma}}, \gamma_1 = \frac{P_1}{Z_1 R T_2}, \quad 2.12$$

де  $\tau = P_2/P_1$  -відношення тисків газу в порожнині високого тиску до тиску в порожнині низького тиску;

$T_2$  - температура газу в порожнині високого тиску;

$Z_1$  - коефіцієнт стисливості;

$\delta$ - мінімальна ширина щілини,

$\zeta$  - параметр витікання /функція числа  $Re$  /,

$Re$  - число Рейнольдса;

$\mu$ - динамічна в'язкість;

$F$ -перетин щілини;

$\lambda$ - параметр опору потоку при витікання;

$$\lambda = 96 / Re; \quad Re < 1600 \quad 2.13$$

$$\lambda = 0,9 / Re^{0,368}; \quad Re > 1600$$

$$\Sigma = \beta / 2\delta \quad 2.14$$

$\Sigma$  –конструктивний параметр щілини,

$\beta$ - довжина щілинного каналу.

Як указувалося раніше, довжина щілини - конструктивний параметр, довжина каналу щілини залежить від конструкції запірнього елемента і дорівнює ширині виступу елемента, що ущільнює, за межі прохідного перетину клапана. При утворенні наскрізних щілин, довжина каналу щілини буде дорівнює товщині запірнього елемента клапана. Для прямоточних, дискових, кільцевих клапанів довжина каналу задавалась конструктивно, і відповідає товщині запірнього елемента. У методі ідентифікації оцінюється стан не одного, а відразу всіх запірних елементів, тому довжина щілин -сумарна характеристика, а одержуваний результат - еквівалентна площа перетину негерметичності - буде характеризувати деякий умовний перетин, що, при заданих ширині і довжині каналу, викликає ті ж енергетичні і масові обміни, що і сукупність реальних перетинів негерметичності.

Формула 2.12 отримана для стаціонарного витікання, тому її використання можливе при допущенні про квазістаціонарності процес витікання при зміні тиску в часі. Ця формула була розвита В.С. Дібнером [64] для випадку перетоків через поршневі кільця:

$$Gn = F \left( \frac{P_1^2 (\tau^2 - 1)}{2 \ln \tau + 8.4 RTm} \right)^{\frac{1}{2}} \quad 2.15$$

де  $m$ -число кілець.

Використання формули одного виду для розрахунку масових перетоків приведе до однакової якості оцінки параметрів негерметичності, що є необхідною умовою для встановлення основних причин втрати масової подачі циліндра.

В даний час відзначається [18] надзвичайна складність процесу теплообміну в циліндрі поршневого компресора. Розходяться думки дослідників навіть в оцінці ступеня впливу процесу теплообміну на

процес компримування [18]. У цілому відзначається, що точність визначення динамічного теплового потоку і коефіцієнта тепловіддачі при моделюванні в 40-50% є достатньою [68]. Останніми дослідженнями процесів теплообміну запропонована залежність для коефіцієнта тепловіддачі в критеріальному виді [68]:

$$Nu = \alpha Re^x, \quad 2.16$$

$$\begin{aligned} \partial e \quad Re &= cl/v, \\ c &= c_m^{z_1} + c_n^{z_2}, \end{aligned} \quad 2.17$$

$$l = 6\pi S (D/2)^2 / (\pi DS + 2\pi (D/2)^2), \quad 2.18$$

$l$ -визначальний розмір;

$c$  –визначальна швидкість ;

$c_m$  -середня швидкість поршня;

$D$ -діаметр циліндра ;

$S$ -хід поршня ;

$c_n$ - миттєва швидкість поршня ;

$z_1, z_2, x$  -константи.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі необхідно розташовувати залежностями для розрахунку в'язкості і теплопровідності газу. З огляду на припустиму погрішність, в'язкість і теплопровідність, можливо визначати тільки для основного компонента суміші. Формула для розрахунку в'язкості - комбінація формул Сёзерленда і Н.Б. Варгафтика [21]:

$$\mu = 10^{-6} \left[ \frac{0.9824\sqrt{T}}{\frac{158.2}{T} + 1} + 3.758 \cdot 10^{-3} \cdot \rho^{1.5} \right], \quad 2.19$$

Формула для розрахунку теплопровідності [7]  $B = 10^{-6} \cdot P$ ,

$$\lambda = 10^{-3} \left[ 1.122T^2 \cdot 10^{-4} - 1.041 \cdot 10^{-2}BT + 9.735 \cdot 10^{-2}T + 4.2528 - 6.081 \right] \quad 2.20$$

Формули 2.19 і 2.20 складені за даними для метану, оскільки цей компонент є основним у природних газах .

Відповідно до використовуваного закону теплообміну і висновками, отриманими раніше, кількість теплоти в теплообмінному процесі за проміжок часу від  $t_1$  до  $t_2$  :

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \alpha F T_g dt - \int_{t_1}^{t_2} \alpha F T_c dt, \quad 2.21$$

де  $F$ -поточна поверхня циліндра ;

$\alpha$  –коэффициент тепловіддачі, одержаний відповідно до 2.16 – 2.20;

$T_g$ - температура газу в циліндровій порожнині;

$a$  – невідома константа коефіцієнта тепловіддачі;

$T_c$ - невідома температура поверхні циліндра .

В основному рівнянні методу ідентифікації технічного стану 2.4 характеристика відмов представлена що складаються енергомасообмена і енергомасообмен, відповідно до допущення про гомогенности системи,

обумовлюється тільки негерметичністю ущільнень . Однак природний газ, що є робочим тілом у такій системі може негомогенним –двухфазним [22],тому частина енергообмена буде визначатися фазовими переходами [15,16]. Це може привести до зсуву оцінок перетинів негерметичності .

Для того, щоб виключити погрішності в результатах, можливо підібрати такий процес гомогенної системи, де енергомасообмен обумовлений тільки реальним рівнем негерметичності, тобто “перерахувати процес на задану вологість газу”.

### 2.3 Перерахунок робочого процесу на задану вологість

Такий метод повинний бути застосований до довільного процесу, обумовленому політропою з змінним показником. Метод повинний забезпечити точність, необхідну для ідентифікації перетинів негерметичності .

Сучасний теоретичний опис термодинамічних процесів із двофазним робочим тілом з достатнім ступенем точності отримано лише для таких часток процесів, як адіабатно-ізобарний, адіабатно –ізохорний, і т.д. [16]. Процес стиску чи розширення в поршневому компресорі не може бути зведений до жодного з таких процесів. Однак використання таких процесів при перерахуванні на задану вологість- можливо .

Дійсно, зробити перерахування процесу на задану вологість означає поставити у відповідність кожній точці вихідного процесу з координатами  $P, T, \varphi$ , деяку точку іншого процесу зі стандартною вологістю  $\varphi_c$  і координатами  $P', T', \varphi_c$ . Однак така відповідність точок не є взаємно однозначною, оскільки число ступенів свободи точки, поставленої у відповідність, більше однієї. Щоб відповідність була взаємною, необхідно ввести додаткові обмеження. Одним обмеженням являється рівняння стану. Як інше обмеження можна вибрати умову однакового способу зміни



вологості для кожної точки і рівність початкових і кінцевих тисків процесу.

У цьому випадку спосіб зміни вологості ізобарний. Якщо зміна вологості буде супроводжуватися теплообміном/ а чи привнесенням-виділенням тепла /, те це спричинить за собою зміну величин енергообміну у формулі 2.4 ,а отже, неприпустимо. Тому процес зміни вологості повинний бути також адіабатним. Отже, процес зміни вологості, яким є перерахування до стандартної вологості, повинен бути ізобарно-адіабатним.

Перерахування до стандартної вологості в такий спосіб зводиться до визначення значень температур у точках вихідного процесу:

$$T_c = \dot{T} = \Delta T = \frac{i_n}{c_{pzc}} \cdot (d - d_c), \quad 2.22$$

$$\text{де } d = \frac{R_c}{R_n} \cdot \frac{\varphi P_s}{P - \varphi P_s}, \quad 2.23$$

$d$  -паровміст;

$i_n$ - ентальпія пари ;

$c_{p м з}$  -теплоємність газу ;

$R_n, R_c$ -тиск насиченої пари;

Після розрахунку значень  $T_c$  визначається нове значення об'єму в точці при ізобарно – ізомасовому процесі відповідно до рівняння стану.

Перерахування до стандартної вологості проводиться у випадку, коли енергія, внесена фазовими переходами більше помилки у визначенні енергомасобміну:

$$\Delta E(\varphi) = C_u \Delta T \geq \delta E \cdot F \int_{t_1}^{t_2} i \dot{G}_n dt, \quad 2.24$$

$$\delta E \approx \sqrt{\delta^2 F + \delta^2 i + \delta^2 \dot{G}_n} \quad , \quad 2.25$$

де  $\delta E$ -відносна помилка у визначенні енергообмена ,нижня межа якої можна взяти рівним відносній помилці визначення масової швидкості витікання  $\delta G_n=0,7\%$  . З іншого боку, початкова умова 2.6 зв'язана з визначенням температури в крайній мертвій точці, помилка в якій, при використанні штатних засобів виміру, складає не менш 0,3 К . Тоді необхідність перерахування може бути обумовлена по співвідношенням:

$$\frac{\Delta T}{0.3} \geq 1 \Rightarrow \frac{i_n R_c \varphi P_s}{c_{pec} R_n (P - \varphi P_s) 0.3} \geq 1 \quad , \quad 2.26$$

Якщо це відношення менше 1, то перерахування не потрібно .

#### 2.4 Визначення класу задачі, поставленої методом технічної діагностики

Сформульована задача ідентифікації параметрів стану відмов методу технічної діагностики циліндра компресора, як оцінювання невідомих постійних на моделі - системі рівнянь 2.4, яку можна представити в загальному виді:

$$\bar{\Phi}(\bar{F}) = 0, \quad 2.27$$

де  $\bar{F}$ -вектор оцінок постійних ,  $\bar{\Phi}$  -вектор функцій, нелінійних п.  $\bar{F}$  . Оцінка  $\bar{F}$  в такому формулюванні задачі може бути отримана різними методами, у залежності від того, до якого класу задач віднесена система 2.27. Якщо  $\bar{F}$  шукати як точне / чи наближене з заданим ступенем

точності / рішення системи 2.27, те такий підхід відноситься до класу задач, зв'язаних з рішенням систем рівнянь. У цьому випадку вектор  $\bar{\Phi}$  визначається числом компонентів  $k$ , рівним числу компонент  $n$  вектора  $\bar{F}$ . Для складання кожного  $i$ -го рівняння 2.4 повинні задаватися значення тисків у циліндрових порожнинах, температура і тиск у клапанній порожнині нагнітального клапана, осередненні в інтервалі часу  $t_n - t_l$ . Значення температури нагнітання, що показує прилад, осереднено в періоді  $t_N - t_0$  і відповідає окремому чи циклу процесу тільки випадковим образом. Похибки виміру температур і тисків також випадкові, тому можливі сполучення відхилень параметрів від щирих значень такі, що система 2.27 з  $n$  рівнянь не буде мати рішень, отвечающих фізичному змісту  $\bar{F}$  /наприклад негативні значення площ перетинів негерметичності/.

У такий спосіб необхідно враховувати випадкові відхилення в  $(\bar{F})\Phi_i$ , а вектор  $\bar{F}$  визначати як математичне чекання. У цьому випадку система 2.27 повинна бути перевизначена  $l > n$ , а рішення знаходиться з умови :

$$S_F = \sum_{i=1}^k \xi_i^2(\bar{F}) \rightarrow \min, \quad 2.28$$

де  $\xi_i$  – нев'язання  $i$ -го рівняння системи.

У такий формулюванні задача відноситься до класу задач оптимізації. Методи рішення задач цього класу вимагають обчислення градієнтів, матриці Гессе, власних значень матриць [2] і представляють складний обчислювальний процес, тому необхідно вибрати такий метод рішення задачі, що дозволяв одержувати оцінку  $\bar{F}$  з можливо меншими витратами.

## 2.5 Вибір методу рішення задачі ідентифікації параметрів

Метод рішення задачі може бути спрощений, якщо при його виборі враховувати особливості конкретної поставленої задачі. Так, у роботі [6] показано, що у випадку ідеального газу і теплообміну по Эйхельбергу, використання моделі по оцінюваних параметрах і лінійності питомої внутрішньої енергії по температурі дозволило шукати оцінки  $\bar{F}$  в подібній термодинамічній моделі по простій ітераційній процедурі.

У випадку реального газу, відповідно до формул 2.9 і 2.10 температура може бути визначена по величині питомої внутрішньої енергії лише в результаті рішення рівняння 6-ий ступеня, що представляє, по-перше, відому складність, а по-друге, може привести до значних погрешностей, тому що постійні коефіцієнти у формулах 2.9 і 2.10 определялись для прямих, а не зворотних, регресий [13].

Особливість рівнянь 2.4 -умовну лінійність від оцінюваних параметрів  $\bar{F}$ :

$$\Phi_i = \sum_{\ell=1}^n F_{\ell} \cdot a_{i\ell}(\bar{F}) = 0, \quad i=1 \dots \partial o, \quad 2.29$$

можна використовувати в такий спосіб. Заміняючи функції  $a_{i\ell}(\bar{F})$  постійними на кожній  $j$ -ої ітерації:

$$a'_{i\ell} = a_{i\ell}(\bar{F}^j), \quad l=1 \dots n, \quad 2.30$$

і переутворюючи 2.28, 2.29, одержимо:

$$\Phi'_i = \sum_{\ell=1}^n F_{\ell} a'_{i\ell} = 0, \quad 2.31$$

$$S'_F = \sum_{i=1}^k \xi_i^{-2} \rightarrow \min, \quad 2.32$$

де  $\xi_i$  -нев'язання  $i$ -го рівняння системи 2.31

Система 2.31 є лінеаризованою системою, а оцінки  $\bar{F}'$  визначаються методом найменших квадратів відхилень –невязок з умови 2.32. Потім зважається нова система рівнянь :

$$\bar{\varphi}(\bar{F}', \bar{F}) = 0, \varphi_l = F'_l - F_l, \quad l=1 \dots n \quad 2.33$$

У такий спосіб задача оптимізації  $S'_F$  ототожнюється оптимізацією  $S'_F$  за умови 2.33, а рішення її зводиться до двох більш простих задач. Якщо припустити, що моделювані термодинамічні процеси можуть характеризуватися одним єдиним вектором  $\bar{F}$ , що доставляє мінімум сумі квадратів невязань 2.28, то система 2.33 завжди буде мати рішення. Для рішення систем нелінійних рівнянь використовуються методи: прості ітераційні, покоординатного спуску, градієнтні, збурювання параметрів. Метод простих ітерацій і покоординатного спуску використовують, якщо відомо, що:

$$\sum_{i=1}^n M_{ie} < 1, M_{ie} = \max \left| \frac{\partial \varphi_i}{\partial F_e} \right|, \quad 2.34$$

Виконання цієї умови для системи 2.4 не може бути перевірено, тому що аналітичне визначення  $\frac{\partial \varphi_i}{\partial F_e}$  не представляється можливим, тому від методів простої ітерації і покоординатного спуску приходиться відмовитися.

Метод збурювання параметрів рекомендують при рішенні систем рівнянь синтезу механічних систем, а для трансцендентних рівнянь

звичайно використовують метод Ньютона. Це градієнтний метод, тому для його реалізації необхідне одержання часток похідних, що можуть бути знайдені чисельними методами, наприклад центральними різницями [24].

Умови збіжності методу Ньютона для трансцендентного рівняння вимагають гладкості функції і виконання вимоги:

$$q = \frac{\bar{N}}{2m}(b-a) < 1, \quad 2.35$$

де  $\bar{N} \geq \varphi''$ ,  $m \leq \varphi'$ ,  $F \in U[a, b]$

При рішенні систем трансцендентних рівнянь цим методом, умова збіжності 2.35 також справедливо [10]. Ця умова може бути задоволене при заданих  $\bar{N}$  і  $m$ , величини які визначаються фізичними умовами і для обраної моделі не можуть бути змінені, за рахунок гарного початкового наближення т.е. малою величиною  $(b-a)$ .

Таким чином, для рішення системи 2.33 вибирається метод Ньютона, частки похідні  $\frac{\partial \varphi_i}{\partial F_e}$  обчислюються центральними різницями [24].

## 2.6 Побудова алгоритму рішення задачі

Для рішення системи 2.33 необхідне одержання оцінок  $\bar{F}'$  на лінеаризованій моделі. Задаючи початкове наближення  $\bar{F}^0$ , визначаються всі коефіцієнти  $a_{ie}'$  в системі 2.31 з умови 2.30.

Коефіцієнти  $a_{ii}(\bar{F}^0)$  обчислюються за параметрами процесу  $P(t)$ ,  $T(t)$ . Отже, необхідний попередній розрахунок  $T(t)$  оскільки  $P(t)$  задається. Температура в крапках процесу  $T(t)$  може бути отримана інтегруванням характеристик витікання, але простіше скористатися слабкою залежністю

характеристик витікання від температури, що, відповідно до формули 2.12 є дільником у підкореновому вираженні. Тоді, перед одержанням інтегральних значень  $a_{il}(\bar{F}^0)$ , моделюється  $T(t_i)$  по політропі з постійним показником, рівним показнику адіабати. У наступних ітераціях такий процес буде політропним з перемінним показником політропи-функції обсягу  $|V_1^j \neq idem|$ :

$$\begin{aligned} P_i &= P_1 \left( \frac{V_1}{V_i} \right)^{B_0 + B_1 V_i}, \\ T_i &= T_1 \left( \frac{V_1}{V_i} \right)^{C_0 + C_1 V_i}, \end{aligned} \quad 2.36$$

де  $b_0, b_1, c_0, c_1$  - постійні.

Обчисливши значення  $T(t_i)$  і коефіцієнти  $a_{il}$ , складається і зважується система рівнянь 2.31, результати  $/(F^i)^0$  підставляються в систему 2.33 з якій визначаються нев'язання.

Далі, для побудови матриці градієнтів, описаний процес повторюється, але щораз значення одного з компонентів вектора  $(\bar{F}^i)^0$  міняється на малу величину для визначення частинної похідної по цьому компоненті.

По матриці градієнтів і стовпцю нев'язань 0-ої ітерації вычисляются виправлення  $\Delta \bar{F}^0$ , по яких визначаються новий вектор наближення  $\bar{F}^1$ :

$$\bar{F}^1 = \bar{F}^0 + r \Delta \bar{F}^0, \quad 2.37$$

де  $r$  - фактор, що контролює вихід за область визначення  $\bar{F}$ .

Уведення фактора  $r$  обумовлене тим, що для відшукування виправлень  $\Delta \bar{F}$  функція заміняється тільки лінійною апроксимацією, без обліку опуклостей, тому  $\Delta \bar{F}$  визначена на лінійній апроксимації може не

відповідати реальному виправленню  $\Delta \bar{F}$  \* на фізичній моделі, у результаті чого вектор нового наближення може містити компоненти, позбавлені фізичного змісту, наприклад негативні значення перетинів негерметичності, значень при якій маса витоків перевищує масу в циклі .

Обчислювальний процес повторюється доти, поки не буде досягнута задана точність, обумовлена величиною відносного відхилення з:

$$\left| \frac{F^{j+1} - F^j}{F^{j+1}} \right| \leq c, \quad 2.38$$

Блок-схема алгоритму ідентифікації параметрів  $F$  представлена на рис.3.1.

Для реалізації представленої задачі відповідно до алгоритмів була складена фортран-програма /див.додаток /, що поєднує сукупність підпрограм, що організують обчислення параметрів процесів /рис. 3.2 / : кута повороту вала /XI/, переміщення і швидкості поршня /STP, SST, VLS, VLM/, об'єму /VI, VOL/, тиску /ABV, POL, DP/, температури /KTR, PLT, ACV, T1, T0, DT, /; характеристик процесів : коефіцієнта стисливості /ZR, ZCR, ZI, ZO, ZS/, питомої внутрішньої енергії і ентальпії /UU, YM, YP, PV/, в'язкості /VST/, теплопровідності /THE/, швидкості витікання /VL, VLX/, числа Рейнольдса /RY, REY/ характеристик теплообміну /WR/; підпрограм, що організують обчислення відповідно до алгоритмів рішення: інтегрування / SIM2, SIM3/ побудова системи лінеаризованих рівнянь /DIVIDE /, рішення системи лінійних рівнянь методом найменших квадратів відхилень /BALNCE, SBB/, визначення виправлень параметрів для наступної ітерації /SLES/; підпрограм забезпечення обчислювального процесу, що виконують запис і витяг значень з пам'яті, звертання до підпрограм для обчислення параметрів і



характеристик, контролю й обчислювального процесу при налагодженні і рахунку, уведення вихідних даних, повідомлення отриманих результатів / MAIN, VINT, VANT, BOLT, BILT, ACL, TRX, HELP, PRESS, D3, Y, REG, GREEN, PURE, KLM, BKR, BCL, DVD/.

Корінним блоком є MAIN -програма. У ній здійснюється координація всього обчислювального процесу і керування викликом підпрограм відповідно до алгоритму рішення задачі.

Використовувати відповідну програму для ідентифікації параметрів стану можливо при завданні значення точності оцінки  $c$ . Ця величина повинна визначатися відповідно до енергетичних характеристик відмов, а не з технічними значеннями, що допускаються, обумовленими за даними заводу-виготовлювача, (наприклад вироблення зазору в поршневому ущільненні), т.до величини  $F$  хоча і виражаються в термінах конструкції, але відповідають тільки моделі 2.4 з характеристиками, отриманими при даних допущеннях. Тому для оцінки  $c$  необхідно знайти зв'язок отриманих чи параметрів їхніх термодинамічних функцій, з енергетичними характеристиками відмов.

## Висновки по розділу 2

Поставлена задача параметричного діагностування стану компресорного циліндра методом перетинів негерметичності, визначені основні аналітичні рівняння методу і розрахункові залежності.

Отримано умову необхідності перерахування процесу до заданої вологості газу і розроблений метод такого перерахування.

Розроблено алгоритм реалізації рівнянь методу ідентифікації для встановлення визначеного обсягу оцінок відмов структурних параметрів стану.

### Розділ 3. Характеристика технічного стану циліндра компресора за допомогою узагальненого параметра технічного стану

Визначаються вимоги до узагальненого параметра як до якісної характеристики технічного стану циліндра компресора; найбільш інформативні термодинамічні параметри стану; показник, що є узагальненим параметром; доводиться одиничність такого показника. Викладається побудова функції мети підвищення ефективності експлуатації ПГПА, визначаються допустимі значення відносних енерговтрат, міжремонтні і межконтрольні інтервали часу, будується алгоритм діагностування.

#### 3.1 Визначення вимог до узагальненого параметра технічного стану циліндра компресора

До узагальненого параметра технічного стану циліндра компресора / УП/ пред'являються наступні вимоги. По-перше, він повинний характеризувати енергетичні втрати. Оскільки робоче тіло – газ, а робочий процес – термодинамічний процес, то УП повинний відбивати термодинамічні характеристики. УП повинний враховувати відхилення в структурних параметрах кількох різних вузлів циліндра. Для цього зміна УП при відхиленнях у структурних параметрах різних вузлів повинне бути одного знака, у протилежному випадку можлива компенсація УП через відхилення в одному з вузлів – відхилення в іншому вузлі.

