

**ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАФТИ І ГАЗУ**

Соляник Володимир Григорович

УДК 622.691.4.052.006

**УДОСКОНАЛЕННЯ ВІБРОДІАГНОСТИЧНИХ МЕТОДІВ ТА
ЗАСОБІВ КОНТРОЛЮ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ
ГПА- 25/76**

Спеціальність 05.15.13. – нафтогазопроводи , бази і сховища

Автореферат

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



Івано-Франківськ – 2000 р.

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському державному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти України.

Науковий керівник -

доктор технічних наук,
Шлапак Любомир Степанович,
Івано-Франківський державний технічний
університет нафти і газу, професор кафедри
спорудження та ремонту
газонафтопроводів і газонафтоховищ
(м. Івано-Франківськ)

Офіційні опоненти -

доктор технічних наук, професор **Заміховський Леонід Михайлович**,
Івано-Франківський державний університет нафти і газу, завідувач кафедрою
автоматизованого управління, м. Івано-Франківськ.

кандидат технічних наук, **Ігуменцев Євген Олександрович**, Українська
інженерно-педагогічна академія, старший науковий співробітник кафедри
“Системи управління та автоматизації промислових установок”, м. Харків.

Провідна організація -

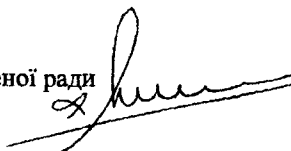
ВАТ ІВП “ВНПІтрансгаз”, м. Київ.

Захист відбудеться " 1 " червня 2000 р. о 10.00 годині на засіданні
спеціалізованої вченої ради Д.20-052-04 при Івано-Франківському державному
технічному університеті нафти та газу за адресою: 284019, м. Івано-Франківськ,
вул. Карпатська, 15.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотечі в Івано-Франківському
державному технічному університеті нафти та газу за адресою 284019
м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

Автореферат розісланий " 22 " 04 2000 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради
Доктор технічних наук, професор

 **Шлапак Л.С**

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Підвищення надійності експлуатації газоперекачувальних агрегатів (ГПА) є однією з найважливіших задач у забезпеченні ефективності газотранспортних систем. Досвід експлуатації ГПА великої одиничної потужності (25 і 16 МВт), якими оснащені сучасні газопроводи, показує, що газотранспортні підприємства несуть суттєві збитки внаслідок неефективності існуючих систем віброконтролю і методів усунення вібрації. Так, існуючі системи, встановлені на ГПА, досить часто реагують на короточасні сплески вібрації і формують хибні аварійні сигнали для зупинки ГПА у випадках, що не являють для агрегатів небезпеки. Для зменшення кількості аварійних сигналів в експлуатаційних умовах часто зменшують частотну смугу контролю або граничні значення аварійного сигналу, що є небезпечно. Зупинені через високу вібрацію агрегати в умовах експлуатації вимушено піддають пробним пускам для проведення вібраційної діагностування, незважаючи на їхній аварійний стан. Вібродіагностування виконується вібраційними аналізаторами або системами для моніторингу, що при високих рівнях вібрації аварійних ГПА пов'язано з ризиком їх повного руйнування і небезпекою для людей. Сучасні методи вібраційної діагностики забезпечують достовірність діагностування до 70%, що не можна вважати задовільним показником. Якщо агрегат має одночасно понад один дефект, що викликає вібрацію, то цей показник ще нижчий. Внаслідок цього ремонт окремих ГПА виконується невиправдано довго. Тому, незважаючи на високий рівень розвитку вібраційної діагностики, існує ряд невирішених наукових проблем, пов'язаних із створенням технічних засобів і методів віброконтролю і вібродіагностики ГПА великої одиничної потужності. Вимушена зупинка з технічних причин одного ГПА великої одиничної потужності типу ГПА -25/76 може істотно ускладнити роботу компресорної станції (КС) і всього газопроводу. Додаткові витрати, пов'язані з вимушеними зупинками, визначаються вартістю ремонтних робіт, збитками через зниження продуктивності газопроводу і рядом інших чинників.

Високі вимоги до надійності газотранспортних систем визначають актуальність створення якісно нових методів технічного обслуговування ГПА з використанням сучасних засобів технічної діагностики.

Великий внесок у розробку методів і засобів діагностики внесли учені ВНДІгазу, ДАНГ ім. І. М. Губкіна, ВП «Оргтехдіагностика», УкрНДІгазу, ІФДТУНГ та ін. Аналіз літературних джерел і патентні дослідження, пов'язані з вібродіагностикою і віброконтролем трьохвальних ГПА показали, що відсутні дослідження з визначення технічних характеристик приладів і систем безперервного контролю вібрації, що забезпечують надійне формування аварійних сигналів при мінімальній кількості "хибних" спрацьовувань захистів від вібраційних перевантажень. Недостатня увага приділяється створенню

методів, технічних засобів і конкретних алгоритмів вібродіагностування дефектів окремих типів ГПА.

Тому тема роботи, пов'язана з удосконаленням для трьохвальних двигунів ГТН-25 ГПА великої потужності типу ГПА-25/76 (ГПА ГТН-25) методів і засобів, що забезпечують віброконтроль, надійний захист від вібраційних перевантажень і підвищення достовірності діагностування є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась з 1987 по 1999 роки у відповідності з централізованими темами АТ “Укргазпром”: “Розробка системи вібраційного діагностування основних вузлів ГПА великої одиничної міцності” (№ ГР 01.840.047708); “Розробка пристрою аварійного захисту з вібраційного стану вузлів ГПА ГТН-25” (№ ГР 01910028649); “Розробка вібродіагностичного комплексу для ГТН-25 і авторський нагляд за впровадженням віброзахисту на Гребенківській КС” (№ ГР 0193U027753).

Мета і задачі дослідження.

Мета - Удосконалення методів та засобів вібраційного контролю і діагностики ГПА –ГТН-25, для оперативного контролю технічного стану без зупинки агрегатів, а також безперервного контролю вібрації підшипникових вузлів, що дозволяє вчасно зупинити агрегат при виникненні аварійної ситуації і виключити зупинки ГПА при випадкових, короткочасних підвищеннях рівнів вібрації.

