

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

На правах рукопису

*Іванишин Володимир Петрович*

.4.052(043)  
УДК 622.691:~~621.515~~  
1-19

**КОНТРОЛЬ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ  
ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ**

Спеціальність 05.11.13-Прилади і методи контролю та визначення  
складу речовини

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

**науковий керівник:  
доктор технічних наук,  
професор Заміховський Л.М.**

## ЗМІСТ

	ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	4
	ВСТУП.....	5
1	СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ВІБРАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ І ДІАГНОСТУВАННЯ ГПА ТА ЙОГО ТРУБОПРОВІДНОЇ ОБВ'ЯЗКИ.....	11
1.1	Вібрація і її вплив на розвиток дефектів ГПА.....	11
1.2	Аналіз методів і технічних засобів вібродіагностування ГПА.....	16
1.3	Аналіз досліджень, пов'язаних з оцінкою впливу вібрації на напружено-деформований стан трубопровідної обв'язки ГПА....	29
1.4.	Постановка задачі досліджень.....	39
2	МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДЕФОРМУВАННЯ ТРУБОПРОВІДНОЇ ОБВ'ЯЗКИ ГПА.....	41
2.1	Математична модель процесу деформування труб з криволінійною віссю та змінним поперечним січенням.....	41
2.2	Обґрунтування вибору вібродавачів та місця їх установки для контролю вібростану трубопровідної обв'язки ГПА.....	55
2.3	Кількісна оцінка напружено-деформованого стану трубопровідної обв'язки ГПА за результатами контролю його вібраційного стану.....	57
2.3.1	Оцінка деформованого стану трубопровідної обв'язки ГПА.....	57
2.3.2	Оцінка напруженого стану трубопровідної обв'язки ГПА.....	64
	Висновки до розділу.....	67
3	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ГПА.....	69
3.1	Розробка технічного забезпечення експериментальних досліджень вібраційного стану ГПА.....	69
3.2	Дослідження впливу способу встановлення вібродавача на корпусі ГПА на результати контролю його вібростану.....	71

3.3	Використання “wavelet”-перетворення для фільтрації вібраційних сигналів з контрольних точок ГПА.....	74
3.4	Програмне забезпечення експериментальних досліджень вібраційного стану ГПА.....	81
3.5	Результати досліджень вібраційного стану ГПА.....	84
	Висновки до розділу.....	92
4	РОЗРОБКА СТРАТЕГІЇ ОПТИМАЛЬНОГО РОЗТАШУВАННЯ ВІБРОДАВАЧІВ НА КОРПУСІ ГПА І ТРУБОПРОВІДНОЇ ОБВ’ЯЗКИ .....	93
4.1	Вихідні положення .....	93
4.2	Кореляційний аналіз джерел вібрацій ГПА з трубопровідною обв’язкою.....	97
4.3	Методика оптимального розташування вібродавачів на корпусі ГПА при контролі його вібраційного стану.....	104
	Висновки до розділу.....	111
5	РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ СТАНУ ГПА .....	112
5.1	Розробка технічного забезпечення системи контролю вібраційного стану ГПА.....	112
5.2	Розробка програмного забезпечення системи .....	114
5.3	Методика підбалансування роторів ГПА .....	127
5.4	Розробка програмного забезпечення методики підбалансування роторів ГПА .....	130
5.5	Розрахунок вірогідності контролю (розрахунок інструментальної вірогідності при обмеженому самоконтролі в ТЗК).....	133
5.6	Оцінка критерію організації системи контролю.....	138
	Висновки до розділу.....	142
	ОСНОВНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	144
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	146
	ДОДАТКИ.....	160

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- АЦП – аналого–цифровий перетворювач.
- ВК – вісевий компресор.
- ВН – відцентровий нагнітач.
- ГПА – газоперекачувальний агрегат.
- ГТУ – газотурбінна установка.
- Долинське ЛВУМГ – Долинське лінійне виробниче управління магістральних газопроводів.
- ДП “Прикарпаттрансгаз” – дочірнє підприємство “Прикарпаттрансгаз”.
- КС – компресорна станція.
- ОК – об’єкт контролю.
- ЛО – людина–оператор.
- ПК – персональний комп’ютер.
- ППР – планово–попереджувальні ремонти.
- СК – система контролю.
- ТВТ – турбіна високого тиску.
- ТНТ – турбіна низького тиску.
- ТЗК – технічні засоби контролю.
- ТО – трубопровідна обв’язка.



## ВСТУП

**Актуальність роботи.** Основним елементом компресорних станцій (КС), які забезпечують ефективне функціонування газотранспортної системи України, є газоперекачувальні агрегати (ГПА), технічний стан яких визначає режими і надійність експлуатації КС.

Об'єктивна оцінка технічного стану вузлів ГПА і агрегату в цілому може бути отримана в результаті вирішення трьох задач: контролю працездатності (запасу працездатності), пошуку дефектів і прогнозування стану. Вирішення останньої задачі дозволить проводити ремонтні роботи за фактичною потребою і, тим самим, попередити виникнення можливих аварійних ситуацій. Реалізація відмічених задач вимагає широкого впровадження методів і засобів технічної діагностики, зокрема методів віброакустичної діагностики. Незважаючи на широке впровадження методів і засобів контролю вібраційного стану ГПА та методів усунення вібрації їм властиві ряд недоліків, які, як показує практика, викликають хибне спрацювання аварійної сигналізації, а підвищення вібрації призводить до вимушених пробних пусків агрегату з метою виявлення їх причин в процесі проведення діагностичних обстежень.

Тому, не дивлячись на високий рівень методів віброакустичної діагностики, стосовно ГПА, існує ряд невирішених наукових проблем, пов'язаних з розробкою методів і засобів вібраційного контролю стану як його окремих вузлів і елементів (трубопровідної обв'язки–ТО, силових елементів-підшипників, тощо) так і ГПА в цілому. У зв'язку з цим їх вирішення є актуальною задачею, яка має важливе народно господарське значення.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Тематика роботи є частиною планових науково-дослідних програм по розвитку нафтогазового комплексу України і базується на результатах держбюджетної науково-дослідної роботи “Діагностування стану технічних об'єктів на основі обмеженої інформації про переміщення точок їх поверхні”, частина науково-дослідної теми Д 6–Ф, номер держреєстрації в УкрНДІНТІ № 0198U005799, що

входить у координаційний план Міністерства освіти і науки “Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою отримання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і нафтохімічної сировини”, а також науково-дослідної роботи “Розробка методики і автоматичної мікропроцесорної системи діагностування силових елементів ГПА”, договір №246/99 від 5.03.1999р. з УМГ “Прикарпаттрансгаз”.

**Мета роботи.** Забезпечення більш повного використання ресурсу закладеного в ГПА, включаючи ТО, та підвищення ефективності його експлуатації за рахунок оперативної і вірогідної інформації про фактичний технічний стан, який визначається розробленими методом вібраційного контролю та стратегією оптимального розташування вібродавачів на корпусі ПА.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- проаналізувати сучасний стан і тенденції розвитку методів і засобів діагностування ГПА;
- провести теоретико-експериментальні дослідження методу вібраційного контролю ТО ГПА;
- розробити методичне, технічне і програмне забезпечення експериментальних досліджень вібраційного стану ГПА;
- розробити стратегію оптимального розташування вібродавачів на корпусі ПА для контролю його вібростану;
- вдосконалити метод обробки діагностичного параметру вібраційного стану ГПА;
- розробити систему контролю вібраційного стану ГПА і її програмного забезпечення та програмного забезпечення методики підбалансування роторів ПА.

**Об’єкт дослідження** – ГПА з ТО, в процесі експлуатації якого виникають дефекти, що призводять як до зміни його вібраційного стану і,

відповідно, до зниження ефективності роботи ГПА, так і подальшого виникнення відмов.

**Предметом дослідження** є розробка методу контролю вібраційного стану ГПА з ТО та стратегії оптимального розташування вібродавачів на його корпусі.

**Методи дослідження.** При проведенні теоретичних і експериментальних досліджень використовувалися: теоретичні положення аналітичної геометрії, диференціальної геометрії, методи теорії пружності, чисельні методи, методи математичного моделювання, методи обробки сигналів, спектрально-кореляційного аналізу, основні положення віброакустичної діагностики машин і механізмів.

При розробці технічних засобів використовувалися методи схемотехніки.

#### **Наукова новизна отриманих результатів:**

– вперше розроблена математична модель процесу деформування ТО ГПА (за прикладі нагнітального патрубку), в основу якої покладено гіпотезу про характер деформування його тороїдальної ділянки при зміні вібраційного стану ГПА, згідно з якою, після деформування ділянка залишається тороподібною. При цьому змінюється радіус кривизни осі та величина кута, під яким видно ділянку з центра кола, що визначає вісь ділянки. Останнє дозволяє одержати значення механічних напружень (осьових та зсувних), що діють на ділянку, та їх розподіл по об'єму нагнітального патрубку за результатами оцінки вібраційного стану ГПА;

– вперше при параметричному представленні деформованої осі нагнітального патрубку використано інтерполяційні многочлени Ерміта різних степенів, причому вісь першої прямолінійної та прилеглої до неї конічної ділянки моделюється одним многочленом, що дозволяє встановити значення максимальних напружень, які виникають в матеріалі саме конічної ділянки нагнітального патрубку. При цьому отриманий результат підтверджується

статистичними даними про виникнення відмов даного елемента конструкції ГПА;

– дістав подальший розвиток метод обробки вібраційних сигналів з контрольних точок ГПА на основі “wavelet”–перетворення, використання якого дозволило отримати оперативну і вірогідну інформацію про вібраційний стан ГПА;

– вперше розроблено метод оптимального розташування вібродавачів на корпусі ГПА на основі вдосконалення двовимірної кореляційної матриці, використання якого дозволяє без втрат інформації про вібраційний стан ГПА зменшити кількість вібродавачів, що вивільнює обчислювальні ресурси системи та прискорює процес обробки віброакустичної інформації в режимі реального часу.

#### **Практичне значення отриманих результатів полягає в розробці:**

– алгоритмів визначення НДС трубопровідної обв'язки ГПА за результатами контролю її вібраційного стану, використання яких дозволяє спрогнозувати момент виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних з відмовою елементів ТО;

– алгоритму фільтрації вібраційних сигналів на основі “wavelet”–перетворення, реалізація якого дозволяє підвищити точність визначення критерію вібраційного стану ГПА;

– стаціонарної системи контролю вібраційного стану ГПА, використання якої дозволяє отримувати оперативну і вірогідну інформацію про фактичний технічний стан ГПА та проводити ремонтні роботи за потребою, а не у визначені системою ППР терміни;

– програмного забезпечення методики підбалансування роторів ГПА на основі отриманої інформації про його вібростан, що дозволяє зекономити час та матеріальні витрати, при забезпеченні необхідної точності розрахунків мас рівноважуючого вантажу та графічного представлення місця його установки.

Розроблені методика кількісної оцінки НДС трубопровідної обв'язки ГПА за результатами контролю його вібраційного стану; стратегія

оптимального розташування вібродавачів на корпусі ГПА; система контролю вібраційного стану ГПА та програмне забезпечення методики підбалансування роторів ГПА, як складова частина прикладного програмного забезпечення системи контролю, пройшли промислову апробацію на ГТК 10-4 №3, 4 і 7 Долинського ЛВУМГ. Розроблена система контролю ГПА стаціонарно встановлена на ГТК-10-4 №9 у лютому 2003 року і продовжує використовуватися.

Методика кількісної оцінки НДС трубопровідної обв'язки ГПА використана в Долинському ЛВУМГ при розробці заходів по підвищенню надійності експлуатації нагнітального патрубка головного масляного насоса ГТК-10-2, а також при проектуванні конфігурації аналогічного патрубка з демпфером коливань (сильфоном) для ГПА Ц-16С.

Результати теоретичних і експериментальних досліджень впроваджено в навчальному процесі – в робочих програмах дисциплін “Основи теорії надійності і технічної діагностики систем”, “Методи і засоби діагностування об'єктів нафтогазового комплексу”, “Проектування систем діагностування”, які читаються студентам спеціальності 7.091401 – “Системи управління та автоматики”.

**Особистий внесок здобувача.** Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Проведено моделювання процесу коливання елементів конструкції ГПА на експериментальних даних [104], розроблена математична модель вібраційного стану ТО ГПА [107], проведено моделювання процесу деформування елементів конструкції ГПА під дією вібраційних навантажень [99].

У роботах, опублікованих у співавторстві, здійснена постановка задачі дослідження параметрів вібрації ГПА [102], визначені реальні траєкторії кривих отриманих в процесі вимірювання вібрації вузлів ГПА [103], визначено НДС трубопроводів за даними внутрітрубною інспекції [100] та проведена корекція математичної моделі на основі отриманих експериментальних даних [105,106], розроблена структурна схема системи контролю вібростану ГПА

[133] і її програмного забезпечення [134], та проведено його налагодження. Автор приймав безпосередню участь у проведенні промислових досліджень і обробці експериментальних даних.

**Апробація результатів досліджень.** Основні результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на XV, XVI, XVII, XVIII і XIX міжнародних міжвузівських школах-семінарах “Методи і засоби технічної діагностики” (м. Йошкар-Ола (Росія)–1998, 2000, 2002р.р., м. Івано-Франківськ – 1999, 2001, 2003 р.), 9-й Міжнародній науково-технічній конференції “Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання”, (м. Суми, 1999р.), III-му Краківському симпозиумі “Комп’ютерні системи і засоби в науці, промисловості і транспорті”, (м. Закопане, 1999р.), Міжнародній науково-технічній конференції “Надійність машин та прогнозування їх ресурсу”, (м. Івано-Франківськ, 2000р.), 5-му і 6-му Міжнародних симпозиумах “Неруйнівний контроль та діагностування в медицині та техніці”, (м. Ньюпорт-Біч, США, 2000-2001р.р.), 4-ій національній науково-технічній конференції і виставці “Неруйнівний контроль і технічна діагностика” (м. Київ, 2003р.).

**Публікації.** За результатами досліджень опубліковано 11 наукових праць, із них три одноособові, а 5 опубліковано у фахових журналах.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертація складається із вступу, п’яти розділів, висновків, викладених на 145 сторінках тексту, 63 рисунків, 8 таблиць, списку використаних джерел, що містить 137 найменувань, та 5 додатків на 38 сторінках.

## Розділ 1

# СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ВІБРАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ І ДІАГНОСТУВАННЯ ГПА ТА ЙОГО ТРУБОПРОВІДНОЇ ОБВ'ЯЗКИ

### 1.1 Вібрація і її вплив на розвиток дефектів ГПА

Вібрація – такий вид механічного руху, при якому кожна з точок тіла здійснює періодично повторні переміщення поблизу деякого відносно нерухомого положення. Термін “вібрація” і “механічні коливання”, що зустрічаються в літературі, за своєю сутністю є синонімами [1,2]. Термін “вібрація” зазвичай використовується для механічних коливань з відносно високою частотою і, як правило, завжди при розгляді коливань роторних машин, до яких відноситься і ГПА.

Вібрація виникає під дією сил збуджень, які мають різні причини. В ГПА сили збудження пов'язані перш за все з процесами обертанням валів та дефектами його вузлів та елементів. Розглядаючи на поверхні ГПА деяку точку, можна говорити про її вібрацію в заданому напрямку, наприклад в вертикальному, при цьому в другому напрямку вібрація цієї точки може суттєво відрізнятись. Розглядаючи вібрацію в трьох ортогональних напрямках (наприклад, в вертикальному, горизонтально-поперечному і осьовому), виявимо, що точка в процесі коливань рухається по деякій траєкторії, яка має достатньо складну, майже завжди замкнену просторову криву, форма якої в загальному випадку може змінюватись в часі.

У загальному випадку різні точки ГПА мають різну вібрацію: вони можуть коливатися одночасно в різних напрямках і з різними амплітудами, а деякі, так звані, вузлові точки можуть бути нерухомими. Таким чином, реальний вібраційний процес досить складний для того, щоб всі його деталі могли бути предметом контролю і вивчення в процесі експлуатації ГПА. Доцільні обмеження інформації по вібрації зазвичай зводяться до того, що регламентують точки контролю вібрації.

Стосовно вібрації ГПА і ідентифікації причин, що їх обумовлюють, відома значна кількість досліджень, представлених в роботах [3-9 та ін.].

Основними причинами вібрації є наступні:

- залишкова незрівноваженість роторів турбіни і вісевого компресора (ВК) в результаті неякісного їх балансування як на заводі-виробнику, так і в умовах експлуатації;
- незрівноваженість роторів турбіни і ВК ГПА, викликана поломкою робочих лопаток при роботі агрегату, нерівномірним зносом робочих лопаток, неправильним розподілом інерційних мас на роторі при перестановці лопаток;
- незрівноваженість ротора турбіни, що викликана послабленням посадочного натягу диска ТВТ;
- незрівноваженість ротора ВК, викликана послабленням посадочного натягу двоступеневого диску, встановленого на роторі з боку викиду;
- незрівноваженість ротора турбіни, викликана нерівномірним тепловим зміщенням диска ТВТ на радіальних штифтах;
- незрівноваженість валопроводу, викликана “зломом” або “колінчатістю” осей з’єднання роторів турбіни і ВК на жорсткій або напівжорсткій муфті;
- незрівноваженість валопроводу, викликана розцентровкою валів, з’єднаних зубчатими муфтами;
- відсутність посадочного натягу на напівмуфті ВК;
- порушення жорсткості опорної системи ГПА;
- задівання деталей, що обертаються, за нерухомі і інші.

Кожна із вказаних причин обумовлена рядом факторів (дефектів), що їх обумовлюють [8]. Так, залишкова незрівноваженість на роторах має місце в початковий період експлуатації ГПА і пояснюється неправильною технологією зрівноваження консольних роторів, яка мала місце, а також відсутністю достатнього досвіду проведення балансувальних робіт у експлуатаційного персоналу.

На практиці виникають можливі накладання коливань, що обумовлюється різними джерелами, в результаті чого використання традиційних методів і



існуючої інформаційної бази даних не забезпечують однозначної ідентифікації дефектів. Наприклад, підвищення амплітуди коливань на частоті першої гармоніки обертання ротора може бути викликано як збільшенням дисбалансу ротора, так і неспіввісністю валів або перекосом. При одночасній наявності двох і більше різних дефектів їх ідентифікація ускладнена. В цьому випадку діагностування дефекту за допомогою таких традиційних параметрів, як амплітуда і частота є недостатнім.

Основними джерелами збудження коливань є дисбаланси роторів. Дисбаланси характеризуються вібраціями з частотами, які рівні першій частоті обертання. Амплітуду даних коливань можна довести до допустимого рівня балансуванням ротора, але повністю усунути дисбаланс практично неможливо [3,4].

Крім дисбалансу ротора причиною збудження коливань може бути неправильний монтаж ГПА. Під неправильним монтажом мається на увазі неточна зв'язка, заклинювання щеплень, зазор і биття фланцевих з'єднань. Характерним є те, що поряд з коливаннями в радіальному напрямку виникають вісьові коливання, амплітуди яких залежать від навантаження і частоти обертання ротора. При цьому зачасту збуджуються коливання із другою гармонікою частоти обертання. Усунення цих коливань забезпечується зв'язкою обертових деталей, тобто центровкою валів, муфт і т.п.

В редукторах, внаслідок похибки виготовлення зубців, виникають вібрації на, так званих, частотах зчеплення зубців, які розраховуються виходячи з частоти обертання зубцевого колеса, помноженого на число зубців. Зубцеві колеса редукторів контролюють рівнем вібрації на частоті зчеплення. Усунення вібрації проводиться заміною шестерень.

Однією із причин високої вібрації ГПА є резонанси опорних конструкцій, фундаментів, роторів і конструкцій [8]. Внаслідок резонансів, значні механічні збудження можуть викликати коливання, небезпечні для

агрегату. Це явище може мати місце в тому випадку, коли частота коливань співпадає з власною частотою вузла коливань агрегату. Співпадання, наприклад, частоти обертання агрегату із резонансом фундаменту зустрічаються в деяких випадках і призводить до небезпечних аварійних ситуацій. В даному випадку ці вібрації усуваються переналаштуванням відповідної системи "пружина-маса" агрегату шляхом зміни конструкції.

Перераховані причини виникнення вібрації представляють лише частину дефектів ГПА, обумовлених останньою, які найбільш часто зустрічаються на практиці і становлять приблизно 90% всіх причин вібрації ГПА [10]. В той же час розвиток конкретного дефекту, викликаного дією вібрації, призводить до збільшення вібрації і, як наслідок, до збільшення дефекту з подальшою відмовою агрегату.

У вібродіагностиці враховується той факт, що дефекти на різних стадіях розвитку можуть бути зв'язані з вібраційними процесами в ГПА (коливаннями його вузлів і деталей або динамічними процесами, що їх викликають) різним чином, а перехід від однієї стадії розвитку до іншої може бути поступовим або стрибкоподібним. Так, в [11] розглянуті основні фактори і процеси, що викликають міцнісні відмови і дефекти машин та їх зв'язок з вібраційними процесами. Серед останніх, стосовно ГПА, можна відмітити наступні: навантаженість елементів вузлів ГПА, втома, зносіві процеси, динамічні процеси. Навантаження бувають: статичні, динамічні, циклічні. Статичні навантаження можуть здійснювати вплив на вібрацію головним чином в тих випадках, коли вони викликають зміну геометричної форми деталі. Крім того, під дією статичного навантаження можуть підвищуватись частоти власних коливань деталі, наприклад, дія відцентрових сил на диски і лопатки ТВТ. При дії достатньо високих статичних навантажень протягом тривалого часу явище повзучості матеріалу може призвести до зміни геометричної форми деталі і появи тріщини.

Циклічні навантаження не викликають вібрації ГПА, але призводять до явища втоми металу, що в свою чергу може здійснити вплив на вібрацію.

Динамічні навантаження – основна причина коливань деталей ГПА і їх динамічної напруженості, що призводить до втомних поломок.

Існує зв'язок втоми і вібрації. Вібрація викликає втомне руйнування деталі, діючи як змінні навантаження. При появі втомних тріщин змінюються власні частоти коливань деталі внаслідок її зміни жорсткості і можуть змінюватись демпфування і характер коливань. Втомні тріщини змінюють частоту і форму власних коливань віброуючих деталей, що може викликати різну зміну вібрації даної деталі. При втомі може змінюватись також модуль пружності матеріалу.

Знос деталі кінематичних пар (підшипників, зубчатих передач і ін.) призводить до збільшення зазору в парах, що підсилює динамічні сили взаємодії деталей, які дістають в багатьох випадках ударний характер, і збагачують спектр коливань шумовими та імпульсними складовими. Значний знос може змінювати і жорсткісні характеристики деталей, що впливає на частоти і форми коливань.

Як приклади вказаних відмов і дефектів можна навести наступні: тріщини і обриви лопаток ТВТ та ТНТ, які зустрічаються практично на всіх типах ГПА. Обриви значної частини лопатки виявляється відразу чи в процесі роботи. Вони викликають підвищення вібрації і серйозні вторинні руйнування. Основні причини поломок лопатки – втома металу, яка викликана змінними напруженнями, що виникають в лопатках при їх вібрації і резонансні коливання. Основними причинами появи тріщини і руйнування дисків труби є підвищена динамічна навантаженість диска при резонансних коливаннях. Підвищену вібрацію ГПА можна розглядати як самостійну відмову, якщо вона не є наслідком іншої відмови і може викликати руйнування або втрату працездатності будь-якого вузла.

Таким чином, технологія виготовлення вузлів і елементів ГПА, його збирання та організація експлуатації визначає вібраційний стан ГПА, через який можна визначити його технічний стан.

## 1.2 Аналіз методів і технічних засобів вібродіагностування ГПА

Сьогодні в практику експлуатації ГПА впроваджується прогресивний і економічно ефективний спосіб експлуатації за фактичним технічним станом. У цьому випадку перебиранню чи заміні підлягають ті деталі і вузли ГПА, які є дефектними і не відповідають технічним вимогам.

Такий метод експлуатації за фактичним станом забезпечує більш високий рівень надійності вузлів ГПА і агрегата в цілому та суттєво зменшує збитки, заподіяні періодичними профілактичними оглядами і зупинками ГПА. Згідно статистичним даним витрати на необґрунтоване обслуговування і ремонт відповідно до системи планово-попереджувальних ремонтів складають майже 7.0% по відношенню до всіх витрат на експлуатацію.

Таким чином, широке впровадження системи обслуговування ГПА за фактичним технічним станом можливе на основі використання методів і засобів технічної діагностики, зокрема, віброакустичної, які базуються на принципах безрозбірності, оперативності та універсальності [5, 12, 13-21 та ін].

Технічна діагностика вирішує три основні задачі [18]. Контроль технічного стану, пошук дефектів і прогнозування стану. Перша задача обов'язково вирішується при діагностуванні об'єктів будь-якого призначення. Контроль технічного стану передбачає перевірку відповідності значень діагностичних ознак вимогам технічної документації. При цьому можливі два види контролю: якісний (допусковий) і кількісний (запас працездатності). В тому випадку, коли об'єкт діагностування – ГПА – втратив працездатність або запас працездатності значно понизився, вирішується друга задача – пошук дефекту. Доцільність її визначається можливістю відновлення об'єкту, тобто усунення дефекту, який виник. В свою чергу, усунути дефект можна лише в тому випадку, коли об'єкт ремонтпридатний, тобто пристосований до усунення дефектів, які виникли в ньому, і обслуговуючий персонал має засоби і час для його відновлення. В цьому випадку пошук дефекту починається, як правило, за умови, що вже відомо про наявність дефекту, і невідомо лише, який

саме дефект виник. При вирішенні третьої задачі вивчається характер зміни діагностичних параметрів і на основі сформованих тенденцій передбачається значення параметрів на майбутній період часу.

Найбільш розповсюдженим поєднанням задач, які вирішуються в процесі діагностування, є [18]:

- контроль працездатності (запасу працездатності) і пошук дефекту;
- контроль працездатності (запасу працездатності) і прогнозування стану;
- контроль працездатності (запасу працездатності), пошук дефекту і прогнозування стану.

Вібраційна діагностика – один з напрямків технічної діагностики, який використовує за діагностичні ознаки вібраційні сигнали, що генеруються елементами і вузлами ОД. Широкий частотний діапазон вібраційних сигналів обумовлює їх швидку, практично миттєву реакцію на зміну стану об'єкта. Тому методи вібродіагностики незамінні у тих випадках, коли потрібен швидкий діагноз і швидке прийняття рішення. Тут слід відмітити, що більшість дефектів ГПА обумовлені безпосередньо вібрацією або пов'язані з нею. Тому на долю дефектів, виявлених за допомогою вібраційних методів, припадає близько 35% від їх загальної кількості.

Враховуючи, що основні задачі дисертаційної роботи пов'язані з контролем вібраційного стану ГПА і його трубопровідної обв'язки, тобто вирішенням першої задачі технічної діагностики – контролем працездатності, в розділі більш детально зупинимося на його методичних засадах і коротко – на вирішенні другої задачі пошуку дефектів.

Досвід експлуатації ГПА показує, що розвиток більшості дефектів призводить до підвищення вібрації, що, в свою чергу, викликає швидке зношування вузлів і механізмів та є причиною передчасного виходу агрегатів з ладу. Рівень вібрації агрегату залежить від того, наскільки якісно він спроектований і зібраний. В умовах експлуатації встановлено, що між характеристиками вібрації машин і їх технічним станом існує прямий зв'язок [22]. Тому при визначенні ступеня небезпеки вібрації для ГПА в процесі його

експлуатації необхідно знати граничні інтенсивності вібрації, при яких ще можна його експлуатувати на протязі тривалого періоду часу, або експлуатацію можна продовжити, але з обережністю і під постійним контролем, або ж подальша експлуатація може призвести до аварії і агрегат необхідно зупинити.

При нормуванні вібрації використовуються різноманітні підходи. Як правило, нормування вібрації базується на великому статистичному матеріалі та досвіді експлуатації установок даного класу. При відсутності статистичних даних можна задатися граничним збільшенням вібрації на бдБ. Ця величина в зарубіжних стандартах [23,24] характеризує відмінність між сусідніми класами технічного стану механізму. При подвоєнні рівня вібрації механізму рекомендується провести його ремонт [25]. В [26] існуючі норми вібрації статора представляють експертні оцінки, що базуються на узагальненні досвіду експлуатації. Більш точне обґрунтування норм можливе на основі оптимізаційного підходу, що враховує, з одного боку, вірогідність пошкодження вузлів та збиток внаслідок їх відмови, з іншого – збільшення періоду експлуатації у випадку занадто частого перевищення нормативного рівня вібрацій. Схожий метод застосовується і для попереднього обґрунтування часових норм вібрації осердя та обмотки статора гідрогенератора [27]. З погляду нормування важливо мати дані про гранично допустимі величини вібрацій, що визначаються несучою здатністю конструктивних вузлів, в тому числі гранично допустимими напруженнями матеріалів.

Основи систематизованої оцінки технічного стану машин від рівня їх вібрації вперше були подані в [28]. Ці матеріали є складовою частиною або враховуються майже у всіх документах, що регламентують рівні вібрації різних типів машин і деталей, що мають обертові рухи.

Численні вітчизняні і зарубіжні науково-дослідницькі і конструкторські інститути та міжнародні організації розробляють критерії оцінки небезпеки вібрації обладнання. Не зупиняючись детально на аналізі результатів цих розробок, які детально висвітлені в [25–32 та ін], відмітимо, що однією із фундаментальних розробок по нормуванню вібрацій машин, розповсюджених

на промислових підприємствах Європи, є рекомендації Товариства німецьких інженерів VDI 2856 [30]. У них сусідні ступені оцінки вібростану відрізняються у 1,6 рази, оскільки така зміна віброшвидкості, на думку розробників, призводить до помітних наслідків з погляду як навантаження для машини, так і з суб'єктивної точки зору. Ця розробка обумовлює чотири вібростани, що контролюють машини, які класифікуються по шести групах. Вібростан визначається як “добрий”, “придатний”, “задовільний”, “незадовільний”. Кожному стану відповідають два ступені граничної віброшвидкості, які дозволяють провести точне розмежування між станами суміжних груп машин. На основі досліджень і рекомендацій VDI Міжнародної організації був розроблений базовий нормативний матеріал ISO 2372, що регламентує для шести класів машин чотири оцінки вібростану [31], А – “добрий”, В – “придатний”, С – “задовільний”, Д – “незадовільний”.

В даному стандарті як вичерпна і проста характеристика вібраційного стану машин, що покладена в основу класифікації, вибраний термін “інтенсивність вібрації”, а на базі теоретичних положень і практичного досвіду в якості одиниці вимірювання інтенсивності вібрації вибрано середньоквадратичну величину вібраційної швидкості (ефективна віброшвидкість  $V_{эф}$ ), яка визначається за формулою:

$$V_{эф} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T V^2(t) dt}.$$

Для забезпечення єдності підходу до оцінки вібростану стандарт ISO 2372-74 передбачає при складанні кількісних нормативів обов'язкове використання єдиної шкали нормочисел та таблиці оцінок вібростану класів машин.

Віброшвидкість є також критерієм міцності коливних систем, хоча в таких системах пружні і інерційні сили визначаються відповідно зміщенням і прискоренням вібрації. На основі принципу збереження енергії отримана залежність напруження по об'єму від віброшвидкості [33].

$$\sigma_{сер} = V_{эф} \sqrt{\frac{E\gamma}{g}},$$

де  $\sigma_{эф}$  – середньоквадратичне за об’ємом напруження;

$V_{эф}$  – ефективна за об’ємом віброшвидкість системи.

На базі цієї залежності можливе отримання границь втоми для різних матеріалів і конструкцій, виражених через віброшвидкість.

Вимірювання середньоквадратичних значень дає перевагу у випадку різних завод, ударів, які при вимірюванні пікових значень суттєво впливають на результат.

Використання параметра віброшвидкості повністю відповідає задачам діагностики у випадку вимірювання вібрації корпусів ГТУ. У тих випадках, коли маси корпусів у багато разів перевищують маси роторів, як, наприклад, у відцентрових нагнітачах природного газу, доцільно вимірювати віброзміщення ротора відносно корпуса підшипника.

При нормуванні вібрації, як правило, назначаються два рівня: рівень попереджувальної сигналізації, тобто порогове значення задовільного вібраційного стану агрегата, і рівень аварійної зупинки – максимальне допустиме значення вібрації, вище якого експлуатація агрегата заборонена. Нормується лишень загальний рівень вібрації.

Контроль вібрації агрегатів проводиться у штатних точках вимірювання. При цьому вимірюється лишень загальний рівень вібрації. Штатна апаратура вимірювання лишень зазвичай охоплює частотні діапазони першої роторної гармоніки і допустимі загальні рівні вібрації в основному визначаються рівнем цих складових. Але загальний рівень широкосмугової вібрації ГПА не завжди визначається рівнем першої гармоніки.

При дефектах підшипників, наприклад, основна частина енергії перерозподіляється у високочастотну область, що, зрозуміло, призводить до спотворення отриманої з штатного приладу вібраційної інформації. Тому для вірної оцінки стану ГПА слід використовувати вібровимірювальні прилади з широким частотним діапазоном до 10-15кГц [34].



Задача нормування рівня вібрації ГПА полягає у виборі критерію нормування і принципу поділу станів. Вихідною інформацією для нормування стану ГПА є параметри віброакустичних процесів – вібропереміщення, віброшвидкість, віброприскорення, або похідні від них.

При розробці норм вібрації використовують метод штучного нормування, який базується на формальному поділі станів виходячи з припущення існування взаємозв'язку визначеного рівня вібрації з ймовірністю безвідмовної роботи вузлів ГПА. Його особливість полягає в тому, що вибір критерію нормування і його значень для кожного із станів ГПА проводиться на основі результатів статистичної обробки великого масиву результатів віброобстежень стану ГПА, тривалого досвіду експлуатації і ремонту однотипних агрегатів з врахуванням досвіду нормування вібрації аналогічного обладнання в інших галузях промисловості та за кордоном.

В залежності від конструктивних особливостей встановлені класи агрегатів. Нормування рівня вібрації проводиться для наступних груп вузлів ГПА:

- силових підшипників (корпусів);
- участків корпусу ГПА;
- маслопровідна обв'язка ГПА.

Якісно можливі стани ГПА оцінюють як: “відмінний”, “добрий”, “допустимий”, “вимагає прийняття заходів”, “недопустимий”. Стосовно стану маслопровідної обв'язки ГПА – “допустимий”, “недопустимий” [35].

Математична модель вібрації, розроблена на базі даних вібраційного стану однотипних ГПА, передбачає порівняння загального рівня віброшвидкості ГПА з допустимим значенням (нормою) віброшвидкості  $V_{ef}$  аналогічно середньоквадратичному значенню випадкової віброшвидкості.

Для граничного значення  $V_{cp}$  використовується правило “ $3\sigma$  – трьох сігм”:

$$V_{ef} = K_1 \sigma(V_1) \sqrt{1 + 4(\alpha / K_1)^2 \sigma^2(V_1)}; \quad (1.1)$$

$$V_{zp} = 1.5 K_1 \sigma(V_1) \sqrt{1 + 7(\alpha / K_1)^2 \sigma^2(V_1)}; \quad (1.2)$$

$$\alpha = \frac{3 K_p \omega_p^2 \omega_k^2 K \sqrt{H^2 + x_0}}{16 K_k \omega^5 \Delta x_0 (1 - x_0)^3},$$

де  $V_1 \sigma^2(V_1)$  – амплітуда і дисперсія першої роторної гармоніки віброшвидкості;

$K, K_1$  – коефіцієнти, зв'язані з видом розподілу густини роторних гармонік спектра вібрації;

$K_p, K_k$  – коефіцієнти жорсткості ротора і корпусу;

$\omega_p, \omega_k$  – власна частота ротора і корпусу;

$\omega$  – частота обертання ротора;

$\Delta$  – зазор підшипника ковзання;

$x_0$  – відносний ексцентриситет цапфи підшипника ковзання, що відповідає положенню стійкої рівноваги.

Ці вирази були застосовані для нормування вібрації ГПА, що поставлялися ВО “Невський завод” з використанням даних експериментальних досліджень.

Корінь квадратний з дисперсії амплітуди першої роторної гармоніки визначали приблизно з гістограми бездефектних агрегатів у вигляді:

$$\sigma(V_1) = V_{\max} / 3,$$

де  $V_{\max}$  - максимальне значення амплітуди віброшвидкості на гістограмі.

Максимальне значення першої роторної гармоніки у вертикальному напрямі бездефектного агрегату ГТК-10 і ГТ-750-6 складає  $V_1 = 11.2$  мм/с,  $\sigma(V_1) = 4$  мм/с.

Для вищезгаданого значення дисперсії розрахунок допустимого і граничного загального рівня віброшвидкості проводили при наступних початкових даних:  $\Delta = 0,32$  мм;  $\omega = 531$  І/с;  $X_0 = 0,74$ ;  $K_1 = 1,15$ ;  $K = 1.86$

$$\frac{K_p}{K_k} = 0.48 \frac{\omega_p^2 \omega_k^2}{\omega^4} = \frac{5}{8}.$$

Граничне значення загального рівня вібрації  $V_{sp} = 11,4$  мм/с є межею, що допускає експлуатацію ГПА (за нормами вібрації  $V_{sp} = 11,2$  мм/с).

Допустиме значення загального рівня віброшвидкості  $V_o = 4,5$  мм/с в перерахунку до існуючих норм відповідає градації "добре", яка характеризується мінімальною вірогідністю появи дефектів в контрольованих вузлах впродовж міжремонтного пробігу агрегату.

Розроблена методика застосовувалася для нормування вібрації всіх типів ГПА галузі, в тому числі і для тих, що проектуються. Для них дисперсія першої роторної гармоніки обчислювалася за допомогою даних з нормування дисбалансу ротора. Діапазон  $V_o \div V_{sp}$  розбитий на зони. Залежно від інтенсивності вібрації вузлів ГПА передбачені наступні якісні оцінки їх вібраційного стану: "відмінно", "добре", "допустимо", "вимагає прийняття заходів", "неприпустимо" [16].

Враховуючи, що ГПА з судовим приводом знаходяться під постійним контролем систем вібродіагностування, оскільки відмови газотурбінних двигунів цих агрегатів обумовлені їх занадто високою вібрацією, у 1981 році були випущені тимчасові норми вібрації агрегатів ГПА–10 і методика вимірювання вібрації. Однак складність їх впровадження на той час полягала у відсутності штатної системи контролю вібрації [34].

В [36] наведена методика визначення зон станів агрегату і прогнозу його працездатності на основі статистичної обробки даних діагностування з використанням регресійного аналізу. Представлені програми впорядкування статистичних матеріалів і обчислення середніх характеристик масиву агрегатів з напрацювання, визначення розподілу станів (гіпотеза про логнормальності), апроксимації тренда стану ГПА з напрацювання експоненціальною функцією методом найменших квадратів, побудови зон "справний" (працездатний), "несправний" (ремонтний) стан ГПА і прогнозу його працездатності.

Згідно регламенту вимірювань, необхідних для діагностування ГПА, технологічних об'язок і загально станційного обладнання КС [37] контрольні

вимірювання 1-го рівня діагностування передбачають вимірювання загального рівня вібрації в п'яти штатних точках щодобово з метою контролю технічного стану силових елементів, в 34 штатних точках щоквартально з метою контролю загального вібростану ГПА. При цьому вибір штатних точок на корпусі ГПА та їх кількість не обґрунтовується. Стосовно трубопровідної обв'язки, то регламентом [37] рекомендується вимірювати рівень вібрації в точках, які розташовані рівномірно по довжині (в середньому через 1м), знову ж таки не обґрунтовуючи напрями вимірювання вібрації, в тому числі при встановленні вібродавачів на опорах, на фундаментах опор, тощо.

В [38] розглянуті питання нормування вібрації ГПА, а саме норми вібрації ГПА на заміну “Тимчасових норм”, 1974 року вводу в дію. В цих нормах за параметр нормування також вибрана ефективна віброшвидкість. Прийнята градація по зонам інтенсивності вібрації, а також класифікація агрегатів і вибір максимально допустимих значень  $V_{ef}$  для різних класів базуються на рекомендаціях стандартів ISO і РЕВ. Для конвертованих судових і авіаційних двигунів за основу градації за зонами інтенсивності вібрації прийняті значення встановлені заводами – виготовлювачами. Встановлено шість класів агрегатів, виходячи з їх конструктивних особливостей (I – електродвигуни приводу ГПА STD-4000 і STM-4000; II – нагнітачі природного газу виробництва “Міненергомашу”; III – ГТУ: ГТ-700-5, ГТК-5, ГТ-750-6, ГТК-10, ГТ-6-750, ГТН-6 і електродвигуни приводу ГПА STD-125000; IV – нагнітачі природного газу НЦ-196; V – конвертовані судові двигуни ГПА-10 “Волна”; VI – конвертовані авіаційні двигуни: ГПА-Ц-6.3 і ГПА-Ц-16).  $V_{ef}$  нормується на наступних групах вузлів агрегатів: 1 – корпуси підшипників; 2 – участки корпусів статора; 3 – маслопроводи обв'язки ГПА. В табл. 1 додатку А1 наведена якісна оцінка вібростану агрегатів для класів I, II, III, IV по групі 1.

Для оцінки інтенсивності вібрації маслопроводів обв'язки ГПА передбачено поділ на дві зони: “допустимо”, “не допустимо”. На рис.1 додатку А1 приведені номограми, які характеризують вібростан агрегатів класу III по

групі 1. В [38] відмічена необхідність комплектації ГПА штатною системою контролю їх вібростану, однак відсутня інформація про норми вібрації в штатних точках, обумовлених у [37].

В [39] виходячи з основних положень [37] детально розглядаються питання організації діагностичних вимірювань обладнання КС ВО “Ухтатрансгаз” та ВО “Куйбишевтрансгаз”. При цьому наводяться результати впровадження системи оперативного вібродіагностування ГПА (контроль вібростану) по ВО “Ухтатрансгаз” виходячи з нормативів [40], згідно яких оцінка загального технічного стану вузлів ГПА проводиться з приведенням до граничних значень норм за розрахунковою формулою:

$$P_1 = A \cdot n_T \cdot 3 \cdot 125 \cdot 10^{-6}, \quad (1.3)$$

де  $P_1$  – віброактивність вузла (0–1);  $A$  – вібрація вузла, мкм;  $n_T$  – кількість оборотів ротора турбіни, об/хв.

При цьому стан має наступну градацію при різних значеннях віброактивності: 0÷0.4 – стан нормальний, 0.4÷0.63 – стан допустимий, 0.63÷1.0 – стан ремонтний, більше 1 – стан передаварійний.

Нормування вібрації за загальним рівнем є не зовсім досконалим методом з точки зору задач вібродіагностики. Для точного поділу бездефектного і дефектного станів агрегатів необхідно застосувати нормування за найбільш характерними складовими частотного спектра, тобто нормування в полосах частот. Останнє повинне базуватися на значній кількості статистичних даних (спектрів вібрації значної кількості агрегатів) на базі яких можна отримати середньостатистичні (опорні спектри), що будуть з деякою імовірністю характеризувати нормальну роботу агрегату.

Середньостатистичні значення окремих складових спектра з врахуванням середньоквадратичних відхилень будуть вважатися мірилом бездефектного стану окремих вузлів, тобто можуть бути прийняті за основу для нормування.

Таким чином у вібродіагностиці ГПА можна виділити два підходи до визначення вібростану агрегату. Перший передбачає використання для аналізу станів вузлів максимальної амплітуди в деякому, достатньо широкому діапазоні

частот. Другий – виділення в широкому діапазоні найхарактерніших частот (спектральні і кореляційні методи). Використання вказаних підходів залежить від можливостей і технічної оснащеності КС.

Для першого підходу характерне вивчення значення ефективної віброшвидкості і порівняння її з нормованими значеннями за існуючою методикою [40].

Другий (спектральний) підхід можна віднести до вирішення другої задачі діагностики – пошуку дефектів. При цьому діагностичною ознакою дефекту є значення ефективної віброшвидкості у вибраній зоні частотного спектру вузла, який підлягає діагностуванню. Обґрунтування такого підходу наведено в [41] з практичним виходом на методику вібродіагностики стану ГПА-10 і ГПА-10-01[42].

Вирішення другої задачі технічної діагностики – пошуку дефектів, вимагає визначення сукупності діагностичних ознак (параметрів чи характеристик), зміна яких відображає зміну технічного стану (структурного параметру) елемента чи вузла, що підлягає діагностуванню [18].

Стосовно ГПА такими елементами і вузлами є:

- ротор;
- лопатевий апарат;
- підшипникові вузли;
- корпус двигуна;
- опорна система;
- вузли з'єднання роторів силових турбін і нагнітачів;
- інші механізми.

Виявлення і дослідження діагностичних ознак станів елементів вузлів ГПА є достатньо складною науковою задачею. Особливості ГПА, що визначають специфіку вирішення вібродіагностичних задач і які детально розглянуті в [43] не дозволяють отримати універсальні технічні рішення стосовно методів і засобів їх діагностування. Останнє визначає розробку

методів вібродіагностики розглянутих вище елементів і вузлів ГПА, базуючись на методологічних задачах [43,44-47].

Сьогодні в цьому напрямку працює багато науковців, що обумовлює значну кількість наукових публікацій з напрямку діагностування ГПА вібраційними методами. Так, робота [48] присвячена вдосконаленню вібродіагностичних методів і засобів контролю ГПА великої одиничної потужності; [49] – розробці вібродіагностичних систем для компресорних установок, а роботи [50-53, 62] – розробці методів вібродіагностики газотурбінних двигунів ГПА.

Стосовно окремих елементів і вузлів ГПА, то методи діагностування роторів наведені в [10,54,55], лопаткового апарату в [6,35,56,57], зокрема діагностування послаблення ступені диска турбіни на вал та діагностування тріщин в робочих лопастях в [58]; підшипникових вузлів в [35,59]; опорної системи в [60]. Для діагностування не розрахункових переміщень корпусів і газоходів ГПА в [58] за діагностичну ознаку заземлення викидних газоходів ГТК-10-4 було вибрано відношення амплітуди вібрації фундаментальних колон і блока ТНТ

$$L = \frac{A_k}{A_{\text{ТНТ}}},$$

де  $A_k$  – максимальне значення поперечної складової віброзміщення будь-якої з чотирьох задніх колон фундаменту;

$A_{\text{ТНТ}}$  – максимальне значення однієї з компонент віброзміщення (вертикальної, поперечно-горизонтальної, поздовжньої), виміряне на кришці блока ТНТ. Метод діагностування стану конструктивних вузлів кріплення розглянуто в [61].

Реалізація задач контролю працездатності ГПА і пошуку дефектів його вузлів і елементів вимагає відповідних технічних засобів, розробці яких також приділяється значна увага.

У свій час на різних типах ГПА експлуатувалися наступні штатні системи контролю вібрації, такі як: АВКС-2, ВВК-331, КСА-15, ИВ-500СТ.

В [63] розглядається вібровимірювальна апаратура ИВ-Д-1, яка з 1984 року входить до складу ГПА-Ц-6.3, що складається з двох блоків: полосової 2-х каналної апаратури ИВ-500СТ, яка знаходилася на той час в експлуатації. Вона була виконана з використанням підсилювача заряду, що дозволило виключити вплив під'єднувального до вібродавача кабеля на чутливість апаратури. Блок ИВ-Д-СФ-1 забезпечував режим слідкуючого аналізу рівня роторних гармонік і дозволяв проводити детальний аналіз вібрації двигуна, для чого використовувався тахометричний давач типу ДЧВ-2500, з якого подавався управляючий сигнал.

В [38] запропонована структурна схема штатної системи контролю вібрації з діагностичними функціями. Система має ряд недоліків, основним з яких є відсутність можливості контролю загального вібростану ГПА відповідно до [37] і низький рівень закладених схемотехнічних рішень, що обумовлено існуючою на той час елементною базою.

Сьогодні ГПА вітчизняного та зарубіжного виробництва обладнані апаратурою, яка дозволяє вимірювати значення ряду параметрів, що характеризують найбільш важливі технологічні процеси та технічний стан основних вузлів.

Так, в ДП “Оргенергогаз” розроблена і експлуатується система контролю вібрації ГТУ “Вібрін”, система вібраційного захисту і контролю “Віза”. У дослідно-промисловій системі технічної діагностики використовується розроблений в ПП “Оргтехдіагностика” прилад СВДК-1. Сьогодні проводяться роботи по створенню систем діагностування, які працюють одночасно із системами агрегатної автоматики. На КС ДК “Укртрансгаз” експлуатується вібраційно-діагностичний комплекс ВДК для оцінки технічного стану ГПА.

Імпортні ГПА типу ГТК-10І укомплектовані системою захисту від вібрації нагнітача і турбокомпресора фірми “BENTLI NEVADA”. Система призначена для захисту нагнітача від надмірної вібрації і осьового зсуву, здійснює контроль вібрації підшипників нагнітача у двох площинах і осьовий



зсув ротора. Система захисту турбокомпресора включає контроль температури, частоту обертання, вібраційні параметри і інші.

Агрегати ГТК-25І укомплектовані апаратурою фірми Шенк "Віброконтроль-2000" – це сучасна і потужна система для проведення вимірювання і контролю: відносних коливань валів; відносних зміщень валів і абсолютних коливань опор; відносної деформації валів; абсолютної деформації корпусу; числа обертів. Фірмою "Брюль і К'єр" розроблена система 3540 (COMPASS), в склад якої входить ПК. Система може здійснювати моніторинг, що дозволяє за допомогою одних і тих же апаратних засобів виконати багаточисельні операції і, відповідно, значно зменшити витрати.