По-друге, склад газу і режим роботи компресора – ні фіксований, тому УП повинний характеризувати енергетичні втрати незалежно від складу газу і режиму роботи компресора.

По-третє, такий показник повинний вимірятися з мінімумом витрат, тому найкращий вихід – використання штатних приладів .

Визначення УП дозволить оцінити значення, що допускається, УП по економічних розрахунках величини енергетичних утрат, що допускається. Тоді ПГПА буде експлуатуватися до досягнення цього рівня поточним значенням УП, а потім агрегат зупиняється для ремонту відповідного вузла, визначеного діагностування або значення, що допускається, УП збільшується й експлуатація ПГПА продовжується до моменту досягнення нового значення, що допускається, УП.

Визначимо УП для вузлів циліндра: усмоктувальних і нагнітальних клапанів, поршневих і штокових ущільнень, регулятора мертвого простору. Відповідно до зазначеного вище, УП є функцією термодинамічних параметрів. Пошук УП проводиться в два етапи : на першому детермінуються термодинамічні параметри-аргументи які несуть інформацію про технічний стан; на другому етапі, відповідно до вимог до УП, перевіряється ступінь відповідності термодинамічних функцій, що можуть чи вимірятися розраховуватися простим способом, умові зміни одного знака від будь-якого структурного параметра, що характеризує відмовлення в різних вузлах.

Відповідно до вимог до УП, аргументи УП повинні нести інформацію про усі види відмовлень і відхиленнях у режимі роботи. Тому що зміна УП фіксується приладами з деякою погрішністю, а зміна УП зв'язана зі змінами аргументів, те необхідно, щоб рівень відхилення УП при змінах різних структурних параметрів, обумовлений відхиленнями аргументів, був приблизно однаковий, тобто щоб дотримувався приблизно однаковий кількісний зв'язок між параметрами й аргументами. Якщо припустити, що існує хоча б один такий аргумент, то задача пошуку такого аргументу може бути віднесена до задач розміщення на графах. Тоді аргументом буде вершина, що є центром графа [14] . Для перебування

аргументу побудуємо граф відповідно до математичної моделі складних об'єктів з метою діагностики [67].

В основу графі-моделі кладуться параметри, розмежовані по функціональному принципі. Область вхідних параметрів  $R$  характеризує сукупність термодинамічних параметрів, що відбивають зовнішній вплив на об'єкт - циліндр компресора: температури усмоктування  $R_1$ , тиску усмоктування  $R_2$ , температури газу у всмоктувальному трубопроводі  $R_3$ . Область вихідних параметрів  $R^*$  включає сукупність параметрів, що відбивають стан робочого тіла по закінченні процесу :температуру нагнітання  $R^*_2$ , тиск нагнітання  $R^*_1$ , температуру газу в нагнітальному трубопроводі в безпосередній близькості від клапана  $R^*_4$ , об'ємну чи масову подачу  $R^*_3$ . Область структурних параметрів  $E$  описує відмовлення і робітнич процес у конструкційних термінах : зміна мертвого простору  $e_4$ , збільшення перетоків через нагнітальний клапан  $e_5$ , збільшення перетоків через усмоктувальний клапан  $e_6$ , збільшення перетоків через поршневі чи кільця витоків через штокове ущільнення  $e_7$ , збільшення втрат тиску в нагнітальному клапані  $e_9$ , усмоктувальному клапані  $e_8$ , площа поршня  $e_1$ , хід поршня  $e_2$ , швидкість поршня  $e_3$ .

Область параметрів процесу функціонування  $F$  характеризує сукупність параметрів, що є специфічними для кожного циліндра й умови проходження, що описує, робочого процесу : заданий мертвий простір  $f_1$ , задані перетоку через поршневі чи кільця штокове ущільнення  $f_2$ , задані перетоку через усмоктувальний  $f_3$ , і нагнітальний  $f_4$ , клапани, середньоїтегральна температура за цикл поверхні стінки циліндра  $f_5$ , задані втрати тиску в нагнітальному  $f_7$  і усмоктувальному  $f_6$  клапанах.

Перераховані параметри формують вершини графа. Вершини знаходяться в зв'язку, що позначається ребрами, якщо параметри цих вершин знаходяться в залежності. Кількісно ці залежності виражаються

характеристиками “ваги ” ребер, що визначає віддаль між вершинами і дозволяє знайти центр графа. Віддаль між вершинами оцінюється обернено пропорційно величині частинної похідної по параметрі початкової вершини від параметра кінцевої вершини даного ребра.

Необхідною умовою існування центра графа як характеристики УП є зв'язок такої вершини з усіма вершинами, що відповідають відмовленням. Максимальним ступенем зв'язку на графі, побудованому по викладеному принципі, володіють вершини області вихідних параметрів. Вершини  $R^*_2$  і  $R^*_3$  зв'язані з усіма вершинами області структурних параметрів. Температура нагнітання і температура в нагнітальному трубопроводі зв'язані характером зміни знака збільшення. Виходячи з вимог безпосереднього виміру, аргументом УП можна вважати температуру газу в нагнітальному трубопроводі  $R^*_4$ , що є єдиною вершиною, що задовольняє всім поставленим вимогам. Тому вагові характеристики ребер не приводяться, а центром графа відповідно до накладених обмежень - вимогами може бути тільки одна вершина  $R^*_4$ .

На другому етапі пошуку необхідно провести аналіз знака збільшення УП від відмовлення а будь-якому вузлі циліндра компресора. У якості УП можуть використовуватися функції аргументу - температури нагнітання: індикаторна робота, показники політроп стиску і розширення.

### 3.2 Визначення єдиного показника, що використовується як узагальнений параметр технічного стану циліндра компресора.

Показник-функція аргументу - температури нагнітання може бути УП, якщо він відповідає вимозі сталості знака збільшення і може бути легко

виміряний і розрахований. Математичне формулювання перевірки показника на виконання першої умови:

$$dY = \sum_{i=1}^n \frac{\partial Y}{\partial x_i} dx_i, \quad \text{sign} \left\{ \frac{\partial Y}{\partial x_i} \right\} = \text{idem}, \quad 3.1$$

де  $Y$ -досліджуваний показник - термодинамічна функція ,

$x_i$ -термодинамічний параметр, що відбиває вплив  $i$ -тої відмови на досліджуваний показник.

Послідовно розглянемо вплив відмов у циліндрі компресора на знак збільшення зазначених вище термодинамічних функцій.

3.2.1. Вплив перетоків робочого тіла через усмоктувальний клапан у процесі компримуння на температуру нагнітання.

Перетік робочого тіла через перетин негерметичності усмоктувального клапана існує в трьох процесах: стиску, нагнітання і розширення. У кожному з цих процесів наявність масового витоку не приводить до зміни внутрішньої енергії, величина якого може бути визначена через параметри – тиск і температуру [21]. При тих же граничних умовах, що і при відсутності перетоку, тиск-функція температури в процесі. Тоді при однаковій температурі початку процесу і заданого початку і кінця процесу температура, а, отже і питомій енергії кінця процесу не змінюється.

Температура початку процесу стиску при наявності перетоків зміниться в результаті змішання а клапанної порожнини усмоктуваного газу і газу перетоку. У результаті змішання питома ентальпія суміші при змішанні в потоці  $/P=\text{idem}/$  [12]:

$$i = (i_n G_n + i_0 G_0) / (G_n + G_0), \quad 3.2$$

де  $i$ ,  $G$  - відповідно питома ентальпія і маса, індекси  $n$ ,  $0$  – відповідно для маси перетоку й усмоктуваної маси з усмоктувального трубопроводу.

Осереднюючи теплоємність по температурі при постійному тиску змішування, одержимо температуру газу, що надходить у циліндр:

$$T = (T_n \tilde{G} + T_0) / (\tilde{G} + 1), \tilde{G} = G_n / G_0, \quad 3.3$$

Оскільки знак збільшення температури початку стиску визначається знаком збільшення температури, що надходить у циліндр газу, визначимо знак збільшення  $T$  для чого продиференціюємо 3.3 по  $\tilde{G}$ :

$$\frac{\partial T}{\partial \tilde{G}} = \frac{T}{T_n \tilde{G} + T_0} (T_n - T), \Delta T \approx \frac{\partial T}{\partial \tilde{G}} d\tilde{G}, \quad 3.4$$

Тому що температура маси газу перетоку завжди більше температури газу в усмоктувальному трубопроводі, то  $T_n > T$ , отже при збільшенні маси перетоків у результаті відмовлення  $|d\tilde{G}| > 0$  знак збільшення температури початку стиску, а, отже і температури в нагнітальному трубопроводі, що впливає зі сказаного раніше, завжди позитивний, тобто збільшення перетоків через усмоктувальний клапан приводить до зростання температури нагнітання.

3.2.2 Вплив перетоку робочого тіла через нагнітальний клапан у процесі компримування на температуру нагнітання.

Перетік робочого тіла через перетин негерметичності нагнітального клапана існує в процесах: розширення, наповнення, стиску. При цьому відбувається привнесення маси в циліндр і зміну внутрішньої енергії в довільній крапці процесу. Диференціал внутрішньої енергії в процесі з привнесенням маси, відповідно до формули 2.4 може бути визначений:



$$du = -\frac{1}{G} p dV + \frac{1}{G} (i_n - u) dG_n + \frac{1}{G} \delta Q, \quad 3.5$$

де  $G$ -маса робочого тіла, що беруть участь у процесі до розглянутого моменту,  $\delta Q$ ,  $p dV$ - кількість обміну теплотою і роботою з навколишнім середовищем,  $i_n$ ,  $dG_n$  - питома ентальпія і маса, що привноситься в циліндр у розглянутий момент. Добуток  $i_n dG_n$  представляє збільшення енергії за рахунок зовнішнього джерела енергії - нагнітального трубопровода. У відповідності з другим законом термодинаміки, неможливо повне перетворення енергії в роботу. Залишок енергії йде на підвищення внутрішньої енергії робочого тіла і нижчому температурному джерелу, тобто приділяється теплообмінним процесом. Однак, оскільки інтенсивність теплообмінного процесу в циліндрі компресора невисока, то завжди існує частина енергії, не перетвореної в роботу, що йде тільки на підвищення питомої внутрішньої енергії робочого тіла після здійснення циклу. Таким чином, питома внутрішня енергія, а, отже, і температура газу, що нагнітається, збільшується при збільшенні перетоків через нагнітальний клапан, тобто знак збільшення температури нагнітання при такій відмові - позитивний.

### 3.2.3. Вплив зміни величини мертвого простору на температуру нагнітання.

При експлуатації подачу компресора часто регулюють зміною величини мертвого простору. Однак мертвий простір може змінитися згодом мимовільно, у результаті нагароутворення. У цьому випадку мінімальна величина мертвого простору зменшується, погіршується теплообмін, збільшуються втрати на тертя. Власне зменшення мертвого простору знижує питому роботу циклу компримування, при цьому змінюються характеристики теплообміну, і температура нагнітання збільшується [69]. Оскільки зменшення мертвого простору обумовлено

шкідливим явищем нагароутворення, те воно може розглядатися як діагностичний параметр стану теплообміну, і знак збільшення температури нагнітання при його зміні позитивний.

3.2.3. Вплив перетоку робочого тіла через поршневе ущільнення в процесі компримування на температуру нагнітання.

Перетоки робочого тіла через переріз негерметичності поршневого ущільнення мають свої особливості. Якщо циліндр двосторонньої дії, то напрямок перетоків, визначається різницею тисків у порожнинах, у загальному випадку, у плинні циклу змінно. Якщо в порожнинах циліндра розташовані різні ступіні стиску, то напрямок перетоків буде незмінним. Напрямок перетоків може також залишатися незмінним, якщо циліндр – однобічної дії. Перетоки, що не змінюють свого напрямку в плинні циклу розглядаються або як перетоки через штокове ущільнення, або як перетоки через нагнітальний клапан з відповідними висновками.

При змінному напрямку перетоків привнесення маси відбувається на початку процесу стиску, наприкінці процесу розширення, при наповненні, в інших випадках частина маси видаляється з циліндра. Якщо розглядати одну циліндрову порожнину, то друга буде виконувати послідовно, то “функцію усмоктувального трубопроводу”, то “функцію нагнітального трубопроводу”, при цьому зберігаються всі процеси, що протікають у ній. Привнесення маси в порожнину, що виконує таку функцію, природно, призведе до збільшення в ній внутрішньої енергії, як при перетоці через нагнітальний клапан. Видалення маси з такої порожнини не викличе зниження питомої внутрішньої енергії, як при перетоці через усмоктувальний клапан. У результаті, у порожнині буде збільшуватися питома внутрішня енергія і температура нагнітання. Якщо порожнини відносяться до однакових ступеней стиску, тобто середні тиски циклу практично однакові, то збільшення температури нагнітання

буде однакове в обох порожнинах циліндра при розвитку перетоків через поршневе ущільнення.

Якщо циліндрові порожнини належать послідовним ступіням стиску, то в порожнині початкового ступеня стиску температура нагнітання буде збільшуватися у більшій мірі, чим у наступному ступені, тому що перетік, в основному, привносить масу газу в початковий ступінь. Зворотний напрямок перетоку буде спостерігатися в процесі наповнення наступного ступеня.

У такий спосіб знак збільшення температури нагнітання при збільшенні через поршневе ущільнення позитивний.

3.2.5 Вплив витоку робочого тіла через штокове ущільнення в процесі компримування на температуру нагнітання.

Витоки робочого тіла через штокове ущільнення не викликають зміни температури нагнітання, тому що при тих же граничних умовах – тисках усмоктування і нагнітання, зміни температури початку стиску не відбувається: маса витоку не повертається в цикл. Тому знак збільшення температури нагнітання не негативний.

3.2.6 Вплив втрати тиску в нагнітальному клапані на температуру нагнітання.

Втрати тиску в нагнітальному клапані як характеристика відмов виникає через нагароутворення, що зменшує прохідний перетин клапана, приводить до “прилипання” запірних елементів, і через деформацію запірних елементів. При заданій граничній умові - тиску нагнітання - збільшення втрати тиску в нагнітальному клапані означає збільшення ступеня підвищення тиску. При заданій температурі початку стиску збільшення ступеня підвищення тиску приводить до збільшення температури кінця стиску:

$$\Delta T = T_2 \left[ \left( \frac{P_2'}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad P_2' = P_2 + \Delta P_n \quad 3.6$$

де  $n$ - показник політропи стиску,  $\Delta P_n$ - втрата тиску в нагнітальному клапані, індекс 2 - момент кінця стиску до збільшення втрати тиску в клапані.

Однак, при збільшенні ступеня підвищення тиску температура газу в процесі розширення буде знижуватися у великій мірі, що може вплинути на температуру стиску. Схематизуючи процес компримування політропами з постійним показником, процеси наповнення і нагнітання - ізобарами і зневажаючи зміною коефіцієнта стисливості в кінцевих і початкових точках процесів при розгляданні процесу зміщування газу з мертвого простору і свіжого газу з усмоктувального трубопроводу, одержимо відношення температур на початку процесу стиску при відмові і до неї:

$$\frac{T_2'}{T_1} = \frac{\frac{G_4 T_{4'}}{G_4 T_4} + \frac{G_B T_B}{G_4 T_B} \cdot \frac{1 + \frac{G_{BC}}{G_4}}{1 + \frac{G_{BC} T_B}{G_4 T_4}}}{\frac{G_4'}{G_4} + \frac{G_B}{G_4}}, \quad 3.7$$

де індекси 1-4,1'-4'-відповідають моментам початку і кінця процесів циклу,  $v$ - параметри свіжого газу з усмоктувального трубопроводу,  $c$ - параметри свіжого газу до відмовою в клапані.

Приведені у формулі 3.7 співвідношення мас і температур розкриваються через параметри циклу в такий спосіб:

$$\begin{aligned}
\frac{G_4 T_4}{G_4 T_4} &= \pi^{\frac{1}{m}}, \frac{G_{BC} T_B}{G_4 T_4} = \frac{1 - a \left( \varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1 \right)}{a \varepsilon^{\frac{1}{m}}}, \\
\frac{G_B T_B}{G_4 T_4} &= \frac{1 - a \left[ (\pi \varepsilon)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]}{a \varepsilon^{\frac{1}{m}}}, \\
\frac{G_B}{G_4} &= \frac{1 - a \left[ (\pi \varepsilon)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]}{a \varepsilon^{\frac{1}{n}}} \tau, \tau = 1 + \frac{\varepsilon^{\frac{n-m}{nm}} - 1}{1 - a \left( \varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1 \right)} a \varepsilon^{\frac{1}{m}}, \\
\frac{G_{BC}}{G_4} &= \frac{1 - a \left( \varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1 \right)}{a \varepsilon^{\frac{1}{n}}} \tau, \frac{G_4}{G_4} = \pi^n,
\end{aligned} \tag{3.8}$$

де  $n, m$ -показники політроп по кінцевих параметрах процесів стиску і розширення,

$\varepsilon = P_2 / P_1$  - ступінь підвищення тиску до відмови в клапані,

$\pi = P_2 / P_1$  - збільшення ступеня підвищення тиску через відмову в клапані,

$a$ - відносна величина мертвого простору .

Підставляючи 3.8 у 3.7, одержуємо:

$$\frac{T_1}{T_1} = \frac{\tau + a \left( \varepsilon^{\frac{1}{n}} - \varepsilon^{\frac{1}{m}} + 1 \right)}{\tau + a \left[ (\varepsilon \pi)^{\frac{1}{m}} + (\varepsilon \pi)^{\frac{1}{n}} + 1 \right]}, \tag{3.9}$$

Аналіз формули 3.9 приводить до висновку: у реальних умовах компримування збільшення опору викликає ріст температури початку стиску. Збільшення температури початку стиску, відповідно до формули 3.6,

призводить до збільшення температури нагнітання, отже, знак збільшення температури нагнітання при збільшенні втрати тиску в нагнітальному клапані позитивним.

3.2.7. Вплив втрати тиску у всмоктувальному клапані на температуру нагнітання.

Втрата тиску у всмоктувальному клапані як характеристика відмови виникає з тих же причин, що й у нагнітальному клапані. При заданій граничній умові - тиску усмоктування, збільшення втрати тиску у всмоктувальному клапані знижує тиск у процесі наповнення і збільшує ступінь підвищення тиску. У процесі наповнення температура маси газу з мертвого простору знижується на додаткову величину, змінюється пропорція мас, що змішуються, міняється температура свіжого газу, що надходить у циліндр, через зниження тиску в процесі наповнення. Для визначення впливу цих факторів на температуру нагнітання скористаємося схематизацією циклу і припущеннями, викладеними вище. Тоді формула 3.7 буде справедлива й у даному випадку, але відношення мас, температур розкриваються через параметри циклу інакше:

$$\frac{G_4 T_4'}{G_4 T_4} = \pi^{\frac{1-m}{m}}, \pi = \frac{P_1'}{P_1},$$

$$\frac{G_B T_B}{G_4 T_4} = \frac{1 - a \left[ (\varepsilon \pi)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]}{a \pi \varepsilon^{\frac{1}{m}}}, \frac{G_4'}{G_4} = \frac{\pi^{\frac{1-n}{n}}}{\theta},$$

$$\theta = \frac{T_1'}{T_1}, \frac{G_B}{G_4} = \frac{1 - a \left[ (\varepsilon \pi)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]}{\alpha a \pi \varepsilon^{\frac{1}{n}}} \tau,$$

$$\alpha = \frac{T_B}{T_{BC}},$$

## 3.10

Співставляючи 3.6, 3.7, 3.10 можна визначити відношення температур нагнітання:

$$\frac{T_2}{T_1} = \theta \pi^{\frac{n-1}{m}} = \alpha \frac{1 - a \left[ \varepsilon^{\frac{1}{m}} + \varepsilon^n (\pi^{\frac{1}{m}} - 1) / \tau - 1 \right]}{1 - a \left[ (\varepsilon \pi)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]} \pi^{\frac{n-1}{m}}, \quad 3.11$$

Оцінюючи співмножник при  $\pi$  можна відзначити наступне: величина цього співмножника практично не залежить від величини ступеня підвищення тиску  $\varepsilon$ , а в інтервалі зміни  $\varepsilon$  від 1 до 1,3 і в інтервалі зміни  $n$ ,  $m$  від 1,2 до 1,4 вона міняється від 1 до 1,05, причому значення 1 досягається тільки при  $\varepsilon=1$ . Величина  $\varepsilon$  зв'язана з другим тепловим коефіцієнтом і лінійно зростає зі збільшенням  $\tau$  [22]. Отже, температура нагнітання при такій відмові завжди зростає і знак температурного збільшення позитивний.

Оцінивши вплив усіх видів відмов на температуру нагнітання, можна затверджувати, що будь-яка функція стану буде змінюватися в одному напрямку, тому що будь-яка функція стану є залежністю 2-х параметрів, наприклад, температури і тиску, а величини тисків визначаються зовнішнім середовищем і залишаються незмінними. Тому немає необхідності розглядати функції стану як показники УП. Залишається проаналізувати функції процесу і виявити їхню відповідність вимогам до УП. До функцій процесу в повній формі, аргументом яких є температура нагнітання, відносяться показники політроп процесів розширення і стиску, робота циклу. Остання може бути представлена в одній з форм: чи потужності середнього тиску чи циклу власне роботи циклу. Вплив відмов

на зміну цих функцій процесу відомий [22, 33, 42], тому скористаємося готовими якісними результатами.

Результати аналізу функцій на знак збільшення приведені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1. Вплив розвитку відмовлень у циліндрі компресора на знак збільшення функції –показника УП.

Вид відмовлення в циліндрі ПГПА	Температур а нагнітання	Показник політропи розширення	Показник політропи стиску	Робота циклу
1	2	3	4	5
1. Негерметичність нагнітального клапана	+	+	+	+
2. Негерметичність усмоктувального клапана	+	-	-	-
3. Негерметичність поршневого ущільнення	+	н/о	н/о	н/о
3. Негерметичність штокового ущільнення	але	-	-	-
3. Втрата тиску в нагнітальному клапані	+	н/о	н/о	+
6. Втрата тиску у всмоктувальному клапані	+	н/о	н/о	н/о

Примітка : н/о-невизначений, но-невід’ємний .

Результати аналізу свідчать про те, що знак збільшення через розвиток відмов будь-якого типу однаковий тільки для температури нагнітання.

Розвиток відмови - негерметичності штокового ущільнення - може контролюватися виміром тиску в штоковій порожнині, тому, навіть при



сталості температури нагнітання, ця відмова може бути індивідуально виявлена і оцінена. У такий спосіб можна стверджувати, що температура нагнітання є єдиним узагальненим параметром технічного стану циліндра компресора, при заданих температурі газу в усмоктувальному трубопроводі, тисках в усмоктувальному і нагнітальному трубопроводах. Підвищення температури нагнітання свідчить про розвиток відмов у циліндрі компресора.