Основні задачі дослідження:

1. Аналіз методів і засобів технічної діагностики газоперекачувальних агрегатів великої одиничної потужності.
2. Аналіз дефектів ГПА ГТН-25, що зустрічаються в процесі експлуатації і пов'язаних з цим витрат на ремонтні роботи.
3. Теоретичне дослідження причини механічних коливань вузлів ГПА ГТН-25 і розгляд питань їх ідентифікації.
4. Експериментальні дослідження вібраційних характеристик ГПА ГТН-25 в умовах експлуатації.
5. Визначення залежностей параметрів технічного стану основних вузлів ГПА ГТН-25 від вібраційних характеристик.
6. Визначення критерію виявлення стрибкоподібних змін вібраційного сигналу з максимальною імовірністю для пошуку дефектів агрегату при мінімальному розмірі тимчасової затримки для формування аварійних сигналів.
7. Розробка функціональних схем систем контролю і діагностування ГПА ГТН-25, їх технічних характеристик, програмного забезпечення.
8. Розробка технології віброконтролю і діагностики ГПА ГТН-25 в умовах експлуатації і впровадження розроблених методів та технічних засобів на компресорних станціях магістральних газопроводів.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Проведено дослідження динамічних процесів в конструктивних елементах ГПА ГТН-25, в результаті яких встановлено ряд нових

властивостей вібраційних характеристик, котрі дозволяють виявляти дефекти ГПА-25/76.

2. Удосконалено методику виділення з вібраційних сигналів складових власних і вимушених коливань вузлів ГПА ГТН-25, що дозволяє ідентифікувати джерела вібрації в залежності від їхніх властивостей, тобто, визначити, чи пов'язане зростання вібрації зі збільшенням збуджуючих впливів, чи воно викликане зміною значень власних резонансних частот вузлів.

3. Удосконалено методику визначення жорсткості підшипникових опор, що реалізує одну з інформаційних ознак одержання точного діагнозу ГПА ГТН-25.

4. Запропонована методика, яка дозволяє шляхом вимірювання вібраційних переміщень підшипників і розрахунків проаналізувати силові дії, які збуджують вібрацію у вузлах ГПА ГТН-25, враховуючи при цьому вплив демпферної дії масляного шару, податливості опор і роторів. Розрахункові характеристики, одержані за результатами вимірювання вібраційних переміщень, є діагностичними ознаками, які дозволяють виявити причини зростання вібрації.

5. Розроблено методику віброконтролю, що забезпечує достовірність у визначенні стану ГПА ГТН-25 при мінімальній кількості зупинок через хибне спрацювання захисту.

6. За результатами розроблених методик створені програмні й апаратні засоби систем віброконтролю і діагностики ГПА ГТН-25, що дозволяють підвищити достовірність діагностування.

7. Вперше отримані, проаналізовані й узагальнені дані про вібраційний стан ГПА великої одиничної потужності ГТН-25.

Практичне значення одержаних результатів.

Отримані результати використані при розробці стаціонарної системи віброконтролю і діагностики газоперекачувальних агрегатів, зокрема, у методиці визначення змін властивостей вібросигналів, застосування якої дозволило позбутися необгрунтованих зупинок агрегатів, що виникають при випадкових короткочасних сплесках вібрації.

На основі проведених автором теоретичних і експериментальних досліджень була розроблена і впроваджена «Система аварійного захисту по вібраційному стану вузлів ГТН-25» на КС Гребінківська і КС Роменська газопроводу Уренгой-Помари-Ужгород (акт впровадження, затверджений НАК «Нафтогаз України»).

На основі результатів, отриманих автором, розроблена і проходить випробування система віброконтролю і діагностики ГПА з конвертованими судновими двигунами ДЖ-59 на КС Гребінківська.

Вірогідність одержаних результатів забезпечується коректністю постановок задач, застосуванням експериментальних задач досліджень з використанням та удосконаленням сучасних методів і засобів контролю та діагностування газоперекачувальних агрегатів, а також узгодженням одержаних висновків з результатами натурних досліджень.

Особистий внесок здобувача у одержані результати полягає в тому, що автором удосконалено:

1. Методи виділення з вібраційних сигналів складових власних і вимушених коливань вузлів ГПА ГТН-25, що дозволяє ідентифікувати джерела вібрації в залежності від їхніх властивостей [2,3];
2. Методи визначення жорсткості підшипникових опор [3];
3. Методи, що дозволяють шляхом вимірювання вібраційних переміщень підшипників і розрахунків проаналізувати силові дії, які збуджують вібрацію у вузлах ГПА ГТН-25 [3];
4. Метод віброконтролю, що забезпечує достовірність у визначенні аварійного стану ГПА ГТН-25 при мінімальній кількості зупинок через хибне спрацювання захисту [1,2,4]

Апробація роботи. Основні положення і результати дисертації доповідалися на науково-технічній конференції "Забезпечення економічної і безпечної експлуатації газотранспортної системи України" (м. Черкаси, 1992 р.), на Міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми і шляхи енергозабезпечення України" (м. Івано-Франківськ, 1993 р.), на Першій міжнародній конференції "Тривкість і надійність конструкцій нафтогазового обладнання" (м. Івано-Франківськ, 1994 р.), на науково-технічній конференції "Нафта і газ України" (м. Сімферополь, 1994 р.), на Міжнародній науково-технічній конференції "Вдосконалення енергетичних і транспортних турбоустановок методами математичного моделювання, обчислювального і фізичного експерименту" (м. Зміїв, 1994 р.), на науково-практичній конференції "Нафта і газ України -96", на Міжнародній діловій зустрічі "Діагностика-99", Сочі, 1999.

Публікації. По темі дисертації опубліковано 10 друкованих робіт, з них 3 статті, 1 патент Россії, 5 тез доповідей, 1 інформаційний листок.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, п'яťох розділів, висновків і додатків. Робота викладена на 149 сторінках машинописного тексту, містить 23 малюнки, 11 таблиць. Бібліографія включає 105 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовується обраний напрямок і основні задачі досліджень. Сформульовано мету роботи. Дається коротка характеристика основних положень, що відбивають наукову новизну і практичну значимість роботи.

У першому розділі проведений аналіз методів і засобів технічної діагностики газоперекачувальних агрегатів великої одиничної потужності. Встановлено, що для ГПА ГТН-25 недостатньо вивчений механізм виникнення вібрації їхніх основних вузлів.

Істотний внесок у розробку методів безрозбірної діагностики внесли В.А.Алілуєв, І.І.Артоболевський, В.І.Бельський, Ю.М.Васильєв, Н.Т.Гаркаві, З.Т.Галіулін, М.Д.Генкін, М.С.Ждановський, С.П.Зарицький, Р.В.Кузьмін,

А.В.Лебедєв, М.И.Левін, В.Н.Лукашин, В.М.Михлін, В.Н.Можин, А.А.Петросянци, Б.П.Поршаков, Б.Н.Павлов, К.М.Рагульскіс, А.Х.Серданов, В.Я.Сквородін, В.А.Щуровський, Sterzl Jskar, C.R.Burrows, O.C.Turkay, R.Monk і ін.