Сьогодні на стадії розробки і дослідної експлуатації знаходиться ряд пристроїв і систем діагностування ГПА [64-77], подальше впровадження яких дозволить підвищити надійність і ефективність експлуатації ГПА.

Не дивлячись на різні схемотехнічні рішення, основу будь-якої системи вібродіагностування складають: вібродавачі, нормуючі підсилювачі з мультиплексором, ЦАП та мікропроцесор. Вибір останнього обумовлює функціональні можливості системи і визначається як її системним, так і прикладним програмним забезпеченням. На теренах України і країн СНД функціонує ряд спеціалізованих організацій і фірм, які професійно займаються розробкою вібродіагностичного обладнання та підготовкою спеціалістів з віброакустичної діагностики. Це інженерно-технічний центр "Вібродіагностика" (Україна) [78], ТзОВ "ДІАМЕХ" (Росія) [79], Науково-технічний центр "Моніторинг" (Росія) [80], НТЦ "Діагностика" (Україна) [81], АТ "ВАСТ" (Росія) і Vibrotek (США) [82] і ряд інших.

### **1.3 Аналіз досліджень, пов'язаних з оцінкою впливу вібрації на напружено-деформований стан трубопровідної обв'язки ГПА**

Пульсація потоку рідини і газу в трубопровідній системі є основним джерелом сил, що викликає її вібрацію. Різке збільшення вібрації виникає у

випадку співпадіння однієї з гармонік пульсацій потоку з однією з власних частот механічної системи.

Проте сама амплітуда вібрації не характеризує можливість аварійних руйнувань оскільки вібрація є однією із складових напружень, що діють на трубу. Крім вібраційних навантажень на трубопровідну обв'язку ГПА діє навантаження, пов'язане з тиском середовища, що транспортується, вагові, температурні навантаження і т.д. Тому для оцінки небезпеки вібрації необхідно зв'язати параметри вібрації з напружено-деформованим станом (НДС) стінки труби, який і є єдиним критерієм можливості руйнування стінки труби.

Крім руйнувань, пов'язаних із загальною втратою міцності можливі руйнування від малоциклової втоми, запуск - зупинка агрегатів і загальна втома металу. Неусталений рух середовища, що транспортується, пов'язаний з роботою агрегату, зміною режиму роботи, а також умовами монтажу призводять до того, що на трубопровід діє складний комплекс сил, які мають недетермінований характер.

Сьогодні, як і раніше, в галузі не проводиться аналіз руйнувань трубопровідної обв'язки, зокрема, маслопровідної обв'язки ГПА, під впливом вібрації з урахуванням цих руйнувань з реальними технічним і напруженим станами трубопроводів. Нормування вібрації трубопровідної обв'язки за відомими методами [83,84,85 і ін.] не передбачало встановлення залежності вимірних характеристик вібрації від її реального технічного та НДС при умові сприйняття обв'язкою різних навантажень. Останні мають статико-динамічний характер, при якому можуть бути різні комбінації: наприклад, при високому середньому рівні напружень виникають змінні напруження з малою амплітудою і навпаки, при низьких статичних напруженнях – значні динамічні напруження, або, в рідкісних випадках, з великою амплітудою величини напружень. Все це обумовлює складний напружено-деформований стан трубопровідної обв'язки.

В [86] запропонований комплексний підхід до нормування вібрації трубопроводів, модель якого наведена на рис.1.1.

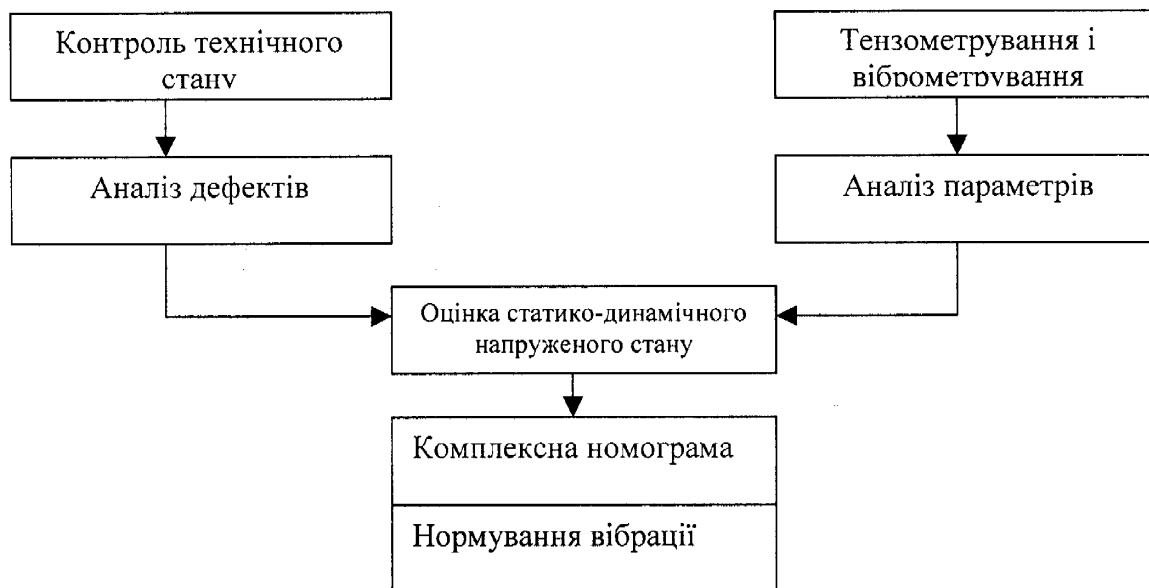


Рис.1.1 – Модель метода з комплексного підходу до нормування вібрації трубопроводів

Однак, як видно з рис.1.1 для реалізації такого методу необхідно мати відповідні технічні засоби, зокрема засоби для контролю технічного стану, тензо- і вібродавачі, місця встановлення яких не обґрунтовані відповідними рекомендаціями, отриманими на основі результатів експериментів і, що саме головне, достатній об'єм статистичних даних.

Норми вібрації трубопроводів технологічного газу компресорних станцій з відцентровими нагнітачами [35] передбачають чотири рівні оцінок вібрації: А, В, С, Д. Рівень А характеризує технічно справну трубопровідну систему і її опорні конструкції і відповідає значенню  $V_{ef} = 4.39$  мм/с. Рівень В відповідає значенню  $V_{ef} = 7.03$  мм/с і є максимально допустимий при нормальній експлуатації КС. Рівень С характеризує розвиток дефекту і появу в трубопроводі напружень. Цей рівень відповідає значенню  $V_{ef} = 1.25$  мм/с. Досягнення рівня Д характеризує аварійний стан трубопроводів і опорних систем. При цьому  $V_{ef} = 1.8$  мм/с.

НДС елементів трубопровідної обв'язки визначається параметрами діючих навантажень. При цьому достатньо точному розрахунку піддаються

лише кільцеві напруження, викликані тиском продукту, що транспортується, і згинальні, викликані ваговими навантаженнями. Поздовжні напруження і стійкість трубопроводу, в тому числі і динамічні, визначаються умовами взаємодії трубопроводу з опорами, температурними навантаженнями, а також комплексом вібраційних сил, які мають імовірнісний характер.

Для надійної роботи трубопроводів необхідно враховувати як кільцеві, так і поздовжні напруження матеріалу трубопроводу, статичні і динамічні навантаження.

Сьогодні єдино можливим методом вирішення задачі оцінки НДС трубопроводу є розділення НДС, викликаного сумарною дією сил на трубопровід, на доданки, які обумовлені окремими силовими факторами. Теоретичним обґрунтуванням коректності такого розбиття є теорема про суперпозицію розв'язку задач теорії пружності [87]. Можливість такого розбиття для даного випадку показана в [88].

НДС матеріалу стінки трубопроводу у загальному випадку є тривимірним, але при аналізі НДС принциповим є питання про головні компоненти тензора напружень, або про компоненти, значення яких максимальні, оскільки саме числом таких компонент визначається розмірність НДС і вибір тієї або іншої теорії міцності для обчислення еквівалентного напруження.

Сьогодні існують різні методи аналітичного і дослідно-експериментального визначення НДС трубопроводу. Так, при поперечній вібрації трубопроводу необхідно встановити функціональну залежність параметрів вібрації і параметрів НДС, залежних від великої кількості аргументів, різного походження і характеру дії. Використання в цій ситуації спрощених методів може призвести і приводить до принципових помилок. Такі помилки умовно можна розділити на три групи:

- нехтування окремими компонентами тензора напружень внаслідок використання спрощених математичних моделей;

- нехтування рядом силових факторів, що впливають на рівень вібрації і, отже, викликаного нею НДС;
- спрощення граничних умов.

Для опису вібрації трубопроводів, в основному, використовуються математичні моделі, засновані на балочній теорії і її модифікаціях. При цьому вдається виділити одну компоненту тензора напружень, яка характеризує НДС матеріалу стінки труби. Ця теорія прийнятна лише для випадку, коли довжина хвилі вібрації багато більше максимального розміру поперечного перерізу трубопроводу. В міру зменшення довжини хвилі (збільшення частоти збурення) балочна теорія вимагає корегування, що починає вносити певні складнощі в її використання і що не завжди враховується. Але результати вимірювання параметрів вібрації трубопровідних об'язок насосних агрегатів, що використовуються в системах трубопровідного транспорту, свідчить про те, що довжина хвилі вібрації і діаметр трубопроводу близькі. Використання в цій ситуації балочної теорії просто неприпустимо, оскільки НДС матеріалу труби характеризується великим числом компонент тензора напружень, чим враховується в балочній теорії. Крім того, при використанні балочної теорії не враховується вплив маси продукту, що транспортується, при певних значеннях якої можливий абсолютно інший механізм підвищення амплітуд вібрації – параметричний резонанс. Тому при аналізі НДС трубопроводу за наявності вібрації необхідно постійно враховувати вплив параметрів середовища, що транспортується, вагові і температурні навантаження.

Труднощі, пов'язані з вибором початкового рівняння руху трубопроводу довільної геометрії зумовили використання різних математичних формулювань задачі. Так, початкове рівняння за [89] має вигляд:

$$EI \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} = q(x, t), \quad (1.4)$$

де  $EI$  - згинальна жорсткість стрижня ;  $W(x, t)$  - відхилення точок осі стрижня при поперечних коливаннях;  $x$  - просторова координата,  $m$  - маса одиниці довжини стрижня;  $q(x, t)$  - інтенсивність зовнішнього навантаження;  $t$  - час.

В [88] диференціальне рівняння згинальних коливань стрижня постійного перерізу, що містить потік рідини, має вигляд:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho v \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + 2\rho v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (1.5)$$

де  $E$  - модуль пружності;  $I$  - момент інерції поперечного перерізу труби;  $m$ ,  $\rho$  - погонні маси відповідно труби з рідиною і однієї лише рідини;  $v$  - постійна середня швидкість перебігу рідини відносно труби;  $x$  - координата, відлічувана вздовж довжини труби,  $y$  - поперечне переміщення труби.

В [90] початкове диференціальне рівняння руху трубопроводу з протікаючим потоком має вигляд:

$$EI \frac{\partial^4 u}{\partial z^4} - \frac{\partial}{\partial z^4} \left( N \frac{\partial u}{\partial z} \right) + K_1 I \frac{\partial^5 u}{\partial x^4 \partial t} + K_2 \frac{\partial u}{\partial t} + \pi R_v^2 \rho V_v^2 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2\pi (R_v + \delta)^2 \rho = 0, \quad (1.6)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial z \partial t} + (m + 2\pi R_v \rho) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \pi (R_v + \delta)^2 \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 1,5 R_v \rho V_s \frac{\partial u}{\partial t} = T,$$

де  $EI$  - згинальна жорсткість труби,  $N$  - розтягуюче зусилля,  $K_1$  - коефіцієнт втрат енергії в матеріалі трубопроводу;  $K_2$  - коефіцієнт конструктивного демпфування;  $\rho$  - густина потоку,  $V_v$  - швидкість потоку в трубопроводі;  $V_s$  - швидкість зовнішнього потоку, що обтікає трубопровід,  $\delta$  - товщина стінки;  $m$  - маса одиниці довжини трубопроводу;  $T$  - збурююче навантаження;  $u$  - зміщення геометричного центру трубопроводу;  $z$  - вісь, направлена вздовж осі симетрії недеформованого трубопроводу;  $t$  - час,  $R_v$  - радіус труби. Особливий інтерес для даних систем представляє визначення і аналіз впливу сили  $N$ , пов'язаної з рухом рідини по криволінійній поверхні.

При аналізі малих поперечних коливань труби з потоком, що транспортується, використовується рівняння [91]:

$$\frac{\partial^4 y}{\partial z^2} + B_{z^2}(z, t) \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} + B_{tz}(z, t) \frac{\partial^2 y}{\partial z \partial t} + B_z(z, t) \frac{\partial y}{\partial t} + B_t(z, t) \frac{\partial y}{\partial t} + B_{t^2}(z, t) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = Q(z, t), \quad (1.7)$$

Тут

$$\begin{aligned}
B_{z^2}(z,t) &= \frac{1}{EI} [\rho_I A_I w_I^2 + \rho_{II} A_{II} w_{II}^2 + \rho_I A_I - \rho_{II} A_{II} - T_2], \\
B_{tz}(z,t) &= \frac{1}{EI} [2\rho_I A_I w_I + 2\rho_{II} A_{II} w_{II}], \\
B_z(z,t) &= \frac{1}{EI} \left[ \rho_I A_I \frac{\partial w_I}{\partial t} + \chi A_{II} \frac{\partial w_I}{\partial t} - m_0 g - g \rho_I A_I - A_{II} \frac{\partial \rho_{II}}{\partial z} + \xi_{II} w_{II} \right], \\
B_t(z,t) &= \frac{1}{EI} \left[ A_I \left( \frac{\partial \rho_I}{\partial t} + w_I \frac{\partial \rho_I}{\partial z} \right) + \chi A_{II} \left( \frac{\partial \rho_{II}}{\partial t} + w_I \frac{\partial \rho_{II}}{\partial z} \right) + \xi_k + \xi_{II} \right], \\
B_r(z,t) &= \frac{1}{EI} [m_0 + \rho_I A_I + \chi \rho_{II} A_{II}], \\
Q(z,t) &= \frac{1}{EI} [q_{r_I} + q_{r_{II}}].
\end{aligned}$$

Вище використані наступні позначення:  $z$  - просторова координата;  $t$  - час;  $\rho_{I,II}$  - густина продукту, що транспортується, і обтікає трубопровід;  $p_{I,II}$  - тиск на внутрішню і зовнішню поверхні труби;  $w_{I,II}$  - поздовжня складова швидкості потоку з внутрішньої і зовнішньої сторін труби;  $A_{I,II}$  - площа перерізу;  $m_0$  - маса сухої труби на одиницю довжини,  $g$  - прискорення сили тяжіння;  $q_{r_I,II}$  - сила, що діє на одиницю довжини труби;  $\xi_k$  - коефіцієнт опору;  $\chi$  - коефіцієнт приєднаної маси.

У роботі [92] використовується наступне диференціальне рівняння руху трубопроводу з протікаючим продуктом:

$$EI^{IV} + (m_m v^2 + pf + N)y'' + 2m_m v y' + (m_m + m_p)y = 0, \quad (1.8)$$

де  $p$  - тиск продукту;  $f$  - площа провітру труби;  $v$  - швидкість потоку;  $m_m$  - погонна маса продукту;  $m_p$  - погонна маса труби;  $N$  - осьова сила, обумовлена початковим напруженням.

Як правило, задача розрахунку поперечної вібрації трубопроводу довільної геометрії розв'язується чисельно після приведення початкового рівняння руху трубопроводу з протікаючими рідиною або газом до стандартного виду типу [93]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\}, \quad (1.9)$$

де  $[M],[C],[K]$  - відповідно матриці мас, демпфування і жорсткості конструкції:  $\{F\}$ - вектор зовнішнього навантаження:  $\{u\}$ - вектор переміщень точок трубопроводу.

Як наголошувалося вище, вібрація є результатом дії на трубопровід різних не завжди детермінованих сил. Кількісні характеристики залежать від ряду випадкових факторів з різним, зачасту широким, діапазоном зміни змінних (стану опорних конструкцій, ґрунту). Це значно ускладнює аналітичний розрахунок. Тому основні похибки розрахунку пов'язані з:

- невизначеністю початкового рівняння, оскільки деякі процеси не можуть бути описані;
- складністю розв'язку загального початкового рівняння з дотриманням необхідної коректності;
- спрощенням початкового рівняння, що призводить до обмеження області його використання.

Розв'язок задачі визначається матрицями коефіцієнтів  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ , які мають різні аналітичні вирази [92,93,94,95,96]. Як видно з приведених прикладів, відмінність використовуваних початкових рівнянь виявляється принциповою. Розв'язок представлених рівнянь руху трубопровідної системи довільної геометрії з продуктом, що транспортується – складна задача, яка вимагає коректного розв'язку.

При цьому виникає питання задання граничних та початкових умов, значень коефіцієнтів для кожного з наведених рівнянь, що у випадку реалізації конкретної моделі є або принципово неможливим, або не може бути одержаним з достатнім рівнем точності. Це обмежує можливість формулювання та доведення для кожного з наведених рівнянь теорем існування, єдності та неперервної залежності розв'язку від початкових і граничних умов та параметрів, що входять в рівняння, оскільки залишаються невідомими основні властивості цих величин (неперервність, швидкість росту, тощо).

Крім чисто математичної коректності необхідне точне задання всіх коефіцієнтів рівняння і точне визначення граничних умов на опорах, які в



процесі проектування невідомі. Спроби подолати ці труднощі пов'язані, наприклад, з використанням коефіцієнта конструктивного демпфування в [96]. В [93] матриця  $[C]$ , що враховує механізми конструктивного і внутрішнього демпфування, вибирається у вигляді

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K]. \quad (1.10)$$

При цьому коефіцієнти пропорційності  $\alpha$  та  $\beta$  визначаються на основі відомих величин модального демпфування з експериментальних даних про демпфуючі властивості конструкцій і їх елементів.

Але зараз не існує єдиного підходу до розв'язку питання обліку демпфуючих властивостей трубопровідної системи. Це веде, як мінімум, до неоднозначності розв'язків, одержаних для вказаних випадків. Так, вимагає розв'язку задача визначення величин модального демпфування за експериментальними даними. Експеримент повинен проводитися на фізично подібних системах. Але крім цього необхідне точне забезпечення всіх чисельних характеристик системи, які не є наперед відомими.

Точність розв'язку будь-якого аналітичного рівняння визначається точністю задання граничних умов. Результати вимірювання вібрації трубопровідних систем показують, що реальні граничні умови можуть відрізнятися від проектних. При цьому реальні чисельні характеристики опор визначаються множиною випадкових факторів, врахувати які при проектуванні не представляється можливим.

У зв'язку з цим методи формалізації граничних умов, що використовуються, вимагають доведення своєї коректності у кожному конкретному випадку. Спрощення початкових рівнянь і їх рішення для окремих випадків не дозволяє перейти до розв'язку технічних задач, оскільки вчасний розв'язок має обмежену область вживання.

З викладеного вище видно, що методи аналітичного розрахунку мають обмежене використання і не дозволяють одержати достатньої точності при відмінності умов роботи трубопроводу. Це зв'язано з тим, що:

- існують різні причини вібрації, які визначаються різними силами, діючими на трубопровід;
- використовуються різні початкові рівняння: з постійними і змінними коефіцієнтами. Тобто, використовуються різні фізичні моделі виникнення і розвитку вібраційних процесів;
- відмінність задач, що вирішуються зумовлює відмінність шляхів їх розв'язку;
- є значна кількість параметрів, що впливають як на постановку, так і на вирішення задачі;
- вирішення задачі залежить від випадкового набору параметрів, чисельні значення яких змінюються в широкому діапазоні.

Тому розв'язок задачі аналітичної оцінки НДС при вібрації складних трубопровідних систем на стадії проектування пов'язаний зі значними труднощами при малій імовірності отримання достатньо точного розв'язку.

Більш перспективним представляється шлях, заснований на вимірюванні параметрів вібрації і використанні цих даних для оцінки величини і небезпеки напружень в стінці труби. При цьому доцільно використати підхід, запропонований в [97,98,99], який полягає в тому, що для оцінки діючих в трубопроводі напружень необхідно знати, яку область тривимірного простору займало тіло до деформації і як змінилась конфігурація вказаної області внаслідок дії на неї деяких силових факторів, природа та кількісна характеристика яких є невідомою. Якщо вдається побудувати параметричне подання вказаної області в деякій криволінійній системі координат в два моменти часу, то, використовуючи відомі положення теорії пружності, можна побудувати метричний тензор в кожній точці досліджуваної області у вказані моменти часу і, як наслідок, одержати шість компонент тензора деформацій. Компоненти тензора деформацій, таким чином, визначаються без використання інформації про діючі на область сили та навантаження. Єдиною інформацією на основі якої обчислюються ці компоненти, є зміна геометричних характеристик області.

Задача оцінки НДС елементів конструкції ГПА вирішується з використанням експериментальних досліджень віброприскорень деякої множини точок досліджуваного тіла, вказана задача є некоректною з математичної точки зору, проте використання сучасних методів інтерполяції і дискретно заданої функції дозволяє побудувати ефективні алгоритми її регуляризації.

#### **1.4. Постановка задачі досліджень**

Проведений аналіз сучасного стану діагностування ГПА з трубопровідною обв'язкою показав, що сьогодні існує велика кількість різноманітних систем діагностування окремих вузлів і елементів ГПА побудованих на базі реалізації методів віброакустичної діагностики. Перша задача діагностування контролю технічного стану ГПА реалізована лише для силових елементів – підшипників на основі методів вібродіагностики. Стосовно контролю вібраційного стану ГПА в цілому і трубопровідної обв'язки, існує технологічний регламент, яким обумовлено 34 точки контролю для визначення вібраційного стану через величезні інтервали часу – 2 рази в місяць за допомогою мобільної контрольно – вимірювальної апаратури. Останнє не дозволяє розробити стаціонарну систему контролю вібраційного стану ГПА, так як значна кількість датчиків – 34 та три напрямки контролю вібрації по кожному вимагають отримання і передачу інформації по 102 канал з подальшою їх обробкою. Крім того, сьогодні відсутні методи контролю вібраційного стану трубопровідної обв'язки і визначення через нього напружено-деформованого стану з метою виявлення найбільш небезпечних, з точки зору подальшої відмови, її ділянок, а конструктивні особливості ГПА призводять у процесі його експлуатації до накладання вібраційних сигналів від розташованих поряд джерел вібрації і занулення корисних сигналів, що обумовлює необхідність їх фільтрації. Виходячи з викладеного, в дисертаційній роботі необхідно вирішити наступні задачі:

- провести теоретико-експериментальні дослідження методу вібраційного контролю трубопровідної обв'язки ГПА;
- розробити методичне, технічне і програмне забезпечення експериментальних досліджень вібраційного стану ГПА;
- розробити стратегію оптимального розташування вібродавачів на корпусі ГПА для контролю його вібростану;
- вдосконалити методи обробки діагностичного параметру вібраційного стану ГПА;
- розробити систему контролю вібраційного стану ГПА і її програмного забезпечення та програмного забезпечення методики підбалансування роторів ГПА.

## Розділ 2

### МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДЕФОРМУВАННЯ ТРУБОПРОВІДНОЇ ОБВ'ЯЗКИ ГПА

#### 2.1 Математична модель процесу деформування труб з криволінійною віссю та змінним поперечним січенням

Першим етапом розв'язку задачі є створення математичної моделі трубопровідної обв'язки ГПА на прикладі її елементу - нагнітального патрубка головного масляного насоса в початковий та контрольний моменти часу.

Вважається, що в початковий момент часу досліджуване тіло не зазнає навантажень, деформації та напруження, що наявні в тілі, або значення цих величин дорівнюють нулю, або вважаються відомими. Елемент обв'язки ГПА в початковий момент часу моделюється як циліндричне тіло з криволінійною віссю та змінною формою поперечного січення, яке поділене на 6 ділянок (I, II, III, IV, V, VI, рис. 2.1) кожна з яких має наступну геометричну конфігурацію [97].

Ділянки I, IV та VI є прямолінійними циліндричними тілами (див. рис. 2.2) з відомими геометричними характеристиками: довжиною  $L$ , зовнішнім та внутрішнім радіусами –  $R_1, R_2$ . Для їх параметричного подання використовується циліндрична система координат, в якій координати точок ділянок задаються за формулами:

$$\begin{cases} x = S & S \in [s_0^i, S_1^i]; & i = 1, 4, 6 \\ y = r \cos \varphi & \varphi \in [0; 2\pi], \\ z = r \sin \varphi & r \in [R_1^i, R_2^i], \end{cases} \quad (2.1)$$

де  $S_0^i, S_1^i$  – відповідно координати початкової та кінцевої точок ділянки;

$R_2^i, R_1^i$  – зовнішній та внутрішній радіуси;

Ділянка II (див. рис.2.3) є конічним циліндричним тілом (з відомими геометричними характеристиками  $L$ ,  $R_M$ ,  $R_B$ ), для параметризації якої використовується наступна система координат:

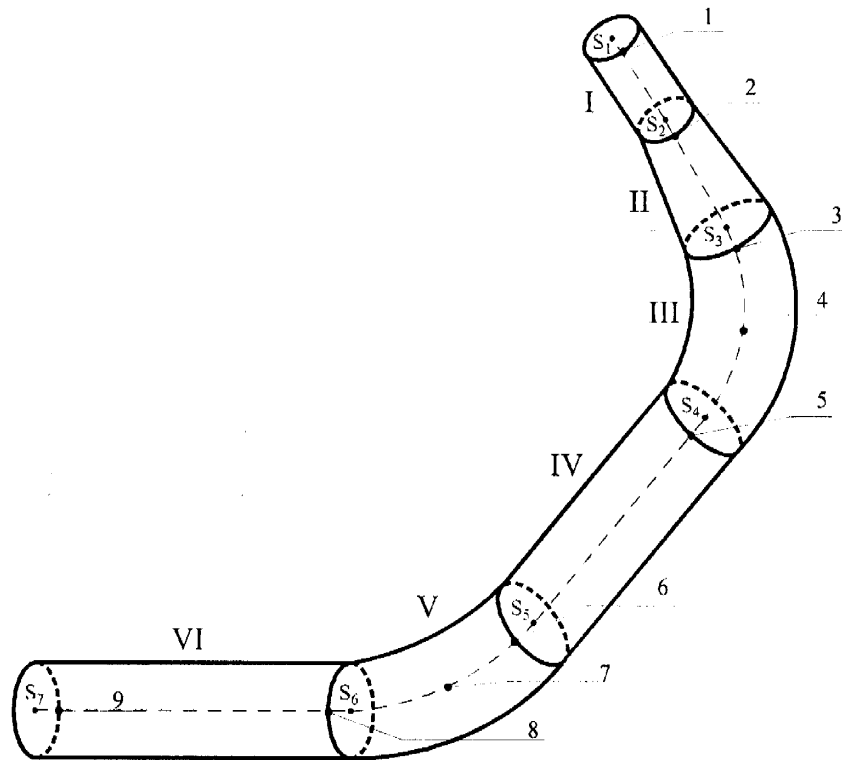


Рис. 2.1 – Елемент трубовідної обв'язки ГПА – нагнітальний патрубок головного масляного насоса

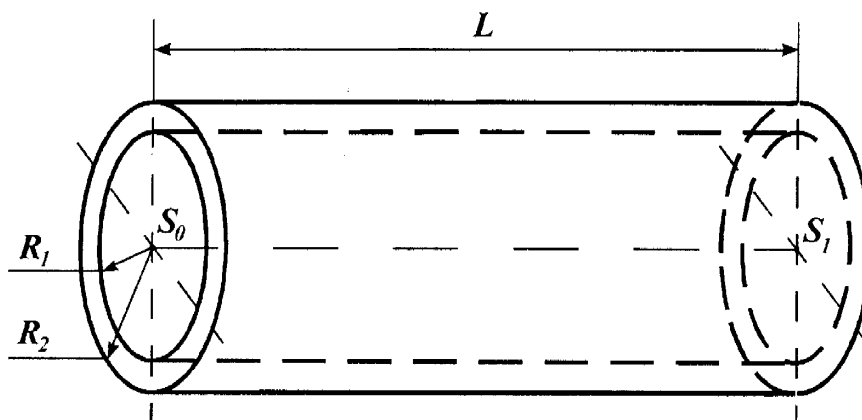


Рис. 2.2 – Прямолинійна ділянка

$$\begin{cases} x = S & S \in [S_0; S_1] \\ y = \rho(S, r) \cos \varphi & \varphi \in [0; 2\pi] \\ z = \rho(S, r) \sin \varphi & r \in [0; \delta], \end{cases} \quad (2.2)$$

де  $S_0$  та  $S_1$  – повздовжня координата початкової та кінцевої точки осі ділянки;

$\delta$  – товщина стінки.

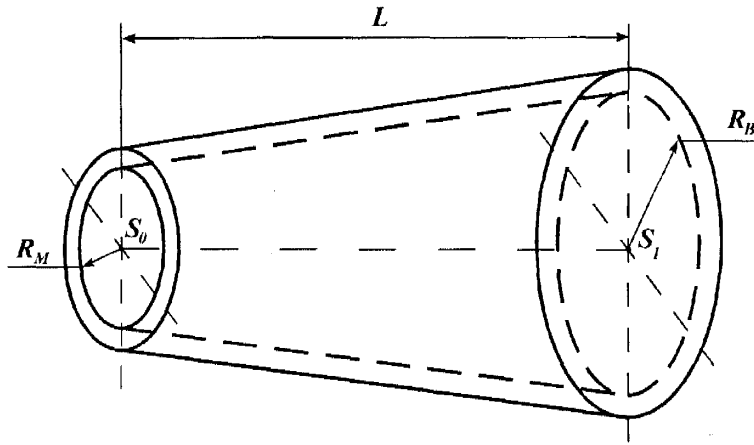


Рис. 2.3 – Конічна ділянка

Функція  $\rho(S, r)$  задається наступним чином:

$$\rho(S, r) = \frac{R_B - R_M}{S_1 - S_0} S + \frac{R_M S_1 - R_B S_0}{S_1 - S_0} + r, \quad (2.3)$$

де  $R_M$  та  $R_B$  – внутрішній радіус початкової та кінцевої точки конічної ділянки.

Ділянки III та V є тороподібними ділянками (рис.2.4), для їх параметризації використовується тороподібна система координат, в якій координати точок труби записуються у вигляді:

$$\begin{cases} x = (R_k^0 + r \cos \varphi) \cos \theta & \varphi \in [0; 2\pi], \\ y = (R_k^0 + r \cos \varphi) \sin \theta & r \in [R_1^i, R_2^i], \quad i = 3, 5 \\ z = r \sin \varphi & \theta \in [\varphi_0^i; \varphi_1^i], \end{cases} \quad (2.4)$$

де  $R_k^0$  – початковий радіус кривини тороподібної ділянки, який є відомою геометричною характеристикою;  $\varphi_0^i, \varphi_1^i$  – величини кутів, які визначають початкову та кінцеву точки тороподібної ділянки.

Так, для ділянки III:  $\varphi_0 = 0, \varphi_1 = \frac{\pi}{2}$ ; для ділянки V:  $\varphi_0 = 0, \varphi_1 = \frac{\pi}{3}$ .

В деякий контрольний момент часу, вважається, що досліджувана трубопровідна обв'язка ГПА зазнає вібраційних навантажень, внаслідок чого виникають вібропереміщення  $(S_x, S_y, S_z)$  її точок, причому вказані переміщення не залежать від місцезнаходження точки на досліджуваному тілі [100].

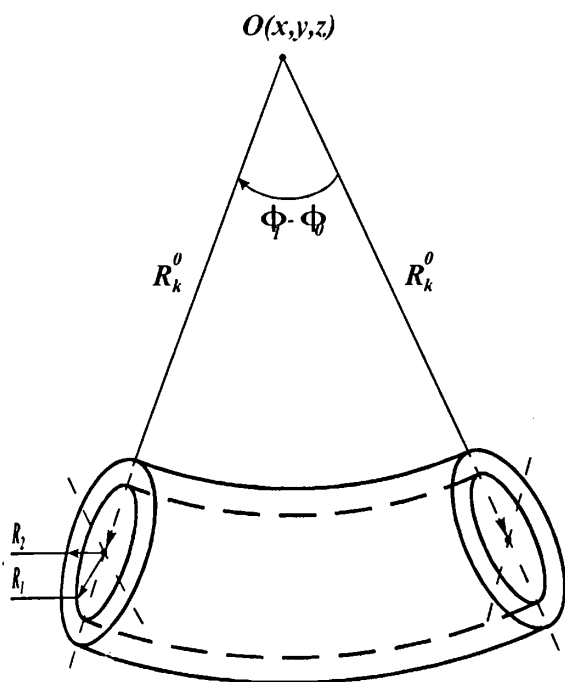


Рис. 2.4 – Тороподібна ділянка

Вважатимемо [99], що для тороподібних ділянок вимірювання переміщень проводиться в трьох точках, перша та третя точка вибираються на початку та в кінці відрізка, що має тороподібну конфігурацію, друга – точка, яка визначається для недеформованої ділянки III значенням кута  $\varphi = \frac{\pi}{4}$ ; а для ділянки V –  $\varphi = \frac{\pi}{6}$ . Для побудови параметричного подання деформованої тороподібної ділянки необхідно визначити новий радіус кривини траєкторії  $R_k^1$ .

В початковий момент часу через осі ділянок I, II, III, IV (рис. 2.5) та IV, V, VI (рис. 2.6) проходять деякі площини XY тривимірного простору, а тому є відомими координати трьох точок  $A(R_k^0; 0; 0)$ ,  $B(R_k^0 \cos(\varphi/2); R_k^0 \sin(\varphi/2); 0)$ ,  $C(R_k^0 \sin(90^\circ - \varphi); R_k^0 \cos(90^\circ - \varphi); 0)$  (див. рис. 2.7), в яких буде здійснюватись вимірювання переміщень.

Для ділянки III:

$$A(R_k^0; 0; 0), \quad B\left(\frac{R_k^0}{\sqrt{2}}; \frac{R_k^0}{\sqrt{2}}; 0\right), \quad C(0; R_k^0; 0);$$

– для ділянки V:

$$A(R_k^0; 0; 0), \quad B\left(\frac{\sqrt{3}R_k^0}{2}; \frac{R_k^0}{2}; 0\right), \quad C\left(\frac{R_k^0}{2}; \frac{\sqrt{3}R_k^0}{2}; 0\right).$$

В контрольний момент часу під дією вібраційних навантажень відбудеться перехід точок A, B, C в точки  $A_1(x_1; y_1; z_1)$ ,  $A_2(x_2; y_2; z_2)$ ,  $A_3(x_3; y_3; z_3)$  (див. рис. 2.8), причому:

– для ділянки III:

$$A_1(R_k^0 + Sx_1; Sy_1; Sz_1), \quad A_2\left(\frac{R_k^0}{\sqrt{2}} + Sx_2; \frac{R_k^0}{\sqrt{2}} + Sy_2; Sz_2\right), \quad A_3(Sx_3; R_k^0 + Sy_3; Sz_3);$$



– для ділянки V:

$$A_1(R_k^0 + Sx_1; Sy_1; Sz_1), \quad A_2\left(\frac{\sqrt{3}R_k^0}{2} + Sx_2; \frac{R_k^0}{2} + Sy_2; Sz_2\right), \quad A_3\left(\frac{R_k^0}{2} + Sx_3; \frac{\sqrt{3}R_k^0}{2} + Sy_3; Sz_3\right),$$

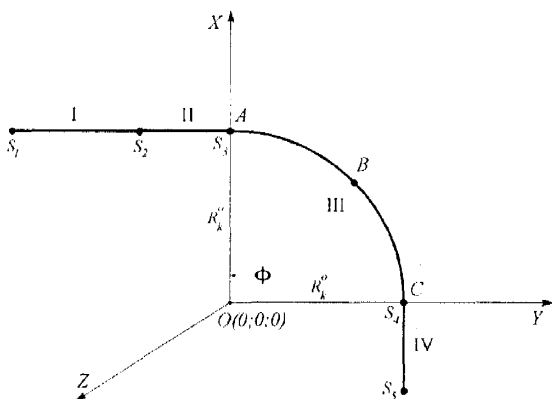


Рис. 2.5 – Просторове представлення осі ділянки III

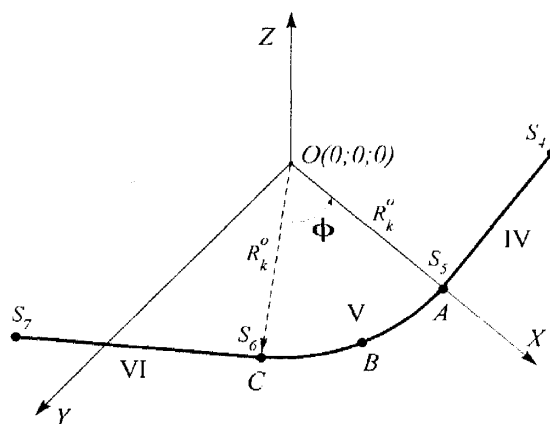


Рис. 2.6 – Просторове представлення осі ділянки V

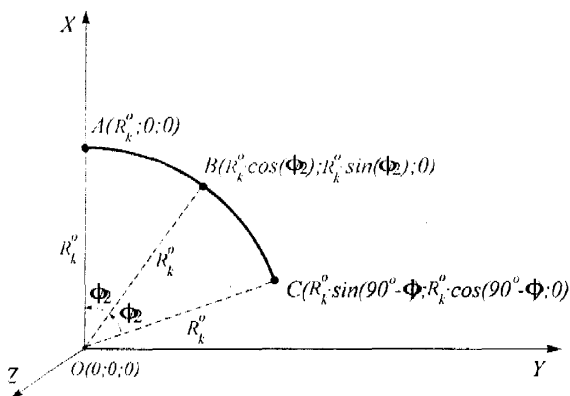


Рис. 2.7 – Просторове представлення осі тороподібної ділянки

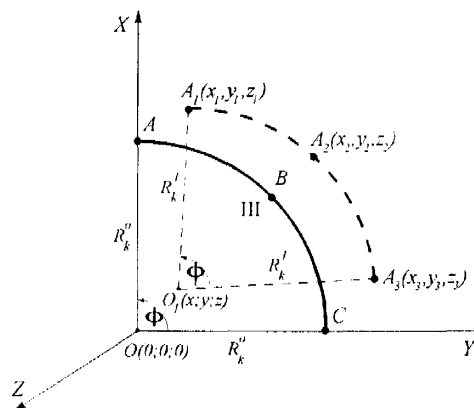


Рис. 2.8 – Зміщення осі тороподібної ділянки відносно початкового положення

в результаті чого тороподібна ділянка матиме новий радіус кривизни –  $R_k^1$  (рис. 2.8), для визначення якого необхідно знайти радіус кола, що проходить через три точки  $A_1, A_2, A_3$ . Визначимо радіус кола, що проходить через вказані три точки. Нехай координати центра вказаного кола є невідомими:  $O_1(x; y; z)$ . Тоді справедлива наступна система рівнянь, яка одержується на основі рівності:

$$|O_1 A_1| = |O_1 A_2| = |O_1 A_3|, \quad (2.5)$$

з використанням квадратів довжини вказаних відрізків:

$$\begin{cases} (x-x_1)^2 + (y-y_1)^2 + (z-z_1)^2 = (x-x_2)^2 + (y-y_2)^2 + (z-z_2)^2 \\ (x-x_2)^2 + (y-y_2)^2 + (z-z_2)^2 = (x-x_3)^2 + (y-y_3)^2 + (z-z_3)^2 \end{cases}, \quad (2.6)$$

яка може бути подана у вигляді:

$$\begin{cases} E_1x + B_1y + C_1z = D_1 \\ E_2x + B_2y + C_2z = D_2 \end{cases}, \quad (2.7)$$

де:  $E_1 = 2(x_2 - x_1)$ ;  $B_1 = 2(y_2 - y_1)$ ;  $C_1 = 2(z_2 - z_1)$ ;  $D_1 = x_2^2 + y_2^2 + z_2^2 - x_1^2 - y_1^2 - z_1^2$ ;

$$E_2 = 2(x_3 - x_2); \quad B_2 = 2(y_3 - y_2); \quad C_2 = 2(z_3 - z_2);$$

$$D_2 = x_3^2 + y_3^2 + z_3^2 - x_2^2 - y_2^2 - z_2^2.$$

Система (2.7) встановлює рівняння прямої, що є перетином обох площин, її параметричне подання записується у вигляді:

$$\begin{cases} x = \frac{D_1B_2 - B_2C_1z - D_2B_1 + C_2B_1z}{E_1B_2 - E_2B_1} \\ y = \frac{D_1E_2 - C_1E_2z - D_2E_1 + C_2E_1z}{E_2B_1 - E_1B_2} \\ z = z \end{cases}. \quad (2.8)$$

Рівняння площини, що проходить через точки  $A_1, A_2, A_3$ , записується у вигляді:

$$\begin{vmatrix} x-x_1 & y-y_1 & z-z_1 \\ x_2-x_1 & y_2-y_1 & z_2-z_1 \\ x_3-x_1 & y_3-y_1 & z_3-z_1 \end{vmatrix} = 0 = K_1(x-x_1) + L_1(y-y_1) + M_1(z-z_1), \quad (2.9)$$

де

$$\begin{aligned} K_1 &= (y_2 - y_1)(z_3 - z_1) - (z_2 - z_1)(y_3 - y_1), \\ L_1 &= (z_2 - z_1)(x_3 - x_1) - (x_2 - x_1)(z_3 - z_1), \\ M_1 &= (x_2 - x_1)(y_3 - y_1) - (y_2 - y_1)(x_3 - x_1). \end{aligned} \quad (2.10)$$

Підставляючи (2.8) в рівняння (2.9) з урахуванням (2.10) одержується рівняння для визначення координати точки перетину площини (2.9) з прямою (2.8), яка і є центром шуканого кола. Якщо

розв'язком одержаного лінійного рівняння виду  $R_1 \cdot z = P_1$  є точка  $z = z_0$ , то точка  $O_1$  матиме координати:

$$\begin{cases} x_0 = \frac{D_1 B_2 - D_2 B_1}{E_1 B_2 - E_2 B_1} + z_0 \frac{C_2 B_1 - B_2 C_1}{E_1 B_2 - E_2 B_1}, \\ y_0 = \frac{D_1 E_2 - D_2 E_1}{E_2 B_1 - E_1 B_2} + z_0 \frac{C_2 E_1 - C_1 E_2}{E_2 B_1 - E_1 B_2}, \\ z_0 = z_0. \end{cases} \quad (2.11)$$

Таким чином, для визначення  $R_k^1$  одержується формула:

$$R_k^1 = \sqrt{(x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2 + (z_i - z_0)^2}, \quad (2.12)$$

де  $x_i, y_i, z_i$  – координати будь-якої з точок  $A_1, A_2, A_3$ .

Слід зауважити, що формули (2.5)-(2.12) можуть бути використані і для знаходження величини  $R_k^0$  в формулі (2.4) в тому випадку, коли величина  $R_k^0$  є невідомою і знаходиться за координатами трьох точок досліджуваної ділянки. Таким чином, після того, як досліджувана ділянка зазнала вібронавантажень, що обумовило появу вібропереміщень та деформацій, параметричне подання ділянок III та V в контрольний момент часу може бути записаним у вигляді:

$$\begin{cases} x = (R_k^1 + r \cos \varphi) \cos \theta & \varphi \in [0; 2\pi], \\ y = (R_k^1 + r \cos \varphi) \sin \theta & r \in [R_1^i, R_2^i], \quad i = 3, 5, \\ z = r \sin \varphi & \theta \in [\tilde{\varphi}_0^i; \tilde{\varphi}_1^i], \end{cases} \quad (2.13)$$

причому для визначення  $\tilde{\varphi}_1^i$  за допущення, що  $\tilde{\varphi}_0^i = 0$  визначається як кут між векторами  $\overline{O_1 A_1}$  та  $\overline{O_1 A_3}$  за формулою:

$$\cos \tilde{\varphi}_1^i = \frac{(x_1 - x_0)(x_3 - x_0) + (y_1 - y_0)(y_3 - y_0) + (z_1 - z_0)(z_3 - z_0)}{\sqrt{(x_1 - x_0)^2 + (y_1 - y_0)^2 + (z_1 - z_0)^2} \cdot \sqrt{(x_3 - x_0)^2 + (y_3 - y_0)^2 + (z_3 - z_0)^2}}. \quad (2.14)$$

Формула (2.14) використовується для визначення кута  $\tilde{\varphi}_1^i$  як для ділянки III, так і для ділянки V, з тією різницею, що в неї підставляються координати відповідних точок.

Для побудови параметричного подання ділянки II використовується інформація про переміщення точок, які є граничними для даної ділянки. При цьому вважається, що вісь кінчної ділянки залишається прямолінійною, або мало змінює свою початкову прямолінійну конфігурацію. Параметричне подання ділянки II може бути поданим у вигляді:

$$\begin{cases} x = S + (\alpha_n^e(S) \sin \varphi + \alpha_b^e(S) \cos \varphi) \rho(S, r), \\ y = y(S) + (\beta_n^e(S) \sin \varphi + \beta_b^e(S) \cos \varphi) \rho(S, r), \\ z = z(S) + (\gamma_n^e(S) \sin \varphi + \gamma_b^e(S) \cos \varphi) \rho(S, r), \end{cases} \quad (2.15)$$

$$S \in [S_0^1; S_1^1]; \quad \varphi \in [0; 2\pi];$$

$$\rho(S, r) = \frac{R_B^1 - R_M^1}{S_1^1 - S_0^1} S + \frac{R_M^1 S_1^1 - R_M^1 S_0^1}{S_1^1 - S_0^1} + r, \quad (2.16)$$

де  $r \in [0; \delta]$ ,  $\delta$  – товщина стінки;

$R_B^1, R_M^1$  внутрішній радіус початкової та кінцевої точки кінчної ділянки після деформації;

$\vec{r}\{S; y(S); z(s)\}$  – радіус-вектор деформованої осі ділянки II;

$\vec{n}\{\alpha_n^e(S); \beta_n^e(S); \gamma_n^e(S)\}$  – компоненти одиничного вектора нормалі до осі ділянки II [106];

$\vec{b}\{\alpha_b^e(S); \beta_b^e(S); \gamma_b^e(S)\}$  – компоненти одиничного вектора бінормалі до осі ділянки II.

Для побудови радіус-вектора  $\vec{r}\{S; y(S); z(s)\}$  необхідно використати інтерполяційну процедуру, яка б дозволила відновити криву за заданими умовами в 2-х точках – наприклад, за заданими координатами точок та кутами нахилу до горизонтальної осі. Для координат  $\alpha_n(S); \beta_n(S); \gamma_n(S)$  справедливі формули:

$$\bar{n} = \begin{cases} \alpha_n(S) = -\frac{y''y' + z''z'}{(1 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2)^2}; \\ \beta_n(S) = \frac{y'' + \dot{z}^2 y'' - z'y'z''}{(1 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2)^2}; \\ \gamma_n(S) = \frac{z'' + \dot{y}^2 z'' - z'y'y''}{(1 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2)^2}; \end{cases} \quad (2.17)$$

Компоненти  $\alpha_b(S)$ ;  $\beta_b(S)$ ;  $\gamma_b(S)$  обчислюються за формулами:

$$\bar{b} = \begin{cases} \alpha_b(S) = -\frac{y'z'' - z'y''}{(1 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2)^{3/2}}; \\ \beta_b(S) = \frac{-z''}{(1 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2)^{3/2}}; \\ \gamma_b(S) = \frac{y''}{(1 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2)^{3/2}}; \end{cases} \quad (2.18)$$

де  $y'$ ,  $y''$ ,  $z'$ ,  $z''$  – похідні відповідної функції по параметру  $S$  першого та другого порядку відповідно.

Формули (2.17)–(2.18) використовуються для обчислення одиничних векторів нормалі та бінормалі:

$$\bar{n}_e = \begin{cases} \alpha_n^e(S) = \frac{\alpha_n(S)}{\sqrt{\alpha_n^2(S) + \beta_n^2(S) + \gamma_n^2(S)}}; \\ \beta_n^e(S) = \frac{\beta_n(S)}{\sqrt{\alpha_n^2(S) + \beta_n^2(S) + \gamma_n^2(S)}}; \\ \gamma_n^e(S) = \frac{\gamma_n(S)}{\sqrt{\alpha_n^2(S) + \beta_n^2(S) + \gamma_n^2(S)}}; \end{cases} \quad (2.19)$$

$$\bar{b}_e = \begin{cases} \alpha_b^e(S) = \frac{\alpha_b(S)}{\sqrt{\alpha_b^2(S) + \beta_b^2(S) + \gamma_b^2(S)}}; \\ \beta_b^e(S) = \frac{\beta_b(S)}{\sqrt{\alpha_b^2(S) + \beta_b^2(S) + \gamma_b^2(S)}}; \\ \gamma_b^e(S) = \frac{\gamma_b(S)}{\sqrt{\alpha_b^2(S) + \beta_b^2(S) + \gamma_b^2(S)}}. \end{cases} \quad (2.20)$$

Параметричне подання ділянок I, IV, VI одержується з урахуванням даних про деформацію осі кожного досліджуваного сектору, одержаних за допомогою двох давачів, розташованих на границях

сектора. Загальний вигляд параметричного подання вказаних ділянок записується у вигляді:

$$\begin{cases} x = S + (\alpha_n^e(S) \sin \varphi + \alpha_b^e(S) \cos \varphi) \rho(S, \varphi, r) \\ y = y(S) + (\beta_n^e(S) \sin \varphi + \beta_b^e(S) \cos \varphi) \rho(S, \varphi, r) \\ z = z(S) + (\gamma_n^e(S) \sin \varphi + \gamma_b^e(S) \cos \varphi) \rho(S, \varphi, r), \end{cases} \quad (2.21)$$

$$S \in [S_i^1; S_{i+1}^1], \quad i = 1; 4; 6, \quad \varphi \in [0; 2\pi],$$

де  $\rho(S, \varphi, r)$  – функція, що задає закон зміни радіусу труби.