Порівняння температур нагнітання можна проводити тільки для однотипних циліндрових порожнин при однакових режимах компримування однакових робочих тіл. Якщо як еталон “стандарту” використовується порожнина з заданим рівнем розвитку відмов, то порівняння температур нагнітання однотипних циліндрових порожнин дозволяє виявити відхилення в розвитку відмов, відлічуваних від заданого рівня.

Для оцінки енергетичних втрат при компримуванні через розвиток відмов необхідно визначити зв'язок між УП і енергетичними характеристиками процесу .

### 3.3. Зв'язок температури нагнітання з величиною енергетичних втрат через відмови в циліндрі компресора

Енергетичні характеристики процесу можуть бути представлені як у повної, так і питомій формі. Характеристики в повній формі /наприклад робота циклу / не можуть розглядатися як міру відмовлення оскільки вони не є узагальненими параметрами технічного стану. Отже необхідно розглядати тільки зв'язок енергетичних характеристик процесу в питомій формі й УП.

Припустивши, що режим компримування є стаціонарним, можна зв'язати функції стану /однозначно обумовлені температурою/ і питомі енергетичні

характеристики процесу у виді першого початку термодинаміки відкритих стаціонарних чи циклічно змінюються систем:

$$-\frac{L_0}{G} + \frac{Q}{G} = i_n - i_u, L_0 = \int_0^{i_n} v dp, \quad 3.12$$

де  $G$ -маса робочого тіла передана споживачу за один цикл.

З огляду на незначний вплив теплообміну на процес компримування, а також зовнішньоадіабатний характер теплообміну ПГПА газової промисловості, можна припустити, що питомий теплообмін  $Q/G$  оцінюється постійною величиною. Тоді, порівнюючи стандартний процес компримування з довільним одержимо:

$$-\left(\frac{L_o}{G} - \frac{L_{oc}}{G_c}\right) = i_n - i_{nc}, \quad 3.13$$

Ця залежність дозволяє визначити, як змінюється енергетична характеристика процесу компримування - питома робота циклу - при розвитку відмовлень від стандартного рівня до рівня, оцінюваного величиною  $i_n$ , що обчислюється по температурі нагнітання і тиску нагнітанні-параметрі режиму компримування. Приведемо 3.13 до безрозмірного виду, розділивши обидві частини рівняння на відому величину  $\frac{-L_{oc}}{G_c}$  - функцію режиму компримування:

$$H = \frac{\ell_o - \ell_{oc}}{\ell_{oc}} = \frac{i_n - i_{nc}}{\ell_c}, \ell_o = \frac{-L_o}{G}, \ell_{oc} = \frac{-L_{oc}}{G_c}, \quad 3.14$$

Характеристика  $H$  представляє відносне збільшення питомої роботи циклу при розвитку відмов від стандартного рівня і є характеристикою відносних енерговтрат. Припустивши, що робочим тілом є ідеальний газ:

$$i_n - i_{nc} = c_{pm} \Delta T_n, c_{pm} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R, \quad 3.15$$

$$\ell_{oc} = RT_g \frac{n}{n-1} \left( \varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = R \frac{n}{n-1} (T_{nc} - T_g), \quad 3.16$$

можна одержати зв'язок характеристики  $H$  и температури нагнітання:

$$H \approx \Delta T_n / (T_{nc} - T_g) \eta_c, \eta_c = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{n}{n-1}, \quad 3.17$$

де  $\eta_c$ - політропічний к.к.д. циклу. Така оцінка при середніх режимах компримування /  $\varepsilon \in [1,2 - 2]$ ,  $T_B = 275$ ,  $P_n = 4,5-5,6$  МПа / за рахунок заміни по формулі 3.14, що можна визнати припустимим при проведенні оперативного контролю технічного стану циліндра. оперативний контроль може бути проведений за допомогою штатних приладів КС, що вимірюють тиски і температури на вході і виході з цеху, що поєднує паралельно включені ПГПА, температури нагнітання кожного компресорного циліндра.

Помітимо, що жоден з вимірюваних параметрів не зв'язаний з параметрами, що характеризують окрему циліндрову порожнину. Тому

необхідно установити зв'язок між цими параметрами і параметрами, вимірюваними штатними приладами.

### 3.4 Оцінка похибки обчислення характеристики відносних втрат за результатами виміру параметрів штатними приладами КС

Установимо зв'язок між вимірюваними параметрами і параметрами, необхідними для розрахунку  $H$ . Для цього перепишемо формулу 3.17 у виді:

$$H = (T_u - T_a \psi) / (T_a \psi - T_a) \eta_c, \psi = \varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa \eta_c}}, \quad 3.18$$

З формули випливає, що для розрахунків необхідно розташовувати значеннями тисків усмоктування і нагнітання, температури усмоктування, показника адіабати, політропічного к.к.д.

Показник адіабати визначається в залежності від стану газу, для основних вітчизняних газопроводів він може бути прийнятий постійним і рівної 1,3 [43]. Температура усмоктування може бути прийнята рівній температурі газу на вході в цех, тому що довжина внутріцехових комунікацій незначна й істотно не може змінити температуру газу [47]. Тиск усмоктування і нагнітання можуть бути отримані з уведенням виправлень – збільшень тиску, що втрачається при русі газу по внутрішньоцехових комунікаціях, обумовлених експериментально. Політропічний к.к.д. визначають по графіках для заданого типорозміру циліндра в залежності від типу клапана [27] чи експериментально для сукупності отриманих показників політрУП стиску в циліндрах, де передбачається відсутність відмовлень:

$$\eta_c = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\ln(P_n / P_g)}{\ln(T_n / T_g)}, \quad 3.19$$

Температуру нагнітання кожної циліндрової порожнини звичайно вимірюють компактним електротермовимірювальним приладом за допомогою виміру температури кришки клапана і внесення постійного температурного виправлення [47]. Однак у конкретних ситуаціях, при заданих температурі навколишнього середовища, температурі нагнітання, конструкції кришки і її стану /корозія/, внесення постійного температурного виправлення приведе до систематичної помилки. Щоб виключити систематичну помилку, таке виправлення повинне бути перемінної і залежати від зазначених факторів.

Замість визначення такого виправлення можливо знаходити температуру нагнітання порожнини в циліндрі двосторонньої дії однієї ступіні відповідно до закону змішання двох мас у потоці / при постійному тиску нагнітання /, аналогічно формулі 3.3. Для цього необхідно визначити відношення температур і масових подач порожнин. Відношення температур може бути знайдене з урахуванням постійного виправлення, тому що в цьому випадку вплив систематичної помилки практично не позначається. Для одержання відносини масових подач необхідно визначити масові подачі як функції технічного стану порожнин.

Величину масової подачі циліндрової порожнини знайдемо відповідно до формули 3.17 і будь-якою додатковою умовою зв'язку питомих і повних характеристик процесу як функції технічного стану. Такою додатковою умовою може бути прийнята слабка залежність повної роботи циклу від відмовлень типу перетоку через перетин негерметичності [69]. Відповідно до цієї умови одержимо :

$$G_c \ell_c = \lambda(1+H)G_c \ell_c = idem, \lambda = G/G_c = \frac{1}{1+H}, \quad 3.20$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт зниження подачі .

Зіставляючи формули 3.3, 3.18, 3.20 одержимо рівняння 2-го порядку щодо температури нагнітання в порожнині циліндра:

$$T_n^2 - T_n \left\{ (B-1)(\bar{c}\tau+1) + (\bar{c}+\tau)AT_n^{mp} \right\} / A\tau(\bar{c}+1) - T_n^{mp}(1-B)/A\tau = 0 \quad 3.21$$

$$\text{де } A = 1/(\tau-1)T_B \eta_c, \quad Y = AT_B, \quad 3.22$$

$\tau$ - відношення температур у клапанних порожнинах: сусідньої до шуканого,  $\bar{c}$  - відношення стандартних масових подач порожнин: сусідньої до шуканого.

Похибка обчислення температури нагнітання з формули 3.21 при точності виміру температури нагнітання циліндра  $\pm 0,2$  До не перевищує 0,5 К и є випадковою величиною, а не систематичною помилкою змішання. Одержавши зв'язок параметрів, що заміряться штатними приладами і додатковим електротермовимірювальним приладом ЕТН-М, оцінимо погрішність обчислення характеристики Н, для чого визначимо середнє квадратичне відхилення  $\delta H$ :

$$\Delta H = \sqrt{E_{T_n}^2 + E_{T_n}^2 + E_c^2 + E_{\eta_c}^2}, \quad 3.23$$

$$\text{де } E_{T_n} = T_n \delta T_n / (\psi - 1) T_g \eta_c, \quad 3.24$$

$$E_{T_a} = -T_u \delta T_a / (\psi - 1) T_a \eta_c, \quad 3.25$$

$$E_\varepsilon = -\frac{\kappa - 1}{\kappa \eta_c} \frac{\psi}{\psi - 1} (1 + H \eta_c) \delta \varepsilon, \quad 3.26$$

$$E_{\eta_c} = \frac{\kappa - 1}{\kappa \eta_c} \frac{\psi}{\psi - 1} \left[ \ln \varepsilon - H \frac{\kappa \eta_c}{\kappa - 1} \left( 1 - \frac{1}{\psi} \right) + \eta_{ch \ln \varepsilon} \right] \delta \eta_c, \quad 3.27$$

$\delta$ - символ відносної похибки .

Величини відносних погрішностей виміру зазначеними приладами оцінюються по абсолютній погрішності: 0,18% для температур по величині абсолютної погрішності 0,5 К; 0,7 % для ступеня підвищення тиску ,обумовленої з урахуванням виправлень на втрату тиску при русі газу по внутрішньоцехових комунікаціях по величині абсолютної погрішності виміру тиску приладом із класом точності 0,5; 5 % для політропічного к.к.д. по величині абсолютної погрішності зчитування з графіка [27] 0,05-0,02 чи по відносній погрішності експериментального визначення 5%.

При експлуатації діапазон виміру вказаних параметрів визначається інтервалом зміни  $\varepsilon$  від 1,2 до 2,0 і інтервалом зміни  $\eta$  від 0 до 70 % .

Підставляючи приведені величини у формули 3.24 – 3.27 і далі 3.23, одержимо значення середнього квадратичного відхилення  $\Delta N$  у функції  $\varepsilon$  :

Таблиця 3.2. Середнє квадратичне відхилення  $\Delta N$  .

$\varepsilon$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
$\Delta N_{\max}, \%$	9,4	6,5	5,2	4,3	3,7	3,4	3,1	2,8
$\Delta N_{\min}, \%$	6,0	4,2	3,4	2,7	2,4	2,2	1,9	1,7

Менші значення  $\Delta N$   $\min$  відповідають меншим величинам  $N$ , при цьому, проводячи багаторазові виміри температур, величини  $N$  можна зменшити не більш ніж у 1,5 рази, при цьому виявляється достатнім проведення 5 вимірів. Для великих значень  $N$  / приблизно більш 40% / ефект зниження погрішності істотно менше і не перевищує 1,18 рази. У цілому з урахуванням кратності вимірів, що вийшла точність оцінки  $N$  за результатами вимірів можна вважати достатньою, тому що ні при яким значенні  $N$  абсолютна величина погрішності  $N$  не може охопити одночасно і нижню і верхню границі діапазону зміни  $N$ , тобто відмовлення і стандартний технічний стан циліндрової порожнини завжди помітні.

Таким чином, характеристика може бути використана як міра енергетичних втрат  $\epsilon$ , по суті, оцінкою неефективності компримування через відмовлення в циліндровій порожнині.

У підсумку відзначимо наступне. Температура нагнітання циліндрової порожнини компресора є єдиною величиною, використовуваною як узагальнений параметр технічного стану циліндра компресора. Збільшення температури нагнітання від стандартного рівня при однакових режимах компримування завжди позитивно. Відносні енергетичні втрати через відмовлення можуть бути знайдені по величині температурного збільшення. У результаті розвитку відмовлень подача циліндра зниження, і величина зниження подачі може бути оцінена по величині відносних енерговтрат.

Значення, що допускається, УП і величина абсолютних енерговтрат може бути знайдена з урахуванням зв'язку циліндрів у системі, тому що зниження подачі через відмовлення може бути компенсовано підключенням додаткових циліндрів, у результаті чого частка загальної маси газу, подаваного споживачу і компримованого циліндром з відмовою, зменшиться.



### 3.5 Побудова функції мети підвищення ефективності експлуатації ПГПА

Відповідно до класифікації експлуатаційних витрат, приведеної на рис. 1.1 технічний стан ПГПА визначає витрати, зв'язані з усуненням відмов, що непередбачається, проведенням попереджувальних ремонтно-відновних операцій діагностуванням стану вузлів. Витрати, зв'язані з усуненням відмов, що непередбачається, рівні [17]:

$$A_2 = x_1 q_1 r_1 m + x_2 r_2 + x_3 q_3 + S_A(t) + x_4, \quad 3.28$$

де  $x$  - трудомісткість усунення відмов, вимірювана часом його усунення,  $q_1$  - середня годинна тарифна ставка працівників, що усувають відмову,  $r_1$  – коефіцієнт, що враховує нарахування на зарплату і накладні витрати,  $m$  - число працівників відмовлень, що усувають,  $S(t)$ -затрати, що характеризують енергетичні втрати через відмову,  $x_2$  - вартість запчастин і матеріалів, що витрачаються при ліквідації відмови,  $r_2$ -коефіцієнт, що враховує націнку на запасні частини і матеріали,  $x_3$  - тривалість простою машини при даній відмові,  $q_3$  - середні втрати від простою машини в одиницю часу,  $x_4$  – витрати, зв'язані з доставкою запасних частин і працівників до місця усунення відмови.

Витрати зв'язані з проведенням ППР визначаються [17]:

$$C_x = x_1 q_1 r_1 m + x_2 r_2 + S_c(t), \quad 3.29$$

де  $S_c(t)$ - витрати, зв'язані з енергетичними втратами через відмовлення в міжремонтний період.

Відзначимо, що витрати  $C_x$  і вартість діагностування вузла цілком виключить непередбачені відмовлення, будуть складати всю сукупність експлуатаційних витрат, зв'язаних з технічним станом вузла, у міжремонтний період.

Для того, щоб одержати формальний вираз цільової функції, необхідно визначити таку сукупність експлуатаційних витрат за весь період наробітку ПГПА до списання.

Припустивши, що ремонти окремих вузлів і відмови в окремих вузлах не впливають на структурні параметри стану один одного, що не передбачаються і раптових відмов вузлів не існує при експлуатації з використанням технічної діагностики, можна одержати узагальнену залежність експлуатаційних витрат, зв'язаних з технічним станом компресорного циліндра ПГПА /далі просто експлуатаційних витрат/ [17]:

$$\tilde{C}_T = C_x P^b(D) + B = P^b(D)(C_x + B'), B' = \frac{B}{P^b(D)}, \quad 3.30$$

де  $P^b$  -число попереджувальних ремонтів /у т.ч.за результатами діагностування/ за наробіток ПГПА до списання  $T$ ,  $B$ -число проведених діагностувань за наробіток  $T$ ,  $D$ -діагностичний параметр стану вузла.

Визначення конкретної залежності  $\tilde{C}_T(D)$  і, отже  $H=D$  для ПГПА, що має кілька циліндрів і системи ПГПА включених як паралельно, так і послідовно, представляє дуже складну задачу. Спробуємо, вирішивши цю задачу для одного циліндра, далі поширити отримане рішення на систему циліндрів, з огляду на їхній взаємний вплив. Допустимо також, що зміна діагностичних параметрів у часі може бути описано статечною залежністю, а величина діагностичного параметра, що відповідає граничному значенню відома. Як діагностичний параметр використовуємо відносні енерговтрати,

тому що ця характеристика дозволяє визначити абсолютну величину енергетичних утрат.

Зміна відносних енерговтрат представляється у функції часу:

$$H=vt^\alpha, \quad 3.31$$

де  $v$ ,  $\alpha$ - сталі, що характеризують процес розвитку в часі. Тоді витрати, зв'язані з енерговтратами:

$$S(t) = \int_0^t \Pi H dt = \frac{V\Pi}{\alpha+1} t^{\alpha+1}, \Pi = \frac{C\dot{G}_c}{\eta_m \eta_\theta}, \quad 3.32$$

$$\dot{G}_c = dG_c / dt, [C] = \text{грн./Дж},$$

Визначивши по величині значення, що допускається, відносних міжремонтний період  $t_m$ , і знайшовши число відновлювальних ремонтів за наробіток  $T$ , одержимо:

$$t_m = (D/V)^\alpha, P^b(D) = T(V/D)^\alpha, \quad 3.33$$

з огляду на вартість ремонту і діагностики вузла,

$$P = B' + \bar{P}_0 + S(t_m) = P_0 + \frac{\Pi D}{\alpha+1} t \quad 3.34$$

$$P_0 = B' + \bar{P}_0,$$

$$\text{де } \bar{P}_0 = x_1 q_1 r_1 m_1 + (x_2 + q_2) r_2,$$

одержуємо:

$$C_m = T(V/D)^{\frac{1}{\alpha}} P,$$

$$\tilde{C}_m = T \left( \frac{V}{D} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \left( \bar{P}_0 + B' + \frac{PV}{\alpha + 1} t^{\alpha+1} \right),$$

3.35

де  $P$ -параметр, обумовлений формулою 3.30.

Очевидно, найбільший ефект при експлуатації буде досягнутий при такому значенні, що допускається,  $H=D$ , коли:

$$\tilde{C}_0 = \min_{0 < D} \frac{\tilde{C}_m}{T} \sim \min_{0 < D} \tilde{C}, \quad 3.36$$

Цей вираз - цільова функція для визначення значень діагностичних параметрів, що допускаються. Значення  $\tilde{C}_0$  характеризує найменший досяжний рівень експлуатаційних витрат в одиницю часу /і в плині всього наробітку ПГПА  $T$  /при експлуатації ПГПА з проведенням своєчасних, обумовлених по технічному стані вузла, ремонтно-відбудовчих операцій. Якщо відмовлення у вузлах циліндрової порожнини не зв'язані один з одним, то для циліндрової порожнини з  $n$  вузлами:

$$\tilde{C}_0 = \min_{0 < D_i, \forall_i} \frac{\sum_{i=1}^n \tilde{C}_{m_i}}{T} = \min_{0 < D_i, \forall_i} \sum_{i=1}^n \left( \frac{V_i}{D_i} \right)^{\frac{1}{\alpha_i}} P_i, \quad 3.37$$

Одержавши вираження для цільової функції 3.37 можливо визначити рівень, що допускається, відносних енерговтрат у кожному вузлі і міжремонтний інтервал часу.

### 3.6 Визначення допуску відносних енерговтрат і міжремонтного інтервалу часу для вузлів циліндрової порожнини компресорного циліндра ПГПА

Рівень, що допускається, визначається з 3.37 за правилами пошуку екстремуму, тому що екстремум функції є мінімум, оскільки функція 3.37 – поліном, а величини всіх параметрів – більше нуля [3]:

$$H_i = D_i = \left[ \frac{(\alpha_i + 1)P_{oi}V_i^{\frac{1}{\alpha_i}}}{\Pi\alpha_i} \right]^{\frac{\alpha_i}{\alpha_i+1}}, \quad 3.38$$

Цьому значенню рівня, що допускається,  $D$  відповідає міжремонтний період:

$$t_{.m_i} = \left[ \frac{(\alpha_i + 1)P_{oi}}{\Pi\alpha_i V_i} \right]^{\frac{1}{\alpha_i+1}}, \quad 3.39$$

Для того, щоб одержати значення, що допускаються,  $D_i$  для системи циліндрових порожнин, необхідно оцінити вплив відмовлення в одній порожнині на енерговтрати в системі ПГПА. Циліндри ПГПА і самі ПГПА на КС, як правило, з'єднані паралельно. Розглянемо вплив відмов у таких системах на енерговтрати в системі.

Нехай у системі паралельно з'єднані  $n$  однотипних циліндрів. Це має місце при з'єднанні однотипних ПГПА, що встановлюються в межах однієї КС. Нехай  $\dot{G}_j$  і  $\eta_j$  - масова продуктивність і питома робота циклу в

порожнині,  $c'$ - вартість одиниці потужності в циліндровій порожнині, тоді витрати на компримування газу в цій системі:

$$Z_1 = \sum_{j=1}^n c' \dot{G}_j \ell_j, \quad 3.40$$

Зміна структурних параметрів стану проявиться в зниженні масової продуктивності в  $j$ -ої порожнині, характеризуемой коефіцієнтом зниження подачі  $\eta_j$ - /див. формулу 3.20 /і величиною відносних енерговтрат  $H_i$ . Зниження масової продуктивності, контрольованої приладами, спричиняє дія диспетчера КС, що відповідно до технології перекачування, підключить додатковий ПГПА, збільшить частоту обертання вала, відключить кишені порожнин. Однак тривала робота ПГПА на форсованому режимі може призвести до відмов у механізмі передачі енергії чи двигуні, тому цим способом користаються при короткочасному регулюванні, кишені відключають у випадку, коли до моменту регулювання агрегати працювали не з повним навантаженням. Звичайно основним способом компенсації недоподачі газу споживачу є підключення резервних агрегатів, тобто додаткових циліндрів . Число підключених додаткових ГПА , відключених кишень , ступінь підвищення частоти обертання вала визначається умовою сталості масової продуктивності. У цьому випадку:

$$\sum_{j=1}^n (1 - \lambda_j) / \lambda_k = 1, \quad 3.41$$

де  $\lambda_k$ -коефіцієнт зниження подачі циліндрової порожнини, що включається для компенсації недоподачі .

У результаті підключення додаткових чи порожнин збільшення частоти обертання вала, витрати на компримування в системі зростають:

$$\Delta Z_{\Sigma} = \sum (1 - \lambda_j) H_k \dot{c} \dot{G}_k \ell_k = \sum H_j \gamma_j \dot{c} \dot{G}_k \ell_k, \gamma_j = \frac{H_k + 1}{H_j + 1}, \quad 3.42$$

Величина витрат через енерговтрат у порожнинах, де є вузол, що відмовив:

$$\Delta Z_j = H_j \gamma_j \dot{c} \dot{G}_j \ell_j, \quad 3.43$$

У такий спосіб коефіцієнт  $\eta_j$  враховує вплив системи циліндрів ПГПА, з'єднаних паралельно, на енергетичні втрати і витрати через ці втрати в  $j$ -ому циліндрі. Тому що  $H_k(t)$ ,  $H_j(t)$ -функції часу, те  $\eta_j$  - також функція часу. Величина  $H_k$  залежить від способу компенсації недоподачі газу. У випадку підключення резервного ПГПА  $H_k$  залежить від способу регулювання подачі цього агрегату. Якщо регулювання полягає в тім, що підключені кишені поступово відключають, збільшуючи тим самим подачу цього ПГПА, а регулювання в інших ПГПА не виробляється, те  $H_k$  - така ж гладка функція часу, як і  $H_j$ , оскільки характер розвитку відмовлень для однотипних циліндрів. Тоді:

$$\gamma_j = \frac{\tilde{V}t^{\tilde{a}} + 1}{Vt^a + 1} \cong 1 = idem, \quad 3.44$$

Якщо регулювання полягає в тім, що відключення підключених кишень проводиться на всіх ПГПА й у т.ч. на підключеному резервному ПГПА, те  $H_k$ - функція загального технічного стану ПГПА чи цеху КС. При великому числі

паралельно включених ПППА  $H_k$  може апроксимуватися константою.