Конструктивні особливості ГПА ГТН-25 визначають складний характер вібраційних процесів із нестабільними параметрами, внаслідок чого виникає необхідність побудови алгоритмів контролю і діагностування з врахуванням даної нестабільності, що обумовлює актуальність проведення досліджень процесів виникнення вібросигналів у їх конструктивних елементах.

Проведено аналіз дефектів агрегатів, що зустрічаються в процесі експлуатації і пов'язаних з цим витрат на ремонтно-відновлювальні роботи.

Показано, що найбільш перспективними для виявлення дефектів механічної частини, що зароджуються, є методи вібраційної діагностики.

У другому розділі досліджуються причини механічних коливань вузлів агрегатів і розглядаються питання їхньої ідентифікації.

Віброактивність ГПА ГТН-25 визначається особливостями конструкції, технологією виготовлення і складання, а також режимом експлуатації. Джерелами збудження коливань є дисбаланс ротора, турбулентність потоку газу, температурні деформації, неспіввісність. Різноманітні накладення коливань різних джерел утруднюють однозначну ідентифікацію дефектів. Незважаючи на те, що перераховані причини представляють тільки частину можливих причин вібрації, вони охоплюють понад 90% усіх випадків виникнення дефектів.

Додатково до широко застосовуваних діагностичних ознак, що використовують контроль вібрації на частотах обертання валів і їхніх гармоніках, як один з інформативних параметрів запропоновано використати частоти власних коливань вузлів агрегатів, по зміні значень яких можна судити про стан корпусних деталей, наявність тріщин.

На встановленому режимі реєструють спектр вібрацій $X_0(v)$ і виділяють гармонічні складові з амплітудами A'_1, \dots, A'_n , що перевищують заданий рівень, і знаходять відповідні їм частоти v'_1, \dots, v'_n . Якщо вибрати і задати машині m частот обертання вала $f_i = k_i f_0$, ($i=1 \dots m$); $m=1$, де коефіцієнти k_i задовольняють умовам $v_j \neq k_i v'_k$; $i=1, \dots, m$ зміст яких у тому, що жодна з гармонійних складових із частотами v'_1, \dots, v'_m , що змінили свою частоту пропорційно частоті обертання вала f_0 (режиму роботи) не збігається з жодною з частот v'_1, \dots, v'_m . Тому середні геометричні значення $X_i(v) = [X_0(v)X_i(v)]^{1/2m}$ ($i=1, \dots, m$) будуть малі по відношенню до $X_0(v)$ при $v \in \{v'_1, \dots, v'_n\}$, якщо коливання на частоті v є вимушеними. Якщо коливання на $v \in \{v'_1, \dots, v'_n\}$ є власними, то середні геометричні значення $X_i(v)$ при $v \in \{v'_1, \dots, v'_n\}$ не будуть малими за рахунок того, що частота власних коливань мало залежить від режиму роботи. Шляхом обчислення значень $X_0(v'), \dots, X_i(v')$ і виділення з них величин, що перевищують становлений для кожного типу машин рівень, знаходять у множині $\{v'_1, \dots, v'_n\}$

підмножину $\{v_1, \dots, v_n\}$ частот, пов'язану з власними коливаннями конструктивних елементів, і за значеннями цих частот судять про технічний стан машин. У рамках даної методики здійснюється диференційований підхід до достовірності визначення частот власних коливань у залежності від зміни режиму роботи ГПА або від дефекту, що зароджується, з врахуванням його подальшого локального прояву.

Аналіз параметрів вібрації на декількох опорах і при різній орієнтації осей чутливості в горизонтальному і вертикальному напрямках показав, що коливання вузлів ГПА ГТН-25 необхідно розглядати як просторові. Для ГПА ГТН-25 характерним є сильний ступінь взаємозв'язку між коливаннями конструктивних елементів, тому підвищення достовірності діагностування може бути досягнуте виміром на інформаційній частоті амплітуд поступальних і малих кутових коливань в обраному напрямку, а також фазових зсувів.

З переміщень, що ресструються віброперетворювачами, виділяють за допомогою перестроюваних фільтрів гармонічні складові $S_1(t)$ і $S_2(t)$ (на обраній частоті $\omega/2\pi$), що можуть бути подані у виді:

$$S_1(t) = A_1 \cos(\omega t + \varphi_1), S_2(t) = A_2 \cos(\omega t + \varphi_2) \quad (1)$$

де $A_1, \varphi_1, A_2, \varphi_2$, – відповідно, амплітуди і фази гармонійних складових коливального процесу з частотою f , що рівна частоті збурювального впливу у двох точках вузла.

Для малих кутових коливань характерна залежність

$$r(t) = \frac{1}{l} [S_2(t) - S_1(t)] \quad (2)$$

l - відстань між осями віброперетворювачів

$\gamma(t)$ - кут повороту досліджуваного вузла в момент часу t відносно положення рівноваги .

За допомогою фаз і амплітуд малих кутових і поступальних коливань може бути визначений кут повороту конструкції в момент найбільшого поступального відхилення від положення рівноваги, що дозволяє судити про розмір і напрямок моментних навантажень на конструкцію, котрі виникають при перекосах і розцентровках валів у підшипниках і муфтах.

Описаний підхід дозволив диференційовано оцінювати такі дефекти, як дисбаланс ротора, неспіввісність і перекоси валів.

Запропоновано метод оцінки жорсткості підшипникових опор, зміна якої може бути викликана появою тріщин і ослабленням кріплень. Задавши два різних значення частот ω_1, ω_2 обертання вала в робочому діапазоні, жорсткість визначається виразом:

$$C = \frac{m\omega_1^2\omega_2^2(A_2 - A_1)}{A_2\omega_1^2 - A_1\omega_2^2} \quad (3)$$

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

Розроблено метод, що дозволяє шляхом вимірювання вібраційних переміщень підшипників і розрахунків проаналізувати силові дії, які збуджують вібрацію у вузлах ГПА, враховуючи при цьому вплив демпферної дії масляного шару, податливості опор і роторів. Для розділення збуджуючих силових дій на складові, зокрема, відцентрових сил та моментів $\bar{P}_., \bar{M}_.$ і періодичних сил та моментів \bar{P}_n, \bar{M}_n , які діють вздовж деякого фіксованого напрямку одержані формули, що дозволяють представити вібраційні сигнали у вигляді

$$\bar{P} = \bar{P}_. + \bar{P}_n, \quad \bar{M} = \bar{M}_. + \bar{M}_n \quad (4)$$

де \bar{P}, \bar{M} - вектори збуджуючих сил і моментів; $\bar{P}_., \bar{M}_.$ - вектори відцентрових сил та моментів; \bar{P}_n, \bar{M}_n - вектори періодичних сил та моментів.