У випадку малих деформацій можна вважати:

$$\rho(S, \varphi, r) = r, \quad (2.22)$$

$\bar{r}\{S; y(S); z(s)\}$  – параметричне подання деформованої осі певної досліджуваної ділянки (I, IV, VI).

При побудові  $\bar{r}\{S; y(S); z(s)\}$  для ділянок IV та VI використовуються допущення, що для даних ділянок виконуються умови:

$$y(S_0) = y_0; \quad y'(S_0) = y_1; \quad y(S_1) = y_2; \quad y'(S_1) = y_3. \quad (2.23)$$

За вказаними умовами будується многочлен Ерміта третього степеня [101]. В більшості випадків деформована вісь прямолінійної балки описується поліномом третього степеня, що робить мотивованим використання для інтерполяції осі саме многочленів Ерміта, які за чотирма умовами дозволяють побудувати многочлен саме третього степеня. Крім того, задання умов у формі (2.23) дозволяє задовольнити геометричні граничні умови, а також проводити дослідження напружено-деформованого стану для різних величин координат та кутів нахилу (які характеризуються значеннями  $y_1$  та  $y_3$ ) осі ділянки. Крім того, використання многочленів Ерміта дозволяє одержати практично придатні для розрахунків функції  $y(S)$ ,  $z(S)$ . Якщо розглянути випадок плоскої деформації ( $z(S) = \text{const}$ ), то  $y(S)$  одержується у вигляді:

$$y(S) = y_0 P_0(S) + y_1 P_1(S) + y_2 P_2(S) + y_3 P_3(S), \quad (2.24)$$

де  $P_i(S)$ ,  $i=0,..,3$  – многочлени третього степеня, які знаходяться з умов, що випливають з (3.23).

Для  $P_0(S)$  справедливі умови:

$$P_0(S_0) = 1; P'_0(S_0) = 0; P_0(S_1) = 0; P'_0(S_1) = 0.$$

Загальний вигляд  $P_0(S)$ :

$$P_0(S) = (\alpha S + \beta)(S - S_1)^2. \quad (2.25)$$

Невідомі величини  $\alpha$  та  $\beta$  визначаються з умов:

$$\begin{aligned} P_0(S_0) = 1 &= (\alpha S_0 + \beta)(S_0 - S_1)^2; \\ P'_0(S) = \alpha(S - S_1)^2 + 2(\alpha S + \beta)(S - S_1); & P'_0(S_0) = 0. \end{aligned} \quad (2.26)$$

Умови (2.26) дозволяють одержати систему рівнянь для знаходження  $\alpha$  та  $\beta$ :

$$\begin{cases} \alpha S_0 + \beta = \frac{1}{(S_0 - S_1)^2} \\ \alpha(3S_0 - S_1) + 2\beta = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{aligned} \alpha &= -\frac{2}{(S_0 - S_1)^3}, \\ \beta &= \frac{3S_0 - S_1}{(S_0 - S_1)^3}. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Отже,

$$P_0(S) = \left(-\frac{2}{(S_0 - S_1)^3} S + \frac{3S_0 - S_1}{(S_0 - S_1)^3}\right)(S - S_1)^2. \quad (2.28)$$

Для  $P_1(S)$  справедливі умови:

$$P_1(S_0) = 0; P'_1(S_0) = 1; P_1(S_1) = 0; P'_1(S_1) = 0, \quad (2.29)$$

а отже  $P_1(S) = (S - S_0)(S - S_1)^2 K$ , значення  $K$  знаходиться з умови  $P'_1(S_0) = 1$

$$P_1(S) = \frac{(S - S_0)(S - S_1)^2}{(S_0 - S_1)^2}. \quad (2.30)$$

$P_2(S)$  знаходиться з умов:

$$P_2(S_0) = 0; P'_2(S_0) = 0; P_2(S_1) = 1; P'_2(S_1) = 0, \quad (2.31)$$

отже

$$P_2(S) = (\alpha S + \beta)(S - S_0)^2, \quad (2.32)$$

при цьому  $\alpha$  та  $\beta$  знаходяться аналогічно з описаною процедурою для знаходження  $P_0(S)$ :

$$\begin{cases} \alpha S_1 + \beta = \frac{1}{(S_1 - S_0)^2} \\ \alpha(3S_1 - S_0) + 2\beta = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \alpha = -\frac{2}{(S_1 - S_0)^3}, \\ \beta = \frac{3S_1 - S_0}{(S_1 - S_0)^3}, \end{cases} \quad (2.33)$$

а отже:

$$P_2(S) = \left(-\frac{2}{(S_1 - S_0)^3}S + \frac{3S_1 - S_0}{(S_1 - S_0)^3}\right)(S - S_0)^2. \quad (2.34)$$

Для знаходження  $P_3(S)$  задаються умови:

$$P_3(S_0) = 0; \quad P_3'(S_0) = 0; \quad P_3(S_1) = 0; \quad P_3'(S_1) = 1, \quad (2.35)$$

тому:

$$P_3(S) = (S - S_0)^2(S - S_1)K, \quad (2.36)$$

а з умови нормування  $P_3'(S_1) = 1$ ,

$$P_3(S) = \frac{(S - S_0)^2(S - S_1)}{(S_1 - S_0)^2}. \quad (2.37)$$

Таким чином, многочлен (2.24) є повністю визначеним.

Використовуючи вищенаведений підхід, будується поліном Ерміта для інтерполяції осі ділянок 4 та 6. При цьому важливим є визначення способу задання граничних умов. Для ділянки IV (рис. 2.8):

$$y(S_4) = 0, \quad y'(S_4) = \delta_2, \quad y(S_5) = 0, \quad y'(S_5) = \delta_3,$$

де  $\delta_2$  – кут між векторами  $\overline{OC}$  та  $\overline{O_1A_3}$  (рис. 2.4 та 2.7);

$\delta_3$  – кут між векторами  $\overline{OA}$  та  $\overline{O_1A_1}$  (рис. 2.5 та 2.7).

Для ділянки VI (див. рис. 2.8):

$$y(S_6) = \Delta S_{6y}; \quad y'(S_6) = \delta_4; \quad y(S_7) = 0; \quad y'(S_7) = 0,$$

де  $\delta_4$  – кут між векторами  $\overline{OC}$  та  $\overline{O_1A_3}$  (рис. 2.5 та 2.7);

$\Delta S_{6y}$  – вібропереміщення точки  $S_6$ .

При побудові радіус-вектора  $\vec{r}(S; y(S); z(s))$  для ділянок I та II використовуються допущення, що для даних ділянок виконуються умови (див. рис. 2.8):

$$y(S_1) = C_1; \quad y'(S_1) = C_2; \quad y(S_2) = C_3; \quad y(S_3) = C_4; \quad y'(S_3) = C_5. \quad (2.38)$$



За вказаними умовами будується многочлен Ерміта четвертого степеня [101]. Якщо розглянути випадок плоскої деформації ( $z(S)=\text{const}$ ), то  $y(S)$  одержується у вигляді:

$$y(S) = C_1 P_1(S) + C_2 P_2(S) + C_3 P_3(S) + C_4 P_4(S) + C_5 P_5(S), \quad (2.39)$$

де  $P_i(S)$ ,  $i=1, \dots, 5$  – многочлени четвертого степеня, які знаходяться з умов, які випливають з умов (3.38).

Для  $P_1(S)$  справедливі умови:

$$P_1(S_1) = 1; \quad P_1'(S_1) = 0; \quad P_1(S_2) = 0; \quad P_1'(S_2) = 0; \quad P_1(S_3) = 0; \quad P_1'(S_3) = 0; \quad (2.40)$$

Загальний вигляд  $P_1(S)$ :

$$P_1(S) = (S - S_2)(S - S_3)^2(\alpha S + \beta). \quad (2.41)$$

Невідомі величини  $\alpha$  та  $\beta$  визначаються з умов (2.40):

$$\alpha = \frac{S_3 + 2S_2 - 3S_1}{(S_1 - S_3)^3(S_1 - S_2)^2}, \quad \beta = \frac{-4S_1^2 + 2S_1S_3 + 3S_2S_1 - S_2S_3}{(S_1 - S_3)^3(S_1 - S_2)^2},$$

а отже

$$P_1(S) = (S - S_2)(S - S_3)^2 \left( \frac{S_3 + 2S_2 - 3S_1}{(S_1 - S_3)^3(S_1 - S_2)^2} S + \frac{-4S_1^2 + 2S_1S_3 + 3S_2S_1 - S_2S_3}{(S_1 - S_3)^3(S_1 - S_2)^2} \right). \quad (2.42)$$

Для знаходження  $P_2(S)$  задаються умови:

$$P_2(S_1) = 0; \quad P_2'(S_1) = 1; \quad P_2(S_2) = 0; \quad P_2'(S_2) = 0; \quad P_2(S_3) = 0; \quad P_2'(S_3) = 0; \quad (2.43)$$

отже

$$P_2(S) = (S - S_2)(S - S_3)^2(S - S_1)K, \quad (2.44)$$

а з умови нормування  $P_2'(S_1) = 1$

$$P_2(S) = \frac{(S - S_2)(S - S_3)^2(S - S_1)}{(S_1 - S_2)(S_1 - S_3)^2}. \quad (2.45)$$

Для  $P_3(S)$  справедливі умови:

$$P_3(S_1) = 0; \quad P_3'(S_1) = 0; \quad P_3(S_2) = 1; \quad P_3'(S_2) = 0; \quad P_3(S_3) = 0; \quad P_3'(S_3) = 0; \quad (2.46)$$

отже

$$P_3(S) = (S - S_1)^2(S - S_3)^2K, \quad (2.47)$$

а з умови нормування  $P_3(S_2) = 1$

$$P_3(S) = \frac{(S - S_1)^2 (S - S_3)^2}{(S_2 - S_1)^2 (S_2 - S_3)^2}. \quad (2.48)$$

Многочлен  $P_4(S)$  знаходиться з умов

$$P_4(S_1) = 0; P_4'(S_1) = 0; P_4(S_2) = 0; P_4'(S_2) = 0; P_4(S_3) = 1; P_4'(S_3) = 0; \quad (2.49)$$

отже

$$P_4(S) = (S - S_1)^2 (S - S_2) (\alpha S + \beta). \quad (2.50)$$

Невідомі величини  $\alpha$  та  $\beta$  визначаються з умов (3.49):

$$\alpha = \frac{S_1 + 2S_2 - 3S_3}{(S_3 - S_1)^3 (S_3 - S_2)^2}, \quad \beta = \frac{4S_3^2 - 2S_1S_3 - 3S_2S_3 + S_2S_1}{(S_3 - S_1)^3 (S_3 - S_2)^2},$$

а отже

$$P_4(S) = (S - S_1)^2 (S - S_2) \left( \frac{S_1 + 2S_2 - 3S_3}{(S_3 - S_1)^3 (S_3 - S_2)^2} S + \frac{4S_3^2 - 2S_1S_3 - 3S_2S_3 + S_2S_1}{(S_3 - S_1)^3 (S_3 - S_2)^2} \right). \quad (2.51)$$

Для знаходження  $P_5(S)$  задаються умови:

$$P_5(S_1) = 0; P_5'(S_1) = 0; P_5(S_2) = 0; P_5'(S_2) = 0; P_5(S_3) = 0; P_5'(S_3) = 1; \quad (2.52)$$

отже

$$P_5(S) = (S - S_1)^2 (S - S_2) (S - S_3) K, \quad (2.53)$$

а з умови нормування  $P_5'(S_3) = 1$

$$P_5(S) = \frac{(S - S_1)^2 (S - S_2) (S - S_3)}{(S_3 - S_1)^2 (S_3 - S_2)}. \quad (2.54)$$

Для ділянки I в точці  $S = S_1$  (рис. 2.1) відомо, що вісь ділянки закріплена жорстко, тому  $y(S_1) = 0$ ;  $y'(S_1) = 0$ , тоді як в точці  $S = S_2$  відомою є координата  $y(S_2) = \Delta S_{2y}$ , де  $\Delta S_{2y}$  – вібропереміщення точки  $S_2$ . Для ділянки II в точці  $S = S_3$  граничні умови наступні:  $y(S_3) = \Delta S_{3y}$ ,  $y'(S_3) = \delta_1$ , де  $\Delta S_{3y}$  – вібропереміщення точки  $S_3$ ,  $\delta_1$  – кут між векторами  $\overline{OA}$  та  $\overline{O_1A_1}$  (рис. 2.5 та 2.8).

Таким чином, задано параметричне подання досліджуваного тіла в початковий та контрольний моменти часу, що дозволяє приводити подальші дослідження процесу деформування трубопроводу та оцінку напружень, які виникають в його матеріалі.

## 2.2 Обґрунтування вибору вібродавачів та місця їх установки для контролю вібростану трубопровідної обв'язки ГПА

На основі викладених міркувань стосовно відтворення просторової конфігурації досліджуваного тіла в початковий та контрольний момент часу, визначено, що загальна кількість давачів, необхідна для одержання адекватної інформації про деформування об'єкту, дорівнює 9: давачі, необхідні для дослідження ділянки I позначимо номерами 1, 2 (рис. 2.1); для дослідження ділянки II – давачі 2, 3; для ділянки III (тороподібної) – давачі 3, 4, 5; для ділянки IV – давачі 5, 6; для ділянки V – давачі 6, 7, 8; для ділянки VI – давачі 8, 9. Вказана кількість давачів є достатньою за умов застосування обраного математичного апарату. Якщо в якості інтерполяційної процедури, для прямолінійних ділянок, використовувати не апарат многочленів Ерміта, а інтерполяцію іншого типу (інтерполяційний кубічний сплайн), то в цьому випадку виникає потреба залучення більшої кількості давачів з метою одержання результатів, що відповідають реальній картині процесу. При моделюванні процесу деформування тороподібних ділянок використовуються 3 давачі, оскільки в допущенні, що після деформації вісь цієї ділянки залишається лінією з постійним радіусом кривини, для її відтворення необхідно задати 3 точки, які лежать на цьому колі. Вказана кількість вібродавачів є достатньою, оскільки геометричні розміри досліджуваних ділянок, а також процеси деформування, які відбуваються в них, дозволяють застосувати саме обрану стратегію проведення експериментальних досліджень – прямолінійні ділянки є достатньо короткими, а деформування їх осі проходить рівномірно по довжині, тому для опису цього процесу достатньо даних про вібропереміщення лише граничних точок відрізків. Обґрунтуванням такого способу розміщення давачів може бути оцінка точності інтерполяції деякої функції  $f(x)$  за допомогою

многочленів Ерміта  $H(x)$ :

$$f(x) - H(x) = \frac{f^{(n+1)}(\varepsilon)}{(n+1)!} (x-x_0)^{N_0} (x-x_1)^{N_1} \dots (x-x_m)^{N_m}, \quad (2.55)$$

де  $N_0, N_1, \dots, N_m$  – кількість умов в кожному вузлі інтерполяції  $x_i, i=0, \dots, m$ ;

$$n = \sum_{k=0}^m N_k - 1.$$

Зокрема, в даному випадку, коли задано 2 вузли інтерполяції з 4 умовами, залежність (2.55) набуває виду:

$$f(x) - H_3(x) = \frac{f^{(IV)}(\varepsilon)}{4!} (x-x_0)^2 (x-x_1)^2. \quad (2.56)$$

Зрозуміло, що в тому випадку, коли функція  $f(x)$  є поліномом степеня, що не перевищує 3:

$$f(x) = ax^3 + bx^2 + cx + d, \quad (2.57)$$

величина правої частини в (2.56) рівна нулю, а залежність (2.57) в багатьох практичних випадках визначає форму деформованої осі балки під дією широкого класу навантажень. Якщо ж функція  $f(x)$  має більш складну форму аналітичного подання, для застосування многочленів Ерміта необхідно збільшити кількість вузлів, в яких проводиться вимірювання вібропереміщень.

Враховуючи, що однією із задач даної роботи є розробка системи діагностування ГПА, яка вимірює, передає і обробляє віброакустичну інформацію з вібродавачів-акселерометрів, вихідним сигналом яких є віброшвидкість, а для оцінки НДС трубопровідної обв'язки під дією вібраційних навантажень вихідними даними є вібропереміщення, тому для переходу від віброприскорення до вібропереміщення використано чисельний метод інтегрування [101, 102, 103, 104].

Задача чисельного інтегрування полягає в знаходженні наближеного значення інтеграла:

$$\int[x] = \int_a^b f(x) dx, \quad (2.58)$$

де  $f(x)$  – деяка функція, задана на відрізку  $[a; b]$ .

На відрізку  $[a; b]$  вводиться рівномірна сітка

$$\bar{\omega} = \{x_i: x_0 = a < x_1 < \dots < x_i < x_{i+1} < \dots < x_N = b, i = [0; N]\}, \quad (2.59)$$

з кроком інтегрування  $h = (b-a)/N$ . Чисельне значення інтеграла визначається по формулі трапецій, яка має вид:

$$\int_a^b f(x) dx \approx \sum_{i=0}^N \frac{f(x_i) + f(x_{i+1})}{2} h, \quad (2.60)$$

де  $f(x_i)$  – значення функції в точці  $x_i$ . Вибір вказаної квадратурної формули є обґрунтованим з міркувань особливостей експериментальних досліджень: для отримання вібропереміщення в даній роботі двічі проінтегрована часова залежність віброприскорень  $a(t)$  на відрізку  $[0; T]$  ( $T \approx 1$  с), з кроком інтегрування 22,68 мкс (згідно постановки завдання). Спочатку реалізовано перехід від віброприскорення до віброшвидкості, а далі від віброшвидкості до вібропереміщення (додаток В.1).

## 2.3 Кількісна оцінка напружено-деформованого стану трубопровідної обв'язки ГПА за результатами контролю його вібраційного стану

### 2.3.1 Оцінка деформованого стану трубопровідної обв'язки ГПА

Для кожної ділянки труби побудовано параметричне подання в початковий та контрольний моменти часу  $[100, 105, 106]$ . Через кожну точку, координати якої визначаються у відповідності до формул (2.1), (2.2), (2.4), (2.21), (2.15), (2.13), проходять три координатні лінії, які відповідають кожній із введених координат. В кожній точці на трубі вводяться три вектора, які утворюють в загальному випадку неортогональний триєдр:

$$\bar{\varepsilon}_i = \frac{\partial \bar{r}}{\partial x_i}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (2.61)$$

де  $x_i$  – координати кожної з ділянок.

Для прямолінійних ділянок в початковий та контрольний момент часу можна одержати:  $x_1=S$ ,  $x_2=r$ ,  $x_3=\varphi$ . Тоді в початковий момент часу одержуємо з використанням (2.1):

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{\varepsilon}_1^0 = \frac{\partial \bar{r}}{\partial S} = \{1; 0; 0\} = \{\varepsilon_{1x}^0; \varepsilon_{1y}^0; \varepsilon_{1z}^0\}, \\ \bar{\varepsilon}_2^0 = \frac{\partial \bar{r}}{\partial r} = \{0; \cos \varphi; \sin \varphi\} = \{\varepsilon_{2x}^0; \varepsilon_{2y}^0; \varepsilon_{2z}^0\}, \\ \bar{\varepsilon}_3^0 = \frac{\partial \bar{r}}{\partial \varphi} = \{0; -r \sin \varphi; r \cos \varphi\} = \{\varepsilon_{3x}^0; \varepsilon_{3y}^0; \varepsilon_{3z}^0\}, \end{array} \right. \quad (2.62)$$

а в контрольний момент, виходячи з (3.21), з урахуванням

$$\rho(S, \varphi, r) = r \left\{ \begin{array}{l} \bar{\varepsilon}_1 = \frac{\partial \bar{r}}{\partial S} = \{1 + (\frac{d\alpha_n^e(S)}{dS} \sin \varphi + \frac{d\alpha_b^e(S)}{dS} \cos \varphi)r; y'(S) + (\frac{d\beta_n^e(S)}{dS} \sin \varphi + \frac{d\beta_b^e(S)}{dS} \cos \varphi)r; \\ z'(S) + (\frac{d\gamma_n^e(S)}{dS} \sin \varphi + \frac{d\gamma_b^e(S)}{dS} \cos \varphi)r\} = \{\varepsilon_{1x}; \varepsilon_{1y}; \varepsilon_{1z}\} \\ \bar{\varepsilon}_2 = \frac{\partial \bar{r}}{\partial r} = \{\alpha_n^e(S) \sin \varphi + \alpha_b^e(S) \cos \varphi; \beta_n^e(S) \sin \varphi + \beta_b^e(S) \cos \varphi; \\ \gamma_n^e(S) \sin \varphi + \gamma_b^e(S) \cos \varphi\} = \{\varepsilon_{2x}; \varepsilon_{2y}; \varepsilon_{2z}\} \\ \bar{\varepsilon}_3 = \frac{\partial \bar{r}}{\partial \varphi} = \{(\alpha_n^e(S) \cos \varphi - \alpha_b^e(S) \sin \varphi)r; (\beta_n^e(S) \cos \varphi - \beta_b^e(S) \sin \varphi)r; \\ (\gamma_n^e(S) \cos \varphi - \gamma_b^e(S) \sin \varphi)r\} = \{\varepsilon_{3x}; \varepsilon_{3y}; \varepsilon_{3z}\}, \end{array} \right. \quad (2.63)$$

де похідні по  $S$  беруться для компонент одиничних векторів нормалі та бінормалі, обчислених з використанням формул (2.17)-(2.20).

Для конічної ділянки в початковий та контрольний моменти часу одержуємо:  $x_1=S$ ,  $x_2=r$ ,  $x_3=\varphi$ , в початковий момент часу з використанням (2.2):

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{\varepsilon}_1^0 = \frac{\partial \bar{r}}{\partial S} = \{1; \frac{R_B - R_M}{S_1 - S_0} \cos \varphi; \frac{R_B - R_M}{S_1 - S_0} \sin \varphi\} = \{\varepsilon_{k1x}^0; \varepsilon_{k1y}^0; \varepsilon_{k1z}^0\} \\ \bar{\varepsilon}_2^0 = \frac{\partial \bar{r}}{\partial r} = \{0; \cos \varphi; \sin \varphi\} = \{\varepsilon_{k2x}^0; \varepsilon_{k2y}^0; \varepsilon_{k2z}^0\} \\ \bar{\varepsilon}_3^0 = \frac{\partial \bar{r}}{\partial \varphi} = \{0; -\rho(S, r) \sin \varphi; \rho(S, r) \cos \varphi\} = \{\varepsilon_{k3x}^0; \varepsilon_{k3y}^0; \varepsilon_{k3z}^0\}, \end{array} \right. \quad (2.64)$$

в контрольний момент часу з використанням (2.15):

$$\left\{ \begin{aligned}
\bar{\varepsilon}_1 &= \frac{\partial \bar{r}}{\partial S} = \left\{ 1 + \left( \frac{d\alpha_n^e(S)}{dS} \sin \varphi + \frac{d\alpha_b^e(S)}{dS} \cos \varphi \right) \rho(S, r) + \frac{R_B^1 - R_M^1}{S_1^1 - S_0^1} (\alpha_n^e(S) \sin \varphi + \alpha_b^e(S) \cos \varphi); \right. \\
& \left. \dot{\gamma}'(S) + \left( \frac{d\beta_n^e(S)}{dS} \sin \varphi + \frac{d\beta_b^e(S)}{dS} \cos \varphi \right) \rho(S, r) + \frac{R_B^1 - R_M^1}{S_1^1 - S_0^1} (\beta_n^e(S) \sin \varphi + \beta_b^e(S) \cos \varphi); \right. \\
& \left. \dot{\gamma}'(S) + \left( \frac{d\gamma_n^e(S)}{dS} \sin \varphi + \frac{d\gamma_b^e(S)}{dS} \cos \varphi \right) \rho(S, r) + \frac{R_B^1 - R_M^1}{S_1^1 - S_0^1} (\gamma_n^e(S) \sin \varphi + \gamma_b^e(S) \cos \varphi) \right\} = \\
& = \{ \varepsilon_{k1x}; \varepsilon_{k1y}; \varepsilon_{k1z} \} \\
\bar{\varepsilon}_2 &= \frac{\partial \bar{r}}{\partial r} = \{ \alpha_n^e(S) \sin \varphi + \alpha_b^e(S) \cos \varphi; \beta_n^e(S) \sin \varphi + \beta_b^e(S) \cos \varphi; \\
& \quad \gamma_n^e(S) \sin \varphi + \gamma_b^e(S) \cos \varphi \} = \{ \varepsilon_{k2x}; \varepsilon_{k2y}; \varepsilon_{k2z} \} \\
\bar{\varepsilon}_3 &= \frac{\partial \bar{r}}{\partial \varphi} = \{ (\alpha_n^e(S) \cos \varphi - \alpha_b^e(S) \sin \varphi) \rho(S, r); (\beta_n^e(S) \cos \varphi - \beta_b^e(S) \sin \varphi) \rho(S, r); \\
& \quad (\gamma_n^e(S) \cos \varphi - \gamma_b^e(S) \sin \varphi) \rho(S, r) \} = \{ \varepsilon_{k3x}; \varepsilon_{k3y}; \varepsilon_{k3z} \},
\end{aligned} \right. \quad (2.65)$$

Для тороподібної ділянки в початковий і контрольний моменти часу вводяться координати:  $x_1 = \theta$ ,  $x_2 = r$ ,  $x_3 = \varphi$ , після чого в початковий момент часу одержуємо з використанням (2.14):

$$\left\{ \begin{aligned}
\bar{\varepsilon}_1^0 &= \frac{\partial \bar{r}}{\partial \theta} = \{ -(R_k^0 + r \cos \varphi) \sin \theta; (R_k^0 + r \cos \varphi) \cos \theta; 0 \} = \{ \varepsilon_{t1x}^0; \varepsilon_{t1y}^0; \varepsilon_{t1z}^0 \}, \\
\bar{\varepsilon}_2^0 &= \frac{\partial \bar{r}}{\partial r} = \{ \cos \varphi \cos \theta; \cos \varphi \sin \theta; \sin \varphi \} = \{ \varepsilon_{t2x}^0; \varepsilon_{t2y}^0; \varepsilon_{t2z}^0 \}, \\
\bar{\varepsilon}_3^0 &= \frac{\partial \bar{r}}{\partial \varphi} = \{ -r \sin \varphi \cos \theta; -r \sin \varphi \sin \theta; r \cos \varphi \} = \{ \varepsilon_{t3x}^0; \varepsilon_{t3y}^0; \varepsilon_{t3z}^0 \},
\end{aligned} \right. \quad (2.66)$$

в контрольний момент часу, з використанням (3.13), одержується:

$$\left\{ \begin{aligned}
\bar{\varepsilon}_1 &= \frac{\partial \bar{r}}{\partial \theta} = \{ -(R_k^1 + r \cos \varphi) \sin \theta; (R_k^1 + r \cos \varphi) \cos \theta; 0 \} = \{ \varepsilon_{t1x}; \varepsilon_{t1y}; \varepsilon_{t1z} \}, \\
\bar{\varepsilon}_2 &= \frac{\partial \bar{r}}{\partial r} = \{ \cos \varphi \cos \theta; \cos \varphi \sin \theta; \sin \varphi \} = \{ \varepsilon_{t2x}; \varepsilon_{t2y}; \varepsilon_{t2z} \}, \\
\bar{\varepsilon}_3^0 &= \frac{\partial \bar{r}}{\partial \varphi} = \{ -r \sin \varphi \cos \theta; -r \sin \varphi \sin \theta; r \cos \varphi \} = \{ \varepsilon_{t3x}; \varepsilon_{t3y}; \varepsilon_{t3z} \},
\end{aligned} \right. \quad (2.67)$$

причому при обчисленнях компонент необхідно враховувати деформацію координатної сітки.

Після визначення компонент локального базису для кожного з трьох типів ділянок, в кожній точці досліджуваного тіла можна визначити

6 компонент симетричного метричного тензора [107], які визначаються за формулами:

$$g_{ij}^0 = \bar{\varepsilon}_i^0 \cdot \bar{\varepsilon}_j^0, \quad i, j = 1, 2, 3, \quad (2.68)$$

в початковий момент часу, а за формулами:

$$g_{ij} = \bar{\varepsilon}_i \cdot \bar{\varepsilon}_j, \quad i, j = 1, 2, 3, \quad (2.69)$$

обчислюються компоненти метричного тензора в контрольний момент часу. При цьому одержуються наступні формули:

– для прямолінійної ділянки:

$$\begin{aligned} g_{11}^0 &= \bar{\varepsilon}_1^0 \cdot \bar{\varepsilon}_1^0 = 1, \\ g_{22}^0 &= \bar{\varepsilon}_2^0 \cdot \bar{\varepsilon}_2^0 = 1, \\ g_{33}^0 &= \bar{\varepsilon}_3^0 \cdot \bar{\varepsilon}_3^0 = r^2, \\ g_{12}^0 &= g_{13}^0 = g_{23}^0 = 0, \\ g_{11} &= \varepsilon_{1x}^2 + \varepsilon_{1y}^2 + \varepsilon_{1z}^2, \\ g_{22} &= 1, \\ g_{33} &= r^2, \\ g_{13} &= \varepsilon_{1x} \varepsilon_{3x} + \varepsilon_{1y} \varepsilon_{3y} + \varepsilon_{1z} \varepsilon_{3z}, \\ g_{12} &= \varepsilon_{1x} \varepsilon_{2x} + \varepsilon_{1y} \varepsilon_{2y} + \varepsilon_{1z} \varepsilon_{2z}, \\ g_{23} &= \varepsilon_{2x} \varepsilon_{3x} + \varepsilon_{2y} \varepsilon_{3y} + \varepsilon_{2z} \varepsilon_{3z} = 0; \end{aligned} \quad (2.70)$$

– для конічної ділянки:

$$\begin{aligned} g_{11}^0 &= 1 + \left( \frac{R_B - R_M}{S_1 - S_0} \right)^2, \\ g_{22}^0 &= 1, \\ g_{33}^0 &= \rho_0 (S, r)^2, \\ g_{12}^0 &= \frac{R_B - R_M}{S_1 - S_0}, \\ g_{13}^0 &= 0, \\ g_{23}^0 &= 0, \end{aligned} \quad (2.71)$$



$$\begin{aligned}
g_{11} &= \vartheta_{k1x}^2 + \vartheta_{k1y}^2 + \vartheta_{k1z}^2, \\
g_{22} &= 1, \\
g_{33} &= \rho(S, r)^2, \\
g_{12} &= \vartheta_{k1x} \vartheta_{k2x} + \vartheta_{k1y} \vartheta_{k2y} + \vartheta_{k1z} \vartheta_{k2z}, \\
g_{13} &= \vartheta_{k1x} \vartheta_{k3x} + \vartheta_{k1y} \vartheta_{k3y} + \vartheta_{k1z} \vartheta_{k3z}, \\
g_{23} &= 0;
\end{aligned}$$

– для тороподібної ділянки:

$$\begin{aligned}
g_{11}^0 &= (R_k^0 + r \cos \varphi)^2, \\
g_{22}^0 &= 1, \\
g_{33}^0 &= r^2, \\
g_{13}^0 &= g_{23}^0 = g_{12}^0 = 0, \\
g_{11}^1 &= (R_k^1 + r \cos \varphi)^2, \\
g_{22}^1 &= 1, \\
g_{33}^1 &= r^2, \\
g_{12}^1 &= g_{23}^1 = g_{13}^1 = 0.
\end{aligned} \tag{2.72}$$

Вказані компоненти метричного тензора утворюють матрицю  $G$  для кожної ділянки, що розглядається. Для подальших обчислень необхідно виконання умови  $\det\|G\| \neq 0$ , тому потрібно встановити величину  $\det\|G\|$  для кожної ділянки в початковий та контрольний моменти часу.

Для прямолінійної ділянки:

$$\begin{aligned}
\det\|G^0\| &= r^2, \\
\det\|G\| &= r^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2;
\end{aligned} \tag{2.73}$$

для конічної ділянки:

$$\begin{aligned}
\det\|G^0\| &= \left(1 + \left(\frac{R_B - R_M}{S_1 - S_0}\right)^2\right) \cdot \rho_0(S, r)^2 - \left(\frac{R_B - R_M}{S_1 - S_0}\right)^2 \rho_0(S, r)^2 = 1, \\
\det\|G\| &= \rho(S, r)^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2;
\end{aligned} \tag{2.74}$$

для тороподібної ділянки:

$$\det \|G^0\| = r^2 (R_k^0 + r \cos \varphi)^2, \quad (2.75)$$

$$\det \|G\| = r^2 (R_k^1 + r \cos \varphi)^2.$$

Після визначення компонент метричного тензора в два моменти часу можна обчислити компоненти тензора деформацій [108], які характеризують зміну відстаней між точками досліджуваного тіла. Для компонент тензора деформацій справедлива формула:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (g_{ij} - g_{ij}^0), \quad (2.76)$$

що дозволяє обчислити компоненти тензора деформацій для трьох типів ділянок, що досліджуються:

для прямолінійної ділянки:

$$\begin{cases} \varepsilon_{11} = \frac{1}{2} (\varepsilon_{1x}^2 + \varepsilon_{1y}^2 + \varepsilon_{1z}^2 - 1), \\ \varepsilon_{22} = \varepsilon_{33} = \varepsilon_{23} = 0, \\ \varepsilon_{12} = \frac{1}{2} (\varepsilon_{1x} \varepsilon_{2x} + \varepsilon_{1y} \varepsilon_{2y} + \varepsilon_{1z} \varepsilon_{2z}), \\ \varepsilon_{13} = \frac{1}{2} (\varepsilon_{1x} \varepsilon_{3x} + \varepsilon_{1y} \varepsilon_{3y} + \varepsilon_{1z} \varepsilon_{3z}) \end{cases} \quad (2.77)$$

для конічної ділянки:

$$\begin{cases} \varepsilon_{11} = \frac{1}{2} \left( \varepsilon_{k1x}^2 + \varepsilon_{k1y}^2 + \varepsilon_{k1z}^2 - 1 - \left( \frac{R_B - R_M}{S_1 - S_0} \right)^2 \right), \\ \varepsilon_{22} = 0, \\ \varepsilon_{33} = \rho(S, r)^2 - \rho_0(S, r)^2, \\ \varepsilon_{12} = \frac{1}{2} \left( \varepsilon_{k1x} \varepsilon_{k2x} + \varepsilon_{k1y} \varepsilon_{k2y} + \varepsilon_{k1z} \varepsilon_{k2z} - \frac{R_B - R_M}{S_1 - S_0} \right), \\ \varepsilon_{13} = \frac{1}{2} (\varepsilon_{k1x} \varepsilon_{k3x} + \varepsilon_{k1y} \varepsilon_{k3y} + \varepsilon_{k1z} \varepsilon_{k3z}), \\ \varepsilon_{23} = 0; \end{cases} \quad (2.78)$$

для тороподібної ділянки:

$$\begin{cases} \varepsilon_{11} = \frac{1}{2} ((R_k^1 + r \cos \varphi)^2 - (R_k^0 + r \cos \varphi)^2), \\ \varepsilon_{22} = \varepsilon_{33} = \varepsilon_{12} = \varepsilon_{13} = \varepsilon_{23} = 0. \end{cases} \quad (2.79)$$

Для подальших обчислень необхідно обчислити компоненти тензора  $g^{ij}$ . Для вказаних компонент, які утворюють матрицю, обернену для матриці  $G$ , справедливі наступні формули в різних системах координат:

для прямолінійної ділянки:

$$\begin{aligned}
 g^{11} &= \frac{r^2}{\det \|G\|} = \frac{r^2}{r^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2}, \\
 g^{12} &= \frac{-g_{12}r^2}{r^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2}, \\
 g^{13} &= \frac{-g_{13}}{r^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2}, \\
 g^{22} &= \frac{g_{11}r^2 - g_{13}^2}{r^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2}, \\
 g^{33} &= \frac{g_{11} - g_{12}^2}{r^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2}, \\
 g^{23} &= \frac{-g_{12}g_{13}}{r^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2};
 \end{aligned} \tag{2.80}$$

для конічної ділянки:

$$\begin{aligned}
 g^{11} &= \frac{\rho(S,r)^2}{\rho(S,r)^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2}, \\
 g^{12} &= \frac{-g_{12}\rho(S,r)^2}{\rho(S,r)^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2}, \\
 g^{13} &= \frac{-g_{13}}{\rho(S,r)^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2}, \\
 g^{22} &= \frac{g_{11}\rho(S,r)^2 - g_{13}^2}{\rho(S,r)^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2}, \\
 g^{33} &= \frac{g_{11} - g_{12}^2}{\rho(S,r)^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2}, \\
 g^{23} &= \frac{-g_{12}g_{13}}{\rho(S,r)^2(g_{11} - g_{12}^2) - g_{13}^2};
 \end{aligned} \tag{2.81}$$

для тороподібної ділянки:

$$\begin{aligned}
g^{11} &= \frac{1}{(R_k^1 + r \cos \varphi)^2}, \\
g^{22} &= 1, \\
g^{33} &= \frac{1}{r^2}, \\
g^{23} &= g^{13} = g^{12} = 0.
\end{aligned} \tag{2.82}$$

Таким чином, модель процесу деформування досліджуваного тіла повністю побудована.

### 2.3.2. Оцінка напруженого стану трубопровідної обв'язки ГПА

Механічні напруження визначаються згідно з законом Гука для ізотропного тіла [108], який встановлює лінійну залежність між деформаціями та напруженнями:

$$\sigma_{ij} = \mathcal{M}_1(\varepsilon) g_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij}, \tag{2.83}$$

де  $\sigma_{ij}$  – компоненти тензора напружень,  $i, j = 1, 2, 3$ ;

$\lambda, \mu$  – параметри Ламе матеріалу;

$g_{ij}$  – коваріантні компоненти метричного тензора в контрольний момент часу;

$I_1(\varepsilon)$  – перший інваріант тензора деформацій:

$$I_1(\varepsilon) = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \varepsilon_{ij} g^{ij}. \tag{2.84}$$

Оскільки між параметрами Ламе та коефіцієнтом Пуассона  $\sigma$  і модулем Юнга  $E$  існує залежність виду:

$$\mu = \frac{E}{2(1+\sigma)}, \quad \lambda = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)}, \tag{2.85}$$

залежність (2.83) може бути подана у вигляді:

$$\sigma_{ij} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) g_{ij} + \frac{E}{1+\sigma} \varepsilon_{ij}. \tag{2.86}$$

Для прямолінійної ділянки величина  $I_1(\varepsilon)$  записується у вигляді:

$$I_1(\varepsilon) = \varepsilon_{11} g^{11} + \varepsilon_{12} g^{12} + \varepsilon_{13} g^{13}, \tag{2.87}$$

для конічної ділянки величина  $I_1(\varepsilon)$  обчислюється за формулою:

$$I_1(\varepsilon) = \varepsilon_{11}g^{11} + \varepsilon_{12}g^{12} + \varepsilon_{13}g^{13} + \varepsilon_{33}g^{33}, \quad (2.88)$$

для тороподібної ділянки величина  $I_1(\varepsilon)$  набуває вигляду:

$$I_1(\varepsilon) = \varepsilon_{11}g^{11}. \quad (2.89)$$

На основі виведених формул можна записати вираз для компонент тензора напружень для кожної з досліджуваних ділянок:

для прямолінійної ділянки:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{11} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) g_{11} + \frac{E}{1+\sigma} \varepsilon_{11}, \\ \sigma_{22} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) + \frac{E}{1+\sigma} \cdot 0 = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon), \\ \sigma_{33} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) r^2, \\ \sigma_{12} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) g_{12} + \frac{E}{1+\sigma} \varepsilon_{12}, \\ \sigma_{13} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) g_{13} + \frac{E}{1+\sigma} \varepsilon_{13}, \\ \sigma_{23} = 0. \end{array} \right. \quad (2.90)$$

Для конічної ділянки:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{11} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) g_{11} + \frac{E}{1+\sigma} \varepsilon_{11}, \\ \sigma_{22} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon), \\ \sigma_{33} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) g_{33} + \frac{E}{1+\sigma} \varepsilon_{33}, \\ \sigma_{12} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) g_{12} + \frac{E}{1+\sigma} \varepsilon_{12}, \\ \sigma_{13} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) g_{13} + \frac{E}{1+\sigma} \varepsilon_{13}, \\ \sigma_{23} = 0. \end{array} \right. \quad (2.91)$$

Для тороподібної ділянки:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{11} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) g_{11} + \frac{E}{1+\sigma} \varepsilon_{11}, \\ \sigma_{22} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) g_{22}, \\ \sigma_{33} = \frac{\sigma E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)} I_1(\varepsilon) g_{33}, \\ \sigma_{12} = \sigma_{13} = \sigma_{23} = 0. \end{array} \right. \quad (3.92)$$

В багатьох випадках для практичного використання формул та оцінки реальних значень діючих в матеріалі напружень використовуються фізичні компоненти тензора напружень, які записуються у вигляді:

$$\sigma_{ij}^{\text{фіз}} = \sigma_{ij} \sqrt{g^{ii}} \sqrt{g^{jj}}, \quad j, i = 1, 2, 3. \quad (2.93)$$

Обчислені за наведеним алгоритмом значення компонент тензора напружень використовуються для оцінки реального технічного стану об'єкта, а також для оцінки довговічності досліджуваного об'єкта за умов дії циклічних навантажень з відомою амплітудою та частотою коливань.

Результати розрахунків НДС головного патрубку масляного насоса ГПА-10-4№9 наведено в табл. 2.1. В ній подано осереднені значення вібропереміщень (Додаток В.1) для кожної з ділянок по трьом координатам  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , а також значення максимальних осьових  $\sigma_{ii}$  та зсувних  $\sigma_{ij}$ ,  $i \neq j$  напружень, де  $i, j$  – індекси відповідних криволінійних координат для кожної ділянки.

Таблица 2.1

Результати розрахунку НДС елементів трубопровідної обв'язки ГПА

№ діл.	Осереднені вібропереміщ., МКМ			Максимальні напруження, Мпа				
	$S_x$	$S_y$	$S_z$	$\sigma_{11}$	$\sigma_{22}$	$\sigma_{33}$	$\sigma_{12}$	$\sigma_{13}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	10.78	18.845	2.305	145.53	62.31	0.276	41.57	1.387
2	7.365	13.62	1.005	306.98	144.11	0.519	107.36	3.217

Продовження табл.2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	6.36	6.33	4.136	0.612	6.786	0.043	0	0
4	5.245	3.811	7.475	231.77	99.17	0.627	65.94	2.631
5	4.23	12.056	4.89	1.814	9.289	0.059	0	0
6	3.095	10.052	3.909	236.16	102.22	0.645	68.27	2.711

Як видно з табл. 2.1 небезпечною з точки зору розвитку можливих дефектів є конічна ділянка, оскільки напруження більші 200 Мпа, які циклічно діють на елемент конструкції, можуть призвести до росту розмірів дефектів та подальшого руйнування патрубка.

Методика кількісної оцінки НДС ГПА за результатами контролю його вібраційного стану використана в Долинському ЛВУМГ при розробці заходів з підвищення надійності експлуатації нагнітального патрубка маслопроводу ГТК 10-4, а також при проектуванні конфігурації нагнітального патрубка головного маслососа демпфером коливань (сильфоном) для ГПА Ц-16С (додаток В.2).

### Висновки до розділу

1. Розроблено математичну модель процесу деформування елементів конструкції ГПА, яка передбачає розгляд його як конструкції, що складається з елементів трьох просторових конфігурацій – циліндричної, конічної та тороїдальної з використанням відповідних систем криволінійних координат.

2. На основі гіпотези про спосіб деформування тороїдальних ділянок (вважається, що до та після деформації об'єкт зберігає форму тора з різними радіусами кривини осі) розроблено модель деформування досліджуваного елемента в цілому, для чого використано апарат многочленів Ерміта з метою відтворення положення деформованої осі досліджуваного тіла в зонах прямолінійних та конічної ділянки.

3. Використані многочлени Ерміта різних степенів, що дозволяє спільно моделювати вісь конічної ділянки та прямолінійної, яка прилягає до неї.

4. Вибір граничних умов для моделювання осі прямолінійних та конічної ділянок обумовлені особливостями конструкції ділянки та процесу деформування тороїдальних ділянок.

5. Проведені тестові розрахунки для реальних елементів конструкції ГПА – нагнітального патрубк показали, що найбільших напружень зазнає конічна ділянка, амплітуда яких (200-300 Мпа) є небезпечною з точки зору розвитку можливих дефектів, оскільки напруження більші 200 Мпа, які циклічно діють на елемент конструкції, можуть призвести до росту розмірів дефектів та можливого руйнування об'єкта.

6. Особливості конструкції дослідження елементів конструкції дозволяють прийняти в якості робочої для розрахунків модель пружно-деформованого твердого тіла, використання якої вимагає визначення реальних значень фізико-механічних параметрів матеріалу конструкції.



### Розділ 3

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ГПА

### 3.1 Розробка технічного забезпечення експериментальних досліджень вібраційного стану ГПА

З метою реалізації поставлених в роботі задач необхідно було розробити портативну систему збору і попередньої обробки експериментальних досліджень вібраційного стану ГПА. Враховуючи кількість точок контролю на ГПА система повинна задовольняти основній вимозі – максимально спростити і прискорити процедуру вимірювання вібраційних процесів, а також на базі отриманої інформації оперативно проводити її попередню обробку "на місці" за допомогою спеціальних діагностичних програм при мінімальній участі оператора. Реалізація такого підходу стала можливою з появою мікро-ЕОМ типу "блокнот" (Notebook), які дозволяють на їх основі створювати переносні комп'ютерні системи (computer-added systems). Модуль обробки вібраційних сигналів, який є невід'ємною частиною такої системи, працює під управлінням персонального комп'ютера, з'єднаного з ним через один із портів, або спеціальну шину прямого доступу до пам'яті ПК [109-113]. З врахуванням викладеного була розроблена система збору і обробки вібраційної інформації, схема якої наведена на рис 3.1

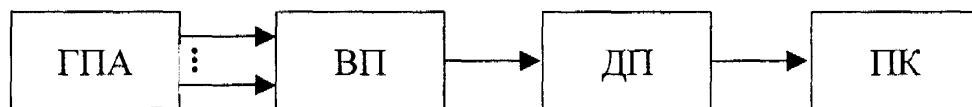


Рис 3.1 – Структурна схема системи збору і обробки вібраційної інформації

ВП - віброперетворювач AP21; ДП - диференціальний підсилювач.

Віброперетворювач AP21 призначений для перетворення діючої на нього вібрації в електричний сигнал, пропорційний віброприскоренню. Даний перетворювач застосовується в апаратурах контролю і вимірювання вібрації (віброприскорення) обладнання нафтогазового комплексу і інших галузях

промисловості, а також в складі дослідницьких вібродіагностичних комплексів. Перетворювач володіє високою стабільністю нормалізованого коефіцієнта перетворення та високою надійністю в широкому діапазоні дії зовнішніх факторів (великий час напрацювання до відмови), дає змогу вимірювати віброприскорення в трьох напрямках (напрямки  $x$ ,  $y$ ,  $z$  тривимірного простору). Довжина з'єднуючого кабелю між акселерометром і вхідним пристроєм із підсилювачем заряду сягає до двох метрів (при умові застосування спеціального антивібраційного кабелю). Герметична, зварна конструкція корпусу (матеріал корпусу - титановий сплав) забезпечує високу надійність віброперетворювача.

На рис.3.2 приведена схема підключення вібродавача, габаритні розміри та зовнішній вигляд.

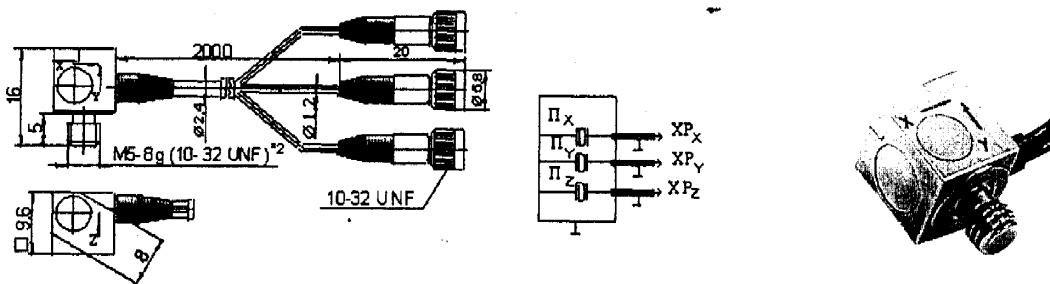


Рис. 3.2 Схема підключення вібродавача та зовнішній вигляд давача AP 21

Технічні характеристики давача AP 21 наведено в додатку С1.

Вихід вібродавача під'єднаний до входу диференціального підсилювача (ДП), принципова схема якого наведена на рис.3.3. ДП зібраний за типовою схемою, однак при його побудові було використано операційний підсилювач AD745 фірми Analog Devices, який має низький рівень власних шумів та високу лінійність. Вихід підсилювача навантажений на АЦП звукової карти комп'ютера. Останній виконує роль пристрою зберігання, обробки та представлення записаних даних.



закріпили високотемпературний вібродавач типу MV-39(рис.3.6) технічна характеристика якого наведена в додатку С3.