Оцінимо вплив коефіцієнта  $\eta$  на величини значень, що допускаються,  $H$  і міжремонтного інтервалу  $t_m$  часу. Для цього оцінимо інтервал зміни  $\eta$ . Якщо  $\eta=1$ , то робота одиничного циліндра і циліндра в системі буде характеризуватися однаковими значеннями, що допускаються,  $H$  і міжремонтним інтервалом  $t_m$  часу. Якщо  $H_k=idem$ , то при зміні  $H_i$  в інтервалі від 0 до 0,40 при постійному  $H_k$ ,  $\gamma_i$  буде змінюватися в інтервалі від 1,16 до 0,87, причому великим значенням  $H_i$  будуть відповідати значення  $\eta_i < 1$ . При таких невеликих відносних змінах  $\eta_i$  добуток  $H_i \gamma_i$  буде функцією, обумовленою, в основному величиною  $H_i$ . Отже  $H_i \gamma_i$  також буде статичною функцією:

$$H'_i = H_i \gamma_i = v'_i t^{\alpha'_i}, \quad 3.45$$

де  $v'_i, \alpha'_i$  - постійні. Відповідно до формул 3.43 і 3.31  $\gamma_i$  як функція часу визначається:

$$\gamma_i = \omega_i t^{f_i}, \quad \omega_i = \frac{v'_i}{v_i}, \quad f_i = d'_i - d_i, \quad 3.46$$

де  $\omega_i, f_i$ , - постійні.

Підставивши  $H'_i$  у формули 3.38, 3.39 і з огляду на формули 3.31, 3.39, одержимо:

$$H'_i = D'_i = \left[ \frac{(\alpha'_i + 1) P_{oi} v_i^{\frac{1}{\alpha'_i}}}{\Pi_j \alpha'_i} \right]^{\frac{\alpha'_i}{\alpha'_i + 1}}, \quad H_i = \frac{H'_i}{1 + H_k - H'_i}, \quad 3.47$$



$$t_{m_i} = \left[ \frac{(\alpha_i + 1) P_{oi}}{\prod_j \alpha_j v_j} \right]^{\frac{1}{\alpha_i + 1}}, \quad 3.48$$

Ці вирази визначають значення, що допускаються, відносних енерговтрат і міжремонтні інтервали часу для будь-якого вузла циліндрової порожнини в циліндрі, об'єднаному системою паралельних циліндрів ППЛА.

Для обчислення  $H_i$  і  $t_{m_i}$  необхідно розташовувати значеннями  $v, \alpha, \omega, f$ , що характеризують розвиток відмов в часі. Оцінки цих величин можуть бути отримані по методу найменших квадратів. Для цього необхідно експериментально одержати  $H_i, \gamma_i$  при різних наробітках вузла. Визначення  $H_i, \gamma_i$  можливо при діагностуванні вузла, у цьому випадку ціль такого тільки одержання таких оцінок, по яких згодом розраховуються  $D_i, t_{m_i}$  і приймається рішення про ремонт вузла. Послідовність таких діагностувань проводиться при контролі технічного стану вузла, а інтервали часу між такими діагностуваннями називаються міжконтрольними. Міжконтрольний період зв'язаний з числом пар оцінок  $H_i, \gamma_i$  і передбачуваним наробітком вузла  $\bar{t}_m$ , величину якого можна оцінити середнім наробітком вузла. Тому що при діагностуванні одночасно оцінюється технічний стан різномісних вузлів, то в якості єдиної для усіх вузлів повинна вибиратися величина середнього наробітку, що є найменшим з наробітків вузлів усіх типів. Найменший середній наробіток приходить на частку клапанів. Нижні значення наробітку, у залежності від типу клапана, за даними служби експлуатації Богородчанської ДКС лежать у межах 900-1400 годин, тому далі як оцінку середнього наробітку вузлів буде використовуватися величина 900 годин.

Оцінимо міжконтрольний інтервал часу. Очевидно, що величина такої оцінки істотно позначиться на обсязі робіт з діагностування, виміру параметрів при масовому контролі, коли число об'єктів значне. На ДКС

підземних сховищ газу, де встановлені ПГПА, знаходиться в середньому по 11 агрегатів[70]. З огляду на те, що ПГПА обладнано 4-мя циліндрами двосторонньої дії, у якому контролю підлягають не менше 4-х клапанів і 2 кільцеві ущільнення в кожному, загальне число пар оцінок  $H_i, \gamma_i$  при однократному діагностуванні складе 284. Щоб виконати такий обсяг робіт за одну добу, на кожен вузол буде потрібно затратити не більш 5,5 хв. При заданому інтервалі міжконтрольного наробітку момент контролю кожного вузла індивідуальний і для різних вузлів різний. Тому при контролі одного вузла оцінка інших вузлів – зайва, але через неможливість одержання роздільних оцінок, оцінки інших вузлів також будуть визначатися, що призведе до появи непередбаченого “зайвого” обсягу робіт. При такому індивідуальному контролі кожного вузла необхідно зберігати інформацію про моменти контролю кожного вузла, що вимагає додаткових витрат .

Для виключення “зайвих” робіт з контролю можливе узгодження моментів діагностування для усіх вузлів ПГПА в системі ПГПА. У цьому випадку момент діагностування вузлів ПГПА може бути зв'язаний з календарним періодом. Тоді щотижневе діагностування дасть можливість одержати 5-6 пара значень  $H_b, \gamma_i$  для кожного вузла, чого цілком достатньо для одержання оцінок  $v_b, \alpha_i, \omega_i, \dot{f}_i$  для розрахунку міжконтрольного інтервалу часу і граничного значення відносних енерговтрат.

При виведенні формул 3.38 , 3.39 і, отже, 3.47 і 3.48 передбачалося, що  $P=idem$ . Але, тому що  $P$  характеризує роботу циклу, що для КС системи ПЗГ залежить від ступеня підвищення тиску - функції часу. Залежність ступеня підвищення тиску від часу не може бути представлена монотонною функцією, як  $v^{\alpha}$  як  $v^t$ , а є періодичною функцією. Цей факт унеможливує оцінку експлуатаційним шляхом величин  $D_b, t_{v_i}$ . Для чисельної оцінки цих величин експлуатаційні витрати представляються у виді :

$$\tilde{C} = \frac{1}{T} \tilde{C}_m = (CP^b(D) + B) \frac{1}{T} = \frac{1}{t_m} (P_o + S(t_m)), P^b(D) = \frac{T}{t_m}, \quad 3.49$$

Тоді цільова функція 3.10 перепишеться :

$$\tilde{C}_o = \min_{0 < D, \forall_i} \sum_{i=1}^m \frac{1}{t_{m_i}} (P_{oi} + S_i(t_{m_i})), \quad 3.50$$

Алгоритм пошуку мінімуму  $\tilde{C}_o$  опрелеляється відповідно до того, що  $\tilde{C}$  має єдиний мінімум при  $t_{m_i} > 0$  поблизу крапки середнього наробітку вузла. Тоді спуск до мінімуму може здійснюватися по кроці міжконтрольного періоду. Алгоритм пошуку мінімуму в цьому випадку збігається з алгоритмом контролю технічного стану, тому що момент останнього контролю збіжиться з моментом зупинки ПГПА для ремонту вузла /див.мал.3.1 / .

Величина витрат через енергопотерь  $S_i(t_{m_i})$  визначається чисельним інтегруванням, у цьому випадку дані  $H_i, \gamma_i$  будуть використовуватися для обчислення підінтегральної функції у вузлах відрізка інтегрування. Розбиття відрізка інтегрування на частини, рівні міжконтрольному наробітку, дозволить обчислювати інтеграл з похибкою не більше тієї, котра вийшла, при аналітичних розрахунках у формулах 3.38, 3.39, тому міжконтрольний період вибирається відповідним календарному щотижневому періоду.

Зіставляючи вирази 3.50, 3.47, 3.48 можна затверджувати, що величина  $\tilde{C}_o$  буде тим менша, чим менша вартість діагностування вузла  $B'$  /формула 3.7/. Значення допустимих параметрів стану, що визначається за допустимими значеннями відносних енерговтрат, також зменшується зі зменшенням вартості діагностики. Отже, допустимі значення параметрів, визначені для одного методу діагностики, можуть бути іншими для іншого

методу діагностики. Ефективність методів діагностики в цьому випадку буде різною; метод діагностики, що признає значення допустимих параметрів стану менше, буде ефективнішим. Унаслідок сказаного необхідно досліджувати питання спрощення методу діагностування циліндра ПГПА для зниження витрат на діагностування вузлів.

### Висновки по розділу 3

1. На основі аналітичних досліджень показано, що єдиним параметром робочого процесу циклу, що відповідає вимогам, які ставляться до діагностичного параметра, може служити температура нагнітання газу в циліндрі поршневого компресора.
2. Оцінено зв'язок температури нагнітання газу з величиною енергетичних втрат через відмови в циліндрі компресора. Дана оцінка похибки відносних втрат вимірювання параметрів штатними приладами КС.
3. Побудовано функцію мети підвищення ефективності експлуатації ПГПА при використанні параметричного діагностування компресорного циліндра. Визначено допустимі енерговтрати і міжремонтний період для вузлів циліндрової порожнини компресорного циліндра.

#### Розділ 4. Розробка спрощеного методу технічної діагностики за термодинамічними характеристиками

Визначається комплекс параметрів, що ідентифікуються, будується метод для ідентифікації параметрів, визначаються основні характеристики методу, оцінюється точність методу, будується алгоритм ідентифікації і розробляється програма розрахунку оцінок параметрів по цьому алгоритмі.

Підвищення економічності методу ідентифікації параметрів відмов може бути досягнуте за рахунок зниження трудомісткості розрахунків. Зниження трудомісткості розрахунків можливо за рахунок зменшення числа оцінюваних параметрів, зниженням вимог до точності оцінки, спрощенням математичної моделі -відкидуванням факторів, вплив яких може бути оцінено величиною помилці результату, що допускається . Для того, щоб метод діагностики дозволяв проведення оперативного контролю, необхідно, щоб і комплекс апаратури, використовуваний у методі, і його математична модель дозволяли службі експлуатації на місці виявити відмову і прийняти рішення про подальшу експлуатацію агрегату. Тому необхідно визначити такий комплекс оцінюваних параметрів відмов, який би однозначним образом визначав це рішення.

#### 4.1 Визначення комплексу оцінюваних структурних параметрів стану

При експлуатації ПГПА на КС виявлення циліндрової порожнини, що відмовила, можливо за допомогою узагальненого параметра технічного стану-температури нагнітання / див. главу 4/. Після виявлення циліндрової порожнини, що відмовила, диспетчерської й експлуатаційної службами КС можуть прийматися наступні рішення:

продовжувати експлуатацію ПГПА без зупинки на ремонт;

зупинити ПГПА для проведення технічної діагностики, і ремонту без підключення резервного агрегату;

провести технічне діагностування і за його результатами прийняти рішення про доцільність ремонту;

зупинити ПГПА з підключенням резервного агрегату, зупинений ПГПА оглянути з проведенням розбирання вузлів з метою виявлення причини відмову і вузол, що відмовив, відремонтувати.

Кожне з цих рішень буде ефективним у тому випадку, якщо воно відповідає критерію зупинки ПГПА на ремонт, отриманому раніше з іншого боку, ефективність експлуатації ПГПА на КС буде тим вища, чим менше число установлених резервних агрегатів, тому що при цьому зменшуватися амортизаційні відрахування. Цього можна досягти збільшенням частки ремонтів, що проходять без підключення резерву.

Ремонт без підключення резерву може бути проведений у випадку, коли такий ремонт вимагає незначного часу, і недоподача газу через цей змушений простій може бути швидко компенсована за рахунок зрослої ефективності відновленого ПГПА.

Визначимо час, протягом якого недоподача газу через відмову в різних вузлах циліндра ПГПА компенсується. Припустимо, що в момент зупинки подача КС відповідала номінальній. Це припущення відповідає

реальним умовам регулювання режиму роботи КС. Припустимо, що зупинка ПГПА здійснюється через відмову тільки в одному вузлі однієї порожнини, інші порожнини ПГПА не мають відмов. Тоді втрати в обсязі газу подаваного споживачу за час ремонту вузла, відмову якого характеризується величиною характеристики неефективності  $H$ :

$$Q_n = \frac{1}{n} Q_o \left( n-1 + \frac{1}{1+H} \right) t_{en} + \bar{V}_o, \quad 4.1$$

де  $n$ ,  $Q_o$  -число порожнин і подача ПГПА,

$\bar{V}_o$  - обсяг трубопроводів обв'язки ПГПА, відкіля при зупинці ПГПА стравлюється газ,

$t_{en}$  - тривалість змушеного простою ПГПА для ремонту вузла, що відмовив.

У результаті якісного ремонту вузла його ефективність цілком відновлюється, тому подача ПГПА в порівнянні з подачею до проведення ремонту, збільшується. Збільшення в подачі представляє виграти у загальній продуктивності КС за рахунок якого недоподача  $Q_s$ :

$$Q_s = \frac{1}{n} Q_o \left( 1 - \frac{1}{1+H} \right) t_k, \quad 4.2$$

де  $t_k$  – час, у плинні якого недоподача цілком компенсується. Цей час визначається з умови  $Q_B = Q_n$ :

$$t_k = \left( n-1 + \frac{n}{H} \right) t_{en} + \left( 1 + \frac{1}{n} \right) \frac{n \bar{V}_o}{Q_o}, \quad 4.3$$

Припустимо, що величина  $H$  однакова для будь-якого вузла і дорівнює 20%. У якості ПГПА вибираємо модифікацію 10ГК1-25/55 призначену і найбільш розповсюджену для КС ПСГ. Тоді відповідно до паспортних даних  $Q_o = 28800 \text{ нм}^3/\text{год.}$ , тиск усмоктування 2,5МПа, 8

циліндрових порожнин. Обсяг трубопроводів обв'язки за даними Богородчанського ЛВУМГ – 120 м<sup>3</sup>. За даними експлуатаційної служби Богородчанського ЛВУМГ ремонти вузлів складають: 0,33 годин для клапанів, 14 годин для поршневих ущільнень, 42 години для штокових ущільнень. У результаті розрахунку по формулі 4.3 час компенсації недоподачі оцінюється:

для клапанів – 21 година;

для поршневого ущільнення – 660 година;

для штокового ущільнення – 1980 година.

Таким чином, найбільше прийнятним часом компенсації недоподачі через відмови у вузлах є час компенсації через відмови в клапані. Таким чином, частку ремонтів, що проходять без підключення резервних агрегатів можна підвищити, якщо, по-перше, виявляти і розпізнавати відмови в клапанах, по-друге, оцінювати величину характеристики  $H$  таких відмов, по-третє, призначати ремонт у відповідності з граничними значеннями експлуатаційних показників.

Таким чином, як комплекс структурних параметрів можливо використовувати параметри відмов тільки клапанів циліндра ПГПА.

## 4.2 Побудова методу діагностики відмов клапанів

Раніше були розглянуті існуючі методи діагностики відмов клапанів ПГПА, і було встановлено, що жоден з цих методів не задовольняє поставленим вимогам, оскільки жоден з них [47, 58, 63, 42] не зв'язує використовуваний діагностичний параметр із величиною енерговтрат, тобто не оцінює ефективність вузла. Оцінити ефективність вузла можливо при використанні термодинамічного методу. За допомогою цього методу була встановлена оцінка загального технічного стану. Визначимо внесок відмов у клапанах і величину цієї оцінки.



Відзначимо наступне. Поява відмови зв'язана зі зміною структурного параметра стану чи елемента вузла. Величина змін структурного параметра характеризує величину енерговтрат через відмову. Розвиток змін структурного параметра стану обмежується моментом досягнення функціональним параметром граничного значення. Після цього проводиться ремонт. Тоді про рівень змін у структурному параметрі в міжремонтний /тобто в період між двома середніми ремонтами ППР, у яких проводиться огляд і при необхідності ремонт поршневих і штокових ущільнень/ період побічно можливо судити по частоті змушених зупинок ПГПА через ці відмову.

За даними роботи [26] частка втрат у результаті відмов ущільнень порівняно невелика – 2-3%. Отже, можна припускати, що в переважній більшості випадків, величина узагальненого параметра технічного стану – температури нагнітання  $i$ , отже, характеристика  $H$  – будуть обумовлені технічним станом клапанів.

Для ідентифікації відмов в клапані необхідно одержати незалежну оцінку стану одного з клапанів – нагнітального й усмоктувального, тоді оцінка відмов іншого клапана виходить як різниця двох оцінок – узагальненої і часткової.

Таким чином, побудова методу зводиться до визначення енерговтрат через відмову в одному з клапанів.

Визначимо величину енерговтрат, що виникають через відмову у всмоктувальному клапані.

Через перетин негерметичності усмоктувального клапана в клапанну порожнину протягом циклу надійде перетік з масою  $G_n$  і середньомасової температурою  $T_n$ . Відбудеться ізобаричне змішування маси перетоку і маси, обумовленою подачею циліндрової порожнини /переданої споживачу/. Будемо вважати, що таке змішування проходить адіабатно, тоді його можна

розглядати як змішування в потоці [12]. У результаті змішування температура суміші буде:

$$T_{cm} = (G_n T_n + G_o T_o) / (G_n + G_o) , \quad 4.4$$

де  $G_o$ - маса, обумовлена подачею циліндрової порожнини,

$T_o$ - температура газу в усмоктувальному трубопроводі.

Поділивши праву частину на  $G_o$  і з огляду на адитивність оцінок неефективності  $H$ , відповідно до формули 4.14 одержимо:

$$T_{cm} = (H_o T_n + T_o) / (H_o + 1), \quad 4.5$$

Для того, щоб визначити  $H_o$  – відносну величину енерговтрат /характеристику неефективності/, необхідно вимірити температуру газу в клапанній порожнині  $T_{cm}$  і визначити середньомасову температуру перетоку  $T_n$ , що є основною характеристикою методу.

### 4.3 Визначення основної характеристики методу

Середньомасова температура перетоку є функцією як режиму роботи, так і технічного стану циліндрової порожнини в цілому. Відповідно до визначення, середньомасова температура дорівнює:

$$T_n = \frac{F \cdot \int_0^{t_n} T \bar{G}_n dt}{F \cdot \int_0^{t_n} \bar{G}_n dt} = \frac{\int_0^{t_n} T \bar{G}_n dt}{\int_0^{t_n} \bar{G}_n dt} = \psi(\kappa, \varepsilon, \eta, T), \quad 4.6$$

де  $G_n$  – масова швидкість перетоку, віднесена до площі перетину негерметичності  $F$ ,

$t_y$  - час здійснення одного циклу,  $\varepsilon$  – ступінь підвищення тиску,  $\eta$  - політропічний к.к.д. циклу. Таким чином,  $\psi$  – функція двох аргументів:  $\varepsilon$  – аргументу, зв'язаного з режимом роботи,  $T$ -аргументу, зв'язаного з узагальненим параметром технічного стану – температурою нагнітання:

$$T_n = T_1 \varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa\eta}}, T = T_1 \left( \frac{P}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa\eta}}, \quad 4.7$$

де  $T_1$  - температура початку процесу стиску,  $\kappa$  – показник адіабати. Оскільки  $T_n$  не залежить від стандартної характеристики процесу, то, отже,  $T_n$  – функція структурного параметра стан від його нульового, а не стандартного, номінального значення. Тому будь-яка оцінка технічного стану усмоктувального клапана, зв'язана з функцією  $\psi$  також буде визначати технічний стан від нульового номінального значення.

Характеристику  $\psi$  доцільно спростити, тому що  $\bar{G}_n$  є функцією від добутку  $T_1$  /відповідно до формули 2.15/ і  $\bar{G}_n$  знаходиться й у чисельнику, і в знаменнику формули 4.6, і представити її в безрозмірному виді:

$$\bar{\psi} = \frac{\psi}{T_1} = \bar{\psi}(\varepsilon, \eta, \kappa), \quad 4.8$$

Для визначення  $\bar{\psi}$  необхідно оцінити величину  $T_1$ . Вона зв'язана з температурою суміші  $T_{cm}$  і залежить від теплового коефіцієнта  $\lambda_T$ :

$$T_1 = T_{cm} / \lambda_m = T_{cm} + \Delta T_Q + \Delta T_p, \quad 4.9$$

де  $\Delta T_Q$  - збільшення температури в результаті безпосереднього нагрівання газу в циліндрі, - величина, що визначає перший тепловий коефіцієнт  $\lambda_T$ :

$$\Delta T_Q = \frac{T_{cm}}{\lambda_m} = \frac{0.06T_{cm}}{(D\rho c_m)^{0.2}} \left( \frac{S}{D} + 1 \right) \left( \varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right), \quad 4.10$$

де  $S$ ,  $D$  – хід поршня і діаметр циліндра,  $\rho$  – щільність газу в усмоктувальному трубопроводі,

$\Delta T_p$  – збільшення температури через втрату тиску при проходженні газу через усмоктувальний клапан, - величина, що визначає другий тепловий коефіцієнт  $\lambda_{T'}$ , фізична суть цього температурного збільшення – нагрівши газу в результаті додаткового стиску на величину втрати тиску в клапані. Величина  $\Delta T_p$  може бути визначена по політропі з показником, що враховує технічний стан циліндрової порожнини:

$$\Delta T_p = (T_{cm} + \Delta T_Q) \left( \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa\eta}} - 1 \right), \quad 4.11$$

де  $\pi$  – збільшення ступеня підвищення тиску у всмоктувальному клапані, ця величина оцінюється для кільцевих, дискових, грибкових клапанів у середньому 1,1% від тиску усмоктування [27] і для ПГПА складає 1,011. Оскільки ця характеристика не залежить від аргументів  $\bar{\psi}$  у формулі 4.8, те ці дві характеристики можуть бути об'єднані і представлені однією безрозмірною характеристикою:

$$\xi = \bar{\psi} T_1 / (T_{cm} + \Delta T_Q), \quad 4.12$$

Конкретний вид залежності  $\xi$  може бути отриманий у результаті експерименту.

Зіставляючи 4.5, 4.12, 4.10 і з огляду на, що  $T_{cm}$  представляє температуру в клапанній порожнині, що може бути обмірювана, одержимо :

$$H'_g = (\theta - 1) / [(\theta + \Delta)\xi - \theta], \Delta = \frac{\Delta T_Q}{T_g}, \theta = \frac{T_{cm}}{T_g}, \quad 4.13$$

Відносні енерговтрати у всмоктувальному клапані, відлічувані від стандартного номінального рівня:

$$H_g = H'_g - H_{gc}, H_{gc} = H_{gc}(\theta_c, \Delta, \xi_c), \quad 4.14$$

де характеристика  $H_{gc}$  - значення відносних енерговтрат у всмоктувальному клапані при стандартному номінальному /ненульовому/ рівні структурних параметрів стану, що забезпечується в клапанному вузлі, що відповідає паспортним характеристикам. Характеристика  $H_{gc}$  може бути отримана експериментально відповідно до 4.14 і при стандартному рівні структурних параметрів стану, що може бути заданий умовою :

$$H=0, \quad 4.15$$

Оскільки ця характеристика відраховується від стандартного номінального рівня структурних параметрів стану у всій циліндровій порожнині .