Розрахункові характеристики і складові збуджуючих сил, що одержані за результатами вимірювання вібраційних переміщень, є діагностичними ознаками, які дозволяють виявити причини зростання вібрації агрегатів.

У третьому розділі описані експериментальні дослідження вібраційних характеристик ГПА. Методика вимірів заснована на використанні пасивного експерименту, що передбачає визначення функціональних параметрів агрегату в процесі експлуатації і дефектування під час планових оглядів і ремонтів. Віброперетворювачі встановлювалися на підшипникових вузлах і вимірювалась вібрація у вертикальному, поперечному й осьовому напрямках. Спектральний аналіз проводився за допомогою аналізатора спектра С5-3.

В результаті досліджено спектральні характеристики в низькочастотній і високочастотній областях, фазові співвідношення між низькочастотними складовими вібрації, спектральні складові, пов'язані з модуляцією вібросигналів, високочастотні вібраційні імпульси. На основі досліджень визначалися вузли, у процесі функціонування яких збуджуються сигнали, а також встановлювалися можливі взаємозв'язки між змінами технічного стану вузлів і змінами характеру вібросигналу. В результаті встановлено основні вібродіагностичні ознаки, що використані для оцінки технічного стану турбіни і компресора високого тиску, та силової турбіни. Перелік дефектів, для діагностування яких удосконалені методики, включає: дисбаланси роторів,

перекося валів, неспіввісність, збільшення зазорів у підшипниках. Шляхом статистичної обробки спектрів вібрації підшипників різних агрегатів отримано їхні усереднені спектри, побудовано залежності параметрів вібрації ГПА ГТН-25 від напрацювання.

На рис. 1 приведено характерні спектри вібрації підшипників двигуна ГПА ГТН-25 і залежності рівнів вібрації від напрацювання, усереднені на основі статистичних методів і використані для визначення допустимих рівнів вібрації в різних частотних смугах. Подані спектри ілюструють структуру вібрації підшипника. На спектрі виділяються три складові вібросигналу на частотах обертання трьох роторів. Всі три зазначені складові мають місце на всіх підшипниках двигуна ГПА ГТН-25, а також на його корпусі. Можливо виділення вібрації на частотах, що відповідають другим гармонікам обертання роторів. З графіків видно, що в міру збільшення напрацювання рівні вібрації зростають.

Важливою діагностичною ознакою є вібрація на частотах обертання роторів, яка виникає внаслідок неврівноваженості обертових елементів конструкції.

Для діагностування розцентровок і перекосів осей підшипників і валів ГПА ГТН-25 важливою діагностичною ознакою є другі гармоніки частот обертання роторів. Вони характеризують ступінь несиметрії вібраційних переміщень підшипників уздовж осі віброперетворювача. Фазові співвідношення між першими гармоніками вібрації двох сусідніх підшипників вала дають інформацію про розподіл дисбалансу уздовж обертового вала і також є інформативними діагностичними ознаками.

У високочастотній області на першому підшипнику можуть бути вібраційні сигнали на частотах $25f_1$, $27f_1$, $29f_1$, $31f_1$, джерелом яких є коливання повітряного потоку з частотою проходження лопаток перших чотирьох ступеней компресора низького тиску (КНТ) (де f_1 - частота обертання КНТ). Вібраційні сигнали на частотах $25f_1$, $27f_1$, $29f_1$, $31f_1$ можуть бути діагностичними ознаками, що характеризують несиметрію газового потоку в районі першого підшипника. Аналогічні дослідження проведено для інших підшипників.

Дослідження властивостей вібраційних сигналів показали, що в їхньому спектрі присутні складові, частоти яких злежать від частот обертання роторів, і є складові, частоти яких залишаються постійними при зміні частоти обертання. Останні обумовлені власними коливаннями різних елементів агрегату і можуть бути використані як діагностичні ознаки. За допомогою статистичних методів обробки результатів вимірів встановлено допустимі рівні вібрації в різних частотних смугах: 12,7 мм/с (попереджувальний сигнал), 25,4 мм/с (спрацьовування захисту по вібрації). Виходячи з загального рівня допустимої вібрації й експоненціального закону спадання амплітуд вищих гармонік, межа припустимих рівнів першої і другої гармонік коливань підшипників визначаються рівнями, відповідно, 25 і 20 мм/с (для 1-го, 2-го і 5-го