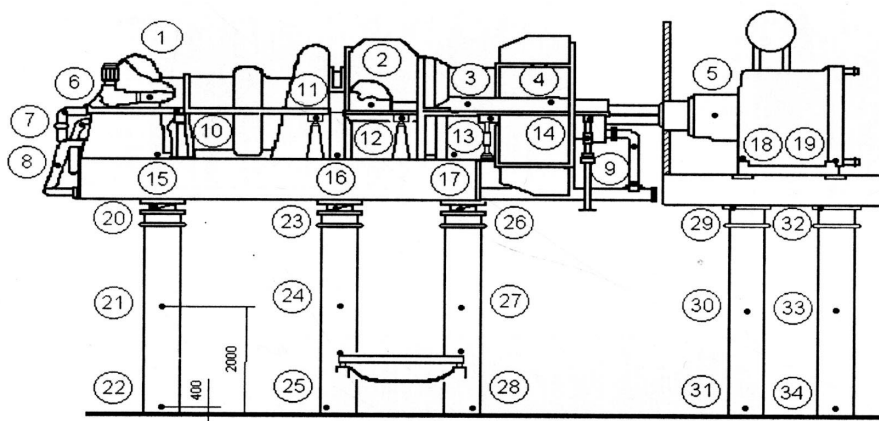
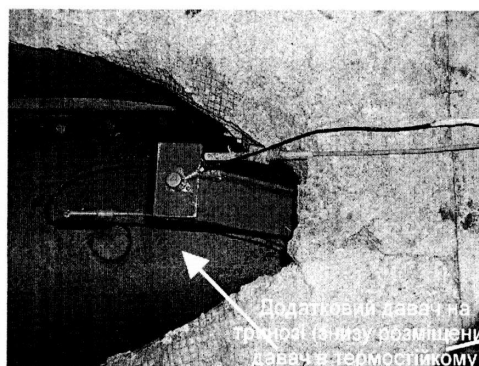
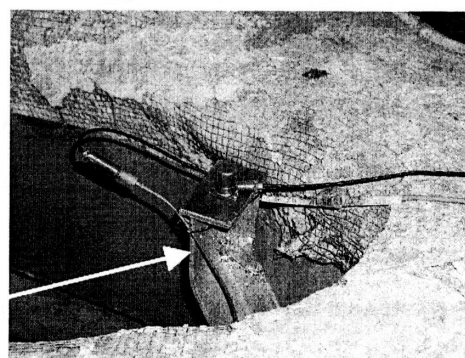


Рис.3.4 Технологічна карта точок вимірювання вібрації

ГПА ГТК-10-4



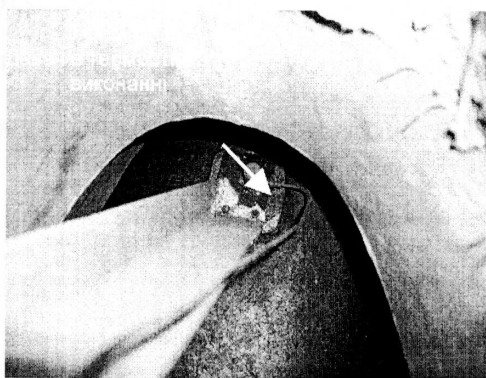
а)



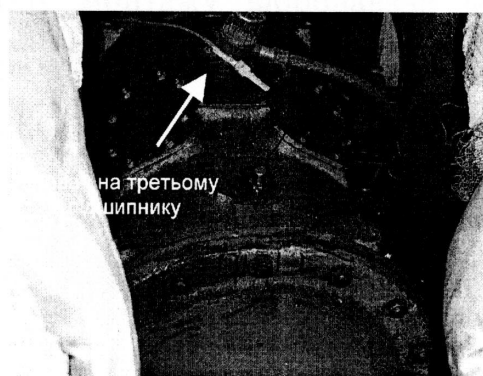
б)

Рис 3.5 Фотографії кріплення вібродавача типу AP 21 на кронштейні:

а – вид зверху; б – вид знизу



а)



б)

Рис 3.6 Фотографії кріплення вібродавача типу MV 39 на корпусі ротора ТНТ

а – вид зверху; б – вид збоку

На рис. 3.7 представлені часові реалізації вібраційного сигналу в трьох площинах, записаного з вібродавача MV 39.

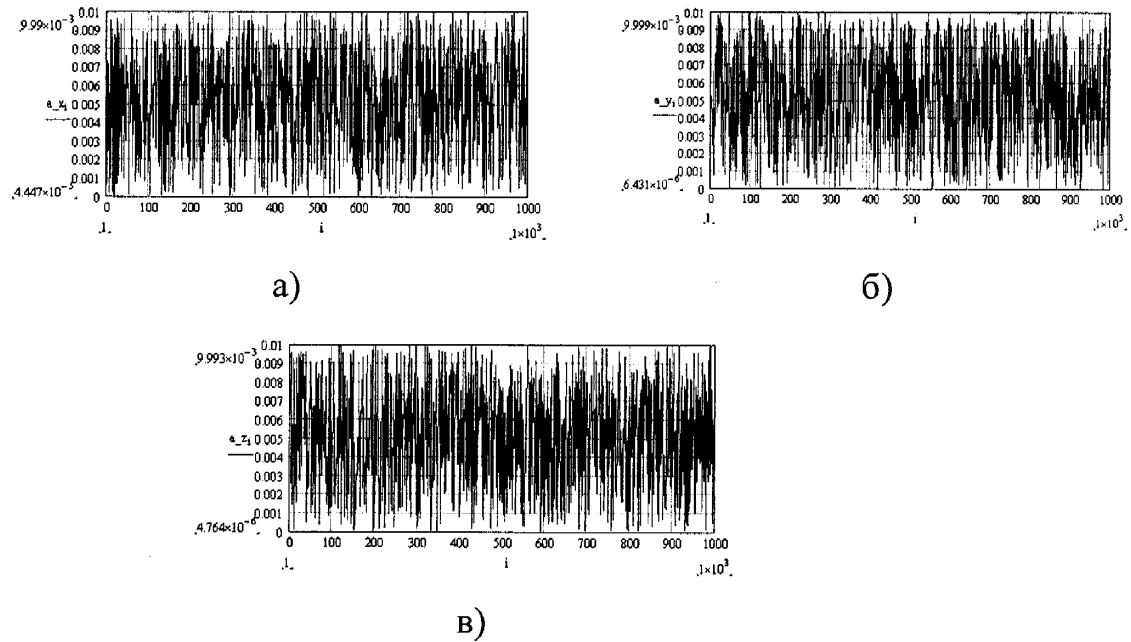
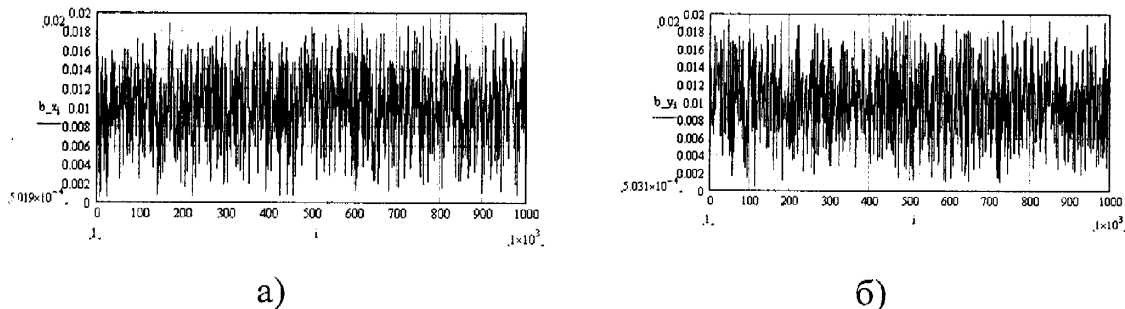
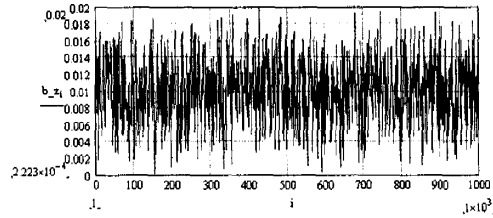


Рис 3.7 Часова реалізація вібраційного сигналу, записаного з вібродавача MV 39 в точці 1: а – горизонтальна; б – вертикальна; в – поздовжня складові

Рівень сигналу записаного з вібродавача AP 21 (рис.3.8) виявився дещо вищим, однак залишився в допустимих межах. Це пояснюється значно меншою жорсткістю кронштейна, який має свої власні резонансні частоти, що призводять до накладання на вібросигнал від давача AP 21 вібрацій від вузлів ГПА. Однак використання такого способу монтажу вібродавача дозволяє уникнути впливу високої робочої температури корпусу ТНТ на результати вимірювання рівня вібрації 3-го підшипника.





в)

Рис. 3.8 Часові реалізації вібраційного сигналу, записаного з вібродавача AP 21: а – горизонтальна; б – вертикальна; в – поздовжня

В результаті паралельно проведеного запису інформації з вібродавачів двох типів та її обробки було побудовано кореляційну матрицю для трьох складових вібрації, яка має наступний вигляд:

$$\begin{pmatrix} \text{corr}(a_x, b_x) & \text{corr}(a_x, b_y) & \text{corr}(a_x, b_z) \\ \text{corr}(a_y, b_x) & \text{corr}(a_y, b_y) & \text{corr}(a_y, b_z) \\ \text{corr}(a_z, b_x) & \text{corr}(a_z, b_y) & \text{corr}(a_z, b_z) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.71636 & 0.00198 & -0.01772 \\ -0.01903 & 0.72212 & 0.05424 \\ -0.04356 & 0.06496 & 0.71208 \end{pmatrix}$$

Якщо розглядати коефіцієнти кореляції між різними напрямками різних точок, то видно, що вони абсолютно незв'язані між собою, в той же час однакові вібросигнали з двох вібродавачів корелюють між собою (в середньому коефіцієнт кореляції між ними становить 0.717). Проведені розрахунки показали, що використання при розглянутому способі монтажу вібродавача AP 21 дозволяє отримати інформацію про вібростан 3-го підшипника з 16.0% точністю, яка є достатньою для інженерних розрахунків.

### 3.3 Використання “wavelet”-перетворення для фільтрації вібраційних сигналів з контрольних точок ГПА

В розд.1.2 було відмічено, що виміряні за допомогою вібродавачів в штатних точках на корпусі ГПА сигнали, мають завади. Останнє обумовлюється конструктивними особливостями агрегату, що не дозволяє чітко розділити джерела вібрації, якими є його віброактивні елементи (детально розглянуті в розд.1.1) і вимагає застосування процедури фільтрації сигналів.

“Wavelet”-перетворення сигналів є узагальненням спектрального аналізу,

типовий представник якого - класичне перетворення Фур'є. Вживані для цієї мети базиси названі вейвлетами ("вейвлет"-від англійського wavelet інтерпретується як "короткий сплеск" ) – солітоноподібними функціями двох аргументів - масштабу і зсуву. Введені порівняно недавно, в 80-х роках, вони в подальші роки одержали швидкий теоретичний розвиток і широке застосування в різних областях обробки сигналів і зображень [118–124]. На відміну від традиційного перетворення Фур'є, wavelet-перетворення забезпечує двовимірне представлення досліджуваного сигналу в частотній області в площині частота-положення. Аналогом частоти при цьому є масштаб аргументу базисної функції (найчастіше - часу), а положення характеризується її зміщенням. Це дозволяє розділяти значні та дрібні деталі сигналів, одночасно локалізуючи їх на часовій шкалі. Іншими словами, вейвлет-аналіз можна охарактеризувати як локалізований спектральний аналіз або - спектральний аналіз локальних збурень. Апаратурним аналогом одного з видів вейвлет-аналізу є багатоканальна смугова фільтрація сигналу при постійному відношенні ширини смуги фільтру до центральної частоти. В даний час wavelet-перетворення широко застосовується в задачах обробки і кодування сигналів і зображень самої різної природи (мова, супутникові зображення, рентгенограми внутрішніх органів), розпізнавання образів, при вивченні властивостей поверхонь кристалів і нанооб'єктів і в багатьох інших випадках.

При аналізі стаціонарних сигналів, як правило, застосовують спектральний аналіз на основі швидкого перетворення Фур'є (ШПФ). Основними проблемами при цьому є: збільшення відношення сигнал-шум, яке досягається шляхом усереднення і синхронного накопичення та мала роздільна здатність аналізу у високочастотній області, що вимагає застосування процедур детектування (аналіз огинаючої).

Найочевиднішим шляхом застосування ШПФ до аналізу нестационарних сигналів є розбиття реалізації на окремі короткі однакової довжини ділянки з подальшим застосуванням алгоритму ШПФ до кожного з них. Цей прийом широко відомий в практиці аналізу сигналів як ШПФ на коротких реалізаціях

(Short time FFT). Відмінною особливістю аналізу на коротких реалізаціях є необхідність застосування згладжуючих вікон (наприклад, вікон Хеммінга, Ханна, вікна "flet-top" і ін.). Як відомо, без них посилюється вплив ефекту розтікання дискретних складових в бічні пелюстки. Обмежене число ділянок розбиття (число спектрів) обмежує роздільну здатність аналізу в часовій області, тому в подальшому було запропоновано ряд алгоритмів аналізу з ковзаючими згладжуючими і усереднюючими вікнами. Найбільш відомим є ранній варіант аналізу з ковзаючим гаусовським вікном Габора, а найбільш розвинутий і ефективний аналіз цього типу відомий як розподіл Вігнера-Віллі (WW Distribution). Застосування алгоритмів аналізу з ковзаючими вікнами дозволяє істотно збільшити роздільну здатність аналізу в часовій області при збереженні достатньої високої роздільної здатності в частотній області, проте зв'язано із значним збільшенням об'єму обчислень, а отже і із збільшенням часу розрахунку.

Слід зазначити, що широке використання як базис розкладання гармонійних функцій (розкладання Фур'є) створює ілюзію його єдиності. Сьогодні усвідомлена необхідність використання у ряді випадків інших базисів розкладання, наприклад розкладання в базисах функцій Уолша, або використання "wavelet"-перетворення. Вейвлет-декомпозиція повинна розглядатися як один з методів аналізу в нетрадиційному базисі, проте цей метод має ряд принципових переваг.

За своєю суттю вейвлет є ортогональним базисом розкладання функцій у функціональному гільбертовому просторі елементи якого визначаються параметрами  $a$ ,  $b$  і задаються виразом

$$\Psi_{a,b} = \pi^{-1/4} |a|^{-1/2} \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right), \quad (3.1)$$

де  $\Psi(t)$  – похідна, або материнська функція.

Як виробник функції вейвлета можна використати її основний варіант, відомий як функція Морле, яку можна записати у вигляді:



$$\Psi = e^{i2\pi f_0 |t| e^{\frac{|t|^2}{2}}}, \quad (3.2)$$

де  $f_0 = 1/2\sqrt{\ln 2}\Gamma\gamma \approx 0.6\Gamma\gamma$ ,  $t$  – час в с.

Аналіз функції (3.2) показує, що вона є гармонікою з частотою  $f_0$  під вікном  $e^{\frac{|t|^2}{2}}$ . Форма цього вікна близька до форми вікна Габора (гаусівський дзвоник). На рис. 3.9 а приведений вид реальної частини функції (3.2), який і називають вейвлетом або сплеском. Слід зазначити, що вибір значення  $f_0$  задає співвідношення між ефективною шириною цього вікна і періодом гармоніки. У нашому випадку ефективна ширина вікна в часовій області прийнята рівної періоду аналізованої гармоніки, що відповідає максимальній роздільній здатності аналізу за часом.

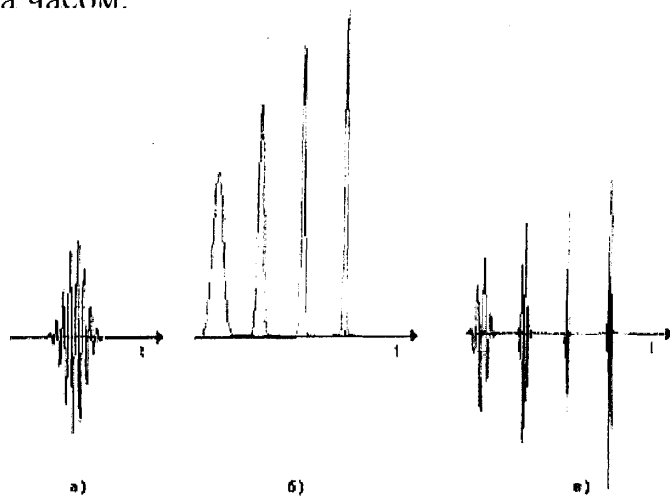


Рис.3.9 Графіки функції Мале

Якщо прийняти значення параметра шкали  $a=2^{-j/B}$  і параметра часової локалізації  $b=2^{j/B}k$ , де  $j, k$  – натуральні числа;  $B$ -число аналізованих смуг на октаву, то вираз для коефіцієнтів декомпозиції сигналу  $x(t)$  в базисі  $\Psi_{ab}(\Psi_{jk})$  прийме вигляд:

$$W_{jk} = \int dt x(t) \Psi_{jk}^*(t),$$

$$\Psi_{jk}(t) = \pi^{-1/4} 2^{j/2B} \exp\left\{-h^2 (2^{j/B} n - k)^2 / 2\right\} \exp\left(i2\pi f_0 h |2^{j/B} n - k|\right),$$

або 
$$W_{jb} = \int dt x(t) \Psi_{jb}^*(t), \quad (3.3)$$

$$\Psi_{j,b} = \pi^{-1/4} 2^{j/2B} \exp\left\{-2^{j/B} h^2 (n - b)^2 / 2\right\} \exp\left(i2\pi f_0 2^{j/B} h |n - b|\right), \quad (3.4)$$

де  $B$ -число смуг, на одну октаву;  $n$  і  $b$  – цілі числа, що відповідають поточному номеру відліку на реалізації і номеру відліку, що відповідає максимуму вікна короткої хвилі на реалізації, відповідно; зірочка означає процедуру комплексного спряження. Аналіз виразів (3.3), (3.4) показує, що вейвлет-декомпозиція при відповідному виборі

$$j = B \log_2(f / f_0) \quad (3.5)$$

стає аналогічною перетворенню Фур'є на коротких реалізаціях із специфічним нелінійним (в значенні залежності від частоти) усереднюючим вікном вейвлет вікном

$$g_{j,b} = \pi^{-1/4} 2^{j/2B} \exp\{-2^{2j/B} h^2 (n-b)^2 / 2\}. \quad (3.6)$$

У цьому і полягає суть відмінності вейвлет декомпозиції від перетворення Фур'є на коротких реалізаціях. Зміна геометрії вікна при фіксованій позиції в часі ( $b = const$ ) дозволяє ніби вдивлятися в сигнал по частоті в темпі октави або її кратностей. Відмінною особливістю вейвлет аналізу є його висока чутливість до короткочасних високочастотних флуктуацій сигналу, оскільки вейвлет вікно забезпечує адекватну оцінку таких флуктуації за рахунок одночасного збільшення амплітуди вікна при зменшенні його ширини (рис.3.10 а). В зв'язку з цим слід зазначити, що у зв'язку з вейвлет аналізом часто згадують принцип невизначеності Гейзенберга. Роздільна здатність аналізу в часовій області зростає із зростанням частоти. У цьому полягає принципова відмінність вейвлет аналізу від перетворення Фур'є на коротких реалізаціях, при якому роздільна здатність аналізу за часом не залежить від частоти і пов'язана лише з роздільною здатністю аналізу в частотній області, абсолютне значення якої не залежить від частоти (рис.3.10 б).

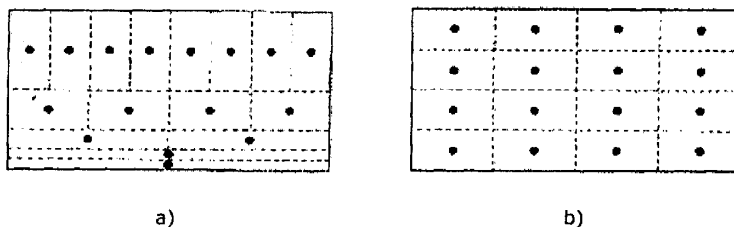


Рис.3.10 Решітки дискретних станів ( $j, b$ ) в залежності від типу перетворення ( $j$ – по вертикалі,  $b$ –по горизонталі)

Розглянемо варіант октавного аналізу ( $B=1$ ) в характерному для вібродіагностики діапазоні частот до 10 кГц. Нехай довжина реалізації  $t_H=5\text{с}$ , інтервал між відліками відповідно до теореми Найквіста  $h=50\text{мкс}$ , тоді потужність реалізації  $Q=105$  відліків,  $I_{\min}=1$ ,  $I_{\max}=j=\log_2(10000/0,6)14$ , Записане в кінцевих різницях співвідношення (3.3) з врахуванням (3.4) при  $B=1$  приводить до виразу для коефіцієнтів розкладу

$$W_{j,b} = \sum_{n=b-N/2}^{n=b+N/2} hx(n)g_{j,b} \exp(i2\pi f_0 2^{j/B} h|n-b|), \quad (3.7)$$

де  $N$ -частина реалізації  $Q$ , що знаходиться під вікном (3.4).

Роздільна здатність аналізу в часі залежить від частоти (від параметра  $j$ , також названого "шкалою") відповідно до виразу:

$$\Delta b_j = 2^{[(j_{\max} - j)/B]}.$$

Так, для  $j=14$   $\Delta_b = 1$  або 50мкс, при  $j=\Delta_b=2^{13}=8192$  або 410мс, тому для максимальної частоти (10кГц) потрібно розрахувати 105 коефіцієнтів на реалізацію (рис.3.10 а).

В роботі [124] запропоновано для аналізу сигналів у низько- і середньо частотних областях використовувати наступне перетворення:

$$W_{jl,b} = \sum_{n=b-N/2}^{n=b+N/2} hx(n)g_{jl,b} \exp(i2\pi lfh|n-b|), \quad (3.8)$$

где  $f$ - частота основної гармоніки;  $l$  - номер гармоніки;  $N$ -частина реалізації  $Q$ , що знаходиться під вікном (3.4) і визначається виходячи з прийнятого значимого відхилення від нуля функції вікна, яка асимптотично прямує до нуля на нескінченності. Зокрема в [124]  $N$  приймається з умови:

$$g_{jl,b} \Big|_{n=N/2} < 0.01 g_{jl,b} \Big|_{n=b} \quad (3.9)$$

де  $f$ - частота основної гармоніки;  $l$  - номер гармоніки;  $N$ -частина реалізації  $Q$ ,

Аналіз виразу (3.8) показує, що у такому вигляді вейвлет аналіз може розглядатися як різновид частотно-часового аналізу з ковзаючим вікном (3.4), що володіє властивостями вейвлета. При цьому настройка вікна смугова (треть-октавная), а настройка частоти аналізу точна. Для фіксованого значення  $b$  коефіцієнти вейвлета для основної гармоніки  $W_{j1,b}$  і трьох вищих гармонік  $W_{j2,b}$ ,

$W_{j3b}$ ,  $W_{j4b}$  можуть бути знайдені з виразу (3.8) при  $jj_1 = \text{int}\{B[\log_2(f/fo)]\} \approx \text{int}[3(\log_2 f) + 2, 2]$ ;  $j_2 = j_1 + 3$ ;  $j_3 = j_1 + 5$ ;  $j_4 = j_1 + 6$ , де  $f$  - частота основної гармоніки. Час на виконання такого розрахунку на декілька порядків менший, ніж час на розрахунок (3.7).

Основні питання використання wavelet методів відображені на сайті [www.mathsoft.wavelets.com](http://www.mathsoft.wavelets.com) фірми MathSoft InC, та на сайті [www.wavelet.org](http://www.wavelet.org). Практична реалізація wavelet-перетворень має декілька основних алгоритмів з яких найбільш популярним є алгоритм Малла (Mallat algorithm) швидкого wavelet-перетворення. Як було відмічено вище він дає змогу в реальному часі проводити аналіз сигналу, його розділення на складові та відтворення за коефіцієнтами. Цей алгоритм є реалізованим в програмному пакеті Matlab, який є частиною програмного забезпечення процесу збору, обробки і аналізу вібраційних сигналів, знятих з контрольних точок на корпусі ГПА. Блок-схема моделі Mallat algorithm приведена на рис.3.11.

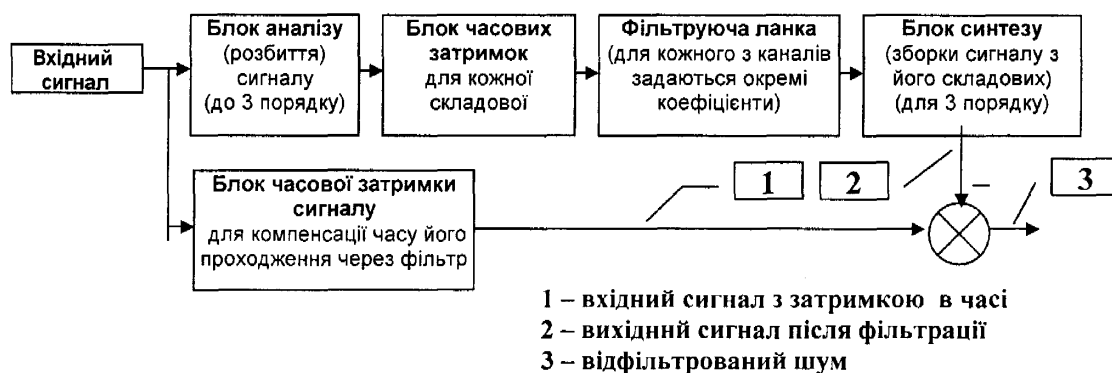


Рис.3.11 Блок-схема процедури фільтрації вібраційного сигналу

Часові діаграми роботи даної моделі наведемо нижче (рис.3.11):

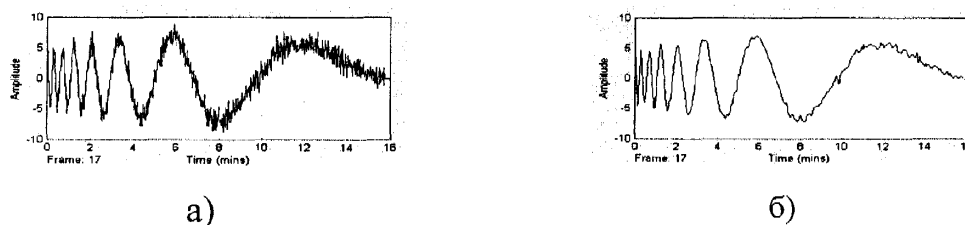


Рис.3.12 Сигнал а) на вході (Input) і б) на виході (Output) модуля "wavelet"-перетворення

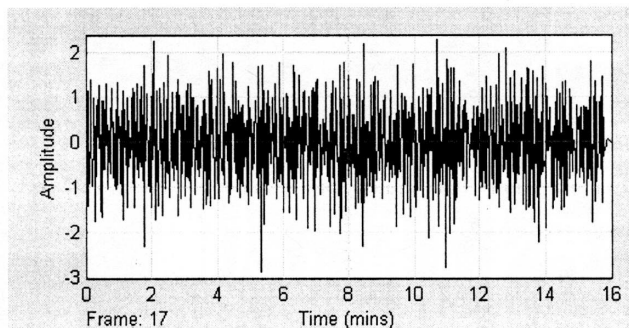


Рис. 3.13 – Різниця між вхідним та вихідним сигналом (шум) (Residual)

Як видно з рис.3.12 б процедура фільтрації з використанням "wavelet"-перетворення дозволяє усунути зайві високочастотні складові сигналу, роблячи його більш "чистим" та придатнішим для подальшого візуального

Аналогічним чином проводилася фільтрація реалізацій вібраційних процесів, отриманих з контрольних точок ГПА, результати якої наведені в розд.3.5.

### 3.4 Програмне забезпечення експериментальних досліджень вібраційного стану ГПА

При записі вібросигналів з давача застосовувався програмний продукт WaveLab 3.0, спеціально розроблений для роботи з акустичними сигналами. На рис.3.14 та 3.15 зображено часові розгортки та частотний спектр записаних вибірок вібраційного сигналу.

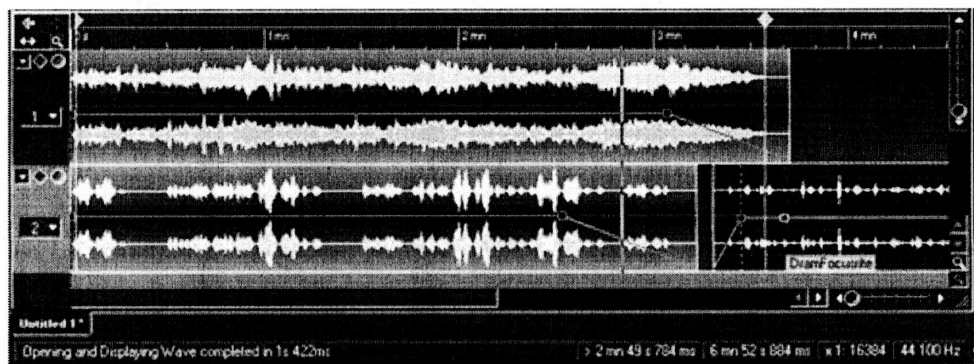


Рис 3.14 – Часова функція записаного вібросигналу

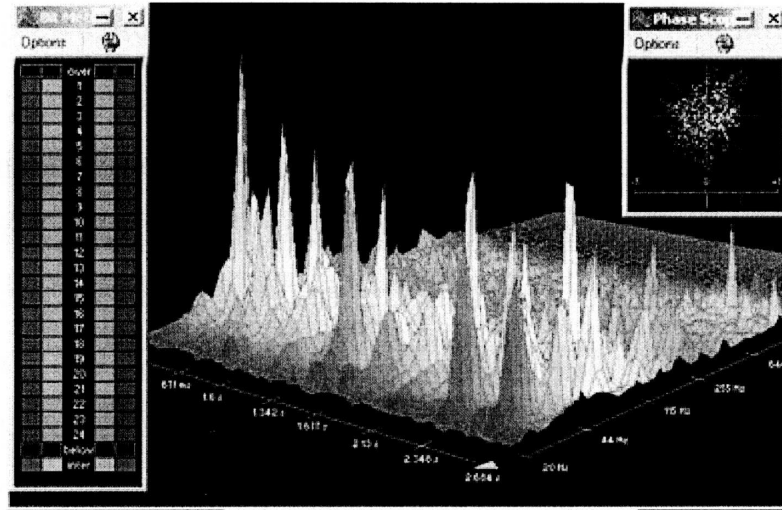


Рис 3.15 – Частотний спектр записаного вібросигналу

Для обробки вібраційних сигналів було спеціально розроблено програмне забезпечення, яке має широкі можливості по перетворенню, фільтрації та аналізу частотних спектрів записаних вибірок сигналів.

Процедура обробки та аналізу вібраційних сигналів, отриманих з контрольних точок полягала у наступному:

1. При використанні програмного продукту Wavelab 3.0 проводилося:
  - усунення впливу перехідного процесу внаслідок перекомутації давачів (вирізання з сигналу його частини від 0... до 0.5 сек);
  - високочастотна фільтрація сигналу за допомогою фільтра з частотою зрізу 4кГц (в середовищі Wavelab);
  - переведення вибірки даних з звукового файлу в текстовий файл.
2. При використанні програмного продукту Matlab 6.0 проводилося:
  - усунення дрібних компонент сигналу, які, як правило, є наведеними шумами, за допомогою Wavelet–перетворення з метою очистки частотного спектру від випадкових компонент.
3. Використання розробленого програмного забезпечення передбачало:
  - побудову частотних спектрів двох вибірок (без фільтру та відфільтрованої) за допомогою швидкого перетворення Фур'є (ШПФ) та їх аналіз за частотними гармоніками кратних 1, 2, 3, 4 та 1/2, 1/3, 2/5, 1/4 основній роторній частоті;

- вибір інформативної смуги частот та аналіз ефективної віброшвидкості  $V_{ef}$  в цій смугі та в усьому частотному діапазоні.

Для покращення оцінки частотних спектрів розглянемо можливість їх розбиття на низькочастотну та високочастотні складові за допомогою вейвлет-перетворення та їх аналіз. В середовищі Matlab є можливість програмування на вбудованій мові програмування, на якій було написано програмний модуль, блок схема якого наведена на рис. 3.16, який дає змогу відокремити низькочастотну та високочастотні складові сигналу, що в подальшому дозволяє після побудови їх частотних спектрів, проаналізувати зміни по кожній складовій окремо, непомітні в загальному сигналі.

Текст програми розкладу вібраційного сигналу на складові наведений в додатку С4.

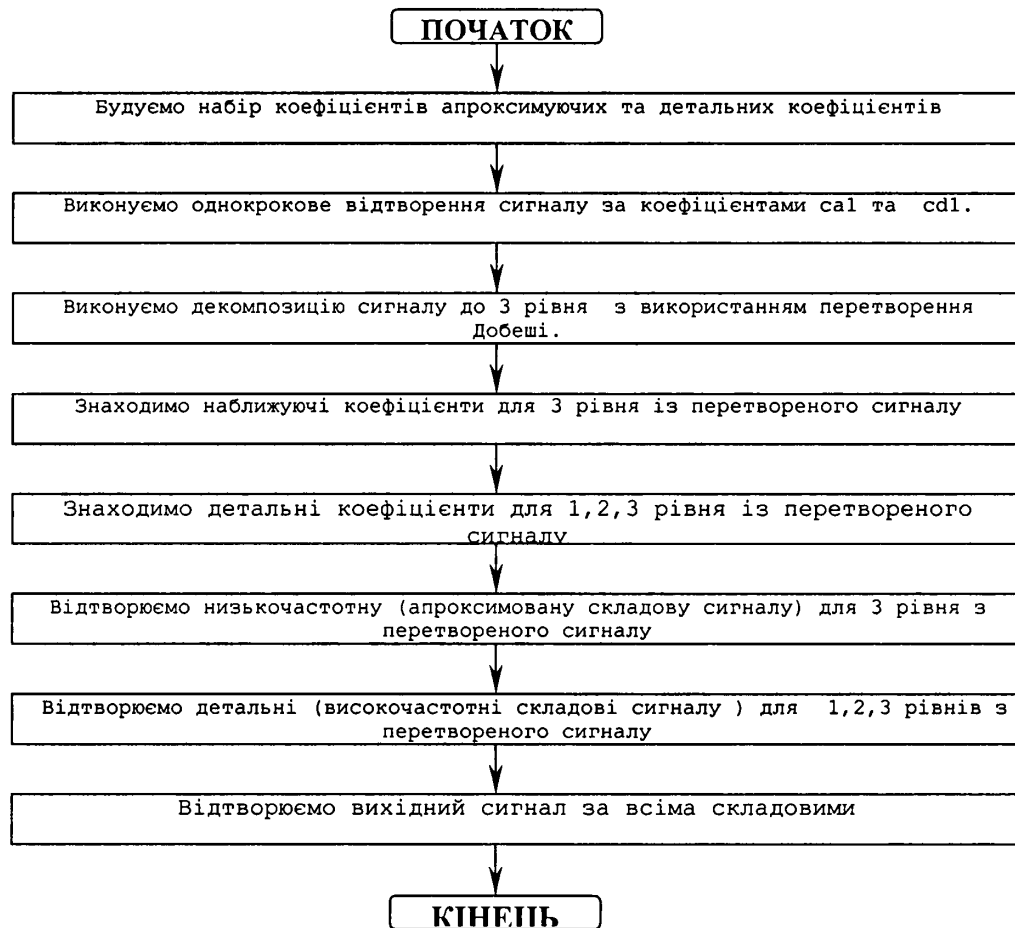


Рис. 3.16 Графічний алгоритм програми фільтрації

За допомогою даної програми було виконано розділення сигналу з контрольної точки № 2 на низькочастотну та три високочастотні складові.

Низькочастотна складова не викликала значного інтересу, а високочастотні складові (рис.3.17) відрізнялись між собою досить помітно навіть на часовій розгортці сигналу, а після проведення швидкого перетворення Фур'є цих складових помітними на фоні загального шуму стали гармоніки вищих порядків.

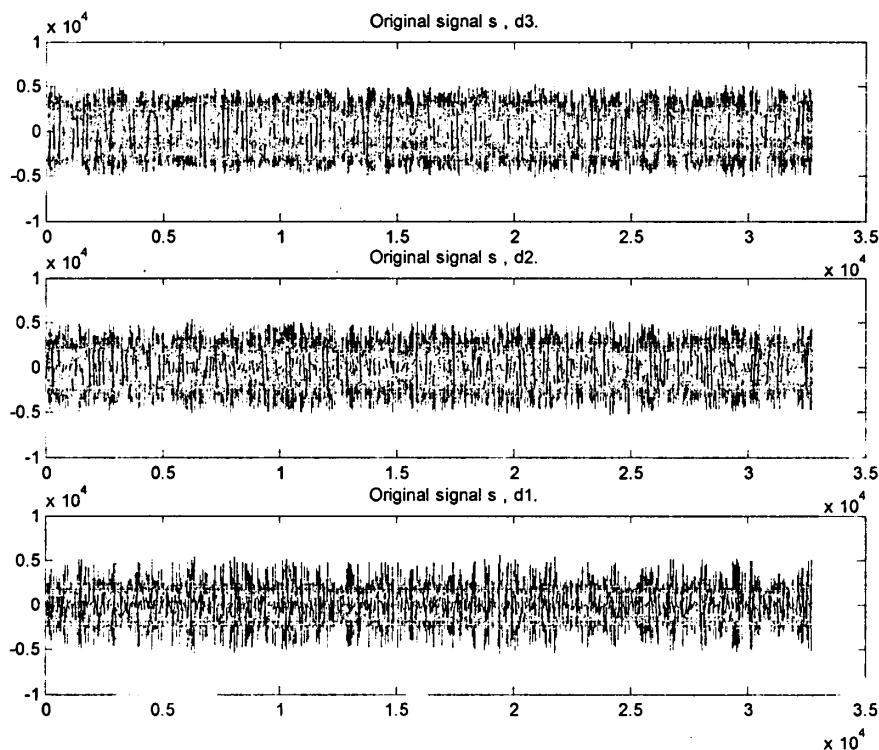


Рис. 3.17 Високочастотні складові вібрації 1-3 рівнів розкладу

В подальшому при аналізі вібраційних сигналів використовували програмний пакет Matlab 6.0 з розробленим програмним модулем.

Розроблене спеціальне програмне забезпечення є складовою частиною програмного забезпечення системи контролю вібраційного стану ГПА і його модулі детально описані в розд.5.

### 3.5 Результати експериментальних досліджень вібраційного стану ГПА



За результатами проведення обробки часових реалізацій записів вібраційних сигналів на агрегаті типу ГТК-10-4 на КС Долинського ЛВУМ будувалися частотні спектри з метою виявлення в них інформаційних ділянок, які в подальшому послугують основою для розрахунку значення ефективної віброшвидкості  $V_{ef}$  по кожній з контрольних точок. Набір статистичних даних по агрегатам дозволить в майбутньому розробити методику контролю вібростану ГПА по контрольних точках, вибір яких обґрунтовується в розд.4.

В процесі проведення експерименту на ГПА було штатно встановлено п'ять давачів віброприскорення типу MV-39 в точках, обумовлених технологічним регламентом [37] (рис.3.4). Запис вібраційних сигналів з решти точок проводився за допомогою розробленої системи, розглянутої в розд.3.1.

Так, 1-й давач (№0) – встановлений в точці № 6 (маслопровід), 2-й давач (№3) в контрольній точці №1 (місце установки 1-го опорного підшипника), 3-й давач (№13) в контрольній точці №2 (місце установки 2-го опорного підшипника), 4-й давач (№9) в контрольній точці №3 (ТНТ 3-й підшипник), 5-й давач (№4) в контрольній точці №4 (опорний 4-й підшипник.).

Після установки давачів та проведення пуску агрегату здійснювали запис вібросигналів при різних режимах роботи агрегату. Витяг з журналу записів режиму роботи агрегату наведено нижче.

#### **Журнал записів з розшифровкою режиму (нормальний, помпаж, зупинка)**

02.10.02 8:32:16 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ -3650 обертів ТВТ -4340 обертів)  
 02.10.02 8:42:34 Режим роботи: Підвищене навантаження(ТНТ-3580 ТВТ -4300) - **закрито байпасний кран**  
 02.10.02 8:56:34 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3600 обертів ТВТ-4400  $R_{вх}=40.8$   $R_{вих}=48.8$   $T_{вх}=16$   $T_{вих}=29$ )  
 02.10.02 9:23:48 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3550 ТВТ-4300)  
 02.10.02 9:28:05 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3500 ТВТ-4250)  
 02.10.02 9:38:15 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3650 ТВТ-4450)  
 02.10.02 9:45:27 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3720 ТВТ-4570)  
 02.10.02 9:53:46 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3600 ТВТ-4400)  
 02.10.02 11:14:45 Режим роботи: Підвищена нагрузка (ТНТ-3640 ТВТ-4520) - **помпаж**  
  
 07.10.02 8:57:59 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3950 ТВТ-4660)  
 07.10.02 9:05:07 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3940 ТВТ-4640)  
 07.10.02 9:10:09 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3933 ТВТ-4643)  
  
 09.10.02 11:01:30 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3782 ТВТ-4574) - **зупинка**  
 09.10.02 11:04:33 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3100 ТВТ-3850) - **зупинка**

09.10.02 11:09:35 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-900 ТВТ-950) - зупинка

14.10.02 10:12:08 Режим роботи: Нормальний режим (ТНТ-3740 ТВТ-4560)

Крім нормального режиму з варіацією в сторону збільшення та зменшення частоти обертання валу турбіни ГПА було здійснено запис режиму роботи з підвищеним навантаженням на ГПА штучно створеним закриттям байпасного крана, режиму роботи при виникненні явища помпажу та режиму зупинки агрегату.

Під час аналізу побудованих спектрів прийняли до уваги значення:

- синхронних гармонік спектру, а саме першої гармоніки  $f_0$ , яка вказує найперше на дисбаланс обертових мас різної природи; другої  $2f_0$ , що вказує на якість центрування агрегатів, кріплення фундаменту,  $3f_0 \div 8f_0$  – різні механічні дефекти, більше  $10f_0$  – тертя в ущільнення, що підтверджується в [13].

- субгармонік ( $1/nf_0$ ) – ослаблення натягу і посадки деталей. Із них особливу увагу було звернуто на  $\frac{1}{2}f_0$  гармоніку – так звану масляну гармоніку.

- дробових гармонік ( $2/5f_0, 3/4f_0$ ) – які, як правило, обумовлюють процеси зачіпання, ослаблення, обкатування, тощо.

В процесі аналізу побудованих спектрів було відзначено зростання високочастотної складової та гармонік  $4 + \frac{1}{2}f_0$  та  $1 + \frac{1}{3}f_0$  та зникнення  $2 + \frac{1}{4}f_0$  гармоніки в контрольній точці № 1, що обумовлене підвищенням навантаження на ГПА (дата 2.10.02 час 8:42) (рис.3.18).

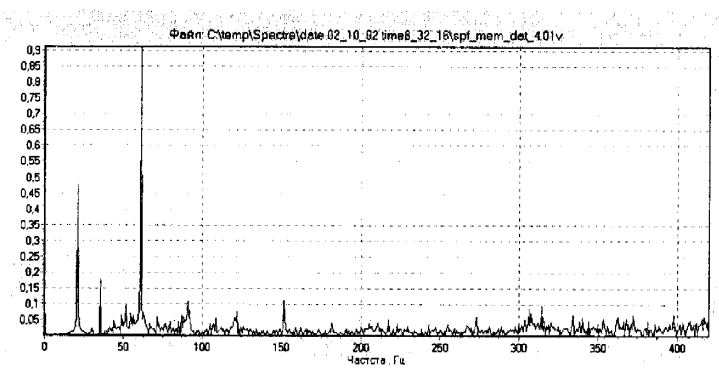


Рис. 3.18 Спектр вібрації ГПА в контрольній точці №1 (1-й опорний підшипник), отриманий 2.10.02 о 8:42 год при підвищеному навантаженні

Аналізуючи нормальний режим роботи ГПА 2.10.02 о 9:23 (рис.3.19) було відмічено зростання після перевodu агрегату в інший режим роботи  $1 + \frac{1}{3}f_0$ ,  $6 + \frac{1}{2}f_0$  та  $7f_0$  гармонік на 2 підшипнику о 9:38 (рис.3.20).

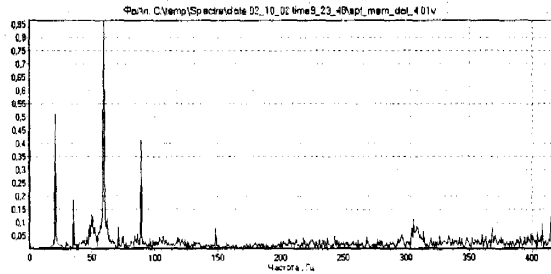


Рис. 3.19 Спектр вібрації ГПА в контрольній точці №2 (2-й опорний підшипник), отриманий 2.10.02 о 9:23 год при нормальному режимі роботи

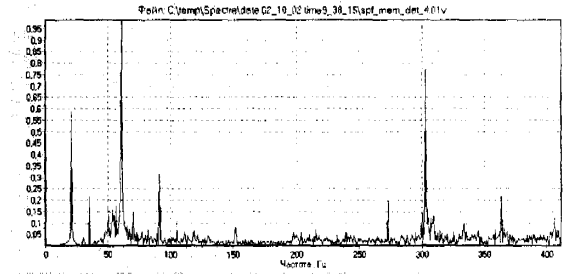


Рис. 3.20 Спектр вібрації ГПА в точці №2 (2-й опорний підшипник), отриманий 2.10.02 о 9:38 год при нормальному режимі роботи

В 11:14 год. (рис.3.21) при переведенні агрегату в інший технологічний режим виникло явище помпажу, що відобразилось на спектрі значним ростом рівня вібрації по всіх контрольних точках, зокрема на спектрі контрольної точки № 1 (1-й опорний підшипник) зросли на  $2f_0$  та  $1 + \frac{1}{3}f_0$  гармоніки, спектр точки № 2 (2-й підшипник) характерний зростанням рівня гармонійних і субгармонійних складових на високочастотній ділянці спектра, зокрема 5-ої, 7-ої, 8-ої  $f_0$  гармонік, також зросли  $1 + \frac{1}{2}f_0$  та 2 гармоніки. На спектрі третього підшипника зросли 6, 7, 8  $f_0$  гармоніки та  $6 + \frac{1}{2}f_0$ , також чітко виражені 1,  $1 + \frac{1}{2}f_0$ ,  $2 + \frac{1}{2}f_0$  та  $\frac{3}{4}f_0$  гармоніки.

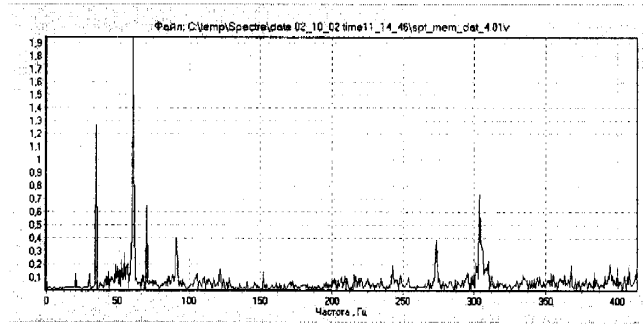


Рис. 3.21 Спектр вібрації ГПА в точці №1, отриманий 2.10.02 о 11:14 год. при підвищеному навантаженні (має місце явище помпажу)

Починаючи з 9:05 год. 07.10.02 ГПА працював з підвищеним рівнем вібрації. На спектрах помітне зростання рівня гармонічних і субгармонійних складових спектра (рис.3.22).

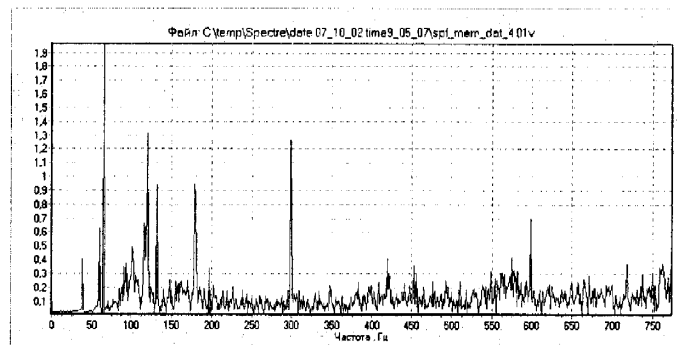


Рис. 3.22 Спектр вібрації ГПА в точці 2, отриманий 7.10.02 о 9:05 год. при нормальному режимі роботи

Не зупиняючись детально на аналізі наведених спектрів і можливих причинах підвищення вібрації в точках контролю (можливих дефектах), що не входить в задачу даної роботи, відмітимо що їх розгляд проводився з єдиною метою – вибору частотної смуги спектру, для якої необхідно в подальшому визначати  $V_{эф}$ . Як показали результати досліджень у першому наближенні можна прийняти частотну смугу в діапазоні 0–700Гц. В подальшому, по мірі збору статистичних даних, частотний діапазон по кожній з контрольних точок ГПА можна буде уточнити.

На рис.3.23а,б–3.28а,б наведені спектрограми, отримані в 1-ій; 2-ій; 5-ій; 16-ій; 18-ій і 19-ій точках контролю а) – в широкому діапазоні 0–1000Гц без

фільтрації сигналу; б) – в діапазоні 0–700Гц з фільтрацією сигналу, проведеною згідно процедури розглянутої в розд.3.4. Як видно зі спектрів, процедура фільтрації дозволяє покращити візуальне їх сприйняття і, відповідно, аналіз. Крім того, це дозволяє підвищити інформативність критерію вібростану ГПА – ефективної віброшвидкості.