Таким чином, одержавши приватну незалежну оцінку  $H_g$ , оцінку  $H_n$  / відносні енерговтрати в нагнітальному клапані/ можна визначити :

$$H_n = H - H_g = H - H'_g + H_{gc} \quad 4.16$$

Відзначимо, що така оцінка  $H_n$ , узагалі говорячи, буде змішаної з оцінкою відносних енерговтрат у поршневому ущільненні і штоковому ущільненні, але величина енерговтрат у кільцевих ущільненнях, у

відповідності зі сказаним у п.4.2 у більшості випадків мала і може не враховуватися.

Визначення приватної оцінки  $H_{\text{н}}$  викликає істотні утруднення, тому що термодинамічні процеси в чи циліндрі клапанній порожнині в нагнітальному клапані не можуть бути аналітично описані як прості процеси змішання. Тому формула 4.17 приймається як єдину оцінку відносних енерговтрат у даному методі.

Визначивши вирази для оцінок енерговтрат і кожного з клапанів, можливо розробити алгоритм технічного діагностування.

#### 4.4 Розробка діагностування клапанів

Розробка алгоритму діагностування полягає у визначенні послідовності вимірювальних і обчислювальних операцій. Тому що залежності, використані в методі отримані для сталих режимів компримування, те перед проведенням вимірів необхідно провести контроль залежності режиму ПГПА від часу. Для порівняння результатів діагностування порожнини повинні характеризуватися однаковими геометричними параметрами, що в умовах експлуатації, можуть бути різними, наприклад величина мертвого простору. Оскільки обсяг кишень, що підключаються, у порожнині може бути різним, то для одержання порівнянних результатів, усі підключені кишені необхідно відключити. Після відключення кишень необхідно витримати паузу для встановлення температурних режимів протягом 30 хв. [22]. Установка термометрів може виробляється до операції відключення кишень.

Температура суміші в клапанних порожнинах вимірюється побічно по температурі клапанної кришки, що вимірюється електровимірювальним приладом ЕТП-М [47]. Після вимірів температур кришок усмоктувальних

і нагнітальних клапанів, фіксується температура нагнітання в нагнітальному патрубку циліндра.

Визначається ступінь підвищення тиску на момент виміру і температура газу в усмоктувальному, нагнітальному трубопроводах.

Для розробки алгоритму обчислень, усі використовувані формули представляються у виді узагальнених функцій від своїх аргументів. Аналізуючи комплекс аргументів, виділені такі, котрі чи вимірюються обчислюються багаторазово. Багаторазовість обчислень визначається обсягом досліджуваних об'єктів. На КС –це загальне число функціонуючих циліндрів. Тоді величини, що характеризують індивідуально кожну чи порожнину циліндр у цілому, будуть визначатися багаторазово, такі величини назовемо “індивідуальними”. Величини, що характеризують порожнину загалом, однакові для однотипних порожнин, постійні в плинні деякого відрізка часу і незалежні від індивідуального технічного стану порожнини, визначаються однократно для цього відрізка часу і називаються “загальними“. При значному обсязі робіт з контролю технічного стану циліндрів ПГПА на КС ПСГ обчислення індивідуальних величин бажано автоматизувати . Тому необхідно визначити послідовність обчислень індивідуальних величин. З цією метою проаналізуємо використовувані формули.

Відносні енерговтрати циліндрової порожнини в цілому є функцією  $\eta_c, \varepsilon, T_B, k, \tau, T_H'$ . З цих аргументів тільки відношення температур клапанних кришок  $/ \tau /$  і температура нагнітання циліндра  $/ T_H' /$ - індивідуальні величини, інші аргументи характеризують режим роботи КС в цілому і тип конструкції клапана і діаметр циліндра. Для обчислення  $\eta$  потрібно проміжний розрахунок температури нагнітання даної циліндрової порожнини, причому в результаті такого розрахунку визначається температура нагнітання відразу двох порожнин

/  $T_H^{CK}$  - з боку кришки  $T_H^{CB}$  - з боку вала / тому розрахунки  $H$  для цих порожнин можуть бути сполучені.

Відносні енерговтрати у всмоктувальному клапані є функцією  $H_{BC}$ ,  $\theta$ ,  $\Delta$ ,  $\xi$ ,  $T_B$ , з котрих  $\theta$ ,  $\xi$  - індивідуальні величини, інші аргументи - загальні. Для розрахунку  $\eta$  необхідно визначити  $\eta$ - політропічний к.к.д., що розраховується при температурі нагнітання /  $T_H^{CK}$  чи  $T_H^{CB}$  /, що обчислюється при визначенні  $H$ . Таким чином, розрахунок  $\xi$  не може передувати розрахунку  $H$ . Формула для визначення  $\Delta$ , узагалі говорячи, містить індивідуальну величину  $T_{CM}$ , однак, з огляду на невисоку, точність визначення  $\Delta T_Q$ [22], у цій формулі температуру суміші  $T_{CM}$  можна замінити постійною - середньою величиною  $T_{CM}$  при стандартному номінальному рівні структурних параметрів стану. Ця постійна може бути знайдена з експерименту по визначенню  $H_{BC}$ . Така заміна привела до заміни індивідуального аргументу загальним. Величина  $H_{BC}$  є загальною для одноймених однотипних порожнин з одним типом клапана.

У підсумку одержуємо наступний алгоритм обчислень. Визначаються конструктивні параметри S,D. Виміряються всі параметри, названі раніше. Обчислюються загальні величини  $T_B$ ,  $\varepsilon$ ,  $k$ ,  $\eta_c$ ,  $T_{HC}$ ,  $\Delta$ . Розраховуються  $T_H^{CK}, T_H^{CB}, H^{CK}, H^{CB}$ . Розраховуються  $\xi$ ,  $\theta$ ,  $H_v^{CK}, H_v^{CB}$ . Обчислюються  $H_n^{CK}, H_n^{CB}$ .

Розробивши алгоритм діагностування, далі необхідно побудувати загальний алгоритм контролю технічного стану, що дозволяє координувати дії і приймати рішення при постановці діагнозу і зупинці ПГПА на ремонт.



#### 4.5 Алгоритм контролю технічного стану компресорного циліндра ПГПА

Раніше було показано, що для побудови такого алгоритму необхідно розробити метод обчислення мінімуму питомих експлуатаційних витрат  $\tilde{C}$ , що є функцією відносних енерговтрат, параметрів режиму /П/, вартості ремонту вузла /Р<sub>о</sub>/. Тому що мінімум експлуатаційних витрат  $\tilde{C}_o$  визначається порівнянням витрат у різні моменти часу, то для його обчислення досить мати у своєму розпорядженні значення  $\tilde{C}_i$ , розрахованими для послідовних міжконтрольних інтервалів часу.

Для газомотокомпресорів, що складають основну частину парку ПГПА системи ПСГ, значення характеристики П зручніше обчислювати по паспортній витраті паливного газу на одиницю ефективної потужності ПГПА [9], у залежності від теплоти згоряння газу. Для цього питома ефективна витрата тепла по паспорті машини [9] апроксимується статичною функцією потужності, що для ПГПА найбільш розповсюдженої потужності 0,736 МВт /10ГК, 10ГКМ / має вид:

$$q_e = \alpha N^\beta = 27,55 \cdot 10^3 N^{0,5615} \text{ ,кдж/ кВт}\cdot\text{г,} \quad 4.17$$

З огляду на втрати потужності на тертя в одному компресорному циліндрі 12,5 кВт, число компресорних циліндрів  $m$ , співвідношення площ поршня порожнин з боку вала і сторони кришки  $\bar{\Phi} / 0,8511$  для ГМК із циліндрами типорозміру 197 мм./, нижчу теплоту згоряння газу  $Q_n$  /Дж/м<sup>3</sup>/, співвідношення площ поршня в розглянутої  $n$ -ої порожнині і з боку кришки  $\varphi / 1$  чи  $0,8511 /$ , вартість тисячі нормальних кубометрів паливного газу  $C_T$  і відпускну ціну на компримований газ того ж обсягу  $C_T$  /паливний газ береться на обсяг газу, подаваного споживачу /, коефіцієнт

втрат газу при пусках і зупинках ПГПА і відхиленні від оптимального режиму роботи 1,05 [9], одержуємо вираження для характеристики П :

$$\begin{aligned} \Pi_n &= \kappa(c_m + c_r)m^\beta(1 + \bar{\Phi})^\beta \alpha N^{ck} \varphi_n (N^{ck} + \nu)^\beta / Q_n 10^3 \delta \\ \sigma &= \kappa(c_m + c_r)m^\beta(1 + \bar{\Phi})^\beta / Q_n 10^3 = 20.47(c_m + c_r)m^\beta / Q_n, \\ \nu &= 12.5 \cdot 10^3 / (1 + \bar{\Phi}) = 6755, \\ \Pi_n &= \sigma(N^{ck} + \nu)N^{ck} \varphi_n, N^{ck} = dL_c^{ck} / dt, \end{aligned} \quad 4.18$$

Знак величини  $\Pi$ , і моменти контролю, за допомогою чисельного інтегрування, наприклад методом трапеції розраховуються абсолютні енергетичні втрати  $S(t_i)$ , а потім питомі експлуатаційні витрати  $\tilde{C}_i$ , і, відповідно до результату порівняння зі значенням питомих експлуатаційних витрат у момент попереднього контролю, приймається рішення про чи ремонт продовженні експлуатації вузла. Таким чином, рішення про зупинку ПГПА для ремонту вузла приймається вчасно. Контроль технічного стану вузла при експлуатації поєднує сукупність заходів щодо діагностування, прогнозуванню і прийняттю рішень про своєчасний ремонт /див. мал.4.1/. Експлуатація вузлів циліндра ПГПА повинна здійснюватися відповідно до рішень, прийнятими в процесі контролю, тобто припускати ремонти вузлів у призначуваний момент. При контролі технічного стану вузла передбачено звертання до методу діагностування циліндра по індикаторних діаграмах циклів як більш точному, тому що відмову в кільцевих ущільненнях можуть досягати рівня, при якому оцінка  $N_H$  виявиться невірної і ремонт клапана не приведе до підвищення ефективності компримування. Діагностування кільцевих ущільнень повинне здійснюватися через істотно великі інтервали часу і може бути проведене в періоди проведення середніх ППР /якщо двигун ПГПА експлуатується без діагностування /, при яких регламентується розбирання й огляд цих вузлів. У цьому випадку

розбирання циліндра не буде потрібно для більшості циліндрів, тому що величини характеристик відмов у них, відповідно до середніх наробітків [30] не досягнуть значень, що допускаються. Якщо двигун ПГПА експлуатується з використанням діагностики, то діагностування всіх кільцевих ущільнень двигуна і компресорного циліндра ПГПА може бути проведене через однаковий міжконтрольний період у відповідності зі сказаним раніше, для спрощення діагностичних операцій .

Експлуатація ПГПА на КС відповідно до рекомендацій з ремонту клапанів на підставі діагностування відмов і прогнозування ремонтів на спрощених моделях повинна підвищити ефективність перекачування газу, однак оцінка виграшу в експлуатаційних витратах може бути отримана тільки на практиці, з урахуванням фактичного закону розвитку відмов і їхніх енергетичних характеристик .

## Висновки по розділу 4

1. На основі аналітичної оцінки величин перетоків і статистичного аналізу відмов запропоновано спростити метод діагностування стану циліндра поршневого ГПА і застосувати його для діагностування стану клапанів.
2. Показано, що діагностування доцільно вести за величиною відносних енерговтрат в клапанах і запропоновано метод її визначення.
3. Розроблено метод і алгоритм контролю технічного стану компресорногог циліндра стосовно величини перетоків в клапанній системі

## Розділ 5. Експериментальне дослідження методів технічної діагностики компресорного циліндра ПГПА

Дається обґрунтування необхідності експериментальних досліджень, викладається метод досліджень, описується експериментальна установка і комплекс реєструючих приладів, аналізуються отримані результати і робляться висновки.

Експериментальне дослідження, відповідно до структури дійсної роботи проводиться в двох напрямках. Спочатку досліджується метод ідентифікації параметрів по індикаторних діаграмах циклів, а потім спрощений метод діагностики.

### 5.1 Обґрунтування необхідності експериментального дослідження

При розробці методу технічної діагностики по індикаторних діаграмах циклів були прийняті певні припущення. Так, процеси циклу вважалися квазістаціонарними, у формулі розрахунку масової швидкості витікання частина параметрів – характеристик перетину приймалася постійною. При розрахунку відхилення від дійсних значень можуть, сумуючись, внести значну похибку, або компенсуватися, тому що однотипні залежності у формулі 2.4 мають різні знаки. Необхідно врахувати неточність вихідних даних, що може змістити оцінки параметрів.

Для ухвалення рішення про постановку на ремонт необхідне визначення ефективності компримування, причини зниження ефективності. Тому оцінку точності визначення параметрів необхідно зв'язати з оцінкою ефективності компримування. Величина втрат роботи /потужності / по УП може бути обмежена точністю виміру температури  $\delta T_n$ . Тоді Похибка визначення відносних енерговтрат оцінюється:

$$\Delta H = E_{m_n} \{H + \psi / [\eta_c (\psi - 1)]\} \delta T_n, \psi = \varepsilon \frac{\kappa - 1}{\kappa \eta_c}, \quad 5.1$$

Ця похибка може бути викликана неточністю оцінок перетинів негерметичності. Перш ніж знайти точність оцінок, що допускається, перетинів негерметичності, визначимо точність обчислення, що допускається, масової подачі, для чого використовуємо коефіцієнт зниження подачі  $\lambda$  /см. формулу 4.20/:

$$\Delta H = \frac{1}{\lambda} \frac{\delta G}{1 + \delta G}, \quad 5.2$$

Підставляючи в 5.2  $\Delta H$  з 5.1, що обчислюємо для інтервалів  $\varepsilon \in [1,2; 2,0]$ ;  $\eta_c \in [0,6; 0,85]$ ;  $H \in [0; 0,4]$  і для величини відносної помилки виміру температури нагнітання порожнини  $2 \cdot 10^{-3}$ , що відповідає абсолютній помилці 0,5, одержуємо інтервал відносних похибок, що допускаються  $\delta G \in [0,04; 0,009]$ . Розкриваючи вираз для визначення  $\delta G$  одержимо :

$$\delta G = \frac{G_3'' - \sum_1^4 \bar{G}_{nmj}'' F_j'' - \left( G_3' - \sum_1^4 \bar{G}_{nmj}' F_j' \right)}{G_3' - \sum_1^4 \bar{G}_{nm}' F_j'}, \quad 5.3$$

де  $G_3$  - масова подача абсолютно герметичного циліндра;

$\bar{G}_{nmj}$  - інтеграл питомої масової швидкості перетоку через

$j$ -ий перетин негерметичності  $F_j$ ;

' - істинні значення;

'' - допустимі значення.

Нехтуючи зміною  $G_3$ ,  $\bar{G}_{nm}$  від зміни температурного режиму в результаті заміни щирих значень  $F'_j$  допускаються у відповідності з установлюваною точністю одержуємо:

$$\sum_1^4 g_j \delta F_j = (f_\Sigma - 1) \delta G, \quad f_\Sigma = G_3 / \sum_1^4 \bar{G}_{nmj} F'_j, \quad 5.4$$

$$g_j = \bar{G}_{nmj} F'_j / \sum_1^4 \bar{G}_{nmj} F'_j, \quad 5.5$$

Оцінку відносної похибки, що допускається  $\delta F_j$ , визначимо поклавши  $g_i = j$ ,  $\forall i=1, \dots, 4$  і підставивши значення нижньої границі інтервалу  $\delta G$  у формулу 5.4 :

$$\delta F_j \square \forall j=1, \dots, 4, \quad 5.6$$

Ця умова, по-перше, є критерієм зупинки ітераційного процесу обчислення значень перетинів негерметичності відповідно до формули 3.12, по-друге, може бути необхідною умовою для установлення вірогідності самого методу ідентифікації параметрів по індикаторних діаграмах циклів. Метод ідентифікації може вважатися достовірним, якщо величина  $H$  визначена за значеннями перетинів негерметичності  $F$  з точністю 5%, відрізняється від фактичного значення  $H$  на величину  $\delta H$  не переважаючу  $Em_n$ . Значення  $H$  може бути знайдене по величині роботи циклу і масовій подачі, що визначається :

- для порожнини з боку кришки :

$$G = G_2 - G_3 - \sum_1^3 F_j G_{nmj}^{-2-3} - F_2 G_{nm1}^{-3-4-1-2-3}, \quad 5.7$$

- для порожнини з боку вала:

$$G = G_1 - G_3 - \sum_1^4 F_j G_{nmj}^{-3-4-1} - F_2 G_{nm2}^{-1-2-3}$$

5.8

де  $G_1, G_2, G_3$ - маса газу в порожнині в моменти початку стиску, кінця стиску, початку розширення;  $F_j \bar{G}_{nmj}^i$ - маса перетоку в процесі, позначеному верхнім індексом через перетин негерметичності  $F_j$ ;

індекси:  $j$ -вузол, до якого відноситься перетин негерметичності відповідно до рис. 2.2; верхні індекси відповідають крапкам на індикаторній діаграмі циклу рис.4.2

Таким чином, з огляду на прийняття допущення, точність виміру параметрів, необхідно експериментально досліджувати відповідність точності оцінки параметрів стану похибки енерговтрат і цим установити вірогідність методу ідентифікації.

Обґрунтування експериментального дослідження спрощеного методу діагностики було дано в розділі 4, де відзначалася необхідність експериментального визначення характеристик методу. Для визначення цих характеристик проводиться спеціальний експеримент.

## 5.2 Планування експерименту по дослідженню методу технічної діагностики по індикаторних діаграмах циклів

При організації експерименту його необхідно спланувати. У задачах ідентифікації планування експерименту можливе для побудови регресивної лінії чи моделі для перевірки точності деякої функції, представленої відрізком ряду Тейлора. Обсяг експериментів залежить від кількості параметрів, що ідентифікуються, і довжини відрізка ряду розкладання. Основні залежності, по яких ідентифікуються параметри в пропонованому методі, не можуть бути представлені відрізком ряду Тейлора, тому що вони



не мають єдиної функції відгуку і містять безліч параметрів, що характеризують об'єкт і робоче тіло, таке, що обсяг експериментів для оцінки вірогідності функції відгуку не може бути реалізований. Необхідно відзначити також те, що рівні параметрів не можуть фіксуватися і змінюватися експериментатором, оцінки структурних параметрів – перетини негерметичності – не можуть бути прямо обмірювані чи визначені побічно іншим методом, наприклад продувкою в ємності, тому що одержувані оцінки відносяться до статистичного іспиту при іншому рівні навантаження і, отже, герметичності елементів. Відповідність точності оцінки параметрів  $\delta F$  похибки визначення відносних енерговтрат є непрямым підтвердженням вірогідності методу ідентифікації, тому що порівнювані величини обчислюються різними методами, а представляють одну і ту ж фізичну характеристику. У теж час, такий експеримент не планується як факторний, але результати експерименту повинні підтверджувати його вірогідність в умовах експлуатації ПГПА. Тому для організації експерименту необхідно вибрати об'єкт дослідження і режими компримування. Оскільки обчислення характеристики  $H$  зв'язано з використанням осередненої у часі температури, то експериментальна характеристика  $H$  повинна визначатися за параметрами також осередненими у часі. Це означає, що оцінки перетинів негерметичності, обумовлені в декількох послідовних циклах повинні бути осереднені.

Щоб виключити можливу зміну граничних умов і характеристик робочого тіла, обмежимо інтервал вимірів від 1 до 1,5 с. При такому інтервалі часу і швидкості обертання вала ГМК –300 об/хв. необхідно осереднювати перетин негерметичності, отримані за результатами обробки 5-7 циліндрів.

Як об'єкт дослідження необхідно вибрати циліндри найбільш розповсюджених ПГПА –ГМК потужністю 0,736 МВт, до яких відносяться

модифікації МК-8 і МК-8М. Ці модифікації комплектуються циліндрами типорозміру 197 мм. При експлуатації можливі ситуації, коли одну циліндрову порожнину відключають, витягаючи, як правило, усмоктувальний клапан. Тоді циліндр як об'єкт дослідження повинний розглядатися в двох випадках – із двома й однією функціонуючими порожнинами. Режим компримування визначається технологією перекачування газу і задається ступенем підвищення тиску в інтервалі 1,2 –2,0

### 5.3 Експериментальна установка і прилади для дослідження

У відповідності зі сказаним вище як експериментальну установку установку доцільно використати промисловий ПГПА. Вибирається ГМК типу МК- 8М, встановлений у цеху №1 КС “ Богородчани” під стаціонарним номером №1. Цей ГМК обладнаний 4 компресорними циліндрами типорозміру 197 мм, у двох з яких /першому і другому від маховика / відключено по одній циліндровій порожнині з боку вала /витягнутий усмоктувальний клапан/. Клапани компресорних циліндрів дискові, з текстолітовими пластинами. Номінальна швидкість обертання вала ГМК –300 об./хв. Газ із входу в цех надходить у загальну для всіх циліндрів ГМК буферну ємність, що акумулює на усмоктуванні, а потім по усмоктувальним патрубках розводиться до кожного циліндра. Клапанні порожнини усмоктувальних / і нагнітальних / клапанів різних порожнин об'єднані в одну. Газ, що нагнітається, із клапанної порожнини нагнітальних клапанів по нагнітальному патрубку з кожного циліндра надходить у ємність, що буферно-акумулює, на нагнітанні, а потім направляється на вихід з цеху. У такий спосіб стиск проводиться в одну ступінь.

Цех і ГМК обладнаний контрольними приладами. На ГМК встановлені датчики температури і тиску системи автоматичного

контролю. Ця система передбачає реєстрацію граничних значень температур нагнітання по кожному з циліндрів і тиску в ємності, що буферно-акумулює. У цеху КС установлені самописні манометри вхідного і вихідного тисків, термоприлади для виміру вхідних і вихідних температур. Крім термічних параметрів у цеху заміряться об'ємна витрата паливного газу, що направляється до всіх ГМК цеху, а на КС обладнаний пункт виміру об'ємної витрати газу, що перекачується, і хроматограф для аналізу складу газу.

Вихідною інформацією для методу технічної діагностики є тиски і температури, що реєструються приладами. Вибір приладів ґрунтується на забезпеченні необхідної точності реєстрації параметрів. Визначимо необхідну точність реєстрації.

Надійна реєстрація температури може бути проведена, якщо абсолютна помилка не перевищує 0,5 . З такою точністю може бути обмірювана температура нагнітання й усмоктування кожної порожнини при використанні лабораторного ртутного термометра, електротермовимірювального приладу ЕТП –М і штатного /цехового/ приладу для виміру температури усмоктування .