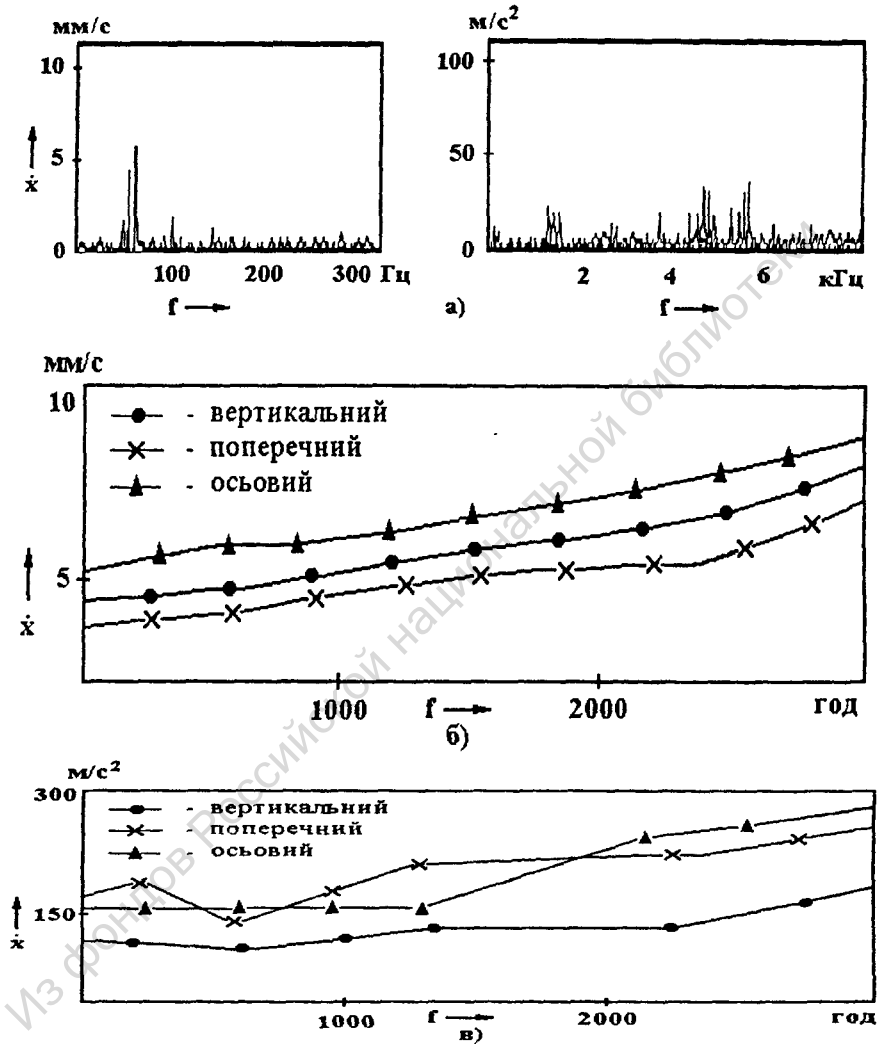


Рис. 1 – параметри вібрації двигуна ГТН-25 ГПА-25/76
(а – спектри вібрації; б, в – відповідно, залежності рівня вібрації у діапазоні 0-300Гц і 0-10кГц від напрацювання).

підшипників), 12 і 10 мм/с (для 3-го і 4-го підшипників).

Проведено експериментальні дослідження змін в часі вібраційних характеристик. Часова реалізація сигналу $V(t)$ у числовому вигляді вводилася в комп'ютер і розбивалася на рівні інтервали часу $[t_i, t_{i+1}]$ тривалості T . В часових інтервалах $[t_i, t_{i+1}]$ обчислювалося середнє значення віброшвидкості v_i , вибіркові середні значення віброшвидкості v_{cp} і дисперсії s за формулами

$$v_i = \frac{1}{T} \left(\int_{t_i}^{t_{i+1}} v^2(t) dt \right)^{0.5}, v_{cp} = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} v_i, s = \frac{1}{N} \left(\sum_{i=0}^{N-1} (v_i - v_{cp})^2 \right)^{0.5} \quad (5)$$

де $V(t)$ - часова реалізація сигналу; T - тривалість часового інтервалу.

Результати розрахунків вибірових середніх значень v_{cp} і дисперсій s для різних тривалостей часових інтервалів T для деяких двохвальних і трьохвальних ГПА наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Вибіркові середні значення і вибіркові дисперсії

ГПА	Параметр	Вибіркові середні значення v_{cp} і вибіркові дисперсії s для різних усереднень T , мм/с						
		0.017	0.1	0.5	1	5	10	50
ГТН-25	v_{cp}	11.434	11.44	11.46	11.46	11.48	11.45	11.44
	s	9.3435	6.055	3.166	1.056	0.578	0.296	0.176
ГТН-6	v_{cp}	5.556	5.556	5.599	5.524	5.514	5.517	5.526
	s	1.3	1.0	0.7	0.3	0.2	0.116	0.166
ГТ-750-6	v_{cp}	5.126	5.147	5.157	5.173	5.112	5.132	5.111
	s	1.176	0.977	0.527	0.373	0.222	0.124	0.121

З результатів наведених у таблиці випливає, що розсіювання значень віброшвидкості у ГПА ГТН-25 істотно вище, ніж у двохвальних ГПА.

Нестабільний характер вібраційних процесів у трьохвальному двигуні ГПА-25/76 обумовив необхідність вибору оптимальних параметрів схем усереднення і затримки. У зв'язку з цим обраний критерій виявлення стрибкоподібних змін вібраційного сигналу з максимальною імовірністю відповідним несправностям вузлів агрегату. Обґрунтовується вибір критерію і розміри тимчасової затримки для формування аварійних сигналів. Зроблено оцінку часу F між хибними спрацюваннями системи віброконтролю, що визначається як

$$F = \frac{1}{\mu_0} \left[\frac{1}{2\gamma_0} (e^{2\gamma_0} - 1) - \lambda \right] \quad (6)$$

де $\gamma_0 = \mu_0/\sigma^2$, σ - дисперсія віброцигналу; μ_0 - середнє значення віброцигналу до стрибка; λ - величина, обумовлена стрибком віброцигналу до аварійного значення.

На основі проведених досліджень сформульовано вимоги до характеристик віброперетворювачів, що забезпечують надійність систем віброконтролю.

У четвертому розділі приводиться опис загальної функціональної схеми розробленої системи контролю і діагностування двигуна ГПА ГТН-25 (Рис.2), її технічні характеристики, програмне забезпечення.

Вібродіагностична система містить апаратні і програмні засоби. Апаратні засоби включають: віброперетворювачі, двохканальні підсилювачі заряду, систему віброконтролю, комутатор, плату контролера АЦП для ПЕОМ.

Програмні засоби включають підпрограми: введення сигналів у ПЕОМ (драйвер); візуального контролю вібраційного сигналу; обчислення спектрів; для графічного відображення спектрів на моніторі; обчислення вібродіагностичних ознак і визначення дефектів вузлів ГПА; керування веденням бази даних вібродіагностичних параметрів, керуючу програму.

Апаратні засоби забезпечують: реєстрацію вібраційних сигналів, підсилення сигналів; безперервний контроль загального рівня віброшвидкості в діапазоні до 1000 Гц з метою формування попереджувальних і аварійних сигналів агрегатом; підключення за допомогою комутатора до вібродіагностичної системи одного з агрегатів компресорної станції; перетворення за допомогою контролера 16-канальної плати АЦП для ПЕОМ аналогових електричних сигналів у цифровий код; аналіз вібраційних характеристик підшипникових вузлів. Система віброконтролю забезпечує також вимір загального рівня віброшвидкості в діапазоні частот від 10 до 1000 Гц і захист від помилкових спрацьовувань системи при виникненні випадкових сплесків вібрації і надійно формує аварійні і попереджувальні сигнали при виникненні аварійних ситуацій.

Конфігурація програмних засобів обрана, виходячи з максимальної зручності рішення технологічних задач, що виникають у процесі експлуатації. Так, передбачається можливість швидкого автоматичного введення тимчасових реалізацій вібраційних сигналів відразу з усіх віброперетворювачів і їхнє запам'ятовування. Це вкрай необхідно при виникненні аварійних ситуацій, що вимагають негайного зупинки ГПА (наприклад, при пуску після проведення ремонтних робіт, або в процесі експлуатації). Детальний аналіз записаних сигналів спрощує прийняття рішень про подальшу експлуатацію ГПА ГТН-25.