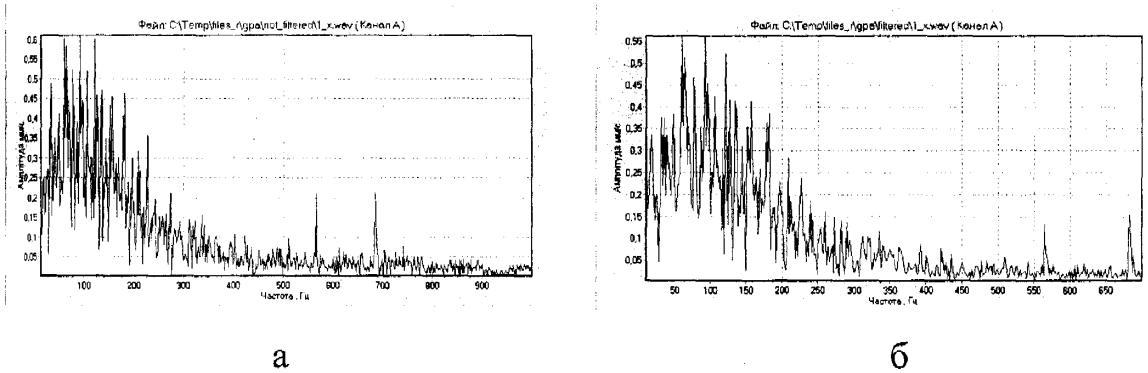


Рис.3.23 Спектрограми вібраційних сигналів а – у смузі 0–1000Гц без фільтрації; б – у смузі 0–700Гц з фільтрацією сигналів, отриманих з першої точки контролю

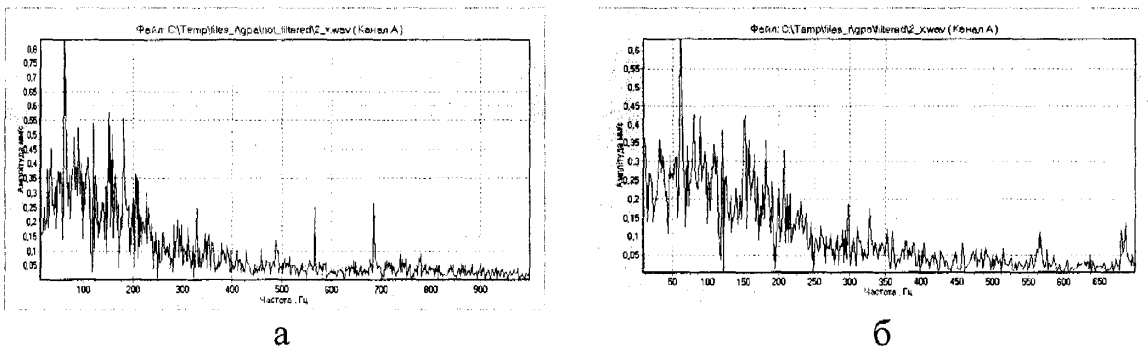


Рис.3.24 Спектрограми вібраційних сигналів а – у смузі 0–1000Гц без фільтрації; б – у смузі 0–700Гц з фільтрацією сигналів, отриманих з другої точки контролю

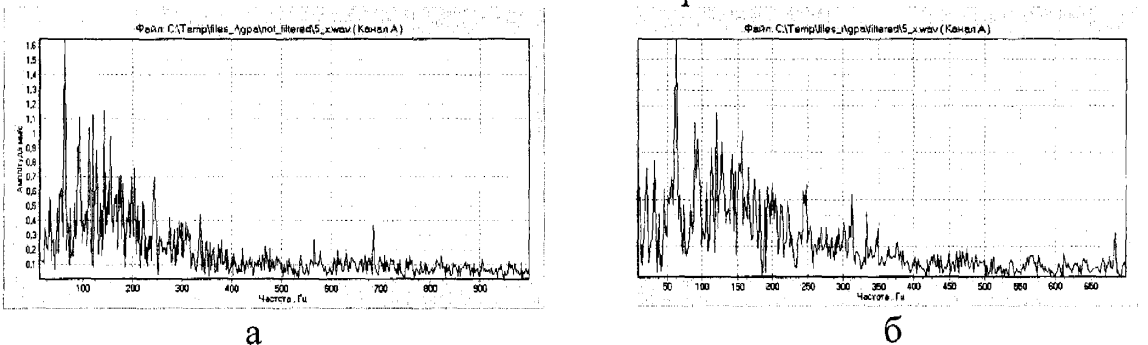
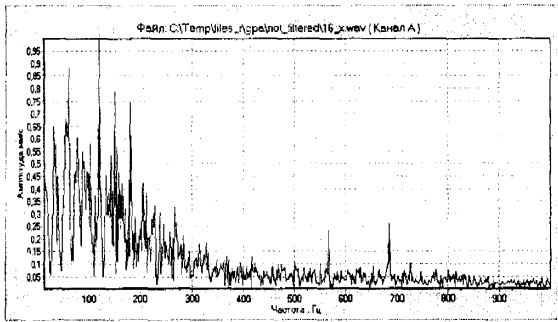
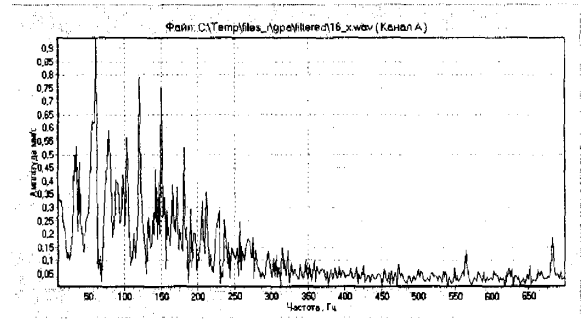


Рис.3.25 Спектрограми вібраційних сигналів а – у смузі 0–1000Гц без фільтрації; б – у смузі 0–700Гц з фільтрацією сигналів, отриманих з п'ятої точки контролю

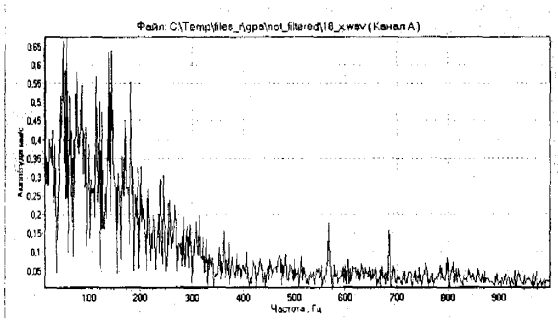


а

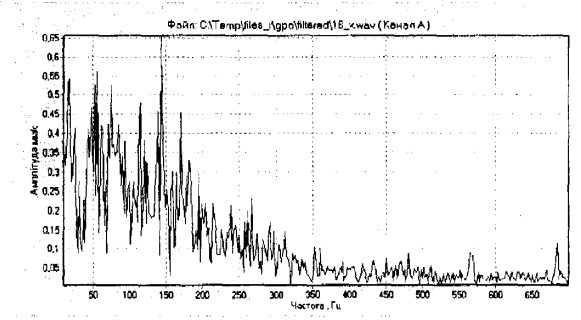


б

Рис.3.26 Спектрограми вібраційних сигналів а – у смузі 0–1000Гц без фільтрації; б – у смузі 0–700Гц з фільтрацією сигналів, отриманих з 16-ої точки контролю

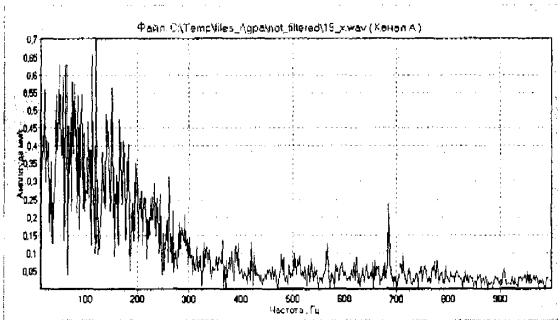


а

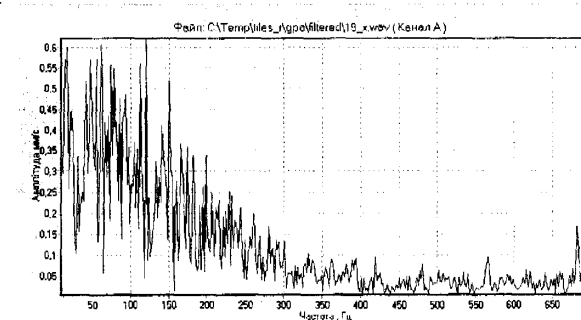


б

Рис.3.27 Спектрограми вібраційних сигналів а – у смузі 0–1000Гц без фільтрації; б – у смузі 0–700Гц з фільтрацією сигналів, отриманих з 18-ої точки контролю



а



б

Рис.3.28 Спектрограми вібраційних сигналів а – у смузі 0–1000Гц без фільтрації; б – у смузі 0–700Гц з фільтрацією сигналів, отриманих з 19-ої точки контролю

Спектрограми вібраційних сигналів, отриманих з найбільш інформативних точок ГПА з використанням процедури фільтрації і без неї у вказаних діапазонах частот наведені також на рис.1–2 в додатку С5, а чисельні значення їх ефективної віброшвидкості – в табл.3.1–3.3. Крім того, в таблицях наведені значення  $V_{ef3}$ , розраховані для роторної частоти 60.0Гц  $n_p=3600$ об/хв.

ГТК-10-4№9, де  $V_{ef1}$  – смуга  $f_1 = 10 \div 1000 \text{Гц}$  (без фільтрації),  $V_{ef2}$  – смуга  $f_1 = 10 \div 700 \text{Гц}$ .

Таблиця 3.1

Значення ефективної віброшвидкості в контрольних точках ГПА для різних частотних смуг (вертикальна складова)

Точка \ Значення	1	2	5	10	11	15	16	18	19	21	24	27
$U_1$ , мм/с	0,421	0,406	0,307	0,308	0,305	0,432	0,297	0,305	0,319	0,437	0,332	0,303
$U_2$ , мм/с	0,484	0,464	0,354	0,355	0,354	0,491	0,341	0,351	0,367	0,497	0,382	0,349
$U_3$ , мм/с	1,148	1,192	0,886	0,818	0,780	1,227	0,861	0,798	0,930	1,149	0,887	0,854

Таблиця 3.2

Значення ефективної віброшвидкості в контрольних точках ГПА для різних частотних смуг (горизонтальна складова)

Точка \ Значення	1	2	5	10	11	15	16	18	19	21	24	27
$U_1$ , мм/с	0,277	0,281	0,409	0,305	0,281	0,404	0,303	0,292	0,305	0,300	0,288	0,362
$U_2$ , мм/с	0,319	0,322	0,468	0,352	0,326	0,462	0,348	0,338	0,351	0,345	0,330	0,417
$U_3$ , мм/с	0,748	0,794	1,235	0,991	0,793	1,237	0,969	0,749	0,780	0,870	0,808	0,995

Таблиця 3.3

Значення ефективної віброшвидкості в контрольних точках ГПА для різних частотних смуг (поздовжня складова)

Точка \ Значення	1	2	5	10	11	15	16	18	19	21	24	27
$U_1$ , мм/с	0,405	0,281	0,288	0,406	0,354	0,277	0,385	0,378	0,429	0,277	0,285	0,377
$U_2$ , мм/с	0,467	0,327	0,333	0,468	0,409	0,321	0,442	0,436	0,496	0,319	0,330	0,435
$U_3$ , мм/с	1,229	0,860	0,822	1,315	1,032	0,820	1,180	1,090	1,198	0,851	0,780	1,173

Як видно з таблиць 3.1÷3.2 різниця в сторону збільшення значення  $V_{ef}$  при зменшенні частоти смуги (для вертикального напрямку вимірювання вібрації) складає від 13.7% до 15.9%. Це призведе до того, що стан ГПА реально можна класифікувати як "хороший", в той час як за прийнятою методикою він буде вважатися "відмінним". Більш небезпечним може бути випадок класифікації стану як "задовільний", хоча реально його можна віднести до "вимагає прийняття заходів", чи "незадовільний".

Для горизонтального напрямку вимірювань вібрацій різниця складає від 14.31% для точки № 15 до 15.8% для точок №11 і № 18. Середнє значення

відхилення  $V_{ef}$  складає 15.4%. Аналогічно для поздовжнього напрямку вимірювання вібрації в контрольних точках ця різниця складе від 14.8% для точки № 16 до 16.4% для точки № 2, а середнє відхилення  $V_{ef}$  по всіх точках, тобто значення вібростану в цілому по ГПА на 15.5 % буде більшим.

Таким чином, вибір найбільш інформативних точок контролю на корпусі ГПА і частотних смуг вібраційних сигналів з цих точок, які можна отримати на основі аналізу значної кількості статистичних даних по  $V_{ef}$  в цих точках, дозволить практично до 16% підвищити точність контролю вібростану ГПА.

### **Висновки до розділу**

1. Розроблена портативна система збору і попередньої обробки експериментальних досліджень на базі вібродавача AP 21 з магнітним вузлом кріплення та ПК типу Notebook, використання якої дозволяє отримувати оперативну і вірогідну інформацію про вібраційний стан ГПА в будь-якій його точці враховуючи трубопровідну обв'язку.

2. Обґрунтовано спосіб встановлення вібродавача на кронштейні для контролю вібростану 3-го підшипника, що знаходиться у зоні високих температур, використання якого дозволяє отримати інформацію про його стан з достатньою для інженерних розрахунків точністю.

3. Розроблене прикладне програмне забезпечення портативної системи збору і обробки експериментальних досліджень на базі програмного продукту Wavelab 3, яке має широкі можливості по перетворенню, фільтрації та аналізу вібраційних процесів.

4. Встановлено, що використання для аналізу вібраційних процесів "wavelet"-функцій дозволяє підвищити інформативність сигналу та виявити локальні порушення характеру процесу, обумовлені впливом дефектів.

5. Встановлено, що вибір інформативної смуги частотного спектру в кожній із контрольних точок ГПА дозволить підвищити точність контролю його вібростану за рівнем ефективної віброшвидкості до 16% і тим самим запобігати виникненню аварійних ситуацій.



## Розділ 4

# РОЗРОБКА СТРАТЕГІЇ ОПТИМАЛЬНОГО РОЗТАШУВАННЯ ВІБРОДАВАЧІВ НА КОРПУСІ ГПА І ТРУБОПРОВІДНОЇ ОБВ'ЯЗКИ

### 4.1 Вихідні положення

Ефективність виявлення раціональних діагностуючих ознак ГПА і його вузлів, а також оцінка їх вібростану в значній мірі залежить від правильного визначення кількості контрольних точок, тобто найбільш інформативних місць розташування вібродавачів. Вирішення вказаної задачі ускладнюється тим, що на даний час не відпрацьовані загальні підходи до визначення контрольних точок в яких зміна вібрації з достатньою чутливістю відображає зміну технічного стану ГПА.

Враховуючи, що ГПА з трубопровідною обв'язкою є складною механічною системою із значною кількістю джерел вібрації бажано кожне з них контролювати з відокремленістю від сусідніх джерел. При цьому важливо не лишень вибрати контрольні точки, тобто оптимальне розташування вібродавачів, але і визначити мінімальну їх кількість. Для цього можна скористатися методами теорії розпізнавання образів [125,126,127] та кореляційного аналізу [128,129], які дозволяють аналізувати надлишковість інформації при вимірюванні вібрації в контрольних точках. Виходячи з основних положень кореляційного аналізу розрізняють зв'язки безпосередні і непрямі. Фактор  $X$  може безпосередньо впливати на  $Y$  чи побічно, через інший фактор  $W$ .

Зв'язок між двома ознаками (результативною і факторною чи двома факторними) називається парною кореляцією. Залежність між результативною і одною факторною ознаками при фіксованому значенні інших факторних ознак - це часткова кореляція. Залежність же результативного і двох або більше факторних ознак, включених у дослідження, називається множинною кореляцією.

Кореляційний аналіз має своєю задачею кількісне визначення тісноти зв'язку між ознаками (при парному зв'язку) і між результативним і безліччю факторних ознак (при багатофакторному зв'язку). Тіснота зв'язку кількісно виражається величиною коефіцієнтів кореляції. Зв'язки між ознаками можуть бути слабкими і сильними (тісними). Їхні критерії показані в табл.4.1.

Таблиця 4.1

## Кількісні критерії оцінки тісноти зв'язку (шкала Чеддока)

Величина коефіцієнта кореляції	0.1-0.3	0.3-0.5	0.5-0.7	0.7-0.9	0.9-1.0
Характеристика сили зв'язку	слабка	помірна	помітна	сильна	дуже сильна
Зв'язок	слабкий	середній		сильний	

При прямолінійній формі зв'язку показник тісноти зв'язку двох ознак визначається за формулою лінійного коефіцієнта кореляції  $r$ :

$$r = \frac{\sum X \cdot Y - \frac{\sum X \cdot \sum Y}{n}}{\sqrt{\left(\sum X^2 - \frac{(\sum X)^2}{n}\right) \cdot \left(\sum Y^2 - \frac{(\sum Y)^2}{n}\right)}}, \quad (4.1)$$

де  $x$  - значення факторної ознаки;  $y$  - значення результативної ознаки;

$n$  - число пар даних.

Коефіцієнти  $r$ , обчислені за даними порівняно невеликої статистичної сукупності, можуть спотворюватися під дією випадкових причин. Тому необхідна перевірка їхньої сутності. Для оцінки значимості  $r$  застосовується  $t$ -критерій Ст'юдента. При цьому визначається фактичне значення критерію  $t_r$ :

$$t_r = r \cdot \sqrt{\frac{n-2}{1-r^2}}.$$

Обчислене  $t_r$  порівнюється з критерієм  $t_k$ , що береться з таблиці значень  $t$ -Ст'юдента з урахуванням заданого рівня значення  $\alpha$  і числа ступенів свободи  $k$ . Якщо  $t_r > t_k$ , то величина коефіцієнта кореляції визнається істотною.

На першій стадії здійснюється апіорний аналіз і на фактори, що включаються в попередній склад моделі, не накладається яких-небудь особливих обмежень. На другій (найбільш важливій) стадії виробляється порівняльна оцінка та відсів частини факторів. Це досягається аналізом парних коефіцієнтів і оцінкою їхньої значимості. Щоб вирішити поставлену тут задачу, складається нижчеподана матриця коефіцієнтів кореляції (табл.4.2), що вимірюють тісноту зв'язку кожної з факторних ознак з результативною ознакою і між собою.

Таблиця 4.2

Матриця парних коефіцієнтів кореляції багатфакторної регресійної моделі

	Y	X1	X2	...	Xi	...	Xk
Y				...			
X1				...			
X2				...			
...	...	...	...	1	...	...	...
Xi				...			
...				...			
Xk				...			

Аналіз даних табл. 4.2. проводиться з використанням наступних критеріїв:

$$r_{yi} > r_{ij}, r_{yj} > r_{ij}, r_{ij} < 0.8$$

На третій стадії виконують остаточний добір факторів шляхом аналізу значимості оцінок параметрів різних варіантів рівнянь множинної регресії з використанням критерія Стюдента.

*Коефіцієнтний аналіз при множинній кореляції.* Для оцінки тісноти множинних кореляційних зв'язків застосовуються лінійний коефіцієнт множинної кореляції і теоретичне множинне кореляційне відношення.

Лінійний коефіцієнт множинної кореляції застосовується до двохфакторних моделей:

$$R_{YX1, X2} = \sqrt{\frac{r_{YX1}^2 + r_{YX2}^2 - 2r_{YX1}r_{YX2}r_{X1X2}}{1 - r_{X1X2}^2}}. \quad (4.2)$$

Теоретичне множинне кореляційне відношення, що називається також сукупним індексом кореляції, виражається через дисперсію:

$$\eta = \sqrt{1 - \frac{\delta_{(Y-Y_{X_1 X_2})}^2}{\delta_Y^2}} = \sqrt{1 - \frac{\sum (Y - Y_{X_1 X_2})^2 : n}{\delta_Y^2}}, \quad (4.3)$$

де  $\delta_{(Y-Y_{X_1 X_2})}^2$  - залишкова дисперсія;  $\delta_Y^2$  - дисперсія результативної ознаки.

$R_{yx_1 x_2}$  і  $\eta$  варіюються в тих же межах і мають той же зміст, що й у парній кореляції:

- їхні квадрати - коефіцієнт множинної детермінації - це частки врахованих факторів у загальній сумі факторів;
- лінійний коефіцієнт множинної кореляції показує лише прямолінійний зв'язок, а теоретичне множинне кореляційне відношення - будь-який зв'язок.

Нарешті, сукупний множинний індекс кореляції в загальному вигляді визначається за формулою:

$$\eta = \sqrt{\frac{\delta_{Y_{12...m}}^2}{\delta_Y^2}} = \sqrt{1 - \frac{\delta_{Y(12...m)}^2}{\delta_Y^2}}, \quad (4.4)$$

де  $\delta_{Y_{12...m}}^2$  - факторна дисперсія;  $\delta_Y^2$  - дисперсія результативної ознаки;

$\delta_{Y(12...m)}^2$  - залишкова дисперсія.

Крім лінійного коефіцієнта множинної кореляції ( $R_{yx_1 x_2 \dots x_m}$ ), сукупного коефіцієнта множинної кореляції ( $\eta$ ) і раніше обчислюваних коефіцієнтів парної кореляції ( $r_{yx_j}$ ), розраховують також часткові коефіцієнти кореляції і часткові коефіцієнти еластичності.

$$R_{Y_{12...m-1}} = \sqrt{\frac{\delta_{Y_{12...m}}^2 - \delta_{Y_{12...m-1}}^2}{\delta_Y^2 - \delta_{Y_{12...m-1}}^2}}. \quad (4.5)$$

де  $\delta_{Y_{12...m}}^2$  - дисперсія результативної ознаки;  $\delta_{Y_{12...m-1}}^2$  - залишкова дисперсія у на  $x_1, x_2, \dots, x_{m-1}$ ;  $\delta_Y^2$  - факторна дисперсія у на  $x_1, x_2, \dots, x_m$ .

Частковий коефіцієнт кореляції - це показник, що характеризує тісноту зв'язку між ознаками.

Частковий коефіцієнт еластичності показує, на скільки відсотків зміниться результативна ознака при зміні відповідної факторної ознаки на 1% (при фіксованому значенні інших факторів на середньому рівні):

$$\varepsilon_i = \frac{\partial y}{\partial x_j} \cdot \frac{\bar{x}_j}{\bar{y}}, \quad (4.6)$$

де  $\frac{\partial y}{\partial x_j}$  - частинна похідна від регресії за змінною  $x_j$ ;  $\frac{\bar{x}_j}{\bar{y}}$  - середнє значення фактора  $x_j$  і результативної ознаки  $y$ .

#### **4.2 Кореляційний аналіз джерел вібрації ГПА з трубопровідною обв'язкою.**

З метою забезпечення оперативної роботи системи діагностування ГПА необхідно насамперед визначити ту кількість точок, з яких будуть проводитись вимірювання вібрації. Згідно технологічної карти вібраційного обстеження ГПА, зображеної на рис. 3.3, на корпусі ГПА визначено 36 можливих точок контролю рівня вібрації, проте деякі з них несуть практично одну й ту ж саму інформацію про технічний стан ГПА, оскільки розміщені або безпосередньо одна біля одної, або на однаковій віддалі від джерел вібрації.

Було поставлено завдання відбору тих точок, які несуть найбільш повну інформацію про стан ГПА та відсіювання тих точок, які корелюють з першими. Збір інформації проводився на газоперекачуючому агрегаті №9 типу ГТК-10-4 на компресорній станції Долинського ЛВУМГ ДП “Прикарпаттрансгаз”. Для вирішення цієї задачі було застосовано модифікований метод побудови кореляційної матриці з парних коефіцієнтів кореляції для кожного з трьох напрямків вимірювання вібрації, який полягає в побудові двовимірної кореляційної матриці записаних реалізацій вібросигналів, здійснених з використанням портативної системи збору і попередньої обробки експериментальних досліджень зі всіх контрольних точках ГПА та порівнянні коефіцієнтів кореляції по кожній комірці з встановленим порогом кореляції який приймаємо рівним 0.7, що за шкалою Чеддона характеризує силу зв'язку як сильну. Тобто можна вважати, що при такому коефіцієнті кореляції інформативність двох корельованих точок приблизно однакова.

Результати попередньої обробки показали необхідність вдосконалення даного методу, а саме: після проведення побудови та відбору комірок з коефіцієнтами кореляції, що перевищують порогове значення проводиться обчислення відсоткового відношення по кожному стовпчику матриці кількості комірок з коефіцієнтами кореляції, що перевищують пороговий, до всієї кількості елементів в стовпчику. Якщо величина перевищує 50 %, то вважаємо, що дана точка є інформативною, інакше її відкидаємо.

Незважаючи на всю свою простоту метод дає вірогідні результати. Так, при експериментальній перевірці вдосконаленого методу було відібрано ряд точок та проаналізовано їх частотні спектри, а також спектри декількох точок з коефіцієнтом взаємкореляції більше 0.7. В другому випадку спектри були практично ідентичні.

Для вертикальної складової вібрації X було обчислено кореляційну матрицю зображену на рис.4.1. Відсоткове відношення кореляції для кожної точки з іншими точками отримали наступне: (при порозі кореляції 0,7 та відсотку відбору 55% ). В додатку Д1 наведено лістинг програми розрахунку кореляційної матриці.

Для 01\_x точки корелюють між собою 9 із 34 точок ( 27 % )

Для 02\_x точки корелюють між собою 8 із 34 точок ( 24 % )

Для 03\_x точки корелюють між собою 10 із 34 точок ( 30 % )

Для 04\_x точки корелюють між собою 8 із 34 точок ( 24 % )

Для 05\_x точки корелюють між собою 5 із 34 точок ( 15 % )

Для 06\_x точки корелюють між собою 23 із 34 точок ( 70 % )

Для 07\_x точки корелюють між собою 3 із 34 точок ( 9 % )

Для 08\_x точки корелюють між собою 22 із 34 точок ( 67 % )

Для 09\_x точки корелюють між собою 22 із 34 точок ( 67 % )

Для 10\_x точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 11\_x точки корелюють між собою 4 із 34 точок ( 12 % )

Для 12\_x точки корелюють між собою 22 із 34 точок ( 67 % )

Для 13\_x точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 14\_x точки корелюють між собою 22 із 34 точок ( 67 % )

Для 15\_х точки корелюють між собою 4 із 34 точок ( 12 % )

Для 16\_х точки корелюють між собою 19 із 34 точок ( 58 % )

Для 17\_х точки корелюють між собою 22 із 34 точок ( 67 % )

Для 18\_х точки корелюють між собою 9 із 34 точок ( 27 % )

Для 19\_х точки корелюють між собою 12 із 34 точок ( 36 % )

Для 20\_х точки корелюють між собою 13 із 34 точок ( 39 % )

Для 21\_х точки корелюють між собою 10 із 34 точок ( 30 % )

Для 22\_х точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 23\_х точки корелюють між собою 5 із 34 точок ( 15 % )

Для 24\_х точки корелюють між собою 9 із 34 точок ( 27 % )

Для 25\_х точки корелюють між собою 23 із 34 точок ( 70 % )

Для 26\_х точки корелюють між собою 9 із 34 точок ( 27 % )

Для 27\_х точки корелюють між собою 15 із 34 точок ( 45 % )

Для 28\_х точки корелюють між собою 19 із 34 точок ( 58 % )

Для 29\_х точки корелюють між собою 12 із 34 точок ( 36 % )

Для 30\_х точки корелюють між собою 17 із 34 точок ( 52 % )

Для 31\_х точки корелюють між собою 12 із 34 точок ( 36 % )

Для 32\_х точки корелюють між собою 21 із 34 точок ( 64 % )

Для 33\_х точки корелюють між собою 8 із 34 точок ( 24 % )

Для 34\_х точки корелюють між собою 9 із 34 точок ( 27 % )

Зважаючи на це було відкинуто наступні точки які перевищують поріг вібрації, а саме: 06\_х, 08\_х, 09\_х, 10\_х, 12\_х, 13\_х, 14\_х, 16\_х, 17\_х, 22\_х, 25\_х, 28\_х, 32\_х точки, відсоток кореляції для яких перевищує заданий пороговий рівень (55%) а також точки 27\_х ( для якої 45 % ), 30\_х ( 52 % ), що розташовані на опорах, та наближаються за рівнем до порогового. В результаті залишилось 19 точок, на яких варто розміщувати давачі.

Для горизонтальної складової вібрації Y отримали наступну таблицю (рис.4.2) та відсоткове відношення кореляції по кожній з точок:

Для 01\_у точки корелюють між собою 17 із 34 точок ( 52 % )

Для 02\_у точки корелюють між собою 9 із 34 точок ( 27 % )

Для 03\_у точки корелюють між собою 10 із 34 точок ( 30 % )

Для 04\_у точки корелюють між собою 11 із 34 точок ( 33 % )

япер	01_x	02_x	03_x	04_x	05_x	06_x	07_x	08_x	09_x	10_x	11_x	12_x	13_x	14_x	15_x	16_x	17_x	18_x	19_x	20_x	21_x	22_x	23_x	24_x	25_x	26_x	27_x	28_x	29_x	30_x	31_x	32_x	33_x	34_x
01_x	1.000	-0.176	-0.787	-0.538	0.036	0.840	-0.352	0.990	0.142	0.187	0.261	0.760	0.022	-0.274	0.104	-0.302	0.980	-0.223	-0.631	-0.771	0.057	0.900	-0.678	-0.578	0.870	0.417	0.418	0.910	0.375	0.740	0.188	0.930	0.417	-0.325
02_x	-0.176	1.000	0.800	-0.299	-0.956	-0.245	-0.668	0.359	0.960	0.083	0.319	0.271	0.780	0.363	0.461	0.790	0.100	-0.246	0.720	0.357	-0.041	-0.287	-0.390	-0.456	0.820	-0.330	0.345	0.940	-0.750	0.890	0.070	-0.527	-0.598	-0.993
03_x	-0.787	0.800	1.000	-0.293	-0.613	0.790	-0.129	0.880	0.950	-0.311	-0.339	0.920	-0.323	0.930	0.950	0.640	-0.573	-0.396	0.271	0.140	0.296	0.760	0.045	0.446	0.800	-0.476	-0.611	0.740	0.006	-0.057	0.015	0.740	-0.063	-0.045
04_x	-0.538	-0.299	-0.293	1.000	0.970	0.004	0.186	-0.724	-0.725	0.780	0.870	-0.426	0.910	-0.069	0.486	-0.227	0.523	-0.457	0.860	-0.306	0.402	0.105	0.952	-0.688	0.890	0.436	0.111	0.800	-0.322	0.275	-0.412	0.810	0.107	-0.765
05_x	0.036	-0.596	-0.613	0.970	1.000	-0.152	0.069	-0.591	-0.492	-0.005	0.064	0.930	-0.404	0.840	-0.208	0.234	-0.519	-0.434	-0.475	-0.322	0.251	0.850	-0.665	-0.535	0.840	0.431	-0.751	-0.409	-0.382	0.478	-0.568	0.578	-0.454	0.385
06_x	0.840	-0.245	0.790	0.004	-0.152	1.000	-0.363	0.840	0.870	0.780	0.880	0.920	0.183	0.720	0.294	0.870	0.800	-0.757	0.900	0.730	0.760	0.952	0.840	0.523	0.950	0.940	0.970	0.780	0.970	0.900	0.920	0.870	-0.537	0.800
07_x	-0.352	-0.668	-0.129	0.186	0.069	-0.363	1.000	0.016	0.980	0.599	-0.100	0.740	-0.199	-0.618	0.219	0.037	-0.401	0.135	0.790	0.250	-0.015	-0.297	0.080	-0.332	-0.597	0.509	-0.051	-0.188	-0.244	-0.395	0.170	0.552	-0.345	-0.394
08_x	0.950	0.359	0.880	-0.724	-0.560	0.840	0.016	1.000	0.950	0.720	-0.167	0.890	0.720	0.850	-0.197	0.970	0.980	-0.160	0.499	0.720	0.770	0.750	-0.530	0.990	0.830	0.760	0.990	0.940	0.890	0.910	0.740	0.870	-0.565	-0.685
09_x	0.142	0.960	0.950	-0.725	-0.492	0.870	0.980	0.950	1.000	0.780	0.385	0.770	0.740	0.730	0.800	0.242	0.870	0.980	0.082	0.870	-0.294	0.960	0.444	0.810	0.930	0.950	-0.110	0.800	0.760	0.150	-0.639	0.850	0.850	0.850
10_x	0.187	0.083	-0.311	0.760	-0.005	0.760	0.599	0.720	0.780	1.000	0.740	0.790	0.730	0.780	0.980	0.531	0.830	0.367	0.890	0.890	0.860	0.790	0.457	-0.627	0.970	0.388	0.790	-0.333	-0.347	0.820	0.870	0.770	0.740	0.063
11_x	0.261	0.319	-0.339	0.870	0.064	0.850	-0.100	-0.167	0.365	0.740	1.000	0.580	0.093	0.337	-0.079	0.720	0.790	-0.629	0.524	-0.002	-0.863	-0.004	-0.411	0.055	0.363	-0.024	0.007	-0.718	0.103	0.468	-0.622	-0.572	-0.469	-0.639
12_x	0.760	0.271	0.920	-0.426	0.930	0.920	0.740	0.890	0.770	0.790	0.580	1.000	0.910	0.720	0.196	0.770	0.970	0.800	0.810	-0.211	0.750	0.840	-0.490	0.960	0.820	0.720	0.950	0.990	0.275	0.920	0.414	0.960	0.289	-0.531
13_x	0.022	0.780	-0.323	0.910	-0.404	0.183	-0.199	0.720	0.740	0.730	0.093	0.910	1.000	0.870	-0.137	0.740	0.940	0.112	0.710	-0.134	0.710	-0.203	0.964	0.920	0.710	0.880	0.830	-0.044	0.940	0.910	0.880	0.870	0.770	-0.645
14_x	-0.274	0.363	0.392	-0.069	0.840	0.720	-0.618	0.850	0.730	0.780	0.337	0.720	0.870	1.000	0.291	0.710	0.980	0.109	0.970	0.044	0.880	0.890	0.960	0.950	0.830	0.930	0.980	0.790	0.199	0.890	0.980	-0.128	0.910	0.780
15_x	0.104	0.461	0.950	0.486	-0.208	0.294	0.219	-0.197	0.800	0.980	-0.079	0.196	-0.37	0.291	1.000	0.348	-0.598	0.277	-0.427	0.900	-0.743	-0.612	-0.041	-0.380	-0.950	-0.444	0.002	0.517	-0.395	-0.752	0.046	-0.056	-0.021	-0.344
16_x	-0.302	0.750	-0.640	-0.227	-0.234	0.870	0.037	0.970	0.242	0.531	-0.720	0.770	0.740	0.710	0.348	1.000	0.820	-0.380	0.900	0.730	0.068	0.930	0.800	0.990	0.163	-0.725	0.730	0.446	0.930	0.950	0.790	0.960	0.920	0.780
17_x	0.980	0.100	-0.573	0.523	-0.519	0.800	-0.401	0.980	0.870	0.830	0.790	0.970	0.940	0.960	-0.596	0.820	1.000	0.890	0.469	-0.534	0.890	0.910	-0.410	0.880	0.970	0.880	0.820	0.730	0.950	0.930	0.535	0.640	0.900	-0.463
18_x	-0.223	-0.246	-0.396	-0.457	-0.434	-0.757	0.135	-0.160	0.980	0.367	-0.829	0.800	0.112	0.109	0.277	-0.380	0.890	1.000	-0.260	0.770	-0.199	0.880	-0.415	0.710	-0.688	-0.342	0.437	-0.081	0.037	0.990	-0.063	0.760	0.488	0.960
19_x	0.631	0.720	0.271	0.860	-0.475	0.900	0.790	0.458	0.062	0.890	0.524	0.810	0.710	0.970	-0.427	0.900	0.489	-0.280	1.000	-0.365	0.530	0.780	0.402	-0.775	0.800	-0.010	0.900	0.036	-0.462	-0.547	-0.469	0.307	0.567	-0.786
20_x	-0.771	0.357	0.140	-0.308	-0.332	0.730	0.250	0.720	0.870	0.890	-0.002	-0.211	-0.134	0.044	0.900	0.730	-0.530	0.770	-0.365	1.000	0.589	0.720	0.197	0.910	0.900	0.409	0.770	-0.128	0.810	-0.374	0.760	0.160	0.566	-0.590
21_x	0.057	-0.041	0.296	-0.402	0.251	0.750	-0.019	0.770	-0.294	0.860	0.863	0.750	0.710	0.880	-0.743	0.688	0.890	-0.199	0.530	0.999	1.000	-0.567	0.436	0.232	-0.056	0.840	0.387	0.790	-0.659	0.185	0.440	0.950	-0.244	0.375
22_x	0.900	-0.287	0.760	0.105	0.850	0.592	-0.297	0.750	0.960	0.790	-0.004	0.840	-0.209	0.890	-0.612	0.930	0.910	0.880	0.780	0.720	0.967	1.000	-0.517	0.890	0.299	0.020	0.840	0.770	0.910	0.330	0.740	0.770	0.263	0.800
23_x	-0.678	-0.390	0.045	0.592	-0.665	0.840	0.080	-0.530	0.444	0.457	-0.411	-0.490	0.564	0.960	-0.041	0.800	-0.410	-0.415	0.402	0.197	0.436	-0.517	1.000	-0.357	0.750	0.031	0.208	-0.702	0.770	-0.049	0.573	-0.647	-0.022	-0.103
24_x	-0.578	-0.496	0.446	-0.686	-0.535	0.529	-0.332	0.990	0.810	-0.627	0.695	0.560	0.920	0.950	-0.380	0.990	0.880	0.710	-0.775	0.910	0.232	0.890	-0.357	1.000	-0.139	-0.721	0.389	0.136	0.092	-0.439	0.263	0.432	-0.196	-0.401
25_x	0.870	0.820	0.800	0.890	0.840	0.950	-0.597	0.830	0.930	0.970	0.363	0.820	0.710	0.830	-0.590	0.163	0.970	-0.688	0.800	0.900	-0.056	0.299	0.750	-0.139	1.000	0.800	0.970	-0.477	0.920	0.990	-0.138	0.880	0.820	0.760
26_x	0.417	-0.330	-0.476	0.436	0.431	0.940	0.509	0.760	0.950	0.996	-0.024	0.720	0.880	0.930	-0.444	-0.725	0.880	-0.342	-0.010	-0.405	0.840	0.020	0.031	-0.721	0.800	1.000	-0.306	0.035	-0.026	-0.707	-0.183	-0.575	0.523	-0.547
27_x	0.418	0.345	-0.611	0.111	-0.751	0.970	0.051	0.990	0.890	0.790	0.007	0.950	0.830	0.980	0.002	0.730	0.820	0.437	0.900	0.770	0.387	0.840	0.208	0.368	0.970	-0.306	1.000	0.900	-0.727	0.222	-0.129	0.950	-0.554	0.088
28_x	0.910	0.940	0.740	0.800	-0.409	0.760	-0.168	0.940	0.950	-0.333	-0.716	0.990	-0.044	0.790	0.517	0.446	0.730	-0.081	0.036	-0.126	0.790	0.770	-0.702	0.136	-0.477	0.035	0.900	1.000	0.710	0.810	0.880	0.960	0.930	0.940
29_x	0.375	-0.750	0.008	-0.322	-0.362	0.970	0.244	0.890	-0.110	-0.347	0.103	0.275	0.940	0.139	-0.395	0.930	0.950	0.037	-0.462	0.810	-0.955	0.910	0.770	0.092	0.920	-0.026	-0.727	0.710	1.000	0.800	0.151	0.710	-0.686	0.117
30_x	0.740	0.880	-0.057	-0.275	0.478	0.900	-0.395	0.910	0.800	0.820	0.468	0.920	0.910	0.860	-0.752	0.950	0.900	0.980	-0.547	-0.374	0.185	0.330	-0.049	-0.438	0.990	-0.707	0.222	0.910	0.800	1.000	0.720	0.860	-0.006	0.146
31_x	0.189	0.070	0.015	-0.412	-0.568	0.920	0.170	0.740	0.760	0.870	-0.622	0.414	0.860	0.960	0.046	0.790	0.535	-0.063	-0.499	0.790	0.440	0.740	0.573	0.263	-0.138	-0.183	-0.123	0.960	0.151	0.720	1.000	0.730	0.552	-0.473
32_x	0.930	-0.527	0.740	0.810	0.578	0.870	-0.552	0.870	0.150	0.770	-0.572	0.960	0.870	-0.128	-0.056	0.980	0.840	0.780	0.307	0.160	0.950	0.770	-0.647	0.432	0.880	-0.575	0.950	0.960	0.710	0.890	0.730	1.000	0.870	0.750
33_x	0.417	-0.598	-0.083	0.107	-0.454	-0.537	-0.345	-0.595	-0.639	0.740	-0.489	0.289	0.770	0.810	-0.021	0.820	0.900	0.488	0.957	0.536	-0.244	0.263	-0.022	-0.196	0.920	0.523	-0.554	0.930	-0.686	-0.006	0.552	0.870	1.000	0.293
34_x	-0.325	0.593	-0.045	-0.766	0.365	0.800	-0.354	-0.696	0.850	0.063	-0.639	-0.531	-0.645	-0.760	-0.344	-0.780	-0.463	-0.960	-0.786	-0.590	0.375	0.800	-0.103	-0.401	-0.760	-0.547	0.068	0.940	0.117	0.146	-0.473	0.750	0.2	



Для 05\_у точки корелюють між собою 6 із 34 точок ( 18 % )

Для 06\_у точки корелюють між собою 21 із 34 точок ( 64 % )

Для 07\_у точки корелюють між собою 11 із 34 точок ( 33 % )

Для 08\_у точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 09\_у точки корелюють між собою 15 із 34 точок ( 45 % )

Для 10\_у точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 11\_у точки корелюють між собою 12 із 34 точок ( 36 % )

Для 12\_у точки корелюють між собою 19 із 34 точок ( 58 % )

Для 13\_у точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 14\_у точки корелюють між собою 21 із 34 точок ( 64 % )

Для 15\_у точки корелюють між собою 6 із 34 точок ( 18 % )

Для 16\_у точки корелюють між собою 21 із 34 точок ( 64 % )

Для 17\_у точки корелюють між собою 21 із 34 точок ( 64 % )

Для 18\_у точки корелюють між собою 3 із 34 точок ( 9 % )

Для 19\_у точки корелюють між собою 17 із 34 точок ( 52 % )

Для 20\_у точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 21\_у точки корелюють між собою 7 із 34 точок ( 21 % )

Для 22\_у точки корелюють між собою 23 із 34 точок ( 70 % )

Для 23\_у точки корелюють між собою 3 із 34 точок ( 9 % )

Для 24\_у точки корелюють між собою 10 із 34 точок ( 30 % )

Для 25\_у точки корелюють між собою 24 із 34 точок ( 73 % )

Для 26\_у точки корелюють між собою 9 із 34 точок ( 27 % )

Для 27\_у точки корелюють між собою 10 із 34 точок ( 30 % )

Для 28\_у точки корелюють між собою 23 із 34 точок ( 70 % )

Для 29\_у точки корелюють між собою 11 із 34 точок ( 33 % )

Для 30\_у точки корелюють між собою 21 із 34 точок ( 64 % )

Для 31\_у точки корелюють між собою 12 із 34 точок ( 36 % )

Для 32\_у точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 33\_у точки корелюють між собою 9 із 34 точок ( 27 % )

Для 34\_у точки корелюють між собою 6 із 34 точок ( 18 % )

В результаті, точки 06\_у, 08\_у, 10\_у, 12\_у, 13\_у, 14\_у, 16\_у, 17\_у, 20\_у, 22\_у, 25\_у, 28\_у, 30\_у, 32\_у було відкинуто з переліку зважаючи на їхній

відсотковий рівень, а також вилучено точки 09\_y ( 45 % ) та 01\_y ( 52 % ) які наближаються до заданого рівня.