Оскільки тиск усмоктування і нагнітання можуть бути встановлені по індикаторній діаграмі, то похибку реєстрації тиску установимо по похибці індикації, що допускається, тиску в циліндровій порожнині .

Похибку індикації, що допускається, тиску оцінимо по точності обчислення інтеграла питомої масової швидкості перетоку, що є коефіцієнтом при ідентифікованих параметрах у припущенні , що точність обчислення інтеграла дорівнює точності обчислення питомої масової швидкості:

$$\delta \bar{G}_n = \frac{d\bar{G}_n}{d\tau} \frac{\tau}{\bar{G}_n} \delta\tau = \sqrt{2} \frac{d\bar{G}_n}{d\tau} \frac{\tau}{\bar{G}_n} \delta p, \tau = p_2 / p_1, p_2 > p_1, \quad 5.9$$

Обчислюючи  $dG_n/d\tau$  у відповідності з формулою 2.12 при значеннях  $\tau$  і тисків перед щілиною для умов експлуатації /див. п.4.3 /, приймаючи помилку, що допускається  $\delta G=0,01$ , і, відповідно до формули 5.4 і умовою 5.6 визначаючи помилку, що допускається  $\delta G_n=^{1/3}\delta F$ ,  $\delta F=0,05$ , одержуємо величину допустимої похибки індикації тиску:

$$\delta p = \frac{1}{3} \delta F \cdot \bar{G}_n / \left[ \sqrt{2} \tau \frac{d\bar{G}_n}{d\tau} \right] \cong \frac{1}{3} 0,05 \frac{15,8 \cdot 10^3}{\sqrt{2} \cdot 1,2 \cdot 13,5 \cdot 10^3} \approx 0,0115, \quad 5.10$$

Така точність може бути забезпечена комплексом тензометричних приладів, якщо відлік тиску ведеться від середнього вимірюваного тиску [36]. Комплекс приладів у цьому випадку складається з: тензодатчика тиску ТДД /відносна похибка 1% [7] /, тензометричного підсилювача ТА-5 /відносна похибка 3% /, шлейфовий осцилограф Н-115. Для настроювання комплексу на заданий початок відліку тиску використовується тарувальний прес і зразковий манометр класу точності 0,5.

Гальванометр для осцилографа підбирається по робочому діапазоні частот сигналу. При індикуванні тиску спектр частот сигналу можна обмежити 12-17 гармоніками [7], тоді для номінальної частоти обертання вала вища гармоніка буде відповідати частоті 85 Гц. З метою поліпшення лінійності амплитудно-частотної характеристики використовувався гальванометр із робочим діапазоном частот удвічі великим. Відповідно до рівня розмаху шлейфа /близько 20 мм./ і помилці зчитування з осцилограми 1%, можна оцінити загальну відносну похибку реєстрації тиску таким комплексом приладів :

$$\delta p = \sqrt{\sum_{i=1}^s (P_i \delta_i / P_o)^2} = \sqrt{(0.1 \cdot 0.0066 / 3.6)^2 + (3.6 \cdot 0.005 / 3.6)^2 + \sqrt{(0.9 \cdot 0.01 / 3.6)^2 + (0.9 \cdot 0.03 / 3.6)^2 + (1.8 \cdot 0.01 / 3.6)^2}} \approx 0.0106 < 0.0115,$$

$$P_o = 3.6 \text{ МПа}, P_n - P_o = P_o - P_b = 0.9 \text{ МПа},$$

5.11

Таким чином, обраний комплекс приладів забезпечує необхідну точність реєстрації параметрів.

Крім виміру зазначених параметрів, при обробці діаграм необхідна оцінка крайніх мертвих точок положення поршня. Звичайно таку оцінку роблять за допомогою пристроїв, що поєднують датчик положення і прилад перетворення сигналу. Для виключення можливої інерційності спрацьовування електромагнітних датчиків, замість них використовується фотоелектричний перетворювач. Оцінка мертвих точок виконувалася в такий спосіб. На маховику, відповідно до заводських оцінок, білою фарбою була нанесена лінія верхньої мертвої точки /ВМТ/ першого циліндра. На стійці поруч з маховиком установлювався блок з фотодіодом, лампочкою й елементами живлення, змонтований у вибухобезпечному корпусі. Сигнал від фотодіода передавався по кабелі до підсилювача постійного струму, розміщеному поруч з основним комплексом приладів і змонтованому в екранованому корпусі. Підсилювач має балансування нуля і регулювання коефіцієнта підсилення, завдяки чому місце розташування шлейфа й амплітуда його відхилення можуть змінюватися.

Установка датчика тиску на ГМК здійснюється кріпленням до спеціального індикаторного крана, встановленого на кожній циліндровій порожнині заводом-виготовлювачем ГМК. Термометр встановлюється в

спеціальній кишені нагнітального патрубку замість штатного датчика температури.

#### 5.4 Методика проведення експерименту

Методика проведення експерименту будується відповідно до положень, розроблених вище .

Комплекс апаратури встановлюється за межами цеху напроти досліджуваного ГМК. Підводиться електроенергія .Поруч з маховиком встановлюється стійка з датчиком оцінки ВМТ. Кабель від датчика виводиться до інших приладів.

По штатних приладах фіксується тиск входу і виходу цеху. Визначається середній тиск, що далі буде рівнем відліку. На тарувальному пресі, за показниками зразкового манометра, до кожного датчика по черзі підключається підсилювач, і повідомляється тиск відліку, міст підсилювача балансується [36]. Після балансування нульового /за показниками контрольного мікроамперметра /рівня, що відповідає тиску відліку, датчику по черзі повідомляється тиск вхідного і вихідного трубопроводів, контрольоване за показниками зразкового манометра. При цьому регулюванням посилення в підсилювачі і шунтуванням /коробкою шунтів підсилювача/ виставляється відхилення шлейфа приблизно 20 мм. Потім тарувальні і нульові сигнали фіксуються на фотопапері. По закінченні тарування всіх датчиків, вони з'єднуються з індикаторними кранами циліндрових порожнин, після з'єднання крани відкриваються. Реєструється тиск в циліндрових порожнинах, виміряється температура нагнітання, температури поверхонь кришок клапанів, фіксуються режими компримування. Реєстрація процесів на фотопапір проходить при тих же режимах роботи підсилювача, що і при таруванні. По закінченні реєстрації

здійснюється повторний запис нульових показань і виробляється оцінка відходу нуля за показниками зразкового манометра .

### 5.5 Проведення експерименту по реєстрації індикаторних діаграм циклів компресорного циліндра ГМК типу МК-8М

Експеримент проводився 12.09.2002 року. Відповідно до методики проведення експерименту здійснювалася установка і тарировка вимірювального комплексу. Барометричний тиск за показами барометра-анероїда склало 734 мм.рт. ст. Для визначення фактичного коефіцієнта підсилення, датчикам тиску створювався тиск на тарувальному пресі з кроком 1 Мпа від 2,00 до 6,00 Мпа. Кожен рівень тиску записувався на фотопапір. Розмах шлейфа при тисках від 3,5МПа /тиску усмоктування/ до 4,6 МПа / тиск нагнітання / складав 19мм. Коефіцієнт підсилення і рівень відліку тиску надалі контролювалися через кожні 30 хв. При цьому була встановлена величина відходу нуля 0,36205 МПа/година. І дрейфу коефіцієнта підсилення  $3,8 \cdot 10^{-4}$  МПа /мм<sup>2</sup>година, що знаходиться в межах паспортних значень підсилювача, що допускаються.

В інтервалі часу між контролями режимів роботи підсилювача виконувалася реєстрація тиску в компресорних циліндрах, температур усмоктування і нагнітання, тисків в усмоктувальному і нагнітальному трубопроводах, температур клапанних кришок.

Результати індикації тиску в циліндрах ГМК №1 і режими компримування представлені на рис.5.1-5.4. Склад газу, що перекачується, отриманим аналізом на хроматографі : 0,8735  $C_{H4}$ , 0,0698  $C_{2H6}$ , 0,0114  $C_{3H8}$ , 0,0386  $N_2$ , 0,0024  $n_{C4H10}$ , 0,001  $C_{6H12}$ , 0,0017  $PRO_2$ .

## 5.6 Обробка результатів експерименту .

На осцилограммах, відповідно до кінематики ГМК і оцінкою ВМТ наносилися лінії крайніх мертвих крапок, при цьому враховувалося запізнювання сигналу запису тиску в порівнянні з оцінкою ВМТ. У відповідності зі швидкістю звуку в метані і режимами компримування, істинне /на фотопапері/ положення крайньої мертвої точки /КМТ/ зміщалося на 0,45 мм. пізніше наявної оцінки /швидкість протягання фотопапера 1068 мм /з /.

По компонентному складі газу було визначено, що немає необхідності вести перерахунок по вологості газу відповідно до критерію 2,26. По компонентному складу газу також обчислювалися коефіцієнти полінома, що апроксимує коефіцієнт стисливості. Для діапазону тисків і температур експерименту:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 1,0616, & \alpha_2 &= -0,016136, & \alpha_3 &= -0,53518, \\ \alpha_4 &= 0,25777, & \alpha_5 &= 0,17784, & \alpha_6 &= -0,088628, & 5.12 \end{aligned}$$

Обчислювалися параметри газової суміші:  $P_{п.кр.} = 4,5246$  Мпа.,  $T_{п.кр.} = 100,3^\circ\text{C}$ .

Величина запізнювання закриття клапана склала не більш  $10^\circ$  повороту колінвалу. При цьому відносне зниження температури в момент закриття клапана склало в середньому /відповідно до формули 2.6 / 0,0182. Тиск зчитувався з осцилограмм із постійним кроком по куті повороту вала з моменту закриття клапана. По отриманих параметрах по програмі методу ідентифікації обчислювалися перетини негерметичності  $F$ , маса газу в порожнинах у точках процесу 1,2,3/див.рис.4.2/, середнеінтегральная



питома масова швидкість . Величини перетинів негерметичності приведені в таблиці 5.1.

За величинами перетинів негерметичності, середньоінтегральними питомими масовими швидкостями і значеннями маси газу в точках процесу по формулах 5.7, 5.8 визначається масова подача. По величині тиску нагнітання і температури нагнітання /як стандартну порожнину прийнята порожнина з боку вала і порожнина з боку кришки циліндра №3, що мають найменшу температуру нагнітання / визначалася різниця питомих ентальпій нагнітання, величина роботи /повної / циклу визначалася за значеннями тиску повного циклу. По цих величинах обчислювалися фактичні значення відносних енерговтрат порожнини:

$$H_{\Phi} = G_c (i_n - i_{nc}) / L_c, \quad 5.13$$

які представлені в таблиці 5.1.

По величинах робіт циклу кожної порожнини і масових подач кожної порожнини, обчислених по отриманим значенням перетинів негерметичності, розраховувалися експериментальні значення відносних енерговтрат у кожній порожнині в порівнянні зі стандартної:

$$H = \frac{L}{L_c} \cdot \frac{G_c}{G} - 1, \quad 5.14$$

які також представлені в таблиці 5.1.

По параметрах стандартної порожнини обчислена Похибка визначення, що допускається, відносних енерговтрат /формула 5.1/  $\Delta N = 0,032$ .

Аналізуючи отримані результати, можна відзначити, що розбіжність фактичних і експериментальних значень відносних енерговтрат порожнини

в цілому не перевершує величини погрішності, що  $E_{T_n}$  допускається . Таким чином, установлені вимоги до точності оцінки перетинів негерметичності, виміру параметрів достатні для постановки технічного діагнозу для компресорного циліндра ПГПА.

Далі розглядаються питання експериментальних досліджень спрощеного методу технічної діагностики компресорного циліндра .

### 5.7 Експериментальне визначення основної характеристики спрощеного методу технічної діагностики

У розділі 4 було обґрунтовано необхідність експериментального визначення характеристики  $\xi$ . Аналізуючи вирази 4.6 і 4.12 можна відзначити, що  $\bar{\psi}$  не є явною функцією величин структурних параметрів стану, але представляє функцію узагальненого параметра стану. Отже для визначення  $\bar{\psi}$  достатнє проведення експерименту на математичній моделі .

Як модель для такого експерименту використовувалася наступна термодинамічна модель процесів у циліндрі. Лінії наповнення і нагнітання апроксимувались ізобарами, лінії розширення і стиску – політропом з постійним показником по кінцевих параметрах. Величина відносного мертвого простору задавалася дискретно - для підключеного і відключеного кармана.

Таблиця 5.1 - Середні значення параметрів відмов і характеристик технічного стану компресорних циліндрів ГМК №1

№ пп	Циліндр	Порожина	Перетин негерметичності				Н, %	Н <sub>ф</sub> , %
			нагнетальний клапан	усмоктувальний клапан	поршневе ущільнення	штокове ущільнення		
1.	1	СК	0,81	1,54	0,12	-	61,2	58,7
2.	2	СК	0,64	0,64	0,11	-	12,6	15,2
3.	3	СК	0,25	0,66	0,08	-	0	0
4.	3	СВ	0,55	0,48	0,08	0,013	0	0
5.	4	СК	0,86	0,56	0,19	-	28,7	26,9
6.	4	СВ	0,54	0,53	0,19	0,013	1,6	4,4

Примітка. СК-сторона кришки, СВ- сторона вала.

Величина діаметра циліндра, відносний мертвий простір, кінематичні параметри обрані відповідно до паспортних характеристик ПГПА на базі МК-8.

Для виконання розрахунків  $\bar{\psi}$  на даній моделі була складена програма, блок-схема якої приведена на рис.5.1. Текст програми даний у додатку.

За результатами моделювання була побудована кусково – лінійна регресія  $\sigma(\varepsilon, \eta) / \kappa=1,3$  відповідно до п.4.4 /:

$$\begin{aligned} &\text{для } \varepsilon \in [1,15,1,55]: \\ &\bar{\psi} = -0,19609\varepsilon\eta + 0,19035\eta + 0,40431\varepsilon + 0,610, \\ &\text{для } \varepsilon \in [1,55,2,0]: \\ &\bar{\psi} = -0,15758\varepsilon\eta + 0,13066\eta + 0,31819\varepsilon + 0,7435, \end{aligned}$$

Для зазначеного діапазону зміни  $\theta$  від 0,6 до 1,0 відносна помилка приведеної регресії не перевищує 0,2% . По отриманій регресії і формулі 4.12 побудована регресія для  $\xi$  :

$$\begin{aligned} & \text{для } \varepsilon \in [1,15, 1,55] : \\ \xi &= -0,19702\varepsilon\eta + 0,18867\eta + 0,4059\varepsilon + 0,61398 = \\ &= (-0,19702\varepsilon + 0,18867)\eta + (0,40591\varepsilon + 0,61398), \\ & \text{для } \varepsilon \in [1,55, 2,0] : \end{aligned}$$

$$\xi = (-0,15857\varepsilon + 0,12884)\eta + (0,31968\varepsilon + 0,74764), \quad 5.16$$

Визначивши залежність  $\xi$ , можливо експериментально визначити іншу характеристику методу –  $N_{bc}$  . Для того, щоб установити правильність вибору вимірювальних приладів необхідно оцінити похибку у визначенні  $N_{bc}$  . обумовлену неточностями виміру.

5.8 Оцінка точності визначення відносних енерговтрат у всмоктувальному клапані

Оцінимо точність визначення  $N_B$  по величині середнього квадратического відхилення :

$$\Delta N_B = \sqrt{E_{T_{cm}}^2 + E_{T_n}^2 + E_{\xi}^2 + E_{\Delta T_Q}^2}, \quad 5.17$$

де

$$E_{T_{cm}} = \frac{\delta H_g}{\delta T_{cm}} dT_{cm} \approx \frac{H_g}{\theta - 1} [1 - H_g(\xi - 1)] \theta \delta T_{cm}, \quad 5.18$$

$$E_{T_g} = \frac{\partial H_g}{\partial T_g} dT_g \approx \frac{H_g}{\theta - 1} \delta T_g, \quad 5.19$$

$$E_{\xi} = \frac{\partial H_g}{\partial \xi} d\xi \approx \frac{H_g^2}{\theta - 1} (\theta + \Delta) \xi \delta \xi, \quad 5.20$$

$$E_{\Delta T_Q} = \frac{\partial H_g}{\partial \Delta T_Q} d\Delta T_Q \approx \xi \frac{H_g^2}{\theta - 1} \Delta \delta \Delta T_Q, \Delta = \Delta T_Q / T_g, \quad 5.21$$

$\delta$  - символ відносної похибки.

Величина відносних похибок визначається: 0,18% для штатного приладу, що вимірює температуру газу в усмоктувальному трубопроводі; 0,18% для електротермовимірювального приладу, за допомогою якого вимірюється температура в клапанній порожнині; 0,2 % при визначенні величини  $\xi$  ; 1,0% при визначенні величини  $\delta T_Q$ .

При експлуатації діапазони зміни основних параметрів у формулі 5.17 складають.

$$- \theta \in [0,0031, 1,026],$$

$$- \xi \in [1,024, 1,253],$$

$$\Delta T_Q \in [1,2, 4,5].$$

Цим діапазнам зміни параметрів відповідає зміна  $H_{bc}$  від 0,05 до 0,4. Підставляючи приведені величини у формули 5.21-5.17, одержимо значення середнього квадратичного відхилення у функції  $\varepsilon$ .

Таблиця 5.2 Середнє квадратичне відхилення  $\Delta N_B$ .

$\varepsilon$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
$\Delta N_y$ , %	4,2	3,0	2,3	1,9	1,6	1,4	1,8	1,2

Тому що ні при яким значенні  $\varepsilon$ ,  $N_B$ , нижня і верхня границі діапазону зміни  $N_B$  одночасно не можуть виявлятися в інтервалі, обумовленому  $N_{BC} \pm \Delta N_B$ , і також нижня і верхня границі діапазону зміни  $N_{BC}$  може бути однозначно встановлена, те отриману оцінку точності  $N_B$  можна визнати задовільною.

Одержавши оцінку точності  $N_{BC}$  і визначивши допустиме значення похибки виміру параметрів, можливо проводити експеримент для визначення  $N_{BC}$ .

### 5.9 Експериментальне визначення стандартних відносних енерговтрат у всмоктувальному клапані

У зв'язку з тим, що проведення активного експерименту на функціонуючому промисловому устаткуванні неможливо, а режими компримування діючої КС знаходяться в інтервалі зміни, характерному для середніх, найбільш розповсюджених умов експлуатації, експериментальні дослідження для визначення  $N_{BC}$  проводилися як пасивний експеримент. При такому експерименті визначення  $N_{BC}$  проводилося при різних значеннях ступеня підвищення тиску /див.формулу 4.14/, що змінює відповідно до технології перекачування, на різних однотипних циліндрах з однотипними клапанами. Відповідно до обраного об'єкта досліджень / див. п. 5.2 /, експеримент проводився на циліндрах типорозміру 197 мм. Для досліджень може бути обраний довільний тип клапанів, тому що у формулах методу немає обмежень на конструкційні

особливості. Був обраний дисковий тип клапанів з диском з текстоліту, тому що: цей тип клапанів в умовах КС при достатній ефективності легко відновлюється при ремонтах і тому широко використовується в умовах Блгородчанського УПЗГ ; диски цього клапана можуть виготовлятися в умовах КС і їхні геометричні параметри можуть мати допуски, що перевищують заводські, у результаті чого збільшується варіація характеристик клапана в додаток методів ідентифікації до них найбільше складно.

Виміри проводилися в основному на агрегатах №№ 4,5,6 цеху №1 і агрегату № 11 цеху № 2. Агрегати мають 4 компресорних циліндри, включених паралельно. Компримування газу всіма агрегатами одного цеху здійснюється в одну ступінь. Цехи мають один загальний вхід, але вихід з кожного цеху може побут різний, у залежності від напрямку перекачування КС. Тому тиск нагнітання агрегатів різних цехів може бути різним, що визначає розходження в ступені підвищення тиску. Склад газу, що перекачується, протягом тривалого часу був досить стабільним, що дозволило вести спостереження й одержувати результати без додаткових погрішностей. Характер зміни ступеня підвищення тиску був коливний, без чітко виражених періодів у пліні двох місяців експерименту, тому значення ступеня підвищення тиску, отримані в експериментальних вимірах можна вважати випадковими, не зв'язаними згодом. Унаслідок цього характеристика  $H$ , отримана в експерименті, не є функцією часу.

Для визначення  $H_{BC}$ , необхідно знайти мінімальну температуру нагнітання, визначити  $H$  и порівняти його з необхідним значенням / формула 4.15 /. Якщо відхилення  $H$  від нульового значення знаходиться в межах точності, вимога 4.15 вважається виконаним. Обчислюється  $H_{BC}$  по формулі 4.13.

Для обчислення цих характеристик необхідний вимір тисків усмоктування і нагнітання, барометричного тиску, температури газу в усмоктувальному трубопроводі, температур у клапанних порожнинах, визначення складу газу, частоти обертання вала ПГПА. Для порівнянності результатів виміру кишені циліндрів відключалися.

З метою визначення відповідності показань штатних манометрів тиску усмоктування і нагнітання ПГПА, на нагнітальному патрубку ПГПА, замість датчика тиску системи автоматики, був установлений зразковий манометр. Показання цього манометра відрізнялися від показань штатного цехового манометра на 0,06 МПа, що обумовлено втратою тиску при русі газу з нагнітального патрубка у вихідний цеховий колектор. Ця різниця надалі вносилася в показання штатних усмоктувального і нагнітального манометрів при визначенні ступеня підвищення тиску.

Виміри проводилися при ступенях підвищення тиску, що відповідає технологічному режиму перекачування, на працюючих ПГПА. Режим перекачування КС при вимірах був сталим, зміна тисків у часі фіксувалось штатними манометрами.

Вимір мінімальної температури нагнітання проводився ртутними лабораторними термометрами, встановленими в карманах нагнітальних патрубків циліндрів замість датчика температури системи автоматики ПГПА. Мінімальна температура нагнітання циліндра визначала об'єкт подальших вимірів.

У циліндрі, що має мінімальну температуру нагнітання, вимірялися температури поверхонь клапанних кришок, що відповідають певним чином температурам у клапанних порожнинах. Виміри проводилися приладом ЕТП-М п'ятикратно, у різних місцях середини всмоктувальної клапанної кришки і нагнітальних клапанів. Результати виміру усереднювались.



За результатами вимірів розраховувалася величина  $H$ . Якщо значення величини  $H$  не перевищувало величину середнього квадратичного відхилення  $\delta H$ , то результати виміру використовувалися в подальших розрахунках. Результати експерименту дані в таблиці 5.3.

За даними експерименту, відповідно до формули 4.13 обчислювалися значення  $H_{BC}$ . Значення  $H_{BC}$  приведені в графі 3 таблиці 5.4. Графічна залежність  $H_{BC}(\varepsilon)$  оредставлена на рис.5.2. Вид отриманої залежності істотно нелінійний і не може бути визначений апріорі. Спробуємо оцінити параметр відмови - перетин негерметичності.