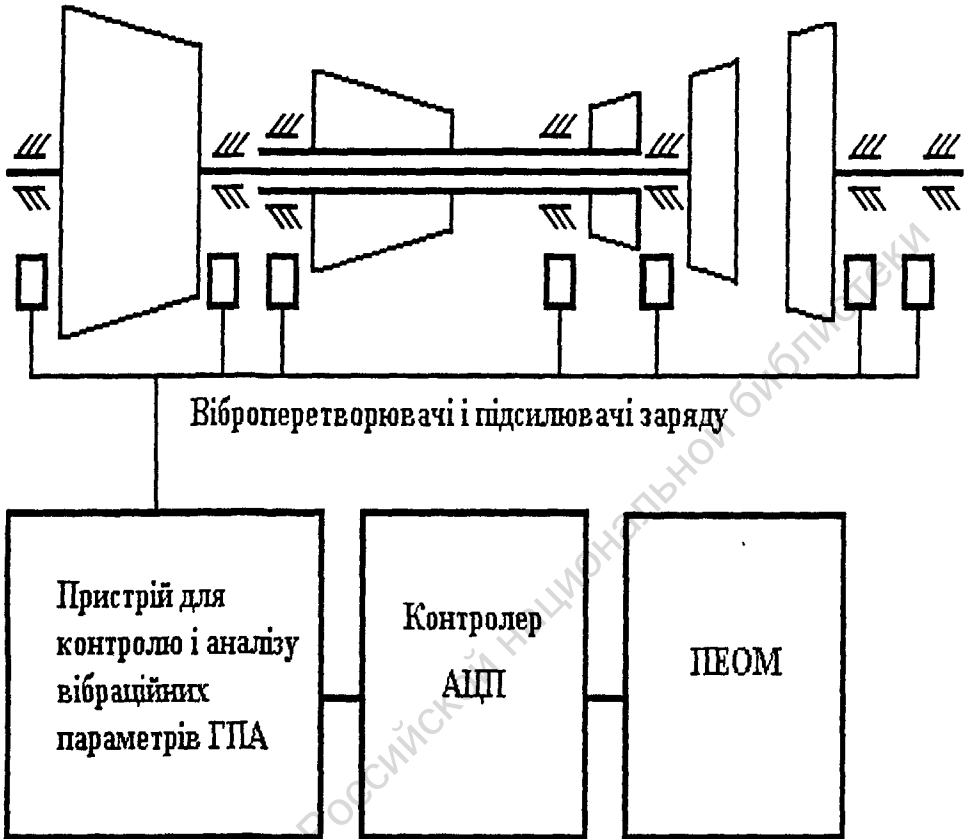


Рис.2 – Система віброконтролю і діагностики двигуна ГТН-25 газоперекачувальних агрегатів ГПА-25/76

Система віброконтролю безперервно працює разом з агрегатом, а система діагностування разом із ПЕОМ може бути відключена.

У п'ятому розділі описаний порядок діагностування і віброконтролю, і розроблено технологію діагностування основних вузлів ГПА ГТН-25.

Агрегат знаходиться в справному стані, якщо вимірювані рівні спектральних складових не перевищують відповідних еталонних рівнів агрегату. Еталонні рівні бездефектного агрегату визначені шляхом статистичного опрацювання експериментальних результатів дослідження вібраційних характеристик ГПА ГТН-25. Після виявлення несправності наступною дією є визначення її природи. Вид і місцезнаходження дефекту визначається місцем установки датчика, напрямком і частотою, у яких має місце перевищення еталонних рівнів вібрації і за допомогою вібродіагностичних ознак. Розмір і ймовірність дефекту визначається розміром перевищення еталонних рівнів вібрації.

Дисбаланс роторів характеризується зростанням рівня вібрації у вертикальному і поперечному напрямках, а також може супроводжуватися зростанням другої гармоніки у вертикальному і поперечному напрямках.

Збільшення вертикальних зазорів у підшипниках, пов'язане зі зносом антифрикційних поверхонь вкладишів підшипників, обумовлює втрату стійкості ротора і виникнення прецесії. Прецесія характеризується зростанням вібрації на частотах нижче частоти обертання вала в підшипнику. При збільшенні зазора у підшипниках може мати місце збільшення вібрації в поперечному, або вертикальному напрямках на частоті обертання вала.

Руйнування антифрикційного шару підшипникового вузла характеризується зростанням шумовий складової у вібраційному сигналі.

Жолоблення корпусних деталей є причиною розцентровок і перекосів осей обертання роторів, перекосів осей обертання й осей симетрії підшипників; несиметрії газового потоку, а також задівання робочих лопаток об корпус турбіни. Основною причиною даного дефекту є дефекти складання і порушення теплового розширення корпусних деталей. Характерним проявом є зростання вібрації у всіх напрямках із перевагою в осьовому напрямку на частоті обертання роторів. Має місце зростання вібрації на других гармоніках.

При збільшенні дисбалансу роторів параметр жорсткості C змінюється незначно. У випадку зменшення C в два, три рази діагностується ослаблення жорсткості підшипника. При одночасному ослабленні двох підшипників ротора висока ймовірність тріщин у їхніх опорних елементах.

Частоти власних коливань при зміні режиму роботи ГПА 25/76 не змінюються, і ця властивість може бути використана для виділення з загального вібраційного сигналу складових, джерелом яких є власні коливання. Для визначення власних частот необхідно зіставити два (або більше) спектри, виміряних на декількох різних режимах роботи ГПА 25/76. При зіставленні спектрів виділяються частоти, які змінюються пропорційно частотам обертання роторів, і гармонійній складові, частоти яких не змінюються при зміні частот обертання. Знайдені власні частоти після визначеного напрацювання ГПА 25/76

порівнюються з власними частотами, що мали місце після ремонту.

Несиметрія газового потоку, зрив потоку, а також задіяння робочих лопаток об корпус агрегату приводять до зростання вібрації на частотах, кратних лопатковим. Так, несиметрія газового потоку в компресорі низького тиску (КНТ) приводить до зростання вібрації на частотах $25f_1$, $27f_1$, $29f_1$, $31f_1$, $35f_1$, $41f_1$, $47f_1$, $44f_1$, $26f_1$, $30f_1$, $36f_1$, $42f_1$, $48f_1$, $52f_1$.

Несиметрія газового потоку в компресорі високого тиску (КВТ) призводить до зростання вібрації третього підшипника на частотах $63f_2$, $75f_2$, $66f_2$, $68f_2$, $72f_2$, $74f_2$, $76f_2$. Несиметрія в турбіні високого тиску (ТВТ) приводить до зростання вібрації четвертого підшипника на частотах $90f_2$ і $16f_2$. Несиметрія в турбіні низького тиску (ТНД) призводить до зростання вібрації п'ятого підшипника на частотах $61f_1$, $62f_1$ (f_1 – частота обертання ТНТ, f_2 – частота обертання ТВТ).