Подібний аналіз було здійснено для поперечного напрямку вимірювання вібрації Z. Отримали наступні результати – кореляційна матриця наведена на рис.4.3 а відсотковий рівень по всіх точках поданий нижче:

Для 01\_z точки корелюють між собою 11 із 34 точок ( 33 % )

Для 02\_z точки корелюють між собою 8 із 34 точок ( 24 % )

Для 03\_z точки корелюють між собою 11 із 34 точок ( 33 % )

Для 04\_z точки корелюють між собою 14 із 34 точок ( 42 % )

Для 05\_z точки корелюють між собою 5 із 34 точок ( 15 % )

Для 06\_z точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 07\_z точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 08\_z точки корелюють між собою 8 із 34 точок ( 24 % )

Для 09\_z точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 10\_z точки корелюють між собою 25 із 34 точок ( 76 % )

Для 11\_z точки корелюють між собою 8 із 34 точок ( 24 % )

Для 12\_z точки корелюють між собою 19 із 34 точок ( 58 % )

Для 13\_z точки корелюють між собою 21 із 34 точок ( 64 % )

Для 14\_z точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 15\_z точки корелюють між собою 7 із 34 точок ( 21 % )

Для 16\_z точки корелюють між собою 11 із 34 точок ( 33 % )

Для 17\_z точки корелюють між собою 15 із 34 точок ( 45 % )

Для 18\_z точки корелюють між собою 7 із 34 точок ( 21 % )

Для 19\_z точки корелюють між собою 19 із 34 точок ( 58 % )

Для 20\_z точки корелюють між собою 8 із 34 точок ( 24 % )

Для 21\_z точки корелюють між собою 19 із 34 точок ( 58 % )

Для 22\_z точки корелюють між собою 21 із 34 точок ( 64 % )

Для 23\_z точки корелюють між собою 15 із 34 точок ( 45 % )

Для 24\_z точки корелюють між собою 4 із 34 точок ( 12 % )

Для 25\_z точки корелюють між собою 19 із 34 точок ( 58 % )

Для 26\_z точки корелюють між собою 6 із 34 точок ( 18 % )

квартал	01_у	02_у	03_у	04_у	05_у	06_у	07_у	08_у	09_у	10_у	11_у	12_у	13_у	14_у	15_у	16_у	17_у	18_у	19_у	20_у	21_у	22_у	23_у	24_у	25_у	26_у	27_у	28_у	29_у	30_у	31_у	32_у	33_у	34_у	
01_у	1,000	0,880	0,273	-0,322	-0,316	0,790	0,126	0,970	0,680	0,970	0,790	0,980	0,740	-0,098	-0,985	0,516	0,790	0,041	0,950	0,770	0,507	0,660	0,033	0,344	0,066	0,780	0,800	0,900	-0,516	-0,448	0,720	0,960	0,510	0,124	
02_у	0,880	1,000	-0,008	0,940	-0,328	0,337	0,970	0,107	0,163	0,810	0,159	0,321	0,950	0,204	0,507	0,980	-0,545	0,501	-0,225	0,900	-0,408	0,710	0,062	-0,087	0,860	-0,357	-0,700	0,090	-0,042	0,528	-0,279	-0,737	0,331	-0,426	
03_у	0,273	-0,008	1,000	-0,790	-0,228	0,830	-0,256	0,670	0,442	0,810	-0,286	0,297	0,096	0,920	-0,194	-0,620	0,505	-0,498	0,880	-0,036	-0,326	0,451	-0,425	-0,658	0,780	-0,382	0,890	0,730	-0,005	0,940	-0,390	0,800	-0,724	0,049	
04_у	-0,322	0,940	-0,790	1,000	0,411	-0,607	0,262	0,740	0,910	-0,298	0,343	0,336	0,800	-0,523	-0,288	0,167	0,880	-0,666	0,568	-0,321	0,063	0,990	0,377	0,150	0,830	0,209	0,730	0,780	0,087	-0,198	0,820	0,980	0,362	0,063	
05_у	-0,316	-0,328	-0,228	0,411	1,000	-0,600	-0,180	0,431	-0,088	0,584	-0,601	0,640	-0,246	0,780	0,484	0,237	-0,719	-0,153	0,076	0,930	0,521	0,940	0,990	0,273	0,386	-0,087	-0,169	0,770	-0,067	-0,268	-0,049	-0,696	0,940	0,327	
06_у	0,790	0,337	0,693	-0,607	-0,600	1,000	0,970	0,780	0,940	0,830	0,900	0,960	0,810	0,770	-0,704	0,990	0,850	0,222	0,750	0,820	-0,099	-0,125	0,020	-0,363	0,920	0,770	0,970	0,920	0,720	0,900	0,660	-0,177	0,240	-0,400	
07_у	0,126	0,970	-0,256	0,262	-0,180	0,970	1,000	0,710	0,900	0,484	0,214	0,720	-0,455	0,983	0,680	0,880	0,261	0,710	0,960	-0,277	0,740	-0,165	-0,657	0,169	0,141	-0,714	0,448	-0,073	-0,095	0,210	-0,406	-0,285	0,294		
08_у	0,970	0,107	0,670	0,740	0,431	0,780	0,710	1,000	0,970	0,880	-0,631	0,940	0,710	-0,604	0,780	0,990	0,940	0,292	0,541	0,371	0,292	0,720	-0,318	-0,960	0,980	0,790	0,880	-0,684	0,880	-0,716	0,810	0,770	0,930	-0,126	
09_у	0,880	0,183	0,442	0,910	-0,088	0,940	0,900	0,970	1,000	0,207	0,427	-0,712	0,900	-0,518	0,193	0,780	0,710	0,422	0,710	0,870	0,720	0,730	0,810	-0,393	-0,089	-0,171	0,023	0,980	-0,316	0,940	-0,086	0,459	-0,296	0,512	
10_у	0,970	0,610	0,610	-0,298	0,584	0,630	0,494	0,990	0,207	1,000	0,750	0,610	0,680	0,790	0,760	0,940	0,183	-0,126	0,860	0,573	0,910	0,800	-0,518	0,431	0,870	0,800	-0,276	0,920	-0,599	0,910	0,720	0,770	0,152	-0,780	
11_у	0,790	0,159	-0,286	-0,343	-0,601	0,800	0,214	-0,631	-0,427	0,790	1,000	-0,738	0,456	0,900	0,217	0,740	0,950	-0,030	0,598	0,620	-0,476	0,620	-0,321	-0,348	0,790	-0,420	-0,395	0,058	-0,797	0,630	0,321	-0,463	0,890	0,780	
12_у	0,980	0,321	0,297	0,336	0,840	0,960	0,720	0,940	-0,712	0,810	0,738	1,000	0,980	-0,697	0,384	0,830	0,900	-0,663	0,960	0,553	0,800	0,920	-0,065	0,810	0,650	0,980	0,965	0,880	0,900	0,710	-0,144	0,900	-0,226	0,451	
13_у	0,740	0,950	0,096	0,900	-0,246	0,810	-0,455	0,710	0,900	0,980	0,456	0,980	1,000	-0,154	-0,368	0,176	0,730	-0,056	0,289	0,890	0,930	0,940	-0,298	0,710	0,840	-0,625	0,770	0,970	0,588	0,930	-0,206	0,910	0,950	0,920	
14_у	-0,088	0,204	0,620	-0,523	0,790	0,770	0,583	-0,604	-0,516	0,790	0,600	-0,697	-0,154	1,000	-0,321	0,730	0,760	-0,712	0,840	0,930	0,990	-0,476	0,219	0,800	0,900	0,900	0,900	0,900	0,790	0,710	0,950	0,900	0,970	0,910	0,860
15_у	-0,985	0,507	-0,194	-0,288	0,484	-0,704	0,690	0,780	-0,193	0,780	0,217	0,384	-0,388	-0,321	1,000	0,680	0,810	-0,390	-0,406	-0,650	-0,296	0,588	-0,558	-0,075	0,710	-0,554	0,117	-0,237	-0,164	0,238	-0,753	0,324	0,529	-0,640	
16_у	0,516	0,980	-0,620	-0,167	0,237	0,980	0,890	0,990	0,760	0,940	0,740	0,630	0,176	0,730	0,890	1,000	-0,037	0,032	0,890	0,980	0,338	0,990	0,168	0,153	0,780	-0,422	0,840	0,940	0,860	0,720	0,660	0,940	0,241	0,990	
17_у	0,790	0,545	0,505	0,680	-0,719	0,890	0,880	0,940	0,710	0,183	0,990	0,900	0,730	0,780	0,810	-0,037	1,000	0,810	0,720	0,438	0,588	0,670	0,328	0,880	0,800	0,730	-0,400	0,770	0,820	0,660	0,569	0,990	0,298	0,261	
18_у	0,041	0,501	-0,496	-0,666	-0,159	0,222	0,261	0,292	0,422	-0,126	-0,030	-0,683	-0,056	-0,712	-0,390	0,032	0,810	1,000	-0,290	0,176	-0,356	-0,799	-0,036	-0,357	-0,404	0,314	0,236	0,780	-0,479	0,111	-0,478	0,810	0,187	0,593	
19_у	0,990	-0,236	0,880	0,668	0,076	0,790	0,710	0,541	0,710	0,880	0,558	-0,960	0,289	0,940	-0,406	0,690	0,720	-0,250	1,000	0,930	0,488	0,770	0,135	0,088	0,930	-0,585	0,267	0,950	0,022	0,910	0,820	0,740	-0,081	-0,798	
20_у	0,770	0,900	-0,036	-0,321	0,930	0,820	0,980	0,371	0,870	0,573	0,620	0,553	0,890	0,930	0,650	0,980	-0,438	0,176	0,930	1,000	0,930	0,275	-0,744	0,880	0,790	0,990	-0,525	0,750	0,990	0,800	0,930	0,980	0,395	-0,342	
21_у	0,507	-0,408	-0,326	0,083	0,521	-0,099	-0,277	0,292	0,720	0,910	-0,476	0,800	0,990	0,990	-0,296	0,338	-0,683	-0,356	0,488	0,990	1,000	0,509	-0,658	0,376	0,164	-0,527	0,980	-0,742	-0,715	-0,773	-0,728	0,780	-0,750	0,044	
22_у	0,880	0,710	0,451	0,990	0,940	-0,125	0,740	0,720	0,730	0,800	0,820	0,920	0,940	-0,476	0,588	0,990	0,870	-0,799	0,770	0,275	0,509	1,000	-0,164	0,790	0,204	0,920	0,221	0,780	0,930	0,980	0,770	0,730	0,840	0,740	
23_у	0,033	0,052	-0,425	0,377	0,590	0,020	-0,185	-0,318	0,810	0,518	0,321	-0,065	-0,298	0,219	0,558	0,188	0,328	-0,036	0,135	-0,744	-0,658	-0,164	1,000	-0,756	0,216	0,008	-0,315	-0,667	0,082	0,860	-0,570	0,810	0,345	-0,423	
24_у	0,344	-0,087	-0,698	0,150	-0,273	-0,382	-0,657	-0,360	-0,393	0,431	-0,348	0,810	0,710	0,800	0,075	0,153	0,880	-0,357	0,088	0,880	0,376	0,790	-0,756	1,000	0,770	0,536	-0,548	0,850	0,311	0,940	-0,447	0,900	-0,288	0,426	
25_у	0,086	0,880	0,780	0,930	0,386	0,920	0,169	0,980	-0,089	0,870	0,790	0,690	0,840	0,900	0,710	0,780	0,800	-0,404	0,990	0,790	0,164	-0,204	-0,216	0,770	1,000	-0,500	0,860	0,790	0,970	0,930	0,800	0,940	0,740	0,790	
26_у	0,780	0,357	-0,382	0,209	0,087	0,770	0,141	0,750	-0,171	0,800	0,420	0,980	-0,625	0,900	0,954	0,422	0,730	0,314	-0,965	0,990	-0,527	0,920	0,008	0,536	-0,500	1,000	-0,287	0,282	0,424	-0,315	0,091	-0,679	-0,795	0,200	
27_у	0,800	-0,700	0,690	0,730	-0,169	0,970	-0,714	0,880	0,023	-0,276	0,395	0,565	0,770	0,900	0,117	0,640	-0,400	0,236	0,267	-0,525	0,580	0,221	-0,315	-0,546	0,860	-0,287	1,000	0,070	0,195	-0,281	-0,433	-0,627	-0,501	0,155	
28_у	0,880	0,090	0,730	0,760	0,770	0,920	0,448	-0,684	0,960	0,920	0,058	0,680	0,670	0,790	0,237	0,940	0,770	0,780	0,850	0,790	0,742	0,760	-0,667	0,850	0,790	0,282	0,870	1,000	0,710	0,950	0,203	0,680	0,980	0,299	
29_у	-0,516	-0,042	-0,005	0,097	-0,067	0,720	-0,079	0,880	-0,316	-0,959	0,797	0,900	0,569	0,710	-0,164	0,880	0,820	-0,479	0,022	0,960	-0,715	0,930	0,082	0,311	0,970	0,424	0,195	0,710	1,000	0,950	0,547	0,154	-0,775	0,401	
30_у	-0,448	0,528	0,640	-0,138	-0,268	0,900	-0,095	-0,716	0,940	0,910	0,630	0,710	0,930	0,950	0,236	0,720	0,860	0,111	0,910	0,800	-0,779	0,980	0,960	0,940	0,930	-0,315	-0,281	0,950	0,860	1,000	0,950	0,980	0,720	0,107	
31_у	0,720	-0,279	-0,390	0,620	-0,045	0,860	0,210	0,810	-0,066	0,720	0,321	-0,144	-0,206	0,900	-0,753	0,680	0,569	-0,478	0,820	0,930	-0,728	0,770	-0,570	0,447	0,800	0,091	-0,433	0,203	0,547	0,950	1,000	0,289	0,100	0,179	
32_у	-0,980	-0,737	0,800	0,980	-0,686	-0,177	-0,406	0,770	0,469	0,770	-0,483	-0,900	0,910	0,970	0,324	0,940	0,990	0,810	0,740	0,980	0,790	0,810	0,900	0,940	-0,679	-0,627	0,880	0,154	0,980	0,289	1,000	0,588	0,112		
33_у	0,510	0,331	-0,724	0,362	0,940	0,240	-0,286	0,930	-0,296	0,152	0,890	-0,226	0,950	0,910	0,529	0,241	0,298	0,187	-0,081	0,395	-0,790	0,840	0,945	-0,268	0,740	-0,795	-0,501	0,980	-0,775	0,720	0,100	0,989	1,000	-0,769	
34_у	0,124	-0,426	0,049	0,063	0,327	-0,400	0,294	-0,126	-0,512	-0,780	0,780	-0,451	0,920	0,960	-0,640	-0,590	0,261	0,593	-0,798	-0,342	0,044	0,740	-0,423	-0,426	0,730	-0,200	0,								

Для 27\_z точки корелюють між собою 13 із 34 точок ( 39 % )

Для 28\_z точки корелюють між собою 20 із 34 точок ( 61 % )

Для 29\_z точки корелюють між собою 14 із 34 точок ( 42 % )

Для 30\_z точки корелюють між собою 11 із 34 точок ( 33 % )

Для 31\_z точки корелюють між собою 13 із 34 точок ( 39 % )

Для 32\_z точки корелюють між собою 23 із 34 точок ( 70 % )

Для 33\_z точки корелюють між собою 21 із 34 точок ( 64 % )

Для 34\_z точки корелюють між собою 8 із 34 точок ( 24 % )

Для поперечної складової з технологічної карти було відкинута точки 06\_z, 07\_z, 09\_z, 10\_z, 12\_z, 13\_z, 14\_z, 19\_z, 21\_z, 22\_z, 25\_z, 28\_z, 32\_z, 33\_z, а також точку 17\_z ( 45 % ).

В результаті проведеного аналізу було вибрано 19 точок із 34, тобто можна зробити висновок що майже 50% інформації, яка отримувалась з 34 точок є надлишковою.

#### **4.3 Методика оптимального розташування вібродавачів на корпусі ГПА при контролі його вібраційного стану.**

Вирішення задачі створення інформаційної бази даних про вібраційний стан ГПА нерозривно пов'язане з задачею забезпечення максимально можливої ефективності та результативності постановки діагнозу. Останнє обумовлюється розробної стратегії оптимального розташування вібродавачів в найбільш інформативних місцях на вузлах ГПА, причому потрібно знайти компроміс між кількістю та якістю інформації, щоб уникнути постановки невірною діагнозу, внаслідок втрати частини інформації.

період	01_з	02_з	03_з	04_з	05_з	06_з	07_з	08_з	09_з	10_з	11_з	12_з	13_з	14_з	15_з	16_з	17_з	18_з	19_з	20_з	21_з	22_з	23_з	24_з	25_з	26_з	27_з	28_з	29_з	30_з	31_з	32_з	33_з	34_з	
01_з	1.000	-0.421	0.830	-0.149	-0.005	0.234	0.850	0.423	0.780	0.850	-0.298	0.790	0.750	0.593	-0.498	-0.774	-0.495	0.860	0.730	-0.330	0.870	0.086	0.081	-0.363	0.890	-0.258	-0.274	0.800	-0.078	-0.725	0.316	0.710	-0.563	-0.521	
02_з	-0.421	1.000	0.790	-0.674	-0.571	0.830	-0.161	0.547	-0.012	0.880	0.067	0.277	0.300	0.800	0.592	0.473	-0.166	-0.377	0.342	-0.467	0.499	-0.980	0.304	0.622	0.740	0.496	0.227	0.940	-0.152	0.780	0.305	0.259	-0.478	0.541	
03_з	0.830	0.790	1.000	0.750	0.602	0.790	0.347	0.910	-0.048	0.720	-0.670	0.356	0.720	-0.312	0.393	0.870	-0.551	-0.729	0.423	-0.155	-0.111	0.850	-0.241	-0.033	-0.147	-0.263	0.465	0.465	-0.596	0.212	-0.663	0.860	0.770	0.338	
04_з	-0.149	-0.674	0.750	1.000	-0.111	0.074	0.910	-0.467	0.760	-0.098	0.680	0.830	0.970	-0.367	0.092	-0.408	-0.792	0.970	0.590	0.148	0.820	0.970	0.363	-0.278	0.720	0.433	-0.754	0.710	0.471	-0.567	0.522	0.790	0.820	0.235	
05_з	-0.005	-0.571	0.602	-0.111	1.000	0.006	-0.746	-0.308	0.920	-0.630	-0.385	0.690	-0.617	0.340	0.770	-0.207	0.334	-0.388	0.079	0.404	0.530	0.602	0.820	-0.414	-0.269	-0.188	-0.572	0.339	-0.259	0.261	-0.596	0.031	-0.514	-0.324	
06_з	-0.234	0.830	0.790	0.074	0.006	1.000	-0.160	0.820	0.800	0.880	0.940	0.740	0.990	0.890	-0.454	0.590	0.940	0.383	0.760	0.240	0.980	0.431	0.253	-0.474	0.940	-0.310	0.860	0.920	0.810	0.890	-0.777	0.990	0.910	0.246	
07_з	0.880	0.161	0.347	0.910	0.746	0.601	1.000	-0.006	0.920	0.940	0.780	0.810	0.990	-0.647	0.202	0.500	0.890	0.710	-0.314	-0.786	0.520	0.890	0.740	0.688	0.990	0.173	0.970	0.970	-0.980	-0.634	0.990	0.820	0.990	0.920	
08_з	0.423	0.547	0.910	-0.467	-0.306	0.920	-0.006	1.000	-0.116	0.900	0.820	0.790	-0.345	0.590	-0.736	-0.473	0.079	-0.250	0.524	0.482	0.910	0.132	0.504	-0.039	-0.701	0.371	-0.055	0.840	-0.041	-0.685	0.345	-0.113	0.860	0.410	
09_з	0.780	-0.012	-0.048	0.760	0.920	0.800	0.920	-0.116	1.000	-0.471	0.197	0.810	0.930	0.840	0.770	0.990	-0.007	-0.091	0.147	0.920	0.960	0.760	0.760	0.270	-0.023	0.950	-0.458	0.790	0.544	0.760	0.940	-0.210	0.880	0.740	
10_з	0.850	0.880	0.720	-0.098	-0.630	0.880	0.940	0.900	-0.471	1.000	0.820	0.271	0.810	0.770	0.940	0.372	0.790	0.271	0.830	0.340	0.900	0.940	0.990	-0.507	0.800	0.930	0.810	0.950	0.730	0.900	0.890	0.860	0.770	0.790	
11_з	-0.298	0.067	-0.670	0.860	-0.365	0.940	0.780	0.820	0.197	0.820	1.000	0.084	0.442	0.200	0.342	-0.461	0.423	0.442	-0.584	0.253	-0.422	0.860	0.463	-0.463	0.950	-0.050	0.069	-0.206	0.583	0.339	-0.619	0.760	0.406	0.553	
12_з	0.790	0.277	0.356	0.930	0.880	0.740	0.810	0.790	0.810	0.271	0.084	1.000	-0.264	0.850	0.990	0.940	0.391	0.388	0.950	-0.656	0.750	0.720	0.790	-0.077	-0.390	0.174	0.760	0.464	0.990	0.980	0.940	0.750	-0.422	0.533	
13_з	0.790	0.300	0.720	0.970	-0.517	0.990	0.850	-0.345	0.930	0.810	0.442	-0.264	1.000	-0.346	0.868	0.740	0.820	-0.758	0.970	0.760	-0.456	0.900	0.990	-0.793	0.990	0.920	0.750	0.720	-0.112	0.990	0.760	0.820	0.770	0.262	
14_з	0.589	0.800	-0.312	-0.367	0.340	0.890	-0.647	0.590	0.940	0.770	0.200	0.850	-0.346	1.000	-0.328	0.726	0.800	-0.465	-0.045	0.940	0.730	0.890	0.840	0.740	0.890	0.920	0.930	0.840	0.760	0.920	0.740	0.770	0.820	-0.442	
15_з	-0.498	-0.592	-0.369	0.092	0.770	-0.454	-0.202	-0.735	0.770	0.940	0.342	0.950	-0.669	-0.328	1.000	-0.220	0.720	-0.007	0.810	0.371	-0.278	-0.004	0.467	-0.663	-0.151	-0.285	-0.545	-0.190	-0.442	-0.711	-0.266	0.720	0.205	-0.475	
16_з	-0.774	0.473	0.670	-0.408	-0.207	0.990	0.900	-0.473	0.990	0.372	-0.461	0.940	0.740	-0.478	0.220	1.000	-0.281	0.576	0.840	-0.337	0.415	-0.610	0.840	-0.765	0.710	-0.015	0.870	-0.168	0.890	-0.436	-0.315	-0.419	0.469	0.470	
17_з	-0.455	0.166	-0.551	-0.792	0.334	0.940	0.890	0.079	-0.007	0.790	0.423	0.391	0.820	0.800	0.720	-0.281	1.000	0.118	0.405	0.790	0.506	0.840	0.910	0.243	0.018	0.105	0.990	0.716	0.770	0.990	0.870	0.870	0.990	0.538	
18_з	0.590	-0.377	-0.729	0.970	0.388	0.383	0.710	-0.250	-0.091	0.271	0.442	0.368	-0.758	-0.465	-0.007	0.576	0.118	1.000	-0.658	0.588	-0.091	-0.527	-0.233	0.187	0.780	0.056	0.950	0.990	-0.279	-0.053	-0.154	0.910	0.900	-0.705	
19_з	0.730	0.342	0.423	0.950	-0.079	0.760	-0.314	0.524	0.147	0.800	-0.584	0.950	0.970	-0.456	0.730	-0.278	-0.415	0.506	-0.091	0.241	0.840	1.000	-0.762	0.930	0.740	-0.486	0.960	-0.007	-0.007	0.790	0.920	0.740	0.770	0.800	0.870
20_з	-0.330	-0.467	-0.155	0.148	0.404	0.240	-0.786	0.482	0.920	0.340	0.253	-0.656	0.760	0.940	0.371	-0.337	0.750	0.688	0.710	1.000	0.840	0.820	0.036	0.036	-0.769	0.820	-0.708	0.920	0.860	0.990	0.860	0.990	0.860	0.770	-0.990
21_з	0.870	0.499	-0.111	0.820	0.930	0.990	0.520	0.910	0.960	0.900	-0.422	0.750	-0.456	0.730	-0.278	-0.415	0.506	-0.091	0.241	0.840	1.000	-0.762	0.930	0.740	-0.486	0.960	-0.007	-0.007	0.790	0.920	0.740	0.770	0.800	0.870	
22_з	0.086	0.990	0.650	0.970	0.602	0.431	0.890	0.192	0.760	0.940	0.880	0.720	0.900	0.890	-0.004	-0.610	0.840	-0.527	-0.788	0.820	-0.762	1.000	0.900	-0.277	0.990	-0.188	0.910	0.950	0.890	0.840	0.790	0.930	0.599	0.980	
23_з	0.081	0.304	-0.241	0.363	0.820	0.253	0.740	0.504	0.760	0.890	0.463	0.790	0.990	0.840	0.467	0.840	0.910	-0.233	0.990	0.036	0.930	0.900	1.000	-0.712	0.820	0.022	-0.231	0.970	0.009	0.576	0.567	0.228	0.890	0.397	
24_з	-0.363	-0.622	-0.033	-0.278	-0.414	0.474	-0.689	-0.039	0.270	-0.507	0.463	-0.077	-0.793	0.740	-0.689	-0.765	0.243	0.187	-0.374	0.086	0.740	-0.277	-0.712	1.000	-0.607	0.019	-0.128	0.361	-0.017	0.306	-0.800	0.960	0.730	0.471	
25_з	0.890	0.740	-0.147	0.720	-0.269	0.940	0.990	-0.701	-0.023	0.800	0.950	-0.390	0.950	0.930	0.151	0.710	0.018	0.780	0.820	-0.585	-0.466	0.990	0.920	-0.607	1.000	0.990	0.138	-0.403	0.790	-0.318	0.860	0.900	0.720	0.583	
26_з	-0.256	0.496	-0.263	0.433	-0.188	-0.310	0.173	0.371	0.950	0.830	-0.050	-0.174	0.820	0.920	-0.285	-0.015	0.105	0.056	-0.706	0.368	0.880	-0.168	0.022	0.019	0.989	1.000	0.121	-0.030	0.191	-0.773	-0.335	0.426	-0.337	0.430	
27_з	0.274	0.227	0.465	-0.754	-0.572	0.860	0.970	-0.055	-0.458	0.810	0.069	0.760	0.930	0.930	0.545	0.870	0.990	0.950	0.920	0.749	0.007	0.910	-0.231	-0.128	0.138	0.121	1.000	0.850	0.472	0.573	0.510	0.309	0.830	0.352	
28_з	0.800	0.940	0.466	0.710	0.339	0.920	0.640	0.790	0.990	0.950	-0.206	0.484	0.720	0.840	-0.190	-0.169	-0.716	0.990	0.980	0.271	-0.007	0.950	0.970	0.361	-0.403	-0.030	0.850	1.000	0.800	-0.582	0.720	0.950	0.960	0.780	
29_з	-0.078	-0.152	-0.596	0.471	-0.259	0.810	0.990	-0.041	-0.544	0.730	0.583	0.990	-0.112	0.760	0.840	-0.279	0.660	-0.441	0.790	0.850	0.009	-0.017	0.790	-0.191	0.472	0.800	1.000	0.354	-0.404	0.930	0.810	0.810	-0.294		
30_з	-0.725	0.760	0.212	-0.567	0.261	0.890	-0.634	-0.685	0.760	0.900	0.339	0.990	0.950	0.920	0.711	-0.436	0.790	-0.053	0.930	0.087	0.920	0.840	0.576	0.306	-0.318	-0.773	0.573	-0.562	0.354	1.000	0.206	-0.648	-0.704	-0.048	
31_з	0.316	0.305	-0.663	0.532	-0.596	0.777	0.990	0.345	0.940	0.890	-0.619	0.940	0.760	0.740	-0.266	-0.315	0.870	-0.154	0.860	0.339	0.740	0.790	0.567	-0.900	0.880	-0.335	0.510	0.720	-0.404	0.206	1.000	-0.764	-0.820	0.402	
32_з	0.710	0.299	0.660	0.790	0.031	0.990	0.820	-0.113	-0.210	0.860	0.780	0.750	0.920	0.770	0.720	-0.419	0.870	0.910	0.710	0.720	0.770	0.630	0.228	-0.980	0.800	0.426	0.309	0.950	0.930	-0.648	-0.764	1.000	0.750	0.790	
33_з	-0.563	-0.478	0.770	0.820	-0.514	0.910	0.990	0.880	0.880	0.770	0.406	-0.422	0.770	0.820	0.205	0.469	0.950	0.900	0.790	-0.441	0.800	0.959	0.860	0.730	0.721	-0.337	0.890	0.960	0.810	-0.704	0.820	0.750	1.000	0.249	
34_з	-0.521	0.541	0.338	0.235	-0.324	0.246	0.820	0.410	0.740	0.790	0.553	0.533	0.262	-0.442	-0.475	0.470	0.538	-0.705	0.790	0.500	0.870	0.980	0.397	0.471</											

Для створення такої бази даних на компресорній станції періодично проводиться контроль вібраційного стану ГПА шляхом вимірювання вібрацій у відповідності з затвердженим регламентом, згідно якого на корпусі агрегата визначено 34 точки (рис.3.4, табл.4.3) контролю рівня вібрації. Результати пошуку інформації стосовно обґрунтування вибору кількості точок вимірювання вібрації і їх розташування на корпусі та вузлах ГПА показали відсутність таких досліджень. У зв'язку з цим виникають дві проблеми одна з яких пов'язана із збором даних, а інша із створенням інформаційної бази.

Таблиця 4.3

## Місце розміщення контрольних точок на ГПА

№ на схемі	Розміщення
1	Кришка 1-го упорно-опорного підшипника
2	Місце встановлення 3-го підшипника
3	Місце встановлення 4-го підшипника
4	Місце встановлення 5-го підшипника
5	Передній підшипник нагнітача
6-8	Трубопровідна обв'язка
9-17	Опори турбіни
18,19	Опори нагнітача
20-34	Колони

Перша проблема обумовлюється необхідністю розробки багатоканального комутатора для системи контролю, так як для відповідної кількості вібродавачів (оскільки щоб зібрати одночасно інформацію з усіх 34 контрольних точок в трьох напрямках потрібно мати 102 входи комутатора, що необхідно для отримання інформації в режимі реального часу), а друга проблема – у невиправданому збільшенні розміру бази даних, оскільки далеко не всі точки несуть абсолютно різну інформацію про стан агрегата. Так, скажімо, з деяких точок що розміщені поряд знімається приблизно один й той самий сигнал. Нарощуючи кількість входів системи, що безумовно призводить до збільшення її вартості, можна вирішити першу проблему, проте тоді зростає об'єм інформації, частина якої є надлишкова, її обробка відповідно також ускладнює систему діагностування.

В той же час, якщо вирішувати другу проблему- вдосконалити стратегію розміщення вібродавачів в найбільш інформативних точках на корпусі ГПА, то можна усунути втрати інформації при зменшенні кількості вібродавачів, розмістивши їх в тих точках, що не корелюють між собою і несуть різну інформацію. Тоді відпадає потреба у вирішенні першої проблеми. Ця задача може вирішуватись декількома методами з яких найбільш пристосованим до машинної реалізації та таким, що дає вірогідні результати є метод побудови кореляційної матриці, розглянутий в 4.2.

Суть методу полягає в побудові двовимірної кореляційної матриці наступного виду (4.7.) та оцінюванні ступенів кореляції довільної точки з усіма іншими, задаючись певними пороговими значеннями коефіцієнтів кореляції  $R$ :

$$\begin{pmatrix} R_{1,1} & \dots & R_{1,j} & \dots & R_{1,n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{j,1} & \dots & R_{j,j} & \dots & R_{j,n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{j,n} & \dots & R_{n,j} & \dots & R_{n,n} \end{pmatrix}, \quad (4.7)$$

де  $n$  - кількість вибірок,  $R_{j,j}$  - коефіцієнт кореляції для "jj" та "i" точок

Проте класичний метод, описаний вище, дає статистику лише для однієї фіксованої точки, співставляючи її із всіма іншими точками. Оскільки перед нами поставлена задача не порівняння точок контролю між собою, а визначення оптимальної їх кількості, було проведено вдосконалення процедури побудови кореляційної матриці, яке полягає в тому, що після проведення її побудови та визначення комірок з коефіцієнтами кореляції, які перевищують порогове значення, проводиться обчислення відсоткового відношення по кожному стовпчику матриці кількості комірок з коефіцієнтами кореляції, що перевищують пороговий, до всієї кількості елементів в стовпчику. Якщо ця величина не перевищує 55 %, то вважаємо що дана точка є інформативною, інакше її відкидаємо.

Перевірка вдосконаленої стратегії проводилась на ГПА типу ГТК-10-4 №№ 3,4,7 Долинського ЛВУМГ. Було проведено запис вібросигналів з усіх контрольних точок ГПА, обумовлених регламентом, за допомогою розроблених



в розд.3.1 технічних засобів. Далі було проведено побудову кореляційної матриці за класичним способом та порівняння коефіцієнтів кореляції по кожній комірці з встановленим порогом кореляції, який, як було обґрунтовано в розд.4.2, прийнято рівним 0.7.

Для автоматизації процесу відбору та аналізу інформативних точок було розроблено програмне забезпечення, яке є складовим модулем системи контролю вібраційного стану ГПА, та детально розглянуте в розд.5. Воно дає змогу, при вказанні каталогу з файлами, проводити автоматичний пошук файлів віброзаписів, будувати кореляційну матрицю і, за заданим пороговим рівнем між двома окремими точками та відсотковим співвідношенням точок, рівень кореляції для яких перевищує пороговий, до всіх точок по стовпчику, визначити ті точки, що є найбільш інформативними, та на які, відповідно, є сенс встановлювати вібродавачі.

Незважаючи на відносну простоту, вдосконалений метод дає вірогідні результати. Так, при експериментальній перевірці методу було відібрано ряд точок з коефіцієнтом взаємкореляції менше 0.7 та проаналізовано їх частотні спектри, а також спектри декількох точок з коефіцієнтом взаємкореляції більше 0.7. В другому випадку спектри були практично ідентичні, що свідчить про однакову інформативність цих точок. Результати побудови кореляційної матриці для горизонтального напрямку вимірювання вібрації наведені вище на рис.4.2. Комірки з коефіцієнтами кореляції, що перевищують порогове значення виділені інвертованим кольором.

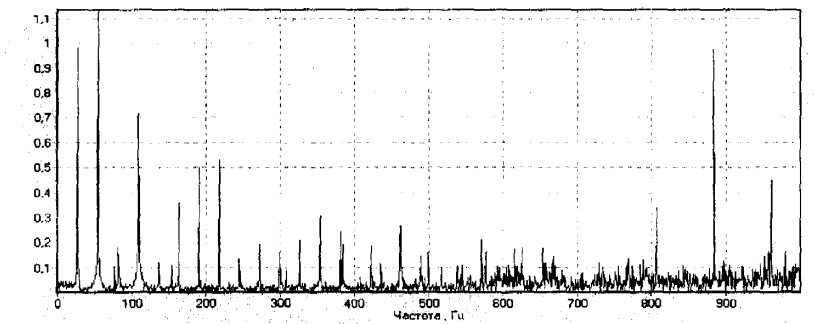
Після побудови кореляційної матриці було проведено порівняння коефіцієнтів кореляції по кожному рядку матриці з пороговим та обчислення процентного співвідношення кількості точок, для яких він більший від порогового, до всієї кількості точок. Результати обробки для горизонтальної складової вібрації зведені в таблицю 4.4.

Виходячи з отриманих результатів, точки 06, 08, 10, 12, 13, 14, 16, 17, 20, 22, 25, 28, 30, 32 було відкинуто з переліку контрольних точок зважаючи на їхній високий рівень кореляції (понад 50%) з іншими точками. Тобто з 34 точок



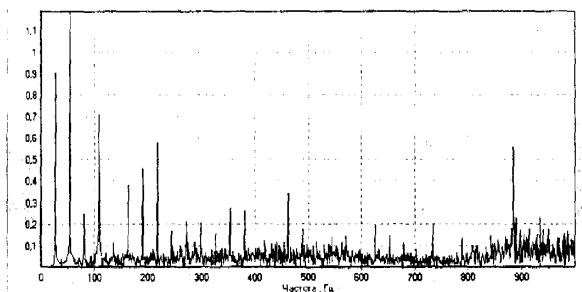
відкинули 14 неінформативних точок, або понад 40% від загальної їх кількості. Слід також зауважити, що при необхідності можна також вилучити точку 09, для якої відношення кількості точок, що перевищують пороговий рівень до загальної кількості точок становить 45 %, а також точки 01 та 19 ( 52 % ), тобто наближаються до заданого порогового рівня.

Отже, беручи до уваги результати експериментів, можна зробити висновки про недоцільність вимірювання вібрації в точках №6,8, розміщених на маслопровідній обв'язці ГПА оскільки вони несуть аналогічну інформацію, (на рис.4.4-4.6 показано спектри деяких з цих точок, які є майже ідентичними за енергетичними рівнями гармонік, виняток складає високочастотна смуга спектру, яка не несе практично жодної інформації про стан агрегату), та в точках № 10,12-14,16,17 на опорах турбіни, які розміщені в безпосередній близькості одна від одної і теж несуть однакову інформацію.



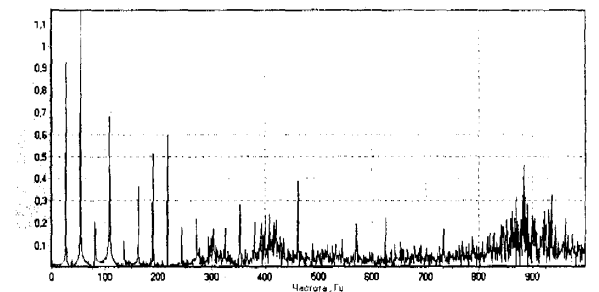
$$f_1=55 \text{ Гц } A_1=1.15 \text{ мм/сек } A_2=0.72 \text{ мм/сек}$$

Рис. 4.4 Частотний спектр вібрації виміряної в точці №6



$$f_1=55 \text{ Гц } A_1=1.19 \text{ мм/сек } A_2=0.71 \text{ мм/сек}$$

Рис. 4.5 Частотний спектр вібрації виміряний в точці №8



$$f_1=55 \text{ Гц } A_1=1.14 \text{ мм/сек } A_2=0.69 \text{ мм/сек}$$

Рис. 4.6. Частотний спектр вібрації виміряний в точці №10

Таблиця 4.4

## Відбір точок для горизонтальної складової вібрації

№ точки	Кількість точок, що перевищують поріг кореляції	В процентах
01	17 точок із 34	( 52 % )
02	9 точок із 34	( 27 % )
03	10 точок із 34	( 30 % )
04	11 точок із 34	( 33 % )
05	6 точок із 34	( 18 % )
06	21 точка із 34	( 64 % )
07	11 точок із 34	( 33 % )
08	20 точок із 34	( 61 % )
09	15 точок із 34	( 45 % )
10	20 точок із 34	( 61 % )
11	12 точок із 34	( 36 % )
12	19 точок із 34	( 58 % )
13	20 точок із 34	( 61 % )
14	21 точка із 34	( 64 % )
15	6 точок із 34	( 18 % )
16	21 точка із 34	( 64 % )
17	21 точка із 34	( 64 % )
18	3 точки із 34	( 9 % )
19	17 точок із 34	( 52 % )
20	20 точок із 34	( 61 % )
21	7 точок із 34	( 21 % )
22	23 точки із 34	( 70 % )
23	3 точки із 34	( 9 % )
24	10 точок із 34	( 30 % )
25	24 точки із 34	( 73 % )
26	9 точок із 34	( 27 % )
27	10 точок із 34	( 30 % )
28	23 точки із 34	( 70 % )
29	11 точок із 34	( 33 % )
30	21 точка із 34	( 64 % )
31	12 точок із 34	( 36 % )
32	20 точок із 34	( 61 % )
33	9 точок із 34	( 27 % )
34	6 точок із 34	( 18 % )

Також було прийняте рішення про виключення точок № 20, 22, 25, 28, 30 та 32 розташованих при фундаменті опор ГПА. В результаті залишилось 18 точок, на яких варто розміщувати давачі. Проте, при проведенні віброзаписів в трьох напрямках, метод можна вдосконалити з метою відбору найбільш інформативних точок одразу в усіх трьох напрямках, а саме, після відбору найбільш інформативних точок по усіх трьох напрямках будувати їх зведену таблицю та робити перевірку по кожній точці, стосовно інформативності в двох і більше напрямках, якщо ні - то відкидати її. Запропонована методика має переваги над існуючими, оскільки дає можливість швидко та оперативно визначити інформативні точки на корпусі агрегату на основі попередньо

зібраних даних з усіх точок оперуючи порогом кореляції та потрібною кількістю точок. Слід зазначити, що даний метод вимагає значних об'ємів обчислень, проте при сучасних потужностях обчислювальної техніки це не можна розглядати як недолік методу.

Розглянута методика оптимального розташування вібродавачів на корпусі ГПА була впроваджена в Долинському ЛВУМГ (Додаток Д2).

### **Висновки до розділу**

1. Проведений кореляційний аналіз інформативності точок вимірювання вібрації, визначених технологічним регламентом вимірювань, необхідних для діагностування ГПА і технологічних обв'язок показав, що більшість з них (до 50%) є надлишковими і можуть без зменшення значення вірогідності інформативних сигналів бути виключеними.

2. На основі результатів кореляційного аналізу інформативних точок вимірюваних вібрацій розроблена методика оптимального розташування вібродавачів на корпусі ГПА і трубопроводів обв'язки, яка полягає в побудові кореляційної матриці та визначені, за даним пороговим рівнем між двома окремими точками та відсотковим співвідношенням точок, до всіх точок по стовпчику, точок, які є найбільш інформативними.

3. Розроблено програмне забезпечення для реалізації методики оптимального розташування вібродавачів, використання якого дозволяє отримати оперативну інформацію про місце встановлення вібродавачів для оцінки вібраційного стану ГПА.

## Розділ 5 РОЗРОБКА СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ГПА

### 5.1 Розробка технічного забезпечення системи

При розробці системи враховували вимоги до систем діагностування [130,131,132]. Тому першим етапом було створення її технічної частини у вигляді програмнокерованого багатоканального комутатора, що забезпечує переключення датчиків, під'єднаних до його входів, на один вихід – який під'єднаний до аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) [133]. Комутатор дистанційно керується оператором з персонального комп'ютера через паралельний порт принтера LPT1. Загальна структурна схема пристрою показана на рис 5.1.

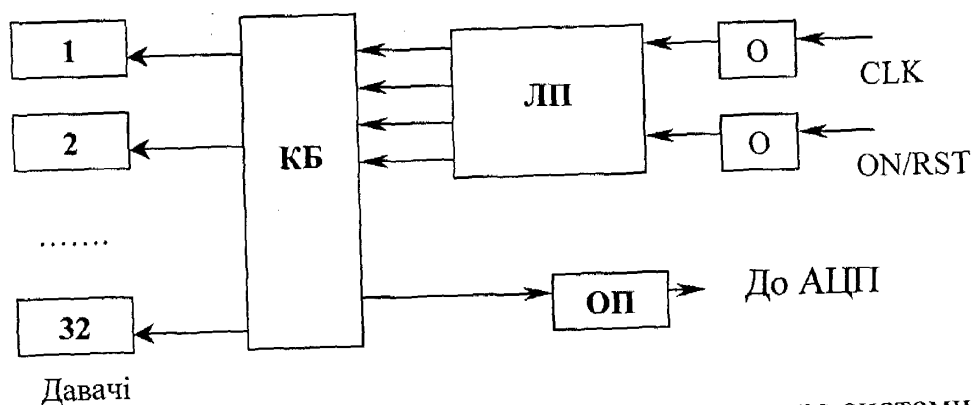


Рис 5.1 – Структурна схема комутатора системи  
КБ – комутуючий блок, ЛП – логічний пристрій  
ОП – операційний підсилювач, О – опторозв'язка

Комутатор реалізований на сучасній елементній базі, з використанням малошумлячих швидкодіючих багатоканальних мультиплексорів та операційних підсилювачів, що дало змогу отримати технічні параметри на рівні аналогічних систем такого типу провідних світових виробників. Нижче наведено основні характеристики системи

Технічні характеристики системи:

- кількість входів для під'єднання вібродавачів.....32
- тип роз'єму.....PC10ТВ
- тип датчиків.....п'єзоелектричні
- коефіцієнт підсилення .....до 10000
- рівень вихідного сигналу..... 0.1-2В

- напруга живлення..... $\pm 10$  В
- максимальний споживаний струм.....0.3 А

В системі за аналогові мультиплексори використано 4-канальні комутатори AD409 фірми Analog Devices, каскадуючи їх через дешифратор, оскільки ми використовуємо 32 давача. Керування здійснюється паралельним 5-розрядним двійковим кодом – причому два молодших розряди ми заводимо на кожен з восьми мультиплексорів – для перемикання між їхніми чотирма каналами, а решту розрядів подаємо на дешифратор для вибору одного з восьми комутаторів.

Керуючий код обробляється логічною частиною комутатора, в результаті чого виконується відповідна команда на ввімкнення, вимкнення давача, обнулення комутатора, тощо. На виході комутатора для компенсації можливих втрат та спотворень сигналу при його передачі по лінії встановлено додатковий підсилювач на операційному підсилювачі ОРА4130.

Враховуючи ймовірність того, що на керуючий кабель можуть здійснювати вплив завади, зокрема від різного роду апаратури, в результаті чого керуючий сигнал буде невірно оброблений, була забезпечена гальванічна розв'язка між комп'ютером та комутатором на оптопарах H11L.

Конструктивно комутатор виконаний в металевому корпусі, до якого екранованим кабелем заводиться живлення  $\pm 10$  В та управління комутатором. Довжина кабеля може досягати до 40 метрів в залежності від конкретного випадку, оскільки відіграє роль рівень промислових завод та спад напруги живлення в кабелі.

З метою дотримання умов техніки безпеки живлення пристрою здійснюється не від мережі змінного струму 220 В, а від окремого нестабілізованого блоку живлення розташованого поряд з комп'ютером від якого випрямлена напруга передається до комутатора, а всі спади напруги в лінії компенсуються параметричним стабілізатором напруги розташованим всередині комутатора. Управління комутатором здійснюється через паралельний порт принтера, проте виходи порта навантажені не безпосередньо на оптрони а, враховуючи досить значну протяжність лінії зв'язку було прийнято рішення

здійснити додаткове буферування виходів порта через інвертори з виходом з відкритим колектором, які навантажуються на оптрони комутатора.

Вихідний сигнал комутатора передається по одному кабелю з живленням на вхід аналого-цифрового перетворювача через розділюючий трансформатор, що забезпечує гальванічну розв'язку по сигналу між комутатором і ПК та додатково компенсує затухання сигналу по лінії.

На передній панелі корпусу розташовані 8 роз'ємів для підключення вібродавачів, до кожного роз'єму можна підключити 4 давачі. На верхній панелі розміщено індикатори двійкового коду порядкового номеру активного в даний момент давача. Код давача формується наступним чином :один з восьми червоних індикаторів показує в послідовному коді активний в даний момент роз'єм а два зелені індикатори показують номер одного з чотирьох давачів, що можуть бути під'єднані до даного роз'єму ввімкненого на даний момент в двійковому коді. Розшифровка всіх можливих комбінацій приведена в таблиці 1 Додатку Е1.

В якості давачів використовуються п'єзоелектричні акселерометри з диференційним виходом типу MV-39, технічні характеристики, яких наведені в Додатку С3.

Принципова електрична схема системи, креслення друкованих плат та розміщення елементів на платі приведені в додатках Е2,Е3. Система контролю ГПА пройшла промислову апробацію на ГТК 10-4 № 3, 4 і 7 Долинського ЛВУМГ, стаціонарно встановлена на ГТК 10-4 № 9 у лютому 2003 року і продовжує використовуватися (Додаток Е4).

## **5.2 Розробка програмного забезпечення системи контролю вібраційного стану ГПА.**

Пакет програмного забезпечення системи контролю складається з наступних функціональних модулів:

- Модуля збору вібраційних сигналів з 34 контрольних точок через 32 вібродавачі.
- Модуля перегляду часової розгортки записаних вібросигналів

- Модуль занесення даних в базу даних та побудови схем прив'язки характерних точок до вібродавачів.
- Модуля огляду записів з бази даних (включаючи інформацію про дату останнього запису в кожній точці).
- Модуля аналізу та обробки спектрів за гармонічними складовими.
- Модуля автопобудови спектрів на основі записаних вібраційних сигналів

Для завантаження програми потрібно запустити файл Gra\_16.exe, який знаходиться в тому каталозі, куди було проведено інсталяцію програмного забезпечення. Після запуску на екрані з'являється головне вікно програми, показане на рис.5.2. Основними складовими частинами вікна є функціональна схема ГПА з нанесеними на ній контрольними точками, яка розміщена з правого боку вікна, одразу ж під нею розміщена інформаційна панель, дерево каталогів бази даних (в лівій частині вікна) та кнопочна панель для операцій з базою даних (в нижній частині вікна), а також панель вибору одного з трьох режимів роботи (огляд, занесення, запис), яка розміщена у верхньому лівому куті вікна.

Функціональна схема дає можливість візуального вибору та контролю за рівнями вібрацій в характерних точках ГПА, показаних на схемі синіми точками, причому програма автоматично визначає точки по яких присутні записи вібраційних сигналів в поточному каталозі. При натисканні на ліву клавішу миші, коли курсор перебуває над контрольною точкою, ця точка забарвлюється в зелений колір та випадає контекстне меню, в якому користувач вибирає напрям (горизонтальний, вертикальний, або поздовжній) запису вібрації для даної точки.

При переміщенні курсора миші над контрольними точками на інформаційній панелі, що розміщена внизу функціональної схеми, на ній відображається назва контрольної точки, а також дата та час останнього запису в цій точці, що дає змогу користувачу аналізувати точки, інформація з яких була зібрана найдавніше та, відповідно, включати їх до схем прив'язки (включаючи інформацію про дату останнього запису в кожній точці).

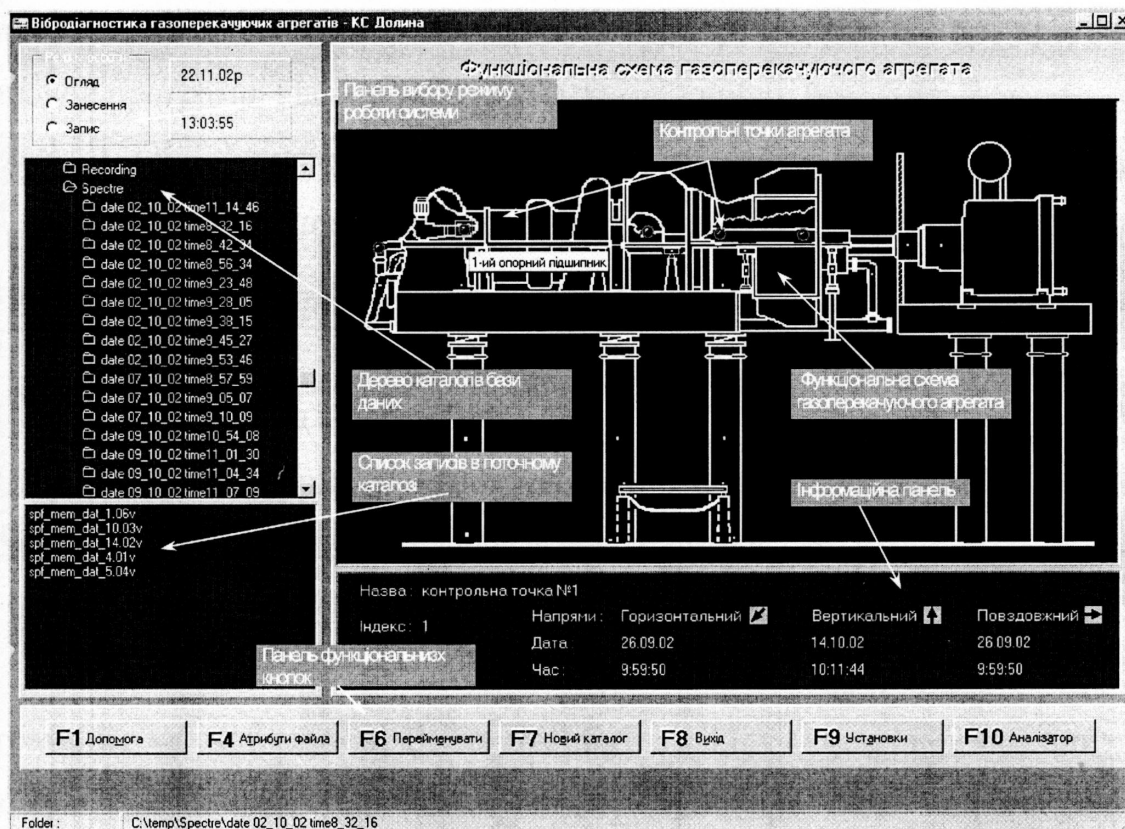


Рис. 5.2 Головне вікно програми контролю стану ГПА

Панель дерева каталогів, яка дає можливість навігації по базі даних, поділена на дві частини: верхня – відображає дерево каталогів та вибраний поточний каталог, нижня – виводить список файлів, які містяться в даному каталозі. Щоб перейти до потрібного каталогу з записами користувачу необхідно курсором миші вибрати бажаний каталог з дерева та стати на нього, після чого в списку записів, розміщеному нижче з'являться всі знайдені записи вібросигналів у цьому каталозі, а на функціональній схемі – синім кольором будуть виділені всі точки, що відповідають цим записам. Переглянути записи користувач має змогу або двічі клікнувши мишкою на назві запису, або безпосередньо вибравши підсвічену точку на функціональній схемі, натиснувши на неї та обравши потрібний напрямок. Аналогічно проводиться вибірка точок і в режимі занесення даних для прив'язки до файлу, та в режимі запису даних для прив'язки до давача.

Панель функціональних кнопок (рис.5.3) призначена для модифікації, перейменування, групування, видалення записів з бази даних, а також для



виклику діалогових вікон властивостей файлу, допомоги по програмі та установок програми. Панель містить наступні кнопки (рис.5.3):

<b>F1</b> Допомога	- виклик вікна допомоги по програмі;
<b>F4</b> Атрибути файла	- виклик діалогового вікна атрибутів;
<b>F6</b> перейменувати	- перейменування запису в базі даних;
<b>F7</b> Новий каталог	- створення нового каталогу в базі даних;
<b>F8</b> Вихід	- вихід з програми;
<b>F9</b> Установки	- виклик установок програми;
<b>F10</b> Аналізатор	- виклик вікна аналізатора спектрів.

Рис.5.3 Панель функціональних кнопок

Клавіша F1 призначена для виклику довідкової інформації по користуванні програмним забезпеченням. Вікно атрибутів файлу (каталогу), що викликається клавішею F4 дає змогу проглядати інформацію про файл зокрема, відображає дату та час створення файлу та інші службові параметри (рис.5.4).

Клавіша F6 дає користувачу можливість перейменувати вибраний запис бази даних, що дає можливість впорядковувати базу даних називаючи файли відповідно до режимів роботи. Клавіша F7 створює новий каталог – назва якого задається користувачем в діалоговому вікні. Клавіша F8 – завершення роботи з програмою. Клавіша F9 – виклик діалогового вікна установок, показаного на рис.5.5.