Для одержання такої оцінки скористаємося залежністю 4.6, що зв'язує температуру в клапанній порожнині і масу перетоку / формула 2.12/. Величину маси, обумовленою подачею циліндрової порожнини, можливо визначити знаючи ступінь підвищення тиску, відносну величину мертвого простору, робочий обсяг циліндра, масу всіх перетоку:

$$G_o = G_s - \sum_{i=1}^4 F_i \bar{G}_{nmi}, G_s = G_s = G_s(\varepsilon, a, V_h, \kappa, \rho) \quad 5.22$$

де  $G_s$  - маса усмоктуваного газу в циліндрі без перетоків:

$$G_s = \left[ 1 - a \left( \varepsilon^\kappa - 1 \right) \right] V_h \rho_g, \quad 5.23$$

де  $a$ - відносна величина мертвого простору,  $V_h$ -робочий об'єм,

$\rho_g$  - густина всмоктуваного газу,  $i$ -індекс каналу перетоку : 1- у нагнітальному клапані, 2- у всмоктувальному клапані, 3 - у поршневому ущільненні, 4 - у штоковому ущільненні.

Після нескладних перетворень можна одержати :

$$F_i = \frac{H_i}{1+H} \cdot f_i, f_i = \frac{G_s}{G_{nmi}}, \quad 5.24$$

Таблиця 5.3. Результати виміру температур при різних ступенях підвищення тиску для визначення стандартних номінальних відносних енерговтрат .

№ п/п	Ступінь підвищення Тиску	Значення температур ,°З			
		нагнітання	усмоктування	поверхні кришки клапанної усмоктувального клапана	сторона сторона кришки вала
1	2	3	4	5	6
1	1,3008	19,0	0,5	4,0	5,0
2	1,4415	28,0	0,5	3,0	3,2
3	1,4008	25,8	1,0	5,2	5,2
4	1,4008	27,0	1,0	5,1	5,6
5	1,389	25,5	1,0	4,8	5,3
6	1,2888	17,7	1,0	4,0	4,4
7	1,2976	18,2	1,0	5,0	6,0
8	1,3378	22,0	1,0	4,0	5,0
9	1,5521	33,0	2,0	4,7	5,0
10	1,8231	50,0	2,5	6,7	6,8
11	1,8231	50,2	2,5	7,2	8,2
12	1,865	52,0	4,5	9,2	9,3
13	1,6927	53,2	6,0	9,8	11,2
14	1,6927	53,2	6,0	14,0	11,0

Таблиця 5.4 Стандартні номінальні відносні енергопотери й еквівалентні перетини негерметичності усмоктувального клапана.

№ п/п	Ступінь підвищенн я тиску, ε	Фактичні значення		Розрахункові значення	
		відносні енергопотери $N_{BC}$ , %	еквівалентне перетин негер- метичности, $F_{ЗС}$ , див <sup>2</sup>	відносні енергопотери $N_{BC}$ , %	еквівалентне перетин негер- метичности, $\hat{F}_{ЗС}$ , див <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6
1.Сторона кришки					
1	1,3008	14,7	0,604	15,0	0,615
2	1,4415	7,44	0,277	8,58	0,316
3	1,4008	13,4	0,486	10,9	0,402
4	1,4008	12,8	0,466	10,9	0,402
5	1,389	12,4	0,457	11,5	0,428
6	1,2888	13,8	0,584	15,3	0,641
7	1,2976	17,6	0,709	15,1	0,622
8	1,3378	11,4	0,447	14,0	0,536
9	1,5521	6,63	0,229	6,26	0,217
10	1,8231	7,22	0,208	7,56	0,217

11	1,8231	8,04	0,229	7,56	0,217
12	1,865	7,84	0,221	7,78	0,217
13	1,6927	6,83	0,209	7,09	0,217
1.Сторона вала.					
14	1,3008	18,8	0,639	18,1	0,615
15	1,4415	7,57	0,240	10,2	0,316
16	1,4008	13,3	0,411	13,0	0,402
17	1,408	13,9	0,427	13,0	0,402
18	1,389	13,8	0,427	13,8	0,428
19	1,2888	15,4	0,547	18,5	0,641
20	1,2976	22,3	0,735	18,2	0,622
21	1,3378	14,6	0,473	16,9	0,536
22	1,5521	7,54	0,220	7,43	0,217
23	1,8231	7,29	0,178	9,0	0,217
24	1,8231	9,59	0,230	9,0	0,217
25	1,865	8,0	0,189	9,26	0,217
26	1,6927	9,36	0,239	8,43	0,217
27	1,6927	9,0	0,230	8,43	0,217

Нехтуючи величинами масових перетоків  $G_{n1}$ ,  $G_{n3}$ ,  $G_{n4}$ , при стаціонарних номінальних значеннях структурних параметрів стану  $F_1$ ,  $F_3$ ,  $F_4$ , і, з огляду на, що  $H_{bc}$ -характеристика, що відповідає измениению структурного параметра стану від нульового значення, дорівнюємо:  $H = H_{bc}$ . Відношення  $M_c / G_{n2}$  відповідно до 7,23 може бути представлено деякою функцією

$f_2(\varepsilon, \bar{W}, a, \eta)$ , причому :

$$f_2 = (\varepsilon, \bar{W}, a, \eta) = \bar{W} \cdot \bar{f}_2, \quad \bar{W} = V_h \sqrt{Z_a RT_a}, \quad 5.25$$

де  $\bar{f}_2$ -функція  $a, \varepsilon, \eta$  для прийнятого раніше значення  $a = 0,11$  може бути представлена регресією по  $\varepsilon$  і  $\eta$ . Коефіцієнти регресії обчислюються по моделі, використаної раніше при визначенні середньомасової температури перетоку /див.рис.5.1/:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{для } \varepsilon < 1,35: \\ \bar{f}_2 = -1,05 \varepsilon \eta + 0,6958 \eta - 29,861 \varepsilon + 55,21, \\ \text{для } 1,35 < \varepsilon < 1,75: \\ \bar{f}_2 = -0,588 \varepsilon \eta - 0,0555 \eta - 8,637 \varepsilon + 26,57, \\ \text{для } 1,75 < \varepsilon < 1,95: \\ \bar{f}_2 = -0,4101 \varepsilon \eta - 0,2413 \eta - 5,195 \varepsilon + 20,748, \end{array} \right.$$

$$[\bar{f}] = \frac{1}{c}, \quad 5.26$$

Максимальна помилка отриманих залежностей не перевищує 6%.

Оконтательно, залежність для визначення  $F_2$  прикмет вид:

$$F_{\text{зс}} = \frac{H_{\text{вс}}}{1 + H_{\text{вс}}} \frac{V_h}{\sqrt{Z_a RT_a}} \bar{f}_2, \quad F_{\text{зс}} = F_2(H_{\text{вс}}, \varepsilon, \eta_c), \quad 5.27$$

Обчислені по цій формулі оцінки еквівалентного перетину негерметичності представлені в графі 4 таблиці 5.4 і графічно на рис.5.5.

Обробляючи й аналізуючи отримані результати можна зробити наступні висновки. По-перше, середні квадратические відхилення еквівалентних перетинів негерметичності, розрахованих для порожнин циліндра з боку кришки і з боку вала,-рівні, тому що вибіркоче значення критерію Фишера 1,061 менше табличного—1,44[13]. Значення еквівалентних перетинів негерметичності для цих порожнин циліндра належать однієї генеральної сукупності, тому що критерій Стьюдента вибірки 0,355 менше 1 [13]. Цей факт міг бути припущений апріорі, тому що еквівалентний перетин негерметичності, що відповідає стандартному номінальному значенню, повинне визначатися тільки типом клапана, і, якщо тип клапана однаковий в обох циліндрових порожнинах /на ПГПА 1-го цеху КС Белоусово встановлені клапани дискові з диском з текстоліту /, те і стандартні номінальні значення структурних параметрів повинні бути рівними. По-друге, при ступенях підвищення тиску більш 1,488 еквівалентний перетин негерметичності постійно й оцінюється  $0,217 \text{ див}^2$ , тобто в даной області ступеня підвищення тиску еквівалентний перетин негерметичності можна вважати конструктивною характеристикою, обумовленої типом клапана .

По-третє, при ступенях підвищення тиску менш 1,488 еквівалентний перетин негерметичність-функція ступеня підвищення тиску:

$$F_{\text{ЭС}}=10^{-5} \cdot \text{Ч}(33,838-21,284e), [F_{\text{ЭС}}]=\text{м}^2, \quad 5.28$$

Ця залежність адекватно характеризує зміну еквівалентного перетину негерметичності від ступеня підвищення тиску, тому що відповідно до методу перевірки адекватності за критерієм Фишера для парної лінійної регресії [13], вибіркоче значення критерію Фишера 4,03 для числа ступенів волі чисельника  $n_1 = 16-1=15$  /що відповідає ступеня волі середнього квадратического відхилення / і числа ступенів волі

знаменника  $n_2 = 16 - 2 = 14$  / що відповідає ступеня волі залишкової суми квадратів / , більше табличного значення 3,66 для 1%-го рівня значимості і тих же чисел ступенів волі чисельника і знаменника [13]. Фізичний зміст залежності 5.28 полягає в тім, що в цьому діапазоні ступеня підвищення тиски змінюються геометричні характеристики перетину негерметичності, ці зміни можуть бути обумовлені зменшенням зазору щілини, утвореної разнотолщинністю диска і волнистостью поверхні диска. Зазор щілини буде визначатися прогином, що пропорційний рівномірно розподіленому навантаженню- перепаду тиску на пластині. Цей перепад тиску - функція часу, усереднений у часі перепад тиску - функція ступеня підвищення тиску і різниці тисків нагнітання й усмоктування. Оскільки тиск нагнітання підтримується постійним за вимогою технології транспорту газу в системі ПЗГ, то середній перепад тиску на текстолітовому диску клапана -функція тільки ступеня підвищення тиску. Зміна геометричних характеристик перетину негерметичності може визначатися тим, що маса перетоку зменшується з більш повільною швидкістю, чим це визначається величиною  $\bar{G}_n$  -функція ступеня підвищення давле. Це означає, що в загальній масі перетоку  $G_n$  є частка, обумовлена характеристикою витікання  $\bar{G}$  не зв'язаної зі ступенем підвищення тиску. Ця частка перетоку визначається масою газу, що повертається з циліндра з-за запізнювання закриття клапана [63]. Її величина зменшує  $G_3$  на величину, і висновку, що враховується не в подальших перетвореннях, формули 5.25. Відзначимо, що це побічно підтверджує справедливність зневаги  $G_{n1}$ ,  $G_{n3}$ ,  $G_{n4}$  тому що значення - функції ступеня підвищення тиску, причому монотонно зростаючі. Тому їхній вплив повинний був би позначатися при великих  $\varepsilon$  і призводити до відхилення  $F_{\varepsilon}$  на іншій ділянці, такого відхилення не спостерігається. Отже залежність 5.28 не може визначатися цими факторами. Частка

перетоку, що не залежить від ступеня підвищення тиску може обумовлюватися також утратою тиску при проходженні через клапан. Це викликає збільшення ступеня підвищення тиску в циліндровій порожнині в порівнянні з величиною  $\varepsilon$ , обумовленою по тисках нагнітання й усмоктування. Таке збільшення ступеня підвищення тиску залежить тільки від типу клапана, тому, відповідно до формули 5.23 величина  $G_3$  фактично буде менше розрахункової на постійну величину, що не залежить від  $\varepsilon$ .

Таким чином, значення еквівалентного перетину негерметичності відповідають фізичним явищам і можуть використовуватися для подальших розрахунків. Розрахункові значення еквівалентного перетину негерметичності для  $N_{BC}$ , отриманих в експерименті, дані в графі 6 таблиці 5.4. За цими значеннями, відповідно до формули 5.27 обчислювалися значення відносних енерговтрат для порожнини з боку кришки і вала  $N_{BC}$ , що представлені в графі 5 таблиці 5.4. Тому що розбіжності між експериментальними й обчисленими значеннями  $N_{BC}$ , лежать у межах середнього квадратического відхилення  $\sigma_{N_{BC}}$ , представленого в таблиці 5.2, то точність розрахунку  $N_{BC}$  по еквівалентному перетині негерметичності варто визнати вдоволеною. Графічно ця залежність представлена умовної кривої для порожнини з боку кришки і для порожнини з боку вала на рис.5.2. Умовність полягає в тім, що крапкам кожної кривої відповідають значення  $N_{BC}$ , отримані для осередненого значення температури усмоктуваного газу 275,19ДО.

З метою спрощення обчислень, процес розрахунку  $N_{BC}$ , по формулі 5.28 і далі по формулі 5.27, замінюється обчисленнями по регресійній моделі  $N_{BC}$ .

Для порожнини з боку кришки :

для  $\varepsilon = 1,35$ :

$$N_{BC}^{СК} = 1,8182\varepsilon \bar{W}' - 4,22 \bar{W}' - 19,273\varepsilon + 45,338,$$

для  $\varepsilon \in [1,35; 1,75]$ :



Для порожнини з боку вала:

для  $\varepsilon = 1,35$ :

$$N_{BC}^{СК} = 4,049\varepsilon \bar{W}' - 7,596 \bar{W}' - 42,407\varepsilon + 80,429,$$

для  $\varepsilon \in [1,35; 1,75]$ :

$$N_{BC}^{СК} = 9,025\varepsilon \bar{W}' - 14,315 \bar{W}' - 96,68\varepsilon + 153,7,$$

для  $\varepsilon \in [1,75; 2,00]$ :

$$N_{BC}^{СК} = -2,49\varepsilon \bar{W}' - 2,476 \bar{W}' - 27,0\varepsilon + 26,618,$$

$$N_{BC}^{СК} \bar{N}_{BC}^{СК} / \bar{c}, \bar{c} = \left[ 1 - a^{c\kappa} \left( \varepsilon^{\kappa} - 1 \right) \right] / \Phi \left[ 1 - a^{c\kappa} \left( \varepsilon^{\kappa} - 1 \right) \right], \quad 5.30$$

У цих формулах

$$\bar{W} = 10^5 \bar{W}' = 10^5 V_h / \sqrt{Z_a R T_a}, \quad 5.31$$

де  $Z_B$ ,  $R$ ,  $T_B$ -соответственно коефіцієнт стисливості; газова постійна [Дж/кг·ДО]; температура газу в усмоктувальному трубопроводі, К;  $V_h$ -робочий обсяг циліндрової порожнини, м<sup>3</sup>. Значення  $N_{BC}$  у формулах 5.30, 5.29 виходять у відсотках.

Одержавши вираження для  $N_{BC}$  можливо визначити відносні енергопотери  $N_B$ , відлічувані від стандартного номінального рівня /див формулу 4.14 /. Енергопотери в інших вузлах також можуть бути отримані як функції перетинів негерметичності, відповідно до адикватністю відносного енерговтрат:

$$N_j = F_j \int_0^{t_j} \bar{G}_{n_j} dt / G, \quad 5.32$$

При цьому необхідно відзначити, що сума оцінок  $N_j$  по формулі 5.32 може бути менше, ніж величина загальних енерговтрат у порожнині  $N$ ,

тому що в залежності від ступеня підвищення тиску частка енерговтрат, не зв'язаних з перетічками через F може мінятися /див рис 5.3 /.

За результатами експериментальних досліджень можна зробити визначені висновки .

#### 5.10 Основні результати експериментальних досліджень .

Результати експерименту показали, що метод технічної діагностики по індикаторних діаграмах циклів відповідає вимогам до методів діагностики ПГПА . Метод може бути використаний для діагностування технічного стану циліндрів ПГПА, що встановлені на КС підземних сховищ газу.

Експериментально встановлені характеристик  $\xi$ ,  $N_{вс}$ , що дозволяють оцінити стан усмоктувального і нагнітального клапанів .

При необхідності оцінки параметрів відмовлень і характеристики відмовлень можуть бути отримані за допомогою методу ідентифікації параметрів по індикаторних діаграмах і формулам 5.32.

Метод технічної діагностики по індикаторних діаграмах циклів вимагає застосування спеціальних /не штатних / приладів, обчислювальних засобів значного часу для обробки отриманих результатів. Для реалізації методу в умовах КС трубується визначеної кваліфікації фахівець з комплексу вимірювальних приладів і для виконання обчислювальних робіт на ЕОМ. У силу сказаного, спрощений метод технічної діагностики може бути прийнятий у якості основного, а метод діагностики по індикаторних діаграмах циклів - у якості допоміжного .

Методи діагностики розроблені стосовно до ПГПА газової промисловості і можуть бути використані для контролю технічного стану ПГПА на КС МГ чи ПХГ.

Відповідно до обсягу робіт з контролю технічного стану ПГПА на КС бажана автоматизація робіт з діагностування.

## Висновки по розділу 5

1. Проведено цілеспрямоване обґрунтування необхідності експериментальних досліджень з метою виявлення характеру технічного стану циліндра поршневого компресора і планування експерименту по дослідженню методів технічного діагностування за індикаторними діаграмами циклів.
2. Розроблено методика проведення експерименту і оцінено величини та характер похибок структурних параметрів, що визначаються в результаті експерименту і визначають технічний стан циліндра.
3. Проведено активний експеримент з визначення параметрів стану компресорних циліндрів ПГПА на компресорній станції Богородчанського підземного сховища газу і виконано обробку результатів дослідів.
4. Аналіз результатів експериментальних досліджень показав, що основна характеристика процесу - відносні енерговтрати - суттєво залежить від діапазону зміни ступеня стиску компресора. Так, в діапазоні зміни ступеня стиску (1;1,5) залежність відносних енерговтрат від ступеня стиску носить падаючий нелінійний характер, а при перевищенні ступеня стиску за 1,5 - лінійний зростаючий характер.
5. Розроблено математичні моделі для діагностування клапанів компресорних циліндрів в умовах КС Богородчанського підземного сховища газу.

## ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ

1. При розробці методу ідентифікації перетинів негерметичності компресорного циліндра ПГПА на КС системи ПЗГ необхідно враховувати "реальність" і вологість газу, особливості витікання газу через щілини з тертям, невизначеність величини мертвого простору, запізнювання закриття клапанів. Облік цих факторів дозволяє на 20-40% підвищити точність визначення енерговитрат через відмовлення, і використовувати отримані оцінки для своєчасного назначення ремонтно-відбудовчих операцій. Ідентифікацію перетинів негерметичності пропонується проводити відповідно до розробленого алгоритму, що дозволяє оцінювати параметри відмовлення з допустимою точністю 5%.
2. Єдиним узагальненим параметром технічного стану компресора ПГПА на КС в умовах технології перекачування газу є температура нагнітання, по величині якої можуть бути визначені енерговитрати й ефективність окремих ПГПА і КС у цілому, а також зниження продуктивності, що пропонується визначати за "коефіцієнтом зниження подачі". Показано, що технологія перекачування газу на КС, разом з параметрами відмовлень, визначає енерговитрати через відмови в ПГПА й ефективність КС. Вплив технології перекачування на енерговитрати й ефективність виражається спеціальною характеристикою.
3. Ремонтно-відновні операції призначаються за рівнем енерговитрат що з необхідною точністю можуть бути визначені розробленим методом технічної діагностики клапанів.
4. Збільшення продуктивності КС і ефективності компримування газу на КС пропонується здійснювати за рахунок попереджувальних ремонтів вузлів, що відмовили, ПГПА по досягненні допустимих

значень, енерговитратами в цих вузлах. Допустимі значення у середньому на 20% менші граничних і визначаються за результатами контролю технічного стану з використанням розроблених алгоритмів і програм методів діагностики.

5. Продуктивність КС системи ПЗГ підвищується на 3,7%, витрати паливного газу знижується на 4%, експлуатаційні витрати зменшуються на 2,2% у результаті впровадження запропонованого й експериментально випробуваного методу технічної діагностики ПГПА.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абдурашитов С.А., Тупиченков А.А., Вершинин Н.М. и др. Насосы и компрессоры.-М.: Недра, 1974.-296 с.
2. Агаджанов В.М., Зайцев И.Г., Хворост В.А. Расчёт и исследование характеристик надёжности колец поршневых уплотнений .-В. кн. Конструирование, технология и эксплуатация компрессорных машин различного назначения.-Сумы,1977.
3. Арсланов Н.И. Оценка надёжности кольцевых клапанов поршневого компрессора .-Надёжность и контроль качества, 1997, №4.
4. Бажай А.М., Муриков В.Д., Бережной И.С. Постановка задачи анализа волновых полей напряжений на деталях компрессорных машин в аспекте акустической диагностики и износостойкости.-В кн. Конструирование, исследование, технология и организация производства компрессорных машин.-Сумы,1975.
5. Базара М., Шетти К. Нелинейное программирование. Теория и алгоритмы: Пер.с англ.-М.:Мир, 1982.-583с.
6. Бекишев Г.А. Кратко М.И. Элементарное введение в геометрическое программирование .-М.: Наука ,1980.-143 с.
7. Борохович Б.А., Борохович А.И. Предварительная оценка срока службы запорных элементов клапана .-Известия вузов.Горный журнал,1978,№1
8. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика: Пер.с англ.-М.: Мир,1977
9. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей .-2-е изд. перераб. и дп.-М.: Наука , 1972.-720 с.
10. Васильев В.Д., Соложенцев Е.Д. Кибернетические методы при создании поршневых машин,-М.: Машиностроение, 1978 .-120 с.

11. Владиславлев А.П., Якубович В.А. Методы и приборы для измерения параметров динамики трубопроводных систем.- М.:Недра,1981.-267с.
12. Гусев В.В. Определение дефектов компрессора по индикаторной диаграмме.-Энергетик ,1965, №6
13. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей .-М.: Транспорт,1970.
14. Грудз В.Я., Костів В.В. Вплив властивостей газу на режим роботи поршневого газомотокомпресора.// Збірник «Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ», Івано-Франківськ, №1(2), 2001 р - С.79-82.
15. Грудз В.Я., Костів В.В., Грудз Я.В. Термогазодинамічні основи створення діагностичної моделі циліндра поршневого компресора. // Збірник «Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ», Івано-Франківськ, №2(3), 2002 р.-С.22-24.
16. . Грудз В.Я., Костів В.В., Михалків В.Б., Грудз В.Я. Температура нагнітання компресорного циліндра як узагальнений діагностичний параметр. // Збірник «Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ», Івано-Франківськ, №3(4),2002 р.-С.79-82.
17. Грудз В.Я., Костів В.В. Засади вибору узагальненого параметра для діагностування стану циліндра компресора. // Тези доповіді на конференції професорсько-викладацького складу Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. Івано-Франківськ, 2002 р.-С. 36.
18. Грудз В.Я., Тымків Д.Ф., Яковлев Е.И. Обслуживание газотранспортных систем.:Киев - УМК ВО, 1991. - 160 с.
19. Грудз В.Я., Лінчевський М.П., Михалків В.Б., Тимків Д.Ф., Керування режимами газотранспортних систем. - Київ.: Укргазпроект, 1996. - 150 с.