Таким чином, розроблені на підставі теоретичних і експериментальних досліджень методики, програмні й апаратні засоби діагностування дозволяють підвищити достовірність діагностування і виявити причини підвищеного рівня вібрації. Це дозволяє передбачати і планувати об'єми ремонтних робіт (наприклад, враховувати час, необхідний для балансування роторів), вчасно планувати виведення агрегату з експлуатації при ослабленні жорсткості підшипникових опор (руйнуваннях підшипників), цілеспрямовано вдосконалювати технологію обслуговування і ремонту ГПА-25/76. Це підтверджено при діагностуванні ГПА ГТН-25 за допомогою розроблених та удосконалених засобів і методик.

ВИСНОВКИ

1. Розв'язана важлива задача – створення системи вібраційного діагностування газоперекачувальних агрегатів великої потужності в умовах експлуатації. На основі результатів теоретичних і експериментальних досліджень динамічних особливостей ГПА-25/76 та вібраційних характеристик, які визначають віброактивність його основних вузлів, виявлені вібродіагностичні ознаки, які підвищують достовірність діагностування.

2. Удосконалена методика, що використовує параметри просторових коливань вузлів агрегатів для виявлення їх дефектів. Удосконалено методи оцінки жорсткості і фазових зсувів між коливаннями з частотою обертання валів, що дозволяє розділити такі дефекти, як дисбаланс, неспіввісність валів та зміну жорсткісних характеристик, які мають спільну діагностичну ознаку – амплітуду коливань з частотою обертання валів.

3. Запропонована теоретично обгрунтована методика, що дозволяє проаналізувати силові дії, які збуджують вібрацію у вузлах ГПА-25/76 шляхом розрахунків на підставі вимірювання вібраційних переміщень підшипників з врахуванням впливу демпферної дії масляного шару, податливості опор і роторів. Одержані формули для розділення збуджуючих силових дій на складові, зокрема, доцентрових сил і періодичних сил, які діють вздовж деякого фіксованого напрямку. Розрахункові характеристики збуджуючих сил,

одержані за результатами вимірювання вібраційних переміщень, є діагностичними ознаками, які дозволяють виявити причини зростання вібрації агрегатів.

4. Розроблено методику для визначення змін властивостей вібросигналів, застосування якої в системах віброконтролю ГПА-25/76 дозволило позбутися необґрунтованих зупинок агрегатів, що виникають при випадкових короткочасних сплесках вібрації. При реальній небезпеці для агрегату методика дозволяє формувати аварійні сигнали для зупинки агрегатів, що особливо актуально для трьохвальних двигунів ГПА-25/76, які мають нестабільні вібраційні характеристики. Розроблено оптимальні функціональні схеми апаратних і програмних засобів для систем віброконтролю і вібродіагностики ГПА-25/76.

5. На підставі залежностей, які одержані в ході експериментальних і теоретичних досліджень розроблена методика організації віброконтролю і діагностування трьохвальних двигунів ГПА-25/76.

6. Розроблено технологію і порядок віброконтролю і діагностики ГПА-25/76 в умовах експлуатації на компресорних станціях магістральних газопроводів.

7. Результати роботи впроваджені на компресорних станціях АТ «Укргазпром». Економічний ефект забезпечується збільшенням міжремонтного періоду, зниженням витрат на ремонт, зниженням споживання газу на власні потреби. Є документально підтверджений економічний ефект, який склав у 1999 році 280 тис.грн. на один агрегат. На даний час системи віброконтролю, розроблені на базі дисертації, ефективно експлуатуються на більшості компресорних станцій, оснащених ГПА-25/76 і мають напрацювання понад 40 тис.год..

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Бойко М.В., Полищук О.Ф., Сапрыкин С.А., Соляник В.Г. Система аварийной защиты по вибрационному состоянию узлов ГПА ГТН-25 //Нефтяная и газовая промышленность.-1992.-№4. -С.41-42.

2. Соляник В.Г. Дослідно-промислова експлуатація стаціонарної системи віброзахисту і діагностування ГПА. Нафтова і газова промисловість.-1999.-№ 1, с. 47-49.

3. Соляник В.Г., Грудз В.Я., Шлапак Л.С., Саприкін С.О., Бойко М.В.

Дослідження коливань конструктивних елементів газоперекачувальних агрегатів. Нафтова і газова промисловість – 1999. - № 4. – с. 38-39 .

4. Патент России N 2052784. Устройство для контроля вибрации (от 20 января 1996 г.) Бойко М.В., Козак С.Р., Полищук О.Ф., Сапрыкин С.А., Соляник В.Г.

5. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Соляник В.Г. Система защиты ГПА ГТН-25 от вибрационных перегрузок //Информационный листок №151-93. Харьков (Харьковский ЦНТЗИ).

6. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Соляник В.Г. Система виброконтроля ГТН-25 //Обеспечение экологической и безопасной эксплуатации газотранспортной системы Украины: Тез. докл. Научно-технической конференции. - Черкассы, 1992. -С.41.

7.Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Гарагуль А.А., Соляник В.Г. Система контроля и диагностирования газотурбинных двигателей большой единичной мощности //Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов: Тез. докл. Международной научно-технической конференции. - Змиев, 1994.-Ч.1.-С.92.

8. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Соляник В.Г. и др. Стационарная система виброконтроля и диагностирования основных узлов газоперекачивающих агрегатов большой единичной мощности. Материалы научно-практической конференции "Нефть и газ Украины-96" (Харьков, 14-16 мая 1996 г.).-1996г.- Том.3.-С.75.

9.Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Соляник В.Г. и др. Анализ результатов вибродиагностирования основных узлов ГПА ГТН-25. Материалы научно-практической конференции "Нефть и газ Украины-96" (Харьков, 14-16 мая 1996 г.).-1996г.- Том.3.-С.151.

10. Грудз В.Я., Михалків В.Б., Соляник В.Г., Избаш В.І. Параметричне діагностування газоперекачувальних агрегатів великої одиничної потужності. // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ . Випуск до 100-річчя нафтогазової освіти на Україні. 1998 р.

АНОТАЦІЯ

Соляник В.Г. Удосконалення вібродіагностичних методів та засобів контролю газоперекачувальних агрегатів ГПА-25-76 .

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.15.13. —нафтогазопроводи , бази і сховища.

Ів.-Франківський технічний університет нафти і газу. Ів.-Франківськ, 1999.