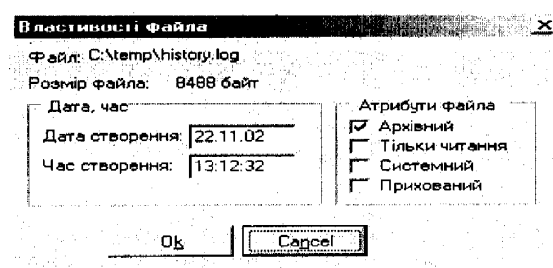


Рис 5.4 – Вікно параметрів файлу

- показувати інформацію про WAV-файл – відобразити чи ні дані про запис сигналів;
- прив'язка до миші – переміщувати чи ні маркер на графіку вслід за курсором миші;

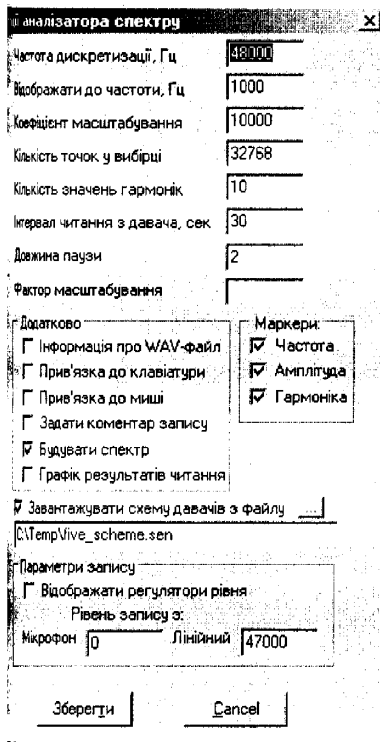


Рис 5.5 – Вікно установок

- *прив'язка до клавіатури* – ввімкнути/вимкнути гарячі клавіші;
- *частота* – показати/прибрати маркер частоти під курсором;
- *амплітуда* – показати/прибрати маркер амплітуди під курсором;
- *гармоніка* – показати/прибрати маркер гармоніки під курсором;
- *відобразити графік результатів читання* – показувати чи ні графік результатів запису;
- *завантажувати схему давачів з файлу* – при запуску програми можна одразу ж завантажувати схему прив'язки давачів до контрольних точок;
- *використовувати таймери* – перемикач режимів роботи багатоканального комутатора;
- *відобразити регулятори рівня* – показувати діалогове вікно, показане при запису;
- *рівні запису з різних входів* – оскільки можна проводити запис як з лінійного так і з мікрофонного входів.

Клавіша F10 викликає вікно аналізатора спектрів, загальна блок-схема роботи даного модуля показана на рис 5.6, а зовнішній вигляд на рис 5.7, вікно викликається при огляді вибраного запису (режим роботи програми “Огляд”), та при прив'язці вибраного файлу з даними до контрольної точки (режим “Занесення”).

В центрі вікна розміщено графік на якому відображається спектр сигналу, або його часова функція, режим відображення можна вибирати на панелі в правому верхньому куті вікна, під нею розміщена інформаційна панель наведена на рис.5.7, на якій відображається значення частот та амплітуд основних цілих та дробових гармонік спектру.

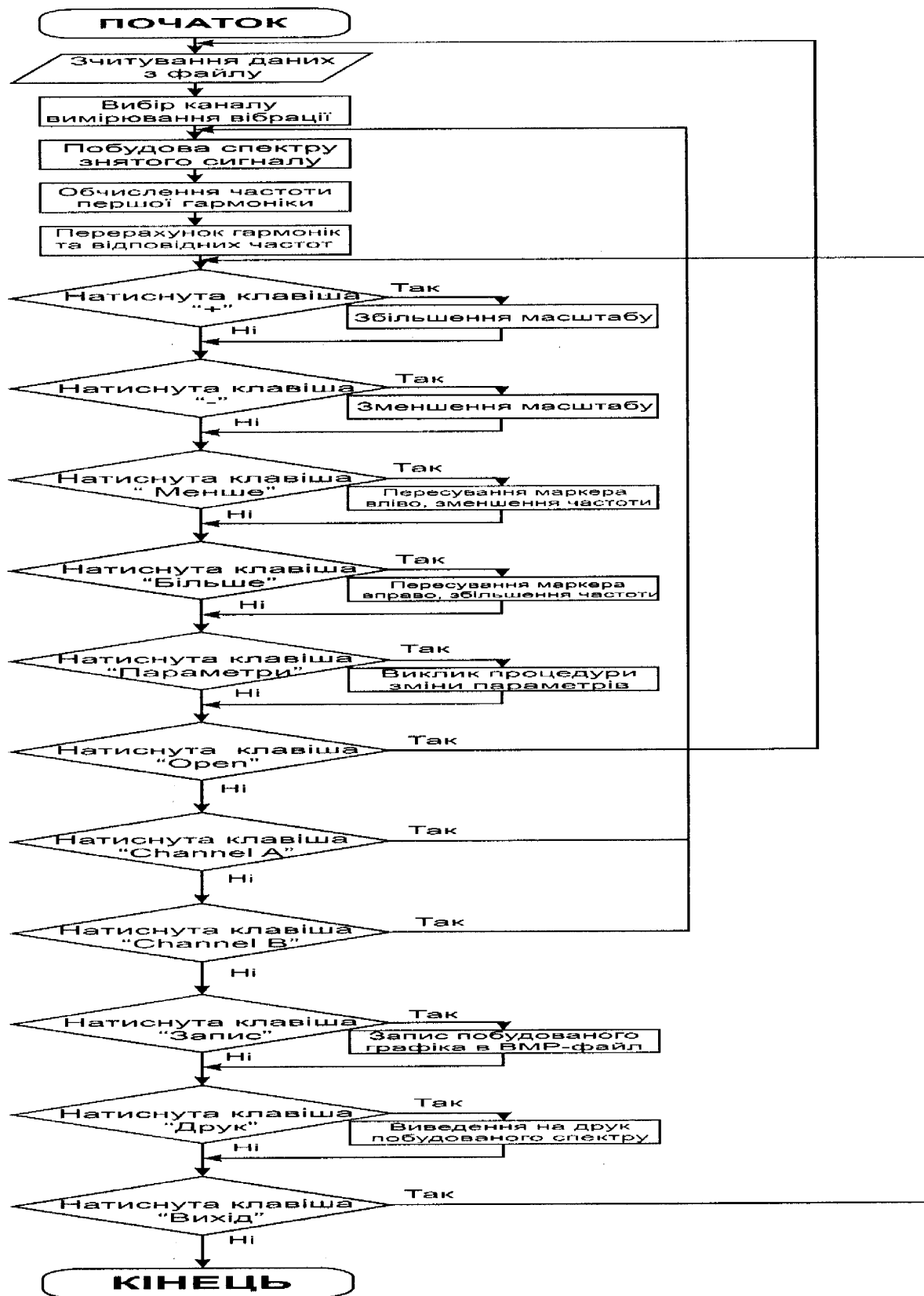


Рис.5.6 Блок-схема модуля аналізатора спектрів

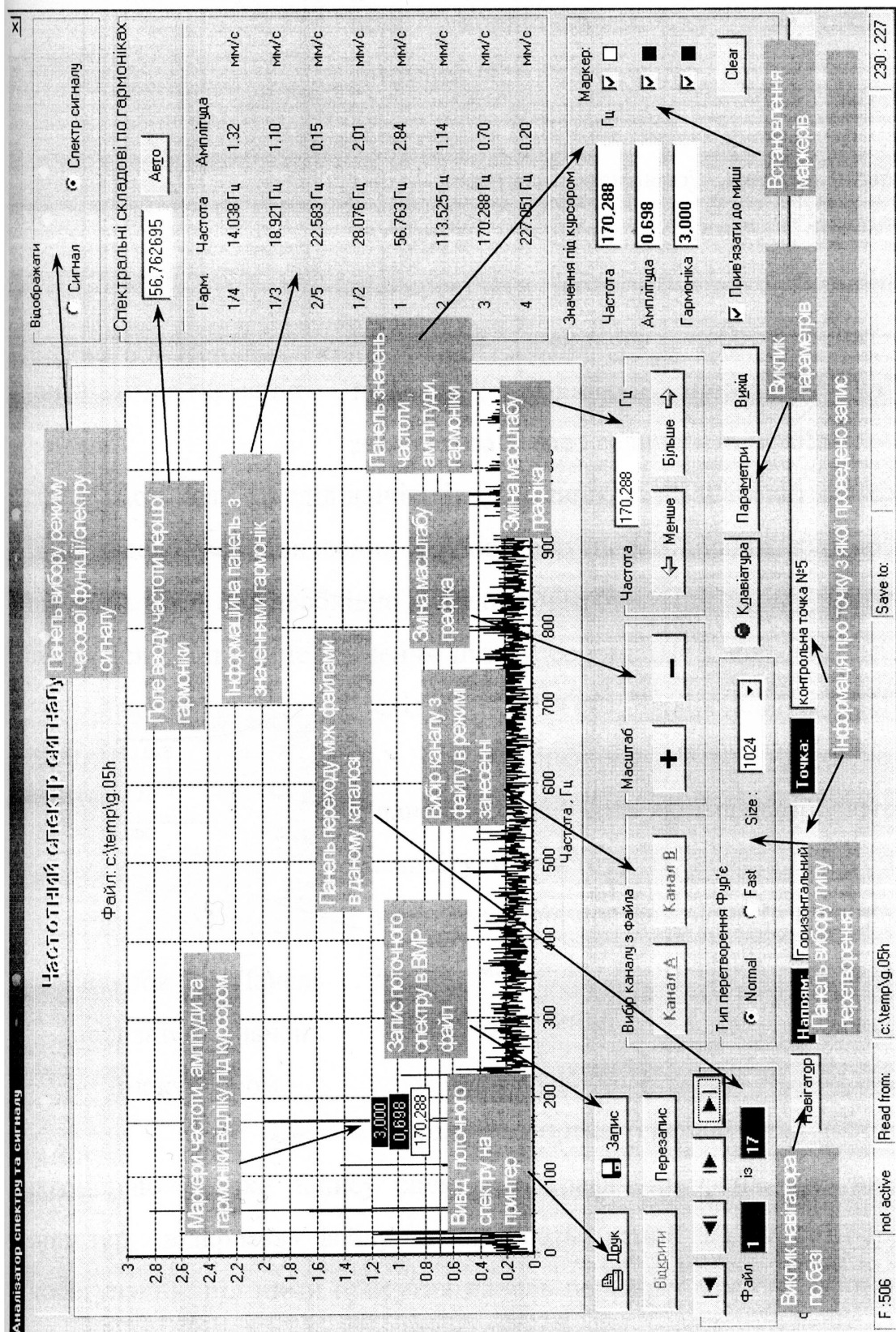


Рис 5.7 Робота в режимі аналізу спектрів

Спектральні складові по гармоніках

Гарм.	Частота	Амплітуда	
1/4	14.038 Гц	1.32	мм/с
1/3	18.921 Гц	1.10	мм/с
2/5	22.583 Гц	0.15	мм/с
1/2	28.076 Гц	2.01	мм/с
1	56.763 Гц	2.84	мм/с
2	113.52	1.14	мм/с
3	170.288 Гц	0.70	мм/с
4	227.051 Гц	0.20	мм/с

Рис. 5.8 Панель аналізатора гармонік

Значення 1-ої основної гармоніки задається автоматично при побудові спектру або вводиться в полі користувачем у випадку невірної автоматичного визначення, що має місце при впливі імпульсних та інших завад. Якщо необхідно скасувати зміну частоти основної першої гармонік, слід натиснути кнопку "Авто". Якщо необхідно підкорегувати частоту будь-якої гармоніки, оскільки процедура швидкого перетворення Фур'є дає незначну похибку, пов'язану з частотою дискретизації та величиною вибірки - так званий ефект частотола, то слід двічі клікнути мишкою на значенні частоти гармоніки, тоді ввести нове значення вручну або переміщуючи курсор по графіку, підвести його під необхідне значення частоти. При цьому частота гармоніки зміниться на поточне значення під курсором. Щоб зберегти змінену частоту

Значення під курсором

Частота	113.525	Гц	Маркер:	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Амплітуда	1.137			<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Гармоніка	2.000			<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Прив'язати до миші			<input type="button" value="Clear"/>		

Рисунок 5.9 Панель аналізатора значень під курсором

слід натиснути комбінацію клавіш Ctrl+Enter.

Під інформаційною панеллю розміщена панель (рис.5.9), на якій показані поточні значення амплітуди, частоти та номеру гармоніки, а також поля де можна поставити/зняти відображення тих чи інших маркерів на графіку, та встановити/зняти прив'язку до миші.

Під основним графіком, де відображається часова розгортка сигналу та частотний спектр, розміщено кнопки запису спектру в графічний файл, або виводу його на принтер, відкриття файлу даних бази даних та його перезапис після корегування, під ними присутня панель переходу між файлами віброзаписів в даному каталозі, нижче розміщена кнопка виклику навігатора по базі даних (рис.5.10).

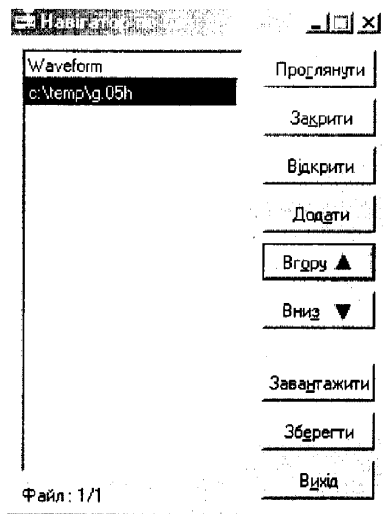


Рис.5.10 Форма навігатора по базі даних

Навігатор призначений для покращення зручності роботи користувача з базою даних, він містить наступні функціональні клавiші:

- *проглянути* – переглянути в вікні аналізатора спектру вибраний з бази даних спектр (це ж саме можна зробити двічі клікнувши мишею на запису в списку, розміщеному в лівій частині вікна);
- *закрити* – провести закриття поточного запису та видалити його з списку навігатора бази даних (але не з бази);
- *відкрити* – викликає стандартне діалогове вікно відкриття файлу з записами бази даних для вибору файлу, який треба переглянути;
- *додати* – додає поточний файл, відкритий у вікні аналізатора спектру в список навігатора;
- *вгору* – переміщує поточний файл в списку навігатора на один пункт вгору;
- *вниз* – переміщує поточний файл в списку навігатора на один пункт вниз;
- *завантажити* – завантажити з файлу збережений раніше список навігатора;
- *зберегти* – зберегти поточний список в файл;
- *вихід* – закрити вікно навігатора.

При перегляді записів з різних режимів роботи користувач може вибрати послідовно записи з однієї точки але в різний час, додати їх в навігатор і тоді, переглядаючи їх один за одним, візуально фіксувати зміни, що відбулись в спектрі. Для виходу з аналізатора слід натиснути кнопку “Вихід”. Щоб ввімкнути/вимкнути команди клавіатури (переміщення по графіку за допомогою клавiш “←” та “→”, зміна масштабу за допомогою клавiш “↑” та “↓”) потрібно натиснути кнопку “Клавіатура”.

В третьому режимі роботи – при записі вібросигналів, який вибирається на панелі вибору режимів роботи, вікно програми має вигляд, що показаний на рис.5.11. В центральній частині вікна розміщена схема ГПА, під нею показана

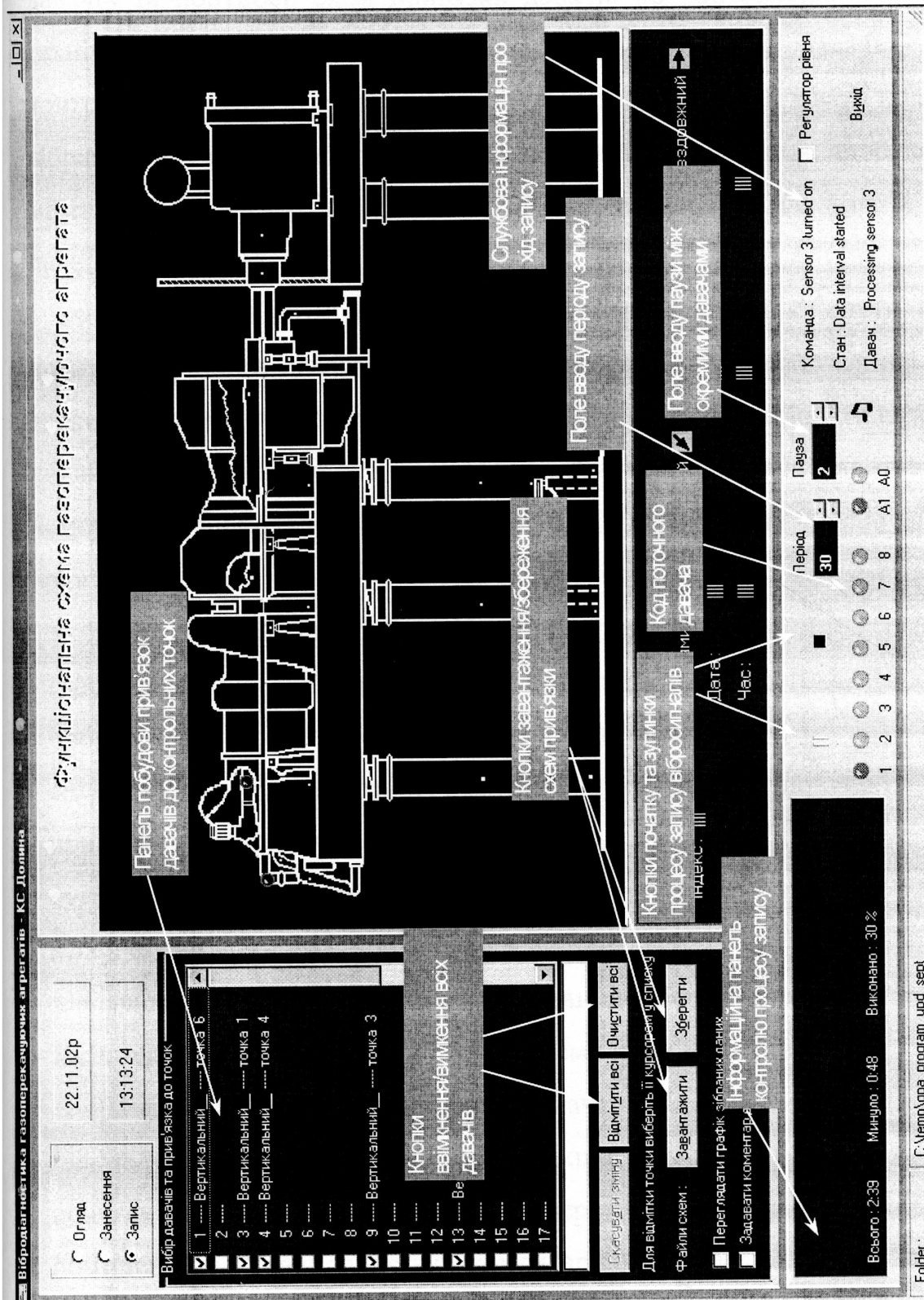


Рис 5.11 Робота в режимі запису даних

інформаційна панель, де відображається інформація про поточну контрольну точку та час останнього запису з неї. Зліва від схеми розміщена панель вибору давачів та побудови схем привязки давачів до контрольних точок, оскільки технічна частина системи передбачає підключення 32 давачів, а кількість контрольних точок становить 34, причому потрібно вимірювати в кожній точці вібрацію в 3-ох напрямках, тому було прийняте рішення, щоб кожен давач можна було прив'язати до довільної точки та напрямку, для чого й служить ця панель.

Щоб прив'язати давач до точки, потрібно двічі клікнути мишкою на номері потрібного давача, після того на схемі ГПА з'являться всі контрольні точки та напрямки, далі слід вибрати на схемі потрібну точку та натиснувши на неї вибрати напрям – в результаті навпроти номера давача з'явиться напрям та номер вибраної точки та відмітка про те, що даний давач є включений в схему прив'язки.

Під списком давачів розміщені наступні кнопки:

- *скасувати зміну* – не прив'язувати поточний давач до точки (доступна коли процес прив'язки розпочався, але ще не завершився);
- *відмітити всі* – відмітити всі давачі в списку, тобто включити їх всіх в схему прив'язки при запису;
- *очистити всі* – забрати відмітку для всіх давачів в списку, тобто виключити їх всіх з схеми прив'язки при запису;
- *завантажити* – завантажити з файлу раніше збережену схему прив'язки;
- *зберегти* – зберегти в файл поточну схему прив'язки давачів.

Під кнопками розміщені два вимикачі:

- *“задавати коментар до запису”* – якщо ввімкнений цей вимикач то при початку запису програма пропонує оператору ввести рядок тексту який буде поміщений в журнал записів як коментар до зібраних даних;
- *“переглядати графік зібраних даних ”* – якщо ввімкнений цей вимикач то після завершення процесу запису на екрані з'являється форма, показана нижче, на якій оператор може переглянути часову розгортку сигналу з вібродавачів,



яка також містить в ряді випадків діагностичну інформацію, яка є доповнюючою для аналізу в ряді випадків, до частотного спектру.

Форма (рис.5.12) містить графік, на якому виводиться часова розгортка сигналу, справа від графіка розміщений список всіх давачів, з яких збирались дані в даному процесі запису, оператор може переглянути сигнал від кожного давача вибравши його в списку за допомогою мишки. Графік можна масштабувати, виділяючи необхідну ділянку мишкою (а саме потрібно вибрати мишкою верхній лівий кут ділянки, натиснути ліву кнопку миші та не відпускаючи її провести курсором до нижньої правої точки після чого відпустити клавішу) та скасовувати зміну масштабу (виділяючи ділянку від верхнього правого до нижнього лівого кута екрану).

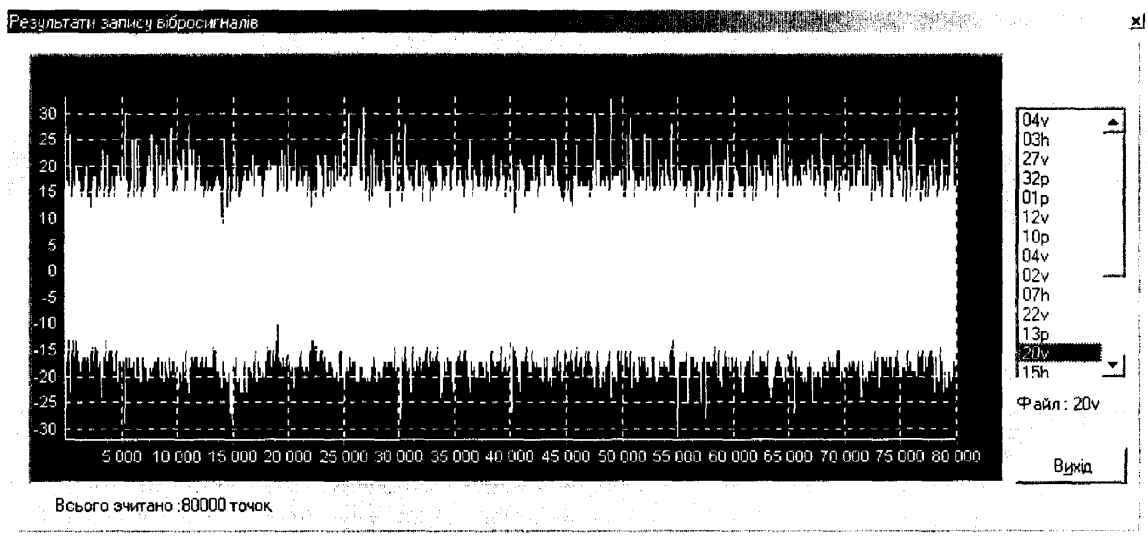


Рис. 5.12 Форма перегляду часової розгортки сигналу

В нижній ділянці головної форми програми, наведена інформаційна панель контролю процесу запису (рис.5.12), що служить для задання параметрів запису та контролю стану процесу запису.

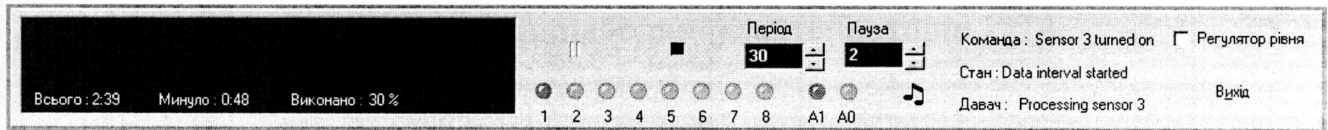


Рис 5.13 Панель управління записом сигналів


На панелі в центрі розміщені кнопки початку та зупинки процесу запису, правіше від кнопок розміщені поля для вводу періоду запису з кожного датчика та паузи між записами. Час вводиться в секундах. В лівій частині панелі розміщений індикатор ходу запису, весь прогнозований час запису, час що минув та значення в відсотках від прогнозованого часу. Під кнопками розміщені індикатори, що відображають стан блоку датчиків, а саме двійковий код вибраного в  даний момент датчик. Кнопка викликає вікно встановлення рівня запису з лінійного та мікрофонного входів, зовнішній вигляд якого показаний на рис 5.14.



Рис 5.14 Форма управління рівнем запису

На цій формі розташовані повзунки-регулятори рівня сигналу та наступні кнопки:

- *“Показати”* – відобразити під поточними значення рівнів запису ті значення, що вказані в вікні установок;
- *“Відновити”* – встановити значення рівнів запису до тих значень, що вказані в вікні установок;
- *“Вихід”* – закрити форму.

Щоб провести процес запису вібросигналів з датчиків оператору потрібно [134] спочатку завантажити з файлу, або створити власну схему прив'язки, виставити значення інтервалу збору даних та паузи між датчиками і натиснути кнопку початку запису. Після завершення процесу запису буде проведено автоматичну побудову спектрів та запис їх в базу даних.

### 5.3 Методика підбалансування роторів ГПА

Однією із причин підвищеної вібрації ГПА є незрівноваження роторів турбіни і ВК ГПА, яка викликана причинами, розглянутими в розд.1.1.

Для підбалансування роторів, оскільки їх балансування відбувається на заводі-виробнику, використовують наступну методику [1]. За допомогою сучасних вібровимірювальних приладів проводять вимірювання вібрації ротора і фазового кута за допомогою безконстантного давача частоти обертання, зупиняючи при цьому ротор на дуже короткий проміжок часу (біля 1 год.). Це обумовлено тим, що потрібно виміряти параметри вібрації підшипника ротора, потім прикріпити пробний вантаж, після чого провести вимірювання та за показами приладу скорегувати масу вантажу і прикріпити його в потрібному місці. Розрахунок потрібної маси вантажу і місця його встановлення проводять за допомогою спеціального графічного методу. Він вимагає від людини, яка проводить балансування, дуже точної побудови графіка. Ця процедура займає дуже багато часу і енергії. Розглянемо більш детально методику балансування ротора.

Закріплюють вібродавач на верхніх кришках опорно-упорного і опорного підшипників осьового компресора для вимірювання вертикальної складової вібрації (при балансуванні на робочих обертах давачі закріплюються лише на кришці опорно-упорного підшипника).

Для визначення фази коливань на відкритій ділянці валу поруч із корпусом опорно-упорного підшипника наносять фарбою в осьовому напрямку яскраву лінію довжиною 70-80мм і товщиною не менше 5мм, а для зручності і на протилежній стороні (тобто під  $\angle 180^\circ$ ) – хрест або дві паралельні лінії. Якщо при освітленості стробоскопом на відкритій для огляду ділянці валу буде видно хрест або дві паралельні лінії, то до вимірюваного кута необхідно прибавити  $180^\circ$ . Потім на корпусі підшипника проводять кутову розмітку через  $10^\circ$  в напрямку обертання ротора. Початок відліку розміщують зверху у вертикальній площині (напроти місця встановлення давача).

Виготовляють пробні зрівноважуючі вантажі вагою від 20 до 200 г. Перевіряють справність вібровимірювального приладу (контрольний сигнал), давачів і стробоскопа. Перевіряють виконання заходів з техніки безпеки (заземлення приладу; надійність кріплення давачів; надійність розташування і закріплення провідників, що запобігає їх пропалу, або попадання на обертові частини ротора; надійність кріплення вантажів; швидкість вимірювання для запобігання тривалої роботи агрегата з підвищеною вібрацією; відсутність масла і сторонніх предметів на кришках підшипників і роз'ємів; відсутність біля агрегату сторонніх осіб).

Процес балансування, включаючи методику розрахунків зрівноважуючих вантажів, при обертанні ротора від турбодендера і на робочих оборотах однаковий. Він складається з наступних етапів:

- вимірювання початкових амплітуди і фази коливань, які відповідають незрівноважуючому стану ротора;
- орієнтовне визначення ваги і місця встановлення пробних вантажів, засноване на досвіді подібних підбалансувань;
- встановлення пробних вантажів;
- вимірювання амплітуди і фази коливань, які викликаються взаємним впливом незрівноваженості і пробних вантажів;
- виконання векторних побудов, в результаті яких виділяється амплітуда і фаза коливань, що викликаються дією лише пробних вантажів;
- визначення комплексної балансованої чутливості для даних обертів (комплексна збалансована чутливість характеризується двома параметрами: масою вантажа, віднесеною до викликаємої нею амплітуди коливань, і кутом, на який відстає напрям коливань від місця встановлення вантажа);
- визначення за комплексною балансованою чутливістю ваги і місця встановлення зрівноважуючого вантажу.

Балансування вважається завершеним, якщо амплітуда коливань при частоті обертання ротора осьового компресора, рівна 1600 об/хв, складає 2 – 3мм і на робочих обертах не перевищує допустимої. При підбалансуванні

може спостерігатись підвищена вібрація на одному, або обох підшипниках. В першому випадку незрівноваженість ліквідується встановленням з сторони підвищеної вібрації поодиноких вантажів; в другому випадку – встановлення систем симетричних і кососиметричних вантажів.

Існуюча методика підбалансування передбачає окрім зняття вихідної вібраційної характеристики, проведення трьох пробних запусків. Останнє пов'язано зі значними витратами часу і паливного газу. Використання розробленої системи контролю вібраційного стану ГПА з безконтактним давачем частоти обертання дозволяє запропонувати більш ефективну методику.

Фазовий кут, який вимірюється системою контролю – це зсув фази опорної мітки з безконтактного давача частоти обертання відносно виміряного сигналу з вібродавача (при умові рівності частоти обертання і частоти слідування імпульсів від давача частоти обертання). В полярній системі координат цей кут визначає положення вектора віброперевантажень корпуса турбіни в площині встановлення вібродавача. В цьому випадку підбалансування турбіни можна провести за один вихід на режим з встановленим пробним вантажем масою  $m_{np}$ .

Сумарний вектор перевантажень при цьому визначаємо як:

$$\bar{I}_{\Sigma} = \bar{I}_1 + \bar{I}_{np}, \quad (5.1)$$

де  $\bar{I}_1, \bar{I}_{np}$  – відповідно вектор перевантажень з вихідним дисбалансом ротора і викликаний пробним навантаженням.

Звідси,

$$\bar{I}_{np} = \bar{I}_{\Sigma} - \bar{I}_1. \quad (5.2)$$

Використовуючи значення фазового кута, виміряного за допомогою системи контролю, з вихідним дисбалансом ротора  $\varphi_1$  і з встановленим пробним вантажем  $\varphi_2$  будуюмо векторну діаграму в полярній системі координат (рис.5.15). Знаючи положення пробного вантажу і знайшовши вектор  $\bar{I}_{np}$ , досить легко встановити кут  $\alpha$ , зсуваючи фази вектора перевантаження відносно пробного дисбалансу, що його викликає. Цей кут для даної турбіни і

частоти обертання її ротора залишається постійним. Відклавши цей кут від вектора  $I$  в напрямку, протилежному обертанню ротора, отримаємо положення – “Важке місце” ротора турбіни у вихідному стані. Діаметрально протилежно цьому місцю необхідно розташувати корегуючий вантаж масою:

$$m = m_{np} \cdot \frac{I_1}{I_{np}}, \quad (5.3)$$

де  $I_1, I_{np}$  – довжина векторів, відповідна вимірним значенням віброперевантажень.

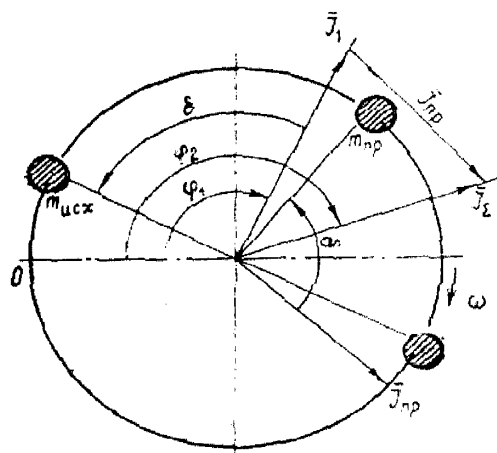


Рис. 5.15 Векторна діаграма

#### 5.4 Розробка програмного забезпечення методики підбалансування роторів ГПА

Для реалізації розглянутого вище методу була розроблена програма, що автоматично розраховує масу вантажу і місце встановлення за показами системи контролю. Її використання дозволяє відмовитись від виконання трудомікої ручної роботи і проводити розрахунок з графічним представленням місця встановлення зрівноважуючого вантажу на роторі ГПА.

Розроблена програма написана на алгоритмічній мові Pascal під ОС MS—DOS і має досить зручний інтерфейс користувача. Розглянемо більш детально роботу програми.

Для запуску програми потрібно запустити файл autorun. bat. На моніторі з'явиться повідомлення “амплітуда 1 точки=”, після чого потрібно ввести значення показу приладу до встановлення пробного вантажу. Далі з'явиться повідомлення, що потрібно ввести фазу “фаза 1 точки=”. Аналогічно потрібно ввести дані після другого вимірювання. Після введення всіх даних на моніторі повинно бути такі повідомлення (рис.5.16). Де пропонується чи виводити на екран оброблені дані або ні, за допомогою клавіш ← і →. Оператор мож вибрати потрібний пункт меню, що необхідно, коли програма виконується на застарілих ПК, які не спроможні підтримувати графічний режим виводу , тобто графічну діаграму відобразити неможливо. Тому для цього випадку слід вибрати пункт меню "виводити", після чого програма виведе в текстовому режимі декартові координати трьох точок , щоб була можливість накреслити діаграму вручну, а також значення косинуса кута між векторами , самого кута , множника масштабування вантажу та значення зрівноважуючого вантажу.

```

* амплітуда 1 точки = 35
  фаза 1 точки = 56
  амплітуда 2 точки = 38
  фаза 2 точки = 20
  маса 2 точки = 20
  кількість обертів =1500

```

```

Виводити оброблені дані чи ні
не виводити   виводити

```

Рис. 5.16 Вигляд меню запиту поро вивід оброблених даних

Якщо ж ПК підтримує заданий у програмі графічний режим тоді при появі меню слід вибрати пункт меню "не виводити", після чого програма виведе в графічному режимі діаграму та меню роботи з нею.

Після цього на моніторі з'явиться меню, яке складається з трьох вікон. В першому вікні відображені введені дані, а також розрахунки, в другому представлений графічний алгоритм у вигляді графіка на якому позначено де має знаходитися вантаж і нарешті третє вікно представляє пункти меню: “нові дані”, “запис”, “вікно DOS”, “огляд”, “коментар”, “вихід”. На (рис.5.17) зображено вигляд вікон меню.

В меню можна проводити наступні дії:

- пункт "нові дані" - задавати нові дані (якщо при введенні поточних даних було допущено помилку);
- пункт "запис" - запис поточної діаграми як рисунок у файл;
- пункт "вікно DOS" - тимчасовий вихід з програми;
- пункт "огляд" - огляд допомоги до програми;
- пункт "коментар" - введення коментаря до діаграми, (наприклад місце та час збору даних про турбіну, тощо);
- пункт "вихід" - вихід з програми.

З прикладу ми бачимо, що масу вантажу треба змінити з 20г на 30,79г, а кут  $-79,21^\circ$  вказує на яку величину потрібно змістити вантаж відносно початкового місця знаходження. Також вибравши пункт меню можемо перетворити наш графік в малюнок з тим, щоб потім можна було його відкрити в будь-якому графічному редакторі і роздрукувати. Вибравши в меню пункт "коментар" можна написати коментар до отриманого розрахунку (коли зняті дані, з якого об'єкта тощо). Якщо було вибрано пункт "нові дані", то можна ввести нові дані і отримати новий розрахунок.

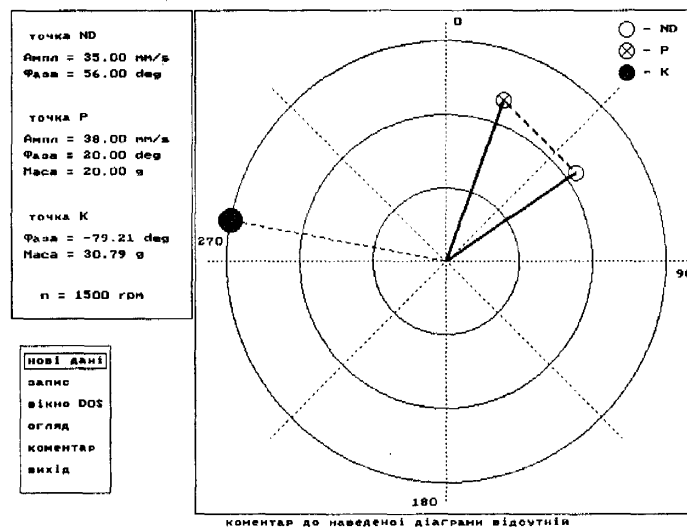


Рис. 5.17 Вивід результату розрахунку потрібної маси вантажу

Вибравши в меню пункт "коментар" можна також записати певне повідомлення внизу під графіком. Потім, вибравши в меню пункт "запис", програма створить запит в якому попросить ввести ім'я файлу. Після вводу імені буде створено файл з розширенням \*.bmp. Це дуже зручно, оскільки



результати можна переглянути як малюнок, і якщо є потреба, роздрукувати для оформлення звіту.

Графічний алгоритм програми наведений на рис 5.18

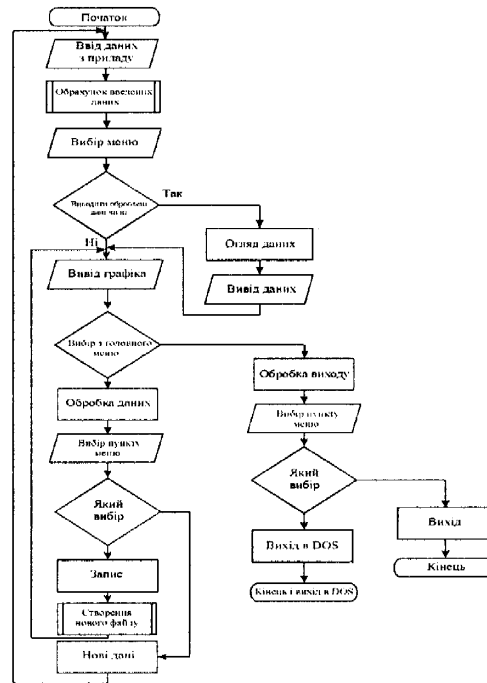


Рис.5.18 Графічний алгоритм програмного забезпечення методики підбалансування роторів ГПА

Методика підбалансування роторів ГПА та програмне забезпечення для її реалізації впроваджені в Долинському ЛВУМГ (Додаток Е5).

## 5.5 Розрахунок вірогідності контролю (розрахунок інструментальної вірогідності при обмеженому самоконтролі в ТЗК)

Вірогідність контролю визначається як повна ймовірність того, що система контролю оцінює саме той стан, в якому дійсно знаходиться об'єкт контролю (ГПА). Слід враховувати, що при контролі можуть бути два випадки вірного діагнозу: позитивний  $D$  – об'єкт працездатний (в об'єкті відсутній дефект) та негативний  $\bar{D}$  – об'єкт непрацездатний (в об'єкті є дефект). Ймовірності  $D$  і  $\bar{D}$  є апостеріорними ймовірностями працездатного та непрацездатного станів об'єкту контролю.

Причинами невірної оцінки стану ГПА можуть бути:

- неповне охоплення об'єкту контролем;
- неідеальність технічних засобів в частині їх безвідмовності з врахуванням збоїв в їх елементах;
- невірно вибрані співвідношення між допусками на діагностичні показники  $\Delta$  та похибками вимірювання  $\epsilon$ .

Повноту контролю можна виявити через ймовірності виявлення  $q_{\text{вв}}$  і невиявлення  $q_{\text{нв}}$  відмов, пов'язаних співвідношенням:

$$q_{\text{вв}} + q_{\text{нв}} = Q_0, \quad (5.4)$$

де  $Q_0$  – ймовірність відмови об'єкту.

Згідно статистичних даних по вібраційній надійності ГПА, інтенсивність відмов ГПА типу ГТК-10-4 в середньому становить  $\lambda_0 = 2,38 \cdot 10^{-4}$  1/год (виходячи з середнього напрацювання на відмову 4200 год). Враховуючи, що періодичність перевірки вібраційного стану ГПА відбувається в середньому один раз в тиждень, ймовірність відмови установки протягом періоду діагностування буде рівна  $Q_0 = 0,023$ .

Враховуючи, що вимірювання рівня вібрації здійснюється лишень у вибраній кількості контрольних точок (розділ 4), можна прийняти, що ймовірність виявлення відмови (правильного оцінки вібраційного стану ГПА) становитиме близько 95% від ймовірності відмови. Отже, ймовірність виявлення відмов становитиме  $q_{\text{вв}} = 0,021$ , а ймовірність невиявлення відмови – відповідно  $q_{\text{нв}} = 0,002$  згідно [135].

Внаслідок різної фізичної природи та сильної залежності причин зниження вірогідності від реальної структури технічних засобів контролю (ТЗК) доцільно виділяти помилки, що виникають внаслідок кінцевої безвідмовності складових елементів ТЗК та помилки, що обумовлені похибками ТЗК. Причому, якщо в першому випадку помилки виникають внаслідок збоїв та відмов елементів ТЗК, то в другому випадку визначаються законами розподілу і прийнятими допусками оцінюваних діагностичних ознак.

Наведені фактори мають стохастичну природу, тому кількісно оцінюються імовірнісними характеристиками.

Збої в системі контролю призводять до невірному функціонуванню ТЗК, при цьому їх працездатність відновлюється без зовнішнього впливу.

Збої, що виникають в елементах СК, можна охарактеризувати:

– ймовірністю збою, що призводить до помилки типу “хибна відмова” (працездатний об’єкт вважається непрацездатним) (подія  $h_1$ ):

$$q_{зб}^x = \frac{N^x}{N}, \quad (5.5)$$

де  $N^x$  – кількість збоїв дослідного зразку СК, що призводять до помилки типу “хибна відмова” (працездатний ГПА вважається непрацездатним);

$N$  – загальна кількість досліджень працездатного ГПА при значному збільшенні допусків на параметри, що перевіряються;

– ймовірністю збою, що призводить до помилки типу “невиявлена відмова” (непрацездатний об’єкт вважається працездатним) (подія  $h_2$ ):

$$q_{зб}^h = \frac{N^h}{N}, \quad (5.6)$$

де  $N^h$  – кількість збоїв дослідного зразку СК, що призводять до помилки типу “невиявлена відмова”.

При апробації системи контролю, що проходила протягом лютого-квітня 2003 р. було проведено близько 160 випробувань системи, в результаті чого була зафіксована лише одна помилка типу “хибна відмова” та жодної помилки типу “невиявлена відмова”. Отже, ймовірність події  $h_1$  буде рівна  $q_{зб}^x = 0,00625$ , а події  $h_2$  рівна  $q_{зб}^h = 0$ .

Відмови елементів системи можуть призводити або до повної втрати працездатності ТЗК, або вони можуть продовжувати функціонування, але видавати результати не пов’язані з поточним станом об’єкту.

Відмови можна охарактеризувати:

– ймовірністю того, що внаслідок відмов СК оцінює об’єкт як працездатний (подія  $h_3$ ):

$$q_n = \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_i}{\sum_{i=1}^N \lambda_i}, \quad (5.7)$$

де  $n$  – число елементів, що призводять до такої події;  $N$  – загальна кількість елементів СК;  $\lambda_i$  – інтенсивність відмов  $i$ -го елемента.

– ймовірністю того, що внаслідок відмов СК оцінюють об'єкт як непрацездатний (подія  $h_4$ ):

$$q_n = \frac{\sum_{i=1}^k \lambda_i}{\sum_{i=1}^N \lambda_i}, \quad (5.8)$$

де  $k$  – число елементів, що призводять до відміченої події.

Інтенсивність відмови СК в цілому рівна  $2,52 \cdot 10^{-4}$  1/год, та визначається, в основному, через показники надійності первинних перетворювачів (акселерометрів, середнє напрацювання на відмову яких складає 2000 год), як найменш надійної ланки системи, оскільки всі інші блоки є на порядок надійнішими. Появу подій  $h_3$  та  $h_4$ , як правило, може викликати лише відмова первинних перетворювачів, коли в блок обробки буде поступати інформація не із всіх контрольних точок, внаслідок чого можлива неправильна оцінка вібраційного стану ГПА.

Підставивши отримані дані в (5.7)-(5.8) та враховуючи те, що більшість відмов первинних перетворювачів, виявляється в процесі самоконтролю ТЗК, отримаємо, що  $q_n = q_n = 0,09$ . Для визначення вірогідності контролю, розглянемо моделі формування правильного діагнозу з врахуванням можливих відмов та збоїв. В процесі контролю ГПА може знаходитися в працездатному (подія А) і непрацездатному (подія  $\bar{A}$ ) станах відповідно з ймовірностями  $P_0$  і  $Q_0$ . Стан ГПА оцінюють технічні засоби, які перед застосуванням чи в процесі контролю можуть бути працездатними (подія В), або перед застосуванням, чи в процесі контролю в ТЗК може виникнути відмова (збій), що призводить до хибної

оцінки стану ГПА (подія  $\bar{B}$ ). Подія  $\bar{B}$  може наступити разом з будь-якою подією  $h_i$ ,  $i = \overline{1,4}$ .

Позначимо через  $C$  і  $\bar{C}$  події, що полягають в визнанні ГПА за результатами контролю відповідно працездатним та непрацездатним. Тоді ймовірності  $D$  і  $\bar{D}$  можна визначити за відомими в теорії ймовірності формулами Байеса [135]:

$$D = \frac{P(A)P(C/A)}{P(A)P(C/A) + P(\bar{A})P(C/\bar{A})}, \quad (5.9)$$

$$\bar{D} = \frac{P(\bar{A})P(\bar{C}/\bar{A})}{P(\bar{A})P(\bar{C}/\bar{A}) + P(A)P(\bar{C}/A)}, \quad (5.10)$$

де  $P(A)$  і  $P(\bar{A})$  – безумовні ймовірності подій  $A$  і  $\bar{A}$  відповідно;

$P(C/A)$ ,  $P(\bar{C}/A)$ ,  $P(C/\bar{A})$ ,  $P(\bar{C}/\bar{A})$  – умовні ймовірності відповідних подій.

Для обчислення умовних ймовірностей розглянемо модель формування діагнозу в вигляді орієнтованого графа при умові, що частина відмов ТЗК самоконтролем не виявляється. Вершини графа відповідають станам ГПА, ТЗК і системи в цілому, а вітки характеризують ймовірності знаходження елементів у вказаних станах (рис.5.19).

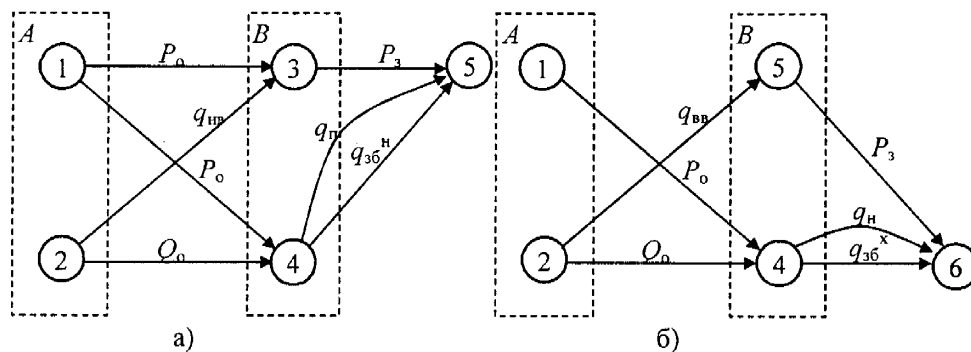


Рис.5.19 Модель формування правильного діагнозу:

а) при позитивному результаті, б) при негативному результаті

За ймовірнісним графом визначаємо умовні ймовірності:

$$P(C/A) = P_o P_з + P_o (q_п + q_{36}^H), P(C/\bar{A}) = P_з q_{нв} + Q_o (q_п + q_{36}^H),$$

$$P(\bar{C}/A) = P_o (q_н + q_{36}^x), P(\bar{C}/\bar{A}) = P_з q_{вв} + Q_o (q_н + q_{36}^x).$$

Підставляючи отримані значення умовних ймовірностей в (5.9)-(5.10), отримаємо:

$$D = \frac{P_o^2(P_3 + q_{п} + q_{36}^H)}{P_o^2(P_3 + q_{п} + q_{36}^H) + Q_o[P_3q_{нв} + Q_o(q_{п} + q_{36}^H)]}, \quad (5.11)$$

$$\bar{D} = \frac{Q_o[P_3q_{вв} + Q_o(q_{н} + q_{36}^x)]}{Q_o[P_3q_{вв} + Q_o(q_{н} + q_{36}^x)] + P_o^2(q_{п} + q_{36}^x)}. \quad (5.12)$$

Підставляючи в вирази (5.11) та (5.12) значення окремих складових, отримаємо значення вірогідності контролю  $D=0,98$  та  $\bar{D}=0,053$ , що підтверджує високу ефективність спроектованої системи контролю.