- 20.Деточенко А.В., Михеев А.Л.,Волков М.М. Спутник газовика.- М.: Недра 1978,-311 с.
- 21.Ефимов А.В. и др. Математический анализ / специальные разделы / .Ч. I I. Применение некоторых методов математического и функционального анализа: Учеб. Пособие для вузов .-М.: Высш.школа, 1980.-295 с.
- 22.Захаренко С.Е. К вопросу о протечках газа через щели .-Труды ЛПИ,1953, №2, с.144-160.
- 23.Захаренко С.Е. Экспериментальное исследование протечек газа через щели .-Труды ЛПИ , 1953 , №2, с. 161-70.
- 24.Иванников В.Г., Куликов В.А., Филимонов Г.Е. Повышение точности измерения давления в трубопроводах .-"Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов". РНТС/ВНИИОЭНГ; М.: 1980, №12,с.18-20.
- 25.Ильин В.А., Малофеев В.П., Петросянц А.А., Сорокин И.А.Опыт внедрения технической диагностики газоперекачивающих агрегатов по анализу смазочного масла .-"Машины и нефтяное оборудование ". РНТС/ВНИИОЭНГ; М.,1982, №4, с.16-18.
- 26.Исаев К.В. Соложенцев Е.Д. Теория и эксперименты по идентификации рабочего процесса поршневых машин. В сб. Исследования в области компрессорных машин и технологии их производства .Сумы,1975,с.58-69.
- 27.Ковляшенко Н.Н. Термодинамические соотношения с учётом влияния протечек газа на индикаторные диаграммы компрессоров.- Известия вузов.Горный журнал,1969, №11,с.109-112.
- 28.Копелевич А.С. Газодинамическая работа ступени поршневого компрессора ,-Известия вузов,Машиностроение ,1979, № 3.
- 29.Копелевич А.С. Об одном соотношении в термодинамике поршневого компрессора .-Теплоэнергетика, 1977, № 4,с.47-50.



- 30.Копелевич А.С. Исследование влияния неплотности самодействующих клапанов на технико –экономические параметры ступени поршневого компрессора.-Дис. ... канд.техн. наук. М., 1978.
31. Кадиров Н.Б. Термодинамика рабочего процесса поршневых компрессорных машин и основные вопросы его теории и расчёта.:Автореф.дис. ... докт.техн. наук.-Баку,1968.-57 с.
- 32.Костів В.В. Узагальнений параметр як якісна характеристика технічного стану циліндра газомотокомпресора.// Тези доповіді на кон-ференції професорсько-викладацького складу Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. Івано-Франківськ, 2002 р. -С.37.
- 33.Костів В.В. Експериментальне дослідження діагностичних параметрів циліндра компресора. //Матеріали наук.-практ. конф. "Шляхи підвищення надійності і ефективності роботи трубопровідного транспорту. Івано-Франківськ, 2000. -С.31-32.
- 34.Ковалко М.П., Грудз В.Я., Михалків В.Б. та ін. Трубопровідний транспорт газу. - Київ.: Арена-ЕКО, 2002. - 695 с.
- 35.Кулаев Д.Х. Исследования самодействующего клапана холодильных поршневых компрессоров для цели выявления неисправностей, связанных с изменением характеристики его упругих элементов.-Лис. канд. Техн.наук.Л.,1978.
- 36.Козобков А.А.,Ходов Б.Н. Проведение индикаторной диаграммы компрессора к “ стандартной “ влажности газа при постановке технического диагноза .-Труды МИНХ и ГП, 1980 , № 153.с.175-179.
- 37.Кириллин В.А., Сычѳв В.В., Шейндлин А.Е.Техническая термодинамика .-3-е изд., перераб. и дп.-М.: Наука ,1979,-512с.
- 38.Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмперических формул : Учебное пособие .-М.: Высш.школа,1982.-224 с.

39. Майника Э. Алгоритмы оптимизации на сетях и графах : Пер. с англ.-М.: Мир, 1981.-323 с.
40. Капцов И.И. Определение энергетически оптимальных режимов работы поршневых газоперекачивающих агрегатов. В сб. Энергомашиностроение, -Харьков.:Вища школа, 1985. С. 74-79.
41. Капцов И.И. Особенности работы головных компрессорных станций магистральных газопроводов. В кн. Нефть и газ. М.: МИНХиГП им. И.М. Губкина, 1971. С.147-149.
42. Козак В.Р. Техніка і технологія діагностування основних вузлів компресорних установок і допоміжного устаткування. // Нафтова і газова промисловість. - 1997.-№2. - С.43-44
43. Левыкин Е.В. Технологическое проектирование хранения газа в водоносных пластах.- М.: Недра, 1973. - 208 с.
44. Мамонтов М.А. Основы термодинамики тела переменной массы.- Тула: Приокское книжное изд-во ,1970,-87 с.
45. Маркович З.П. Математическая модель сложных объектов для целей диагностики .-Дис. канд.техн.наук.-Рига ,1970.
46. Михайловский Г.А. Термодинамические расчёты процессов парагазовых смесей .-М.-Л.: МАШГИЗ ,1962,-184 с.
47. Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин.- М.:Колос,1976.-287 с.
48. Можин В.Н., Супонев В.В. Исследование спектров вибрации поршневых компрессоров .-В кн. Интенсификация процессов и оборудования пищевых производств .-Л., 1976
49. Мясников В.Г. Исследование влияния динамических процессов на рабочий цикл самодействующих прямоточных клапанов поршневых компрессоров. -Дис. ... канд.техн.наук Л.,1974.
50. Мозгалевский А.В., Гаскаров Д.В. Техническая диагностика.-М.: Высшая школа, 1975.-715 с.

51. Пластинин П.И. Расчёт и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭВМ.–Всб. Насосостроение и компрессостроение: Итоги науки и техники. -М.: ВИНТИ, 1981, т.2, -168 с.
52. Пластинин П.И., Гвалчрелидзе В.К. Введение в математическое моделирование поршневых компрессоров. М.: МВТУ им. И.Э.Баумана, 1976.-78 с.
53. Растригин Л.А., Маджаров Н.Е. Введение в идентификацию объектов управления. -М.: Энергич, 1977.-222 с.
54. Райбман Н.С. Идентификация технологических объектов методами кусочной аппроксимации.-М.: Радио, 1977, -78 с.
55. Сафин А.Х. Теоретические предпосылки к расчёту регулирования производительности компрессора динамическим отжимом всасывающих клапанов.-Труды ЛЕННИИХИММАШ,-Л.: Машиностроение, 1967.
56. Ставровский Е.Р., Сухарев М.Г., Карасевич А.М. Оценка надёжности газопроводов, компрессорных станций и линейных участков.-Всб. Транспорт и хранение газа :Обзорная информация.-М.: ВНИИЭгазпром, 1981, №1,-48с.
57. Ставровский Е.Р., Сухарев М.Г. Статистические методы расчета коэффициента гидравлического сопротивления газопровода. -М.: ВНИИЭгазпром, 1970.-73 с.
58. Смерека Б.М., Дворяшин В.В., Скуинь А.К. Температурный метод диагностики клапанов компрессорных цилиндров поршневых газоперекачивающих агрегатов.- “Транспорт и хранение газа”. РС/ВНИИЭгазпром; М., 1977, № 5 с.3.-11.
59. Смерека Б.М., Васильев Ю.Н. Повышение эффективности эксплуатации компрессорных станций.- М.: Недра, 1981.-311 с.

60. Техническая диагностика поршневых компрессорных машин Сафин А.Х., Сердаков М.А. - В сб. Компрессорное машиностроение: Обзорная информация. - М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1980, - 28 с.
61. Теплотехнические расчёты процессов транспорта и регазификации природных газов: Справочное пособие / Загорученко В.А., Бикчентай Р.Н., Вассерман А.А., и др. М.: Недра, 1980. - 320 с.
62. Теплотехнические свойства веществ: Справочник / Под ред. Н.Б. Варгафтика. - М.: ГОСЭНЕРГОИЗДАТ, 1956. - 367 с.
63. Трубопроводный транспорт газа. // С.А. Бобровский, Г.А. Гарляускас, А.Г. Немудров и др. - М.: Наука, 1976. - 576 с.
64. Трубопроводный транспорт нефти и газа. // Учебник под ред. Юфина В.А. - М.: Недра, 1978. - 654 с.
65. Федоренко С.В. Исследование изменения температуры газа в цилиндрах поршневых компрессоров : Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - М., 1977.
66. Фотин Б.С. Рабочие процессы поршневых компрессоров: Автореф. дис. на соиск. докт. техн. наук. - Л., 1974.
67. Фотин Б.С., Прилуцкий И.К., Никифоров А.Г., Петров В.В. Математическое моделирование работы поршневого компрессора. - Известия вузов. Машиностроение, 1980, № 2, с. 74-77.
68. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. - Л.: Машиностроение, 1968. - 355 с.
69. Храпач Г.К. Надёжность работы поршневых газоперекачивающих агрегатов. - М.: Недра, 1978. - 192 с.
70. Хлебова И.Л. Формирование параметрического отказа при изменении точности сопряжений поршневого компрессора. - Известия вузов. Машиностроение, 1980, № 12, с. 74-77

- 71.Хлебова И.Л. Формирование и расчёт вероятности параметрического отказа поршневого компрессора с изменением точности в процессе износа.-Известие вузов.Машиностроение, 1981, №1,с.91-95.
- 72.Ходов Б.Н. Метод прогнозирования технического состояния поршневого компрессора по сравнительной эффективности компримирования.- “Машины и нефтяное оборудование”. РНТС/ВНИИОЭНГ; М.,1982 , № 4,с.13-15.
- 73.Ходов Б.Н. Техническая диагностика рабочих колёс центробежных насосов .-“Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов ”. РНТС/ВНИИОЭНГ; М.,1980,№ 12, с.20-22.
- 74.Ходанович И.Е., Кривошеин В.Л., Бикчентай Р.Н. Тепловые режимы магистральных газопроводов.-М.: Недра,1971 -306 с.
- 75.Хейн А.Л. Газодинамические расчеты ПХГ. – М.: Недра, 1968. – 314 с.
- 76.Хушпулян М.М., Рахмилевич З.З., Хушпулян А.М. Повышение эксплуатационной надёжности и экономичности компрессоров на промыслах .-М.: ВНИИОЭНГ, 1972.-152 с.
77. Чарный И.А., Астрахан Д.И., Власов А.М. и др. Хранение газа в горизонтальных и пологопадающих водоносных пластах – М.: Недра, 1968. – 300 с.
- 78.Чарный И.А. Основы газовой динамики. -М.: Гостоптехиздат,1961- 200 с.
79. Ширковский А.И. Подземное хранение газа. – М.: Гостоптехиздат, 1960. – 75 с.
80. Ширковский А.И, Левыкин Е.В. Технологическое проектирование хранения газа в водоносных пластах.-М.: Недра, 1973. – 207 с.

81. Шимко Р.Я, Вечерік Р.І.,Хасецький Ю.М. та ін. Забезпечення надійного функціонування ПСГ ДК "Укртрансгаз".// Нефть и газ Украины, №4, 2002, С. 40-43.
- 82.Щербаков С.Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа.-М.: Наука,1982.-206 с
- 83.Щуп.Т. Решение инженерных задач на ЭВМ. Практическое руководство : Пер.с англ. –М.:ир ,1982.-238с.
- 84.Щуровский В.А. Сеницын Ю.И. О расходе топливного газа на газотурбинных компрессорных станциях.// Транспорт и хранение газа. -М.:ВНИИЭГАЗПРОМ, №5,1976. С.24-26.
- 85.Яковлев Е.И., Барыбин В.Н. Техническая диагностика трубопроводных систем. -М.:МИНХ и ГП им. И.М. Губкина,1980,-72 с.
- 86.Яковлев Є.І., Казак О.С., Михалків В.Б., Тимків Д.Ф., Грудз В.Я. Режими газотранспортних систем.-Львів.:Світ,1991.-170 с.
- 87.Яковлев Е.И. Построение характеристик компрессорных станций магистральных газопроводов статистическими методами.//Изв. Вузов.Нефть и газ.-Баку. №2,1968. С.56-59.
- 88.Яковлев Е.И., Киселев П.Л., Мышалкив В.Б., Грудз В.Я. Методика оперативного диспетчерского управления режимами газотранспортных систем.:РИ-Киев, Час,1990.
- 89.Ясин Э.М., Березин В.Л., Ращепкин К.Е. Надежность магистральных газопроводов. -М.: Недра,1972.-212с.
- 90.Chatas, A.T: A. Practical Treatment of Nonsteadystate Flow Problems in Reservoir System. Petrol. Engr., 25 (5): В 42; 25 (6): В 38; 25 (9): В 44 (1953)
- 91.Cornell, D: Applying Van Everdingen and Hurst Solutions to Natwal Gas Flow Problems, World Oil, 142 (2): 134 (1956).

92. Cornell, D: Unsteady State Flow in Gas Reservoirs, World Oil, 144 (2): 133 (1957).
93. Chong M., Watson H. Prediction of Heat and mass transfer during compression in reciprocating compressors. Proceedings on the 1976 Purdue compressor Technology Conference. West Lafayette, Purdue University, 1976, 466-472.
94. Gopal V.N. Gas Z-factor equations developed for computer, -Oil and Gas Journal, and. 8, 1977, p. 58-60.
95. Katz D.L., Coats K.H. Underground Storage of Fluids. - Ann Arbor, MI., 1968. - 575 p.
96. Mill L. D. temperature reveals compressor ills. - Oil and Gas Journal, 1971, v. 69, №33, p. 73-77.
97. Parry S. Discussion notes. Industrial reciprocating and rotary compressors, design and operational problems. "Proceeding of the Institution of mechanical Engineers". 1969-70, 184, part 3R, 241-248p.
98. Tek M.R. Natural Gas Underground Storage: Inventory and Deliverability. - Penn-Well Publishing Co., 1996. - 425 p.
99. Tek M.R. Underground Storage of Natural Gas. - Houston: Gulf Publishing, 1987. - 425 p.
100. Wambsgans M. Cohen R. Dynamics of a reciprocating compressor with automatic reed valves. "Proceeding of the XII International Congress of Refrigeration". Madrid, 1967. 11 paper 3.06., 779-799.

ДОДАТКИ



“Затверджую”  
Директор УМГ Львівтрансгаз  
\_\_\_\_\_ М. Деркач  
" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2003 р.

**АКТ**  
**про впровадження методу технічної діагностики по**  
**термодинамічних характеристиках для оцінки технічного стану**  
**компресорних циліндрів газомотокомпресорів МК-8М і**  
**прогнозування з залишкового ресурсу .**

Івано-Франківський національний технічний<sup>1</sup> університет нафти і газу разом з Богородчанським управлінням підземного зберігання газу застосував метод технічної діагностики за термодинамічними характеристиками, розроблений здобувачем Костівим В.В. під керівництвом проф., д.т.н. Грудза В.Я. для оцінки технічного стану й ефективності роботи компресорних циліндрів поршневих газоперекачиваючих агрегатів /ПГПА/ типу МК-8.

Із січня 2002 року за трьома агрегатами був установлений безупинний контроль технічного стану компресорних циліндрів. З цією метою проводилися виміри температур, тисків, складу газу, що компримувався. Виміри проводилися через 140-180 годин наробітку. Виміри здійснювалися за допомогою електро-термовимірювального приладу, термометрів, хроматографа, штатних приладів.

В результаті застосування запропонованої методики в промислових умовах було показано, що з обліком індивідуального технічного стану компресорних циліндрів ГМК можна скоротити суму ремонтних витрат і витрат на паливний газ через неефективну роботу компресорних циліндрів. Це дозволило уникнути великих витрат на паливний газ через неефективну роботу циліндрів, викликану великим рівнем зворотних перетоків через клапани. Очікуваний економічний ефект для КС складає 42,4 тис.грн./рік.

Застосування зазначеного методу показало його перспективність для контролю, оцінки, прогнозування технічного стану компресорних циліндрів ПГПА. Даний метод може бути рекомендований для інших компресорних станцій країни.

"Затверджую"  
Директор УМГ Львівтрансгаз  
\_\_\_\_\_ М. Деркач

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2003 р.

**Розрахунок  
очікуваного економічного ефекту від впровадження  
методу технічної діагностики за термодинамічними  
характеристиками для оцінки технічного стану  
компресорних циліндрів газомотокомпресорів МК-8 і  
прогнозування їхнього залишкового ресурсу**

Економічний ефект від впровадження методу технічної діагностики по термодинамічних характеристиках для оцінки технічного стану компресорних циліндрів ГМК типу МК-8М на компресорній станції Опарського ПСГ складається з економії по наступних статтях .

1. Зменшення втрат паливного газу за рахунок своєчасного проведення планово-попереджувального ремонту клапана.

Попереджувальний ремонт клапана дозволяє уникнути втрат паливного газу  $Q_i$  /у розрахунку на один клапан, що відмовив, /:

$$Q_i = \kappa_n \frac{N_i q_e (H_n + H_\partial)}{Q_H 10^3} t_\partial = 1.05 \frac{38.94 \cdot 4981 \cdot 0.4 + 0.2}{8655 \cdot 10^3} \cdot 168 = 1.186 \cdot 10^3$$

де  $\kappa_n$ -коефіцієнт враховуючий відхилення режиму роботи ГМК від оптимального, втрати при допусках і зупинках /  $\kappa_n=1,05$  /;

$q_e$ -питома ефективна витрата тепла для середньорічного режиму роботи ГМК /  $q_e=4881$  ккал/ квт·година /;  $Q_H$  -нижча теплота згоряння паливного газу при 20°C и 0,101325 МПа / $Q_H=8655$  ккал/м<sup>3</sup>/;  $H_n$ -середнє значення відносних втрат потужності в циліндровій порожнині в момент відмовлення /0,4/;  $H_\partial$ -середнє значення відносних втрат потужності в циліндровій порожнині в момент предупредительно-востановительного ремонту /0,2/;  $t_\partial$ -час, на яке в середньому ремонт випереджає відмовлення /168 година /;  $N_i$ -індикаторна потужність стиску газу, що перекачується, у циліндровій порожнині для середньорічного режиму :

$$N_i = \bar{n} P_B V_n \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ 1 - a \left( \frac{1}{\varepsilon^\kappa} - 1 \right) \right] = 5 \cdot 3.636 \cdot 10^6 \cdot 1.004 \cdot 10^{-2} \frac{1.3}{1.3 - 1}$$

$$\left[ 1 - 0.11 \left( \frac{1}{1.2364^{1.3}} - 1 \right) \right] \cdot \left( \frac{1.3 - 1}{1.2346^{1.3}} \right) = 38.94 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

де  $\bar{n}$ -частота обертання вала ГМК /5 про/сек/;  $P_B$ - середньорічний тиск на виході в циліндрі /3,636 МПа;  $V_n$ -середній обсяг циліндрової порожнини діаметром 187 мм /  $1,004 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$  /;  $\varepsilon$ -відносний мертвий простір /0,11/.

Річна економія паливного газу для одного ГМК :

$$Q_T = n \frac{T}{\tau} Q_i = 16 \frac{8000}{968} \cdot 1.186 = 156.8 \cdot 10^3 \text{ м}^3$$

де  $n$ -число клапанів ГМК /16/ ;  $T$ -годовая наробіток ГМК /8000 година/ ;  $T$ -середній наробіток на відмову клапана за даними Опарської служби ПЗГ /968 година/.

Річна економія витрат на паливний газ для одного ГМК:

$$\Delta T = C_T \cdot Q_T = 9 \cdot 156,8 = 1411 \text{ грн.}$$

де  $C_T$ -стоимость паливного газу / 9грн./тис.м<sup>3</sup>/.

Увелчение подачі газу споживачу за рахунок перекачування зекономленого паливного газу.

Додатковий обсяг , подаваний споживачу:

$$Q_n = Q_T(1 - \alpha) + 156,8 (1 - 0,0078) = 155,6 \cdot 10^3 \text{ м}^3$$

де  $\alpha$ -частка газу ,використовуваного як паливо /0,0078/.

Ефект від перекачування додаткового обсягу газу:

$$\Delta_n = C_n \cdot Q_n = 19 \cdot 155,6 = 2956 \text{ руб.}$$

де  $C_n$ -відпускна ціна газу для Львівської обл./19 грн.за тис м<sup>3</sup>/.

3.Виключення ремонтів компресорних клапанів при проведенні середніх планово-попереджувальних ремонтів .

Економія за рахунок виключення оглядів клапанів:

$$E_p = n (C_t \cdot t_p + C_z) = 16 (7 \cdot 0,33 + 0,5) = 44,96 \text{ грн} \approx 45 \text{ грн.}$$

де  $C_t$ -вартість простою 1 години ГМК /7 руб./;  $C_z$ -зат.плата /0,5 руб./;  $t_p$ -час на огляд клапана /0,33 година/.

Зниження експлуатаційних витрат у результаті економії:

$$\Delta \epsilon_0 = \epsilon_r + \epsilon_n + E_p = 1411 + 2956 + 45 = 4412 \text{ руб.}$$

Тому що економія досягається раннім проведенням ремонтів /до настання відмовлення /, те по наступним статтях буде перевитрата 1.Збільшення числа ремонтів клапанів.

За рахунок проведення попереджувальних ремонтів середній наробіток клапана скорочується на час  $t_{\partial}$ . У результаті, число ремонтів клапанів у рік на ГМК збільшується на  $m$ :

$$\Delta m = n \left( \frac{T}{\tau - t_{\partial}} - \frac{T}{\tau} \right) = 16 \left( \frac{8000}{968 - 168} - \frac{8000}{968} \right) = 27,8 \approx 28$$

Перереход через додаткові ремонти:

$$P_p = m (C_t \cdot t_p + C_z + 3) = 28 (7 \cdot 0,33 + 0,5 + 0,61) = 95,8 \approx 96 \text{ грн.}$$

де 3-середня вартість запасних частин при ремонтах клапанів /0,61/.

Збільшення втрат газу через підбурення при зупинках ГМК на додаткові ремонти.

Обсяг стравлюваного газу в рік:

$$q_c = \Delta m \cdot V_c = 28 \cdot 120 \cdot 10^{-3} = 3,36 \cdot 10^3 \text{ м}^3$$

де  $V_c$ -середній обсяг стравлює газу при зупинці ГМК /0,12 тис.м<sup>3</sup>/.

Перевитрата через стравлює газу при додаткових ремонтах :

$$P_c = C_n \cdot q_c = 19 \cdot 3,36 = 63,8 \approx 64 \text{ грн.}$$

3. Додаткові витрати на паливний газ через підвищення продуктивності КС у розрахунку на один агрегат .

Додатковий обсяг паливного газу:

$$q_p = \alpha Q_T = 0,0078 \cdot 156,8 = 1,223 \cdot 10^3 \text{ м}^3$$

Перевитрата на паливний газ :

$$P_T = C_T \cdot q_p = 9 \cdot 1,223 = 11 \text{ грн.}$$

Збільшення експлуатаційних витрат у результаті перевитрати

:

$$\Delta O_0 = P_p + P_c + P_T = 96 + 64 + 11 = 171 \text{ грн.}$$

У результаті, зниження експлуатаційних витрат на один агрегат складе :

$$\Delta \epsilon = \Delta \epsilon_0 - \Delta O_0 = 4412 - 171 = 4241 \text{ грн.}$$

При середньорічній завантаженості /10 агрегатів/ очікуваний річний економічний ефект для КС Опарського ПСГ складе:

$$E = N * \epsilon = 10 * 4241 = 42,4 \text{ тис. грн.}$$

Ст. економіст