Дисертація присвячена вирішенню питань віброконтролю і вібродіагностування двигунів газоперекачувальних агрегатів (ГПА) великої одиничної потужності ГПА-25/76. У роботі вирішуються задачі визначення технічних характеристик систем віброконтролю трьохвальних двигунів типу ГПА -25/76 . Досліджено динамічні особливості ГПА-25/76 , що визначають віброактивність їх основних вузлів. Проведено експериментальні дослідження вібраційних характеристик агрегатів. Виявлено залежності між вібраційними параметрами і технічним станом вузлів двигунів ГПА-25/76. Розроблено функціональні схеми, на базі яких створені апаратні і

програмні засоби систем віброконтролю і діагностики. Розроблено методику й організацію віброконтролю і діагностики агрегатів в умовах компресорних станцій.

Визначено ряд вібродіагностичних ознак двигунів ГПА-25/76. Основні результати роботи впроваджені на компресорних станціях газопроводів.

Ключові слова: віброконтроль, вібродіагностика, вібродіагностичні ознаки, газоперекачувальний агрегат.

АННОТАЦИЯ

Соляник В.Г. Усовершенствование вибродиагностических методов и средств контроля газоперекачивающих агрегатов ГПА-25/76 Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.15.13. – нефтегазопроводы, базы и хранилища. Ивано-Франковский технический университет нефти и газа. Ивано-Франковск, 1999.

Целью диссертационной работы является разработка и усовершенствование методов и средств вибрационного контроля и диагностики двигателей ГПА-25/76, позволяющих осуществлять оперативный контроль технического состояния без остановки агрегатов, а также вести непрерывный контроль вибрации в широком диапазоне частот, позволяющий своевременно остановить агрегат при возникновении аварийной ситуации и исключить остановки ГПА при случайных, кратковременных повышениях уровня вибрации.

В работе решаются задачи определения технических характеристик систем виброконтроля. Проведен анализ дефектов агрегатов, встречающихся в процессе эксплуатации и связанных с этим затрат на ремонтно-восстановительные работы. Показана перспективность обнаружения зарождающихся дефектов механической части ГПА-25/76 методами вибрационной диагностики.

В работе исследованы динамические особенности двигателей ГПА-25/76, определяющие виброактивность их основных узлов. Виброактивность определяется особенностями конструкции, технологией изготовления и сборки, а также режимом эксплуатации. Классифицированы источники вибрации. Всевозможные наложения колебаний различных источников затрудняют однозначную идентификацию дефектов.

Дополнительно к широко применяемым диагностическим признакам, использующим контроль вибрации на частотах вращения валов и их гармониках, в качестве одного из информативных параметров, предложено использовать способ определения собственных частот колебаний узлов агрегатов, по изменению значений которых, можно судить о состоянии корпусных деталей, наличии трещин. Рассмотрены вопросы использования пространственные колебания узлов двигателей ГПА-25/76 для его диагностирования. Предложен метод оценки жесткости подшипниковых опор. Проведено аналитическое исследование источников вибрации в трехвалных двигателях ГПА-25/76 с учетом податливости ротора, опор и демпфирования

слоя смазки в подшипниках.

Проведены экспериментальные исследования вибрационных характеристик агрегатов. Выявлены зависимости между вибрационными параметрами и техническим состоянием узлов ГПА-25/76.

Исследованы низкочастотные и высокочастотные вибрационные характеристики агрегатов, фазовые соотношения между низкочастотными составляющими вибрации, спектральные составляющие, связанные с модуляцией вибросигналов, высокочастотные вибрационные импульсы. Определены узлы, в процессе функционирования которых возбуждаются сигналы в результате изменений технического состояния. Установлены основные диагностические признаки, которые используются для оценки технического состояния турбины и компрессора высокого давления, силовой турбины. Перечень выявляемых дефектов, включает: дисбалансы роторов, перекосы валов, увеличение зазоров в подшипниках и др. Путем статистической обработки большого количества спектров вибрации различных агрегатов получены их усредненные спектры. Построены зависимости параметров вибрации двигателя ГПА-25/76 от наработки. Исследованы параметры нестабильности вибрационных процессов в ГПА. Разработана методика для определения изменений свойств вибросигналов, применение которой в системах виброконтроля двигателя ГПА-25/76 позволило избавиться от остановок агрегатов, возникающих при случайных кратковременных всплесках вибрации, сохранив при этом широкий частотный диапазон контроля вибрации. В случаях реальной опасности система формирует аварийные сигналы для остановки агрегатов.

Разработаны функциональные схемы, на базе которых созданы аппаратные и программные средства систем виброконтроля и диагностики. Разработаны методика и организация виброконтроля и диагностики агрегатов в условиях компрессорных станций.

Основные результаты работы внедрены на компрессорных станциях газопроводов. На базе проведенных теоретических и экспериментальных исследований, разработаны методы, программные и аппаратные средства диагностирования двигателя ГПА-25/76, позволяющие предвидеть и планировать объемы ремонтных работ, целенаправленно совершенствовать технологию обслуживания и ремонта ГПА.

Ключевые слова: виброконтроль, вибродиагностика, вибродиагностические признаки, газоперекачивающий агрегат.

THE SUMMARY

V.G.Solyanik. The improvement of vibrodiagnjstic methods and means of controlling gas compressor units GPA –25/76

Dissertation for a candidate's degree on speciality 05.15.13. Ivano-Frankovsk Technical University of Oil and Gas. Ivano-Frankovsk, 1999.

The dissertation is devoted to the solution of vibrocontrol and vibrodiagnostic problems of gas compressor units (GCU) of great single power. The problems of determining vibrocontrol systems specifications of threeshaft GCU GPA –25/76 are solved. The dynamic features of GCU GPA –25/76 defining vibro activity of the main assemblies are investigated. Experimental investigations of the units' vibration characteristics are conducted. The dependence between vibration parameters and the technical state of GCU GPA -25/76 assemblies are determined. Worked out are functional diagrams on the basis of which apparatus and program means of vibrocontrol and diagnostic systems are created. Methods and ways of accomplishing units vibrocontrol and diagnostics under conditions of compressor stations are developed. A number of vibrodiagnostic indications of GCU GPA-25/76 are determined. The main results of the work are introduced at gas pipeline 5compressor stations.

Key words: vibrocontrol, vibrodiagnostics, vibrodiagnostic indications, gas compressor unit.



В.Г.Соляник

Из фондов Российской национальной библиотеки

Из фондов Российской национальной библиотеки



Написано до друку 20.04.2000 Формат паперу 60 × 84¹/₁₆
Друк. ґрупула 1.0 Тираж 400 Замова 117

Відруковано на ризографі

Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу
76 019, м. Івано-Франківськ, вул. Кадетська, 15

РНБ Русский фонд

2003-4

23599

Из фондов Российской национальной библиотеки