### 5.6 Оцінка критерію організації системи контролю

При проектуванні системи контролю ГПА, важливою задачею є також організація взаємодії всіх елементів системи, що беруть участь в процесі контролю від яких залежить її якість.

Оскільки в процесі контролю, беруть участь три елементи: ОК, ТЗК і людина-оператор (ЛО), які утворюють систему контролю, то для вирішення задачі організації СК необхідно вибрати критерій, що враховує показники всіх цих складових. В якості такого критерію, можна застосувати показник готовності  $\Pi_r$ , який визначає ймовірність того, що об'єкт є працездатним в довільний момент часу [136]. На основі аналізу режимів експлуатації та контролю ОД (див. розділ 1), впливу технічних засобів на вірогідність контролю можна зробити висновок, що в даному випадку задачу оцінки  $\Pi_r$  проекрованої СК, можна звести до задачі визначення показника готовності об'єкту неперервного використання, що регулярно-періодично контролюється в робочому режимі реальними ТЗК, але без врахування помилок першого та другого роду [137]. В результаті відновлення ГПА повністю відновлює свої функції.

Для визначення  $\Pi_r$  скористаємося методикою запропонованою в [137].

Із всієї сукупності станів, в яких може знаходитися СК виділяємо початкові: 1 – ГПА і ТЗК працездатні; 2 – ГПА працездатний, ТЗК

непрацездатні; 3 – ГПА непрацездатний, ТЗК працездатні; 4 – ГПА і ТЗК непрацездатні.

Для розглянутих початкових станів будуюмо часові діаграми (рис.5.20). Об'єднуємо всі початкові стани в один узагальнений стан – ГПА в робочому режимі, ТЗК виключені, але можлива їх відмова з ймовірностями  $Q_0(t)$  і  $Q_3(t)$  (стан I). Стану 5 присвоюємо номер II. Оскільки стани 8 та 9 відповідають ситуації коли послідовно в часі відбувається перевірка працездатності і відновлення ТЗК, то вони об'єднуються в один стан III (ОД в робочому режимі очікує контролю та проводиться відновлення непрацюючих ТЗК).

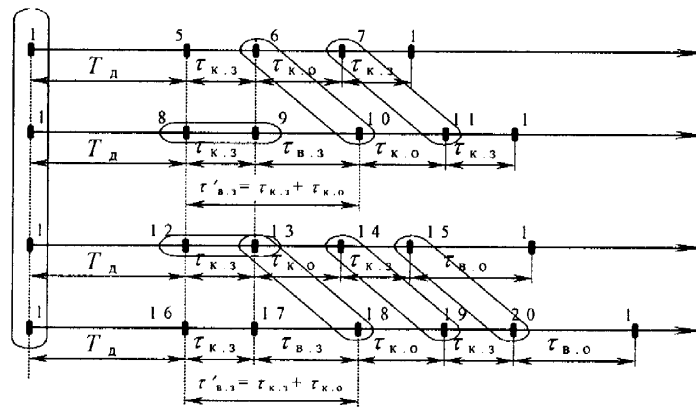


Рис.5.20 Часові циклограми взаємодії ГПА і ТЗК ( $\tau_{к.з}$  – час самоперевірки ТЗК до і після діагностування;  $\tau_{к.о}$  – час контролю ГПА;  $\tau_{в.з}$  – час відновлення ТЗК;  $\tau_{в.о}$  – час відновлення ГПА)

При цьому час перебування в стані III рівний  $\tau'_{в.з} = \tau_{к.з} + \tau_{к.о}$ . Стану 12 присвоюємо номер IV. Стани 16 та 17 по аналогії з 8 та 9 об'єднуємо в стан V – непрацездатний ОД очікує діагностування та проводиться відновлення непрацюючих ТЗК. Ідентичні стани 6 та 10, 7 та 11, 13 та 18, 14 та 19, 15 та 20 об'єднуємо відповідно в стани VI, VII, VIII, IX, X. Таким чином число несумісних станів дорівнює 10.

Будуємо граф переходів вважаючи процес переходів напівмарківським випадковим процесом (оскільки враховуються крім ймовірностей переходу з стану в стан також тривалості знаходження в кожному з станів) (рис.5.21). Кожна вітка графу характеризується ймовірністю переходу і тривалістю перебування ГПА в попередньому стані.

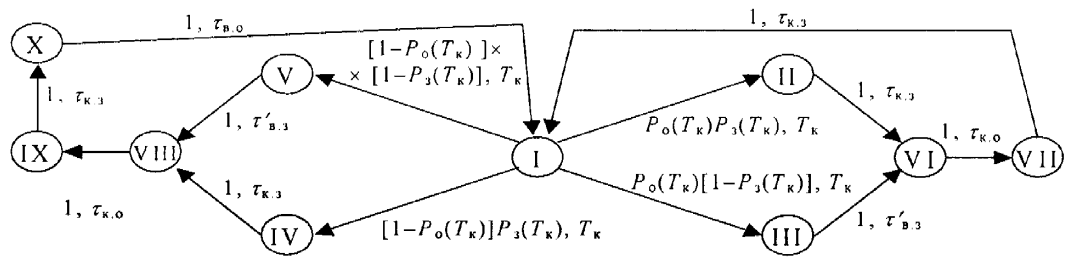


Рис.5.21 Граф переходів ( $P_o(T_k)$  – ймовірність безвідмовної роботи ГПА протягом  $[0, T_k]$ ;  $P_3(T_k)$  – аналогічно, ймовірність безвідмовної роботи ТЗК)

На основі побудованого графа записуємо систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned}
 \pi_1 &= \pi_7 + \pi_{10}; \\
 \pi_2 &= P_o(T_k) \cdot P_3(T_k) \cdot \pi_1; \\
 \pi_3 &= P_o(T_k) \cdot [1 - P_3(T_k)] \cdot \pi_1; \\
 \pi_4 &= [1 - P_o(T_k)] \cdot P_3(T_k) \cdot \pi_1; \\
 \pi_5 &= [1 - P_o(T_k)] \cdot [1 - P_3(T_k)] \cdot \pi_1; \\
 \pi_6 &= \pi_2 + \pi_3; \\
 \pi_7 &= \pi_6; \\
 \pi_8 &= \pi_4 + \pi_5; \\
 \pi_9 &= \pi_8; \\
 \pi_{10} &= \pi_9;
 \end{aligned} \right\} \quad (5.13)$$

де  $\pi_i$  – стаціонарна ймовірність перебування СК в  $i$ -му стані без врахування середньої тривалості перебування в цьому стані.

Вибираємо  $\pi_1$  в якості базової та приводимо всі інші ймовірності до базової шляхом введення коефіцієнтів  $A_i = \pi_i / \pi_1$ , для цього виражаємо всі ймовірності через  $\pi_1$ .

$$\left. \begin{aligned}
 A_1 &= 1; \\
 A_2 &= P_o(T_k) P_3(T_k); \\
 A_3 &= P_o(T_k) [1 - P_3(T_k)]; \\
 A_4 &= [1 - P_o(T_k)] P_3(T_k); \\
 A_5 &= [1 - P_o(T_k)] [1 - P_3(T_k)]; \\
 A_6 &= A_7 = P_o(T_k); \\
 A_8 &= A_9 = A_{10} = 1 - P_o(T_k);
 \end{aligned} \right\} \quad (5.14)$$

Показник готовності шукаємо у вигляді:

$$\Pi_r = \frac{\sum_{i=1}^m A_i T_{oi}}{\sum_{i=1}^n A_i T_i}, \quad (5.15)$$



де  $T_i$  – безумовна тривалість знаходження СК в  $i$ -му стані;  $T_{oi}$  – середній час відсутності дефектів на протязі часу  $T_i$ .

Безумовну тривалість знаходження СК в  $i$ -му стані можна знайти на основі графу (рис.5.21):

$$\left. \begin{array}{l} T_1 = T_k; \\ T_2 = \tau_{к.3}; \\ T_3 = \tau'_{в.3}; \\ T_4 = \tau_{к.3}; \\ T_5 = \tau'_{в.3}; \\ T_6 = \tau_{к.0}; \\ T_7 = \tau_{к.3}; \\ T_8 = \tau_{к.0}; \\ T_9 = \tau_{к.3}; \\ T_{10} = \tau_{в.0}. \end{array} \right\} \quad (5.16)$$

Середній час відсутності дефектів на протязі часу  $T_i$  визначається як

$$T_{oi} = \int_0^{T_i} P_0(t) dt. \quad (5.17)$$

Враховуючи, що контроль проводиться під час роботи ГПА, то в станах I, II, III, IV, VII об'єкт є працездатним і, відповідно, виконує свої функції, отримаємо

$$\Pi_r = \frac{A_1 T_{o1} + A_2 T_{o2} + A_3 T_{o3} + A_4 T_{o4} + A_7 T_{o7}}{\sum_{i=1}^{10} A_i T_i}. \quad (5.18)$$

Приймаючи, що напрацювання на відмову ГПА і ТЗК описується показниковим законом розподілу, отримаємо:

$$\left. \begin{array}{l} P_0(t) = \exp(-\lambda_0 t), \\ P_T(t) = \exp(-\lambda_3 t), \\ T_{o1} = \int_0^{T_k} P_0(t) dt = \frac{1}{\lambda_0} \cdot [1 - \exp(-\lambda_0 T_k)], \\ T_{o2} = \int_0^{\tau_{к.3}} P_0(t) dt = \frac{1}{\lambda_0} \cdot [1 - \exp(-\lambda_0 \tau_{к.3})], \\ T_{o3} = \int_0^{\tau'_{к.3}} P_0(t) dt = \frac{1}{\lambda_0} \cdot [1 - \exp(-\lambda_0 \tau'_{к.3})], \\ T_{o6} = \int_0^{\tau_{к.0}} P_0(t) dt = \frac{1}{\lambda_0} \cdot [1 - \exp(-\lambda_0 \tau_{к.0})], \end{array} \right\} \quad (5.19)$$

$$T_{o7} = \int_0^{\tau_{к.з}} P_o(t) dt = \frac{1}{\lambda_o} \cdot [1 - \exp(-\lambda_o \tau_{к.з})],$$

де  $\lambda_o, \lambda_3$  – інтенсивність відмов відповідно ГПА і ТЗК.

На основі статистичних даних з відмов елементів і вузлів ГПА, та результатів апробації розробленої СК встановлено, що  $\lambda_o=2,38 \cdot 10^{-4}$  1/год,  $\lambda_3=2,52 \cdot 10^{-5}$  1/год;  $\tau_{к.з}=0,12$  год,  $\tau_{к.о}=0,45$  год;  $\tau_{в.з}=5$  год;  $\tau_{в.о}=96$  год. Таким чином виходячи з [136] показник готовності ОД при експлуатації розробленої СК становить 0,96.

Порівнюючи отримане значення з коефіцієнтом технічного використання ГПА (для ГПА типу ГТК-10-4 становить 0,9), можна сказати, що впровадження даної системи дозволить зменшити простої та підвищити ефективність експлуатації ГПА.

Результати теоретичних і експериментальних досліджень по дисертаційній роботі впроваджено в навчальному процесі – в робочих програмах дисциплін "Основи теорії надійності і технічної діагностики систем", "Методи і засоби діагностування об'єктів нафтогазового комплексу", та "Проектування систем діагностування", які читаються студентам спеціальності 7.091401 – "Системи управління та автоматики" (Додаток Е6).

### **Висновки до розділу**

1. На основі використання методів схемотехніки та сучасної елементарної бази розроблена система контролю вібраційного стану ГПА і трубопровідної обв'язки, використання якої на діючих агрегатах дозволяє отримати оперативну і вірогідну інформацію про його стан в будь-який момент часу та порівняти його з нормованим.

2. З використанням новітніх пакетів програмних продуктів розроблено прикладне програмне забезпечення системи контролю вібраційного стану, що дозволяє реалізувати алгоритми контролю та діагностування як окремих вузлів ГПА і трубопровідної обв'язки, так і агрегата в цілому.

3. Розроблено прикладне програмне забезпечення методу підбалансування роторів ГПА, який реалізується розробленою системою контролю вібраційного стану і дозволяє здійснити процедуру підбалансування роторів, що, на відміну від існуючої, призводить до зменшення кількості пусків ГПА та трудоемкості процесу підбалансування.

4. За результатами проведених розрахунків вірогідності контролю ГПА (інструментальної вірогідності при обмеженому самоконтролі технічних засобів контролю) встановлено, що вірогідність системи контролю вібростану ГПА становить 0.98, а показник готовності ГПА при її експлуатації  $P_T=0.96$ , що вказує на високу ефективність розробленої системи.

## ОСНОВНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової задачі вібраційного контролю технічного стану ГПА, що обумовлюється методом контролю стану ТО ГПА, стратегією оптимального вибору точок контролю та методом обробки діагностичної інформації про стан ГПА.

1. На основі аналізу сучасного стану діагностування ГПА встановлено:

- сьогодні відсутні роботи по дослідженню вібраційного стану безпосередньо ТО ГПА, що не дозволяє оцінити вплив вібростану ГПА на останню та розрахувати виникаючі в ній механічні напруження і, тим самим, попередити виникнення її відмови;

- існуючі стаціонарні системи контролю технічного стану ГПА орієнтовані в основному на контроль чи діагностування лише окремих його вузлів та елементів (силових елементів – підшипників, лопаткового апарата, тощо), що не дозволяє отримати інформацію про загальний технічний стан ГПА. Останній визначають сьогодні за результатами періодичних обстежень згідно існуючого регламенту.

2. Розроблена математична модель процесу деформування ТО ГПА, використання якої дозволяє отримати значення механічних напружень (осьових та зсувних), що діють на ділянку об'язки будь-якої просторової конфігурації, та їх розподіл по її об'єму за результатами оцінки вібраційного стану ГПА.

3. Розроблено забезпечення експериментальних досліджень вібраційного стану ГПА з ТО:

- методичне, використання якого дозволяє зменшити об'єм експериментальних досліджень і, відповідно, їх тривалість та трудоемкість;

- технічне – мобільну систему контролю вібростану ГПА, основу якої складають трьохвісний вібродавач типу AP 21 з магнітним вузлом кріплення та ПК типу Notebook на базі процесора Pentium-3, використання якого дозволяє отримувати оперативну і вірогідну інформацію про вібраційний стан ГПА в будь-якій його точці, включаючи ТО;

- програмне, використання якого сумісно з програмним продуктом Wavelab 3 дозволяє в процесі експерименту оперативно проводити запис, фільтрацію та збереження часових реалізацій вібро сигналів з метою їх подальшого аналізу.

4. Вдосконалено метод побудови кореляційної матриці, на основі якої розроблена стратегія оптимального розташування вібродавачів на корпусі ГПА і ТО, що полягає у виборі точок контролю не лишень за коефіцієнтом кореляції, а за відсотковим співвідношенням по кожному рядку (стовпцю) кількості точок, що перевищують заданий поріг кореляції, який вибрано рівним 0,7. Розроблено програмне забезпечення для реалізації вказаної стратегії, використання якої дозволяє зменшити кількість точок контролю до 48% без втрати інформації про вібро стан ГПА

5. Вдосконалено метод обробки діагностичної інформації на основі використання вейвлет-перетворення, апробація якого на вібраційних сигналах з контрольних точок ГПА підтвердила його ефективність.

6. Розроблене технічне і програмне забезпечення системи контролю вібраційного стану ГПА, включаючи ТО, використання якої дозволяє отримувати оперативну і вірогідну інформацію про їх вібраційний стан в режимі реального часу. Розроблена система контролю вібраційного стану ГПА, пройшла промислову апробацію в Долинському ЛВУМГ на ГПА ГТК-10-4 №9 в 2002 році і продовжує експлуатуватися, а результати теоретико-експериментальних досліджень механічних напружень (осьових та зсувних) нагнітального патрубку головного масляного насосу за вібраційним станом дозволили запропонувати його нову конфігурацію з демпфером коливань (сильфоном), який встановлено на нових ГПА типу Ц-16С.

7. Вдосконалена методика підбалансування ротора турбіни і розроблено програмне забезпечення для її реалізації, використання якої дозволяє зменшити кількість пусків агрегату та трудоемкість процесу балансування.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гольдин А. С. Вибрация роторных машин: – 2-е изд. исправл. – М.: Машиностроение, 200. – 344с.
2. Вібрація. Терміни та визначення. ДСТУ-2300-93. Держстандарт України, – Київ. – 1994. 60с.
3. Вибрации в технике: Справочник в 6 т. / Ред. В.Н.Челомей.-М.: Машиностроение, 1981.-Т.5 Измерения и испытания / Под ред. Генкина М.Д.- 496 с.
4. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие / Под ред. Григорьева Н.В.-Л.:Машиностроение, 1974.-464 с.
5. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я.Балицкий, М.А.Иванова, А.Г.Соколова, Е.Н.Хомякова. М.: Наука, 1984. – 113 с.
6. Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А. Вибрационная диагностика лопаток ГТУ по предельным уровням крутильных колебаний ротора // Проблемы прочности,1981.-№12.- с. 114-117.
7. Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А., Бойко М.В., Душкин Е.Н., Сапрыкин С.А. Система контроля и диагностики вибрационного состояния ГПА // Газовая промышленность.-1987.-№10.-с. 30, 31, 33.
8. Мызин Н.И., Скварковский А.В., Чудилов Ю.П. Вибрация газоперекачивающих агрегатов. Л., “Недра”, 1973. – 144с. (Библиотека эксплуатационщика магистрального газопровода).
9. Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник / В.В. Клюев, Ф.Р. Соснин, А.В. Ковалев и др.; Под ред. В.В. Клюева, 2-е изд. испр. и доп. – Машиностроение, – 2003, – 656с.
10. Иста Йосло. Виброконтроль машин с вращающимися валами // Кэйсо, Instruvention. – 1977.– Bd, № 7– с.22-26.
11. Карасев В.А., Дойшман А.Б. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы. – М.: Машиностроение, 1986.–192с.

12. Генкин М. Д., Соколова А. Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987.– 228с.
13. Васильев Ю.И., Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А. и др. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. -М., Недра, 1987. – 196с.
14. Зарицкий С.П. Диагностика газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. – М.: Недра, 1987. – 198с.
15. Седых З.С., Дельсаль В.П., Терентьев А.Н. и др. Повышение надежности газоперекачивающих агрегатов путем совершенствования систем технического обслуживания и ремонта // Газовая промышленность: / ВНИИЭГазпром, М. 1980,-Вып.10.- с. 3-9 (Реф. сб. Транспорт и хранение газа).
16. Костин В.И. Повышение технического и организационного уровня ремонта ГПА // Газовая промышленность, 1987-№6-с.30-32.
17. Сапрыкин С.А., Бойко М.В. Вибрационные системы диагностики ГПА // Нефтяная и газовая промышленность.-1991.-№1.-с. 49-50.
18. Заміховський Л. М., Калявін В. П. Основи теорії надійності та технічної діагностики систем. Навч. посібник. Івано-Франківськ, Вид-во “Полум’я”, – 2004. – 230с.
19. Соколова А.Г. Методы и средства технической диагностики. - Обзорн. инфор. / ЦНИИТЭИприборостроения.-1981.-№1.-с.38.- (Сер. ТС-5).
20. Лебедев А.В., Бородин Ю.П., Зазулин В.А. Методы и средства безмонтажной диагностики // Приборы и системы управления.-1977. №3.- с.56-58.
21. Линц В.П. Техническая диагностика машин. -М.: Знание,– 1971.–48с.
22. Sankar T.S. and Xistris G.D. Failure prediction through the theory of stochastic excursions of extreme vibration amplitudes, ASME paper – 71 – Vibr. – 60 (1971), с. 87-92.
23. Коллакот Р.А. Диагностирование механического оборудования. – Л.: Судостроение, 1980. - 296 с.

24. Collacot Ralph A. Vibration monitoring and Diagnosis; Techniques for cost-effective Plant maintenance. London -New-York, 1979.
25. Instruments and Control -system, 1975. - vol: 48,N2 -P. 59-62.
26. Сучкова Р.В. Элькинд Ю.М. Изучение и нормирование вибраций статора гидрогенератора. - М.: Энергия, 1969. - Вып.-35. -с. 5-25.
27. Цветков В.А. К определению показателя надежности элементов электроэнергетических систем // Изв. АН СССР, Энергетика и транспорт. - 1975. - N 2. - С. 140-144.
28. Rathobone T.C. Vibration Tolerance // Power Plant Enqi-neering. - 1939. - Vol. 43. - P. 721-724.
29. Телков Ю.А., Миркина А.З., Максимов О. П. Нормирование допустимых уровней вибрации и шума машин, аппаратов и трубопроводов в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. - М., 1974.- 50 с.- (Обз. инф. / ЦНИИТЭНефтехим; Тематический обзор).
30. ISO 2372. Mechanical Vibrations of machines with operating speeds from 10 to 200 rel / s. - Nov., 1974.
31. VDI. Beurteilungs masstabe fur mechanische Schwingungen von Maschinen, VDI 2056. VDI-Veriag Cmbh. Dusseldorf, Okt. 1964.
32. Алексеев С. П., Казаков А. М., Колотилов Н. Н. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1970. – 192с.
33. Вильнер П.Д. Виброскорость как критерий вибрационной напряженности упругих систем. "Проблемы прочности" 1970. – №9. – с.42-45.
34. Комардинкин В.П., Радчик И.И., Ровинский В.Д., Смирнов В.А. Вибрационная надежность газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом // Газовая промышленность: Обзорн. информ. М.: / ВНИИЭГазпром.- 1982.-вып.3.-47с.(сер. Транспорт и хранение газа).
35. Максименко С.В., Поляков Т.Н., Труфанов А.Н. Методы и средства технической диагностики оборудования компрессорных станций: Обз. информ. Сер. Транспорт и подземное хранение газа. М.:ВНИИЭгазпром. – 1990.– 66с.



36. Разработка математических моделей и алгоритмов диагностирования и прогнозирования технического состояния ГПА с газотурбинным приводом: Отчет МИНиГП по теме №92-88. М., 1988. – с.66.
37. Регламент измерений, необходимых для технической диагностики газоперекачивающих агрегатов, технологических обвязок и общестанционного оборудования компрессорных станций. М.: / ВНИИЭгазпром, 1984.-46с.
38. Костин В.И., Радчик И.И., Смирнов В.А. Нормирование вибрации ГПА. // Газовая промышленность, 1985. – №11. – с.31-33.
39. Опыт внедрения регламента диагностических измерений оборудования КС ПО Ухтатрансгаз и ПО Куйбышевгаз // Дубинский В.П., Зарицкий С.П., Костин В.И. и др. – М.: ВНИИЭгазпром, 1986. – 48с. – Обз. Информ. Произв. опыт в газовой пром-ти, вып.3.
40. Нормы вибрации. Оценка интенсивности вибрации газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации на компрессорных станциях Министерства газовой промышленности / ВНИИЭгазпром, М., 1985. -16с.
41. Игуменцев Е.А., Костин В.И. Нормирование вибрации ГТУ. М.: Энергомашиностроение, – №3, – 1989. – с.26-29.
42. Методика вибродиагностики технического состояния газоперекачивающих агрегатов ГПА-10 и ГПА-10-01 в условиях эксплуатации на компрессорных станциях газовой промышленности. Киев. – 1995. – 42с.
43. Смирнов В.А., Крейн А.З. Моделирование вибрационных процессов газоперекачивающих агрегатов // Газовая промышленность: Обзорн. информ. / ВНИИЭгазпром.-1985.-Вып.11.-67с.(Сер. Транспорт и хранение газа).
44. Дубинский В.Г., Зарицкий С.П., Тихонов А.Д. Организационные и методические принципы развития диагностирования газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. // Газовая промышленность: Обзорн.информ. / ВНИИЭгазпром.-1986.-Вып.3.-65с. (сер. Транспорт и хранение газа).

45. Бондаренко Г.А., Крившин М.Г., Петров В.В., Стеценко А.А. Вибрации центробежных нагнетателей природного газа. Нормы и методика оценки вибрационного состояния. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1990г.
46. Бойко М.В. Исследование вибрационных характеристик газоперекачивающих агрегатов ГТН-25 // Газовая промышленность. Серия: Транспорт и подземное хранение газа. Экспресс-информация. М.: -1987. Вып.10.- с.8-13.
47. Куприянов С.Б., Масягин В.Е., Чарный Ю.С. Техничко-экономические вопросы диагностирования газоперекачивающих агрегатов // Газовая промышленность: Обзорн.информ. / ВНИИЭГазпром – 1987. – Вып.8. – 51с. (сер. Транспорт и хранение газа).
48. Соляник В. Г. Удосконалення вібродіагностичних методів та засобів контролю газоперекачувальних агрегатів ГПА – 25 / 76. Автореф. на здобуття наук. ступеня канд. тех. наук – Івано-Франківськ, – 2000. – 19с.
49. Козак В.Р. Розробка і випробування вібродіагностичних систем для компресорних установок автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій. Автореф. на здобуття наук. ступеня канд. тех. наук – Івано-Франківськ, – 2000. – 21с.
50. А.С. N1727013 (СССР) Способ вибрационного контроля машин / Бойко М.В., Сапрыкин С.А., Полищук О.Ф., Божко А.Е.- Оpubл. в Б.И.-1992.-N4.
51. А.С. СССР N 1816986 Способ вибродиагностирования газотурбинных двигателей / Ремизов В.В., Сула А.С., Михайлов В.В., Шестериков А.В. - опубл. 23.05.93. Бюл. N19.
52. А.С. СССР N1490542 Способ контроля технического состояния газотурбинной установки / Щуровский В.А., Корнеев В.И., Сеницын Ю.Н.- опубл. 30.06.89. Бюл. N24.
53. А.С. СССР N1114143 Способ диагностики газотурбинного двигателя газоперекачивающего агрегата // Коровин А.С., Пак В.Д.-опубл. 30.11.90. Бюл. N44.

54. Bayes J.D. Noise and vibration analysis of reciprocating machines // Noise and vibr. Worldwide.-1981.-vol.12, No 3.-P.90-92.
55. Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А. Вибрационная диагностика местонахождения дисбаланса газотурбинной установки ГТ-750-6 // М.: Энергомашиностроение, – 1980. – №4. -ий с. 21-24.
56. Васильев Ю.И., Христензен В.Л., Игуменцев Е.А. Предупреждение поломки рабочих лопаток газотурбинных ГПА // Газовая промышленность. Серия: Транспорт, хранение, использование газа в народном хозяйстве. Экспресс-информация.-1982.-№4.- с. 21-24.
57. Старцев В.В., Дерябин В.И., Власов С.М. Оценка вибрационного состояния лопаточного аппарата осевого компрессора ГТУ по косвенным признакам.–М.,1989.–10с.–Деп. в ВНИИЭгазпроме 26.09.89, N 1195-гз89.
58. Диагностирование надежности узлов газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Обз. информ. ВНИИЭгазпрома, сер. Транспорт и хранение газа. М.: 1964. – №6. – с.53.
59. Костин В.И., Игуменцев Е.А., Комардинкин В.П, Христензен В.Л. Вибродиагностическая система обнаружения дефектов ГПА.- М.:ВНИИЭгазпром, – 1987, Вып.2. – с.3-9 (Сер. Транспорт и подземное хранение газа).
60. Разработка методов технической вибродиагностики систем ГПА-фундамент: Отчет МИНиГП по теме N 126 30-84.-М.,1986.-54с.
61. Фрейман В.Б. Техническая диагностика состояния конструктивных узлов крепления вертикальных камер сгорания ГТУ типа ГТК-10.- М.:ВНИИЭгазпром, 1987.–Вып.9. – с.1-4 (Сер. Транспорт и подземное хранение газа).
62. А.С. СССР N1377651 Способ раннего обнаружения дефектов турбомашин / Збродов Н.А., Игуменцев Е.А., Костин Е.А., Сидоренко В.И., Тихонов В.Г., Христензен В.Л.- опубл. 28.02.88 в БИ №8.
63. Рыжинский З.Н., Сундуков Е.В. Аппаратура контроля вибрации. // Газовая промышленность.–1985.–№10.– с.12-13.

64. Устройство непрерывного контроля и диагностики газотурбокомпрессора. Royce books orders for DATM 4 condition monitoring systems // Gaz Turbine World.-1989.-19 / -№5 с.30.

65. СССР N1652861 Устройство диагностики турбомашин // Рындак В.К., Сидорин Г.Н., Кукушкин И.В. и др. - опубл. 30.05.91, БИ №20.

66. Дубинский В.Г., Зарицкий С.П., Солнышкин Б.Г., Тихонов А. Д., Чарный Ю.С., Шульман М.Х. Системы автоматизированного контроля технического состояния газоперекачивающих агрегатов // Газовая промышленность: Обзорн. информ. / М.: ВНИИЭгазпром.-1985.-Вып.4.-31с. (сер. Автоматизация, телемеханизация и связь в газовой промышленности).

67. Петрович В.И. Виброаппаратура для диагностики энергетического оборудования // Приборы и системы управления.-1989.-№5.- с.24-26.

68. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Нефёдов А.А. Исследование надежности ГПА ГТН-25 в условиях эксплуатации / М.: Нефтяник, 1991.-№11 с.20-21.

69. Разработка системы аварийной защиты по вибрационному состоянию узлов ГТН-25 (отчет) 41.103 / 91,92, N Гос. регистрации 01 00 272 04, УкрНИИГаз, Сапрыкин С.А., Бойко М.В. Харьков. – 1992. – 70с.

70. Авторский надзор за освоением системы аварийной защиты по вибрационному состоянию узлов ГТН-25, корректировка технической документации опытной партии (отчет) 41.365 / 92,92, N Гос. регистрации UA 01 000 136 P, УкрНИИГаз, Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Харьков, 1992.-32с.

71. Тухбатулин Ф.Г., Игуменцев Е.А. Автоматизированные вибродиагностические приборы и системы газоперекачивающих агрегатов. Тез. докладов. Третья международная деловая встреча "Диагностика-93", Ялта, 1983. с.171-172.

72. Сергеев К.Н., Серебрянный Ф.М., Столяров Ю.Г., Чесноков Т.А. Аппаратура контроля вибрации комплекса систем вибрационного контроля и диагностики вращающихся деталей машин и механизмов. - В кн: Современное состояние и перспективы развития методов и средств виброметрии и вибродиагностики. Минск. -1989.- с.48-49.

73. Прохоров А.В., Онучин М.Ф. Компрессорные машины с микропроцессорными системами управления, контроля и защиты // М.: Химическое и нефтяное машиностроение, 1993.–№3.– с.20-24.
74. Зарицкий С.П., Исерлис Ю.Э., Малинин В.А. Автоматизированные системы технической диагностики оборудования КС // Газовая промышленность.–1992.–№4.– с. 27-28.
75. Контрольно-сигнальная виброизмерительная аппаратура. Vibration checker series / Oimatsu Akiharu, Kuboyama Kiyoshi // NKK Techn.Rev.–1989.– № 55.– с.60-61.
76. Бойко М.В., Полищук О.Ф., Сапрыкин С.А., Соляник В.Г. Система аварийной защиты по вибрационному состоянию узлов ГПА ГТН-25 // Нафтова і газова промисловість.–1992.–№4.– с.41-42.
77. Сапрыкин С.А., Бойко М.В., Соляник В.Г. и др. Стационарная система виброконтроля и диагностирования основных узлов ГПА большой единичной мощности. Материалы науч.-практ. конф. "Нефть и газ Украины – 96". Харьков.–1966.–т.3.– с.75.
78. ІТЦ "Вібродіагностика" (м. Северодонецьк, Україна), <http://zfs.lg/ua/8101/vibro>.
79. ТзОВ "ДІАМЕХ" (м. Москва, Росія), <http://www.diamech.ru>
80. НТЦ "Моніторинг" (м. Нижній Новгород, Росія), <http://www.acoustician.ru>.
81. НТЦ "Діагностика" (м. Суми, Україна), <http://www.chereda.net/~diagnostika>.
82. АТ "ВАСТ" і Vibrotek (м. Санкт-Петербург, Росія), <http://www.d.spb.ru/tsf>
83. Якубович В.А. Повышение эксплуатационной надежности нефтепромышленного энергомеханического оборудования. Обзор. Сер.: Машины и нефтяное оборудование. М., ВНИИОЭНГ, 1983.

84. Уочел Ж.К., Бейтс К.Л. Предотвращение вибрации трубопроводов при проектировании.– РНТС. Переработка углеводородов. М., ЦНИИ Тэнефтехим, 1976,–№10.– с.5-7.
85. Оценка технического состояния обвязочных трубопроводов компрессорных станций по вибропараметрам. М., Из-ние МИНХиГП и Союзэнергогаз, 1985.– с.126.
86. Боснянский Г.П., Харионовский В.В. Метод нормирования вибраций трубопроводов. // Газовая промышленность.–1985.–№11.– с.33-34.
87. Демидов С.П. Теория упругости. -М.: Высш. шк., 1979.– 432 с.
88. Поляков В.А. Разработка методики нормирования вибрации трубопрбводов больших диаметров с целью повышения их надежности. Автореф. дис.канд.техн.наук.–М.: 1989.–21 с.
89. Бородавкин П.П., Синюков А.М. Прочность магистральных трубопроводов.–М.: Недра, 1984.–245 с.
90. Каргудас В.И., Земеров В.М. Матрично-асимптотическая модель вибраций глубоководного транспортного трубопровода. // Гидроупругость и долговечность конструкций энергетического оборудования. Тез. докладов Всес. науч.-тех. конф. 26-29 июня 1990 г.) – Каунас, 1990,– 291с.
91. Федорович Е.Д., Фокин Б.С., Аксерольд А.Ф., Гольдберг Е.Н. Вибрации элементов оборудования ЯЭУ.-М.: Энергоатомиздат, 1989.–168с.
92. Ингульцов С.В. Собственные и вынужденные колебания разветвленных трубопроводных систем энергетических установок. Автореферат дис.канд.техн.наук. - Харьков, 1981. -21 с.
93. Петушков В.А. О динамике и прочности трубопроводных систем при сейсмических воздействиях // Проблемы прочности, 1986, №10. с.94-102
94. Мяченков В.И. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов.–М.: Машиностроение, 1989.–520с.
95. DnV Rules For Submarine Pipiline Systems, 1981.
96. To C.W.S., Kaladi V. Vibration of piping systems containing a moving medium. "Trans. ASME: J. Pressure vesselchnol", 1985, 107, N4, 344-349.

97. Олийник А.П. Математическое моделирование процесса деформирования и напряженного состояния трубопровода с использованием данных геодезических наблюдений. – Сб. “Методы и средства технической диагностики”, – Ивано-Франковск, 1992, – с. 125-131.
98. Чекурін В.Ф., Олійник А.П. Некоректна задача відтворення напружено-деформованого стану криволінійних циліндричних тіл за відомими переміщеннями певної множини точок поверхні. Зб. наук. праць – Київ, Інститут математики НАН України, 1996 – с. 160-165.
99. Іванишин В.П. Математичне моделювання процесу деформування елементів конструкції газоперекачувального агрегату під дією вібраційних навантажень. – “Наукові вісті” ІМЕ “Галицька академія”, № 1(3), 2003р – с. 128-134.
100. Замиховський Л.М., Іванишин В.П., Олійник А.П. Визначення напружено-деформованого стану трубопроводів за даними внутрітрубної інспекції. Між. наук.-тех. конф. “Надійність машин та прогнозування їх ресурсу”, Івано-Франківськ, ІФНТУНГ, Факел, 2000.– с.292-294.
101. Гулин А. В., Самарський А. А. Численные методы, М.: Наука, 1989 – 432с
102. Замиховский Л.М., Іванишин В.П., Олійник А.П. Математический аппарат вибродиагностирования ГПА // Труды 9-й Междунар. научн.-техн. конф. "Герметичность, виброненадежність и еколог. безпека насосного и компрессорного оборудования", г.Сумы: Ризограф, Сум ГУ, – 1999.–т.2.–с.62-65.
103. L. Zamichovski, V. Ivanyshyn, A. Olijnik Mehtod of smoothing and interpretation for experimental data in technical diagnostics problem II III Krakjowe symposium " Komputerowe systemy wspomagania prac nauke premysle I tranporcie". –Zakopane,–1999.–с.435-438.
104. Іванишин В. П. Моделювання процесу коливання елементів конструкції газоперекачувальних агрегатів. “Розвідка і розробка нафтогазових родовищ”, – №37 (т.8), –2000.–с.40-44.

105. L. Zamichovski, V. Ivanyshyn, A. Olijnik. Nondestructive control of stress-stained state for pipelines using the internal radius change data // SPIE-S 8-th International symposium on NDE for Health Monitoring and Diagnostics. Newport Beach, California, USA,–2001.–с.4336–4337.
106. L. Zamichovski, V. Ivanyshyn, A. Olijnik. Nondestructive control of stress-stained state for gas pipelines using surface displacements data. // SPIE-S 8-th International symposium on NDE for Health Monitoring and Diagnostics. Newport Beach, California, USA,–2000.–с.4336–4337.
107. Іванишин В.П. Математичне моделювання вібраційного стану трубопровідної обв'язки газоперекачувальних агрегатів // Матеріали 4-ої Нац. наук.-тех. конф. і виставки: "Неруйнівний контроль і технічна діагностика" – 2003, м.Київ.–2003.–с.–285-287.
108. Седов Л. И. Механика сплошных сред. – М.: Наука, 1984, т.2 – 560с.
109. Электронная аппаратура: Фирменный каталог / Фирма "Брюль и Кьер".- Нэрум, 1983 / 1984. – 734 с. Дания.
110. Молокова Л.Д. Испытательное оборудование и приборы виброметрии зарубежных фирм.М.,1986.-Вып.2.-12с. / Э.И. ЦНИИТЭИприборостроения (ТС-7 "Машины и приборы для измерения механических величин").
111. Электронные системы вибродиагностики и защиты оборудования. Electronic Vibration Alarm and Protection Control Systems. "Turbomach. Int.", 1987,28.-M1.-C.13.
112. Портативный измеритель вибрации. Handy vibration monitor // Steel Fiones.-1992., N8. – 388 с.
113. Прибор для измерения параметров вибрации. Sistema de medida de vibracions for laser // Met. y. dec.-1992.-56, N 645.– 107 с.
114. ГОСТ 25865-83. Средства измерений вибрации с пьезоэлектрическими виброизмерительными преобразователями. Основные параметры и технические требования. – М.: Изд-во стандартов, – 1983.
115. Международный стандарт ИСО 5348. Механическая вибрация и удар. Крепления акселерометров.



116. ФК №4032-0231 Robotron VEB. Инструкция по настройке измерительных устройств акустических и вибрационных приборов / Выставка “Наука” – М., 1983. – 32с.
117. Международный стандарт ИСО 2954. Механическая вибрация вращающихся машин и машин с возвратно-поступательным движением. Требования к приборам для измерения интенсивности вибрации.
118. Солодовников А. И., Спиваковский А. М. Основы теории и методы спектральной обработки информации: Учеб. пособие, Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1986.– 148 с.
119. Астафьева Н.М. Вейвлет-аналіз: основи теорії і приклади застосування // Успіхи фізичних наук. 1996. Т. 166. – . С.1145-1170.
120. Vetterli Martin, Kovacevic Jelena. Wavelets and Subband Coding. Prentice Hall, New Jersey. 1995. – 430 p.
121. Daubechies I. Orthonormal bases of comp actly supported wavelets // Communications on Pure and Applied Mathematics. November, 1988. V. 41. P. 909-926.
122. Воробйов В.І., Грїбунін В.Г. Теорія і практика вейвлет- перетворення. СПб.: ВУС, 1999. – 203 с.
123. Наконечний А. Й. Теорія малохвильового (Wavelet) перетворення та її застосування. — Л.: Фенікс, 2001. — 277 с.
124. Прыгунов А.И. Вэйвлеты в вибрационной динамике машин. AlexandrPrygunovz@mstu.edu.ru.
125. Горелик А. Л. Об использовании логических алгоритмов распознавания в системах технической диагностики // Точность и надежность механических систем. – Рига: РПН, 1984. – 124 с.
126. Горелик А. Л., Скрипник В. А. Методы распознавания. – М.,1986 – 208 с.
127. Ту Дж., Гонсалес Р. Принципы распознавания образов. – М.: Мир, 1978. – 411 с.
128. Бендат Дж., Пирсон А. Измерение и анализ случайных процессов. – М.: Мир, 1971. – 464 с.

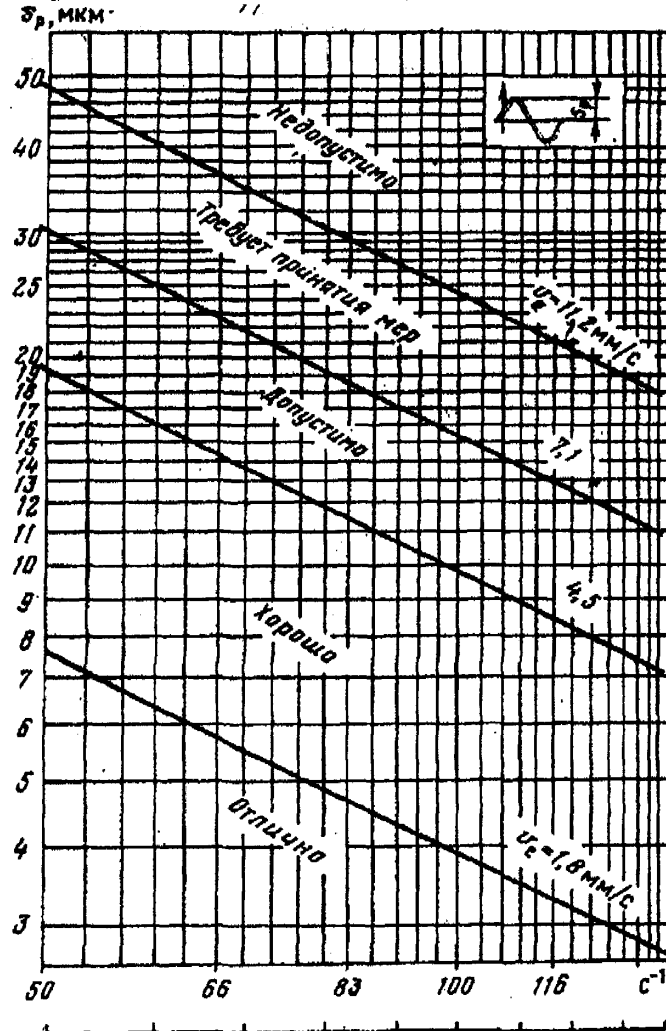
129. Попков В.И., Мышинский Э.Л., Попков О.И. Вибродиагностическая диагностика в судостроении–Л. "Судостроение", 1983–с.252.
130. А.В.Барков, В.В.Тулугуров Диагностическое обслуживание предприятий – основа перевода оборудования на ремонт по состоянию [http: // www.vibrotek.com / russian / articles / diagserv / index-r.htm](http://www.vibrotek.com/russian/articles/diagserv/index-r.htm).
131. Product Data for PULSE Hardware [http: // www.bk.dk / pdf / bu0228.pdf](http://www.bk.dk/pdf/bu0228.pdf).
132. “АРМИД” (автоматизированное рабочее место инженера-диагноста) [http: // www.encotes.ru / production.shtml](http://www.encotes.ru/production.shtml).
133. Замиховський Л. М., Іванишин В. П. Розробка системи автоматичного діагностування газоперекачувальних агрегатів. Зб.: Методи і засоби технічної діагностики, Івано-Франківськ, – 1999, – с.95-102.
134. Замиховский Л.М. Иванишин В.П., Соколан Д.Я. Программное обеспечение системы автоматического диагностирования газоперекачивающих агрегатов // Методы и средства технической диагностики, г.Йошкар-Ола, – 1998.– с.184-187.
135. Бусленко Н.П., Калашников В.В., Коваленко И.Н. Лекции по теории сложных систем.– Сов. Радио, 1973. – 440 с.
136. Замиховський Л.М., Калявін В.П. Проектування систем діагностування. Навч.посібник. – Івано-Франківськ: Вид-во “Полум’я”, 2004. – 248 с.
137. Калявин В.П., Малишев А.М., Мозгалевський А.В. Организация систем диагностирования судового оборудования. – Л.: Судостроение, 1991.– 168 с.

# ДОДАТКИ

Таблиця визначення якісної оцінки вібростану для чотирьох класів ГПА групи 1

ЗОНА ВИБРАЄМОСТІ ВИБРАНИМ. Середнє квадратичне число значень випроможності на границях зон, мм/с	Клас агрегата			
	I	II	III	IV
	СТД-4000 СТМ-4000	Магнетизатори при- родного гаву про- изводства Машинер- гоманія	ГТ-700-6 ГТК-6 ГТ-750-6 ГТ-6-750 ГТН-6 ГТК-10 СТД-12500	Магнетизатор НЦ-196
1,12	Отлично	Допустимо	Отлично	Допустимо
1,8	Хорошо		Хорошо	
2,8				
4,5	Допустимо	Допустимо		
7,1	Требует принятия мер	Требует принятия мер	Допустимо	
11,2	Недопустимо	Недо- пустимо	Требует при- нятия мер	Требует при- нятия мер
18			Недопустимо	Недопустимо
28				

Номограми визначення вібростану ГПА класу III по групі I



### Діаграма кількісних оцінок вібростанів по ISO 2372

Ефективна віброшвидкість на границях ступенів, мм/с	Оцінка вібростану класів машин				
	Клас 1	Клас 2	Клас 3	Клас 4	Клас 5
-- 0.28 ---	Відмінно	Відмінно	Відмінно	Відмінно	Відмінно
-- 0.45 ---	А				
-- 0.71 ---	В				
-- 1.12 ---	Добре	В	В	В	Відмінно
-- 1.8 ---	С				
-- 2.8 ---	Задовільно	С	Добре	Добре	
-- 4.5 ---	Д				
-- 7.1 ---	Не задовільно	Д	С	С	Добре
-- 11.2 ---					
-- 18 ---		Не задовільно	Не задовільно	Не задовільно	
-- 28 ---	Не задовільно				Не задовільно

### Діапазони інтенсивної вібрації ( від 10 до 1000 Гц)

№ П/П	Діапазон	Діапазон швидкості $V_{\text{еф}}$
		(Ефективне значення віброшвидкості, мм/с)
1.	0.11	0.071-0.112
2.	0.18	0.112-0.18
3.	0.28	0.18-0.28
4.	0.45	0.28-0.45
5.	0.71	0.45-0.71
6.	1.12	0.71-1.12
7.	1.8	1.12-1.8
8.	2.8	1.8-2.8
9.	4.5	2.8-4.5
10.	7.1	4.5-7.1
11.	11.2	7.1-11.2
12.	18	11.2-18
13.	28	18-28
14.	45	28-45
15.	71	45-71

**Результати розрахунку напружено-деформованого стану  
нагнітального патрубку головного масло насоса ГПА–10–4 за  
результатами контролю його вібраційного стану**

Вібропереміщення дев'яти контрольних точок досліджуваного тіла:

$$\begin{aligned}
 Sx1 &= 12,48466 \text{ мкм}; & Sy1 &= 22,06360 \text{ мкм}; & Sz1 &= 2,96580 \text{ мкм}; \\
 Sx2 &= 8,76840 \text{ мкм}; & Sy2 &= 15,63601 \text{ мкм}; & Sz2 &= 1,65890 \text{ мкм}; \\
 Sx3 &= 5,97056 \text{ мкм}; & Sy3 &= 11,61958 \text{ мкм}; & Sz3 &= 0,35253 \text{ мкм}; \\
 Sx4 &= 6,34565 \text{ мкм}; & Sy4 &= 5,68640 \text{ мкм}; & Sz4 &= 4,32160 \text{ мкм}; \\
 Sx5 &= 6,77088 \text{ мкм}; & Sy5 &= 1,70909 \text{ мкм}; & Sz5 &= 7,73550 \text{ мкм}; \\
 Sx6 &= 3,72130 \text{ мкм}; & Sy6 &= 5,91470 \text{ мкм}; & Sz6 &= 7,22318 \text{ мкм}; \\
 Sx7 &= 4,23520 \text{ мкм}; & Sy7 &= 12,3596 \text{ мкм}; & Sz7 &= 5,02136 \text{ мкм}; \\
 Sx8 &= 4,73542 \text{ мкм}; & Sy8 &= 17,89554 \text{ мкм}; & Sz8 &= 2,42522 \text{ мкм}; \\
 Sx9 &= 1,46751 \text{ мкм}; & Sy9 &= 2,21094 \text{ мкм}; & Sz9 &= 5,39294 \text{ мкм}.
 \end{aligned}$$

Напружено-деформований стан досліджуваного тіла:

1) прямолінійна ділянка I

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{11} &= 5.11 \cdot 10^{-4}; & \sigma_{11} &= 145.53 \text{ МПа}; \\
 \varepsilon_{12} &= 2.55 \cdot 10^{-4}; & \sigma_{22} &= 62.31 \text{ МПа}; \\
 \varepsilon_{13} &= 8.5 \cdot 10^{-6}; & \sigma_{33} &= 0.276 \text{ МПа}; \\
 & & \sigma_{12} &= 41.57 \text{ МПа}; \\
 & & \sigma_{13} &= 1.387 \text{ МПа};
 \end{aligned}$$

2) конічна ділянка II

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{11} &= 1.19 \cdot 10^{-3}; & \sigma_{11} &= 336.98 \text{ МПа}; \\
 \varepsilon_{12} &= 6.65 \cdot 10^{-4}; & \sigma_{22} &= 144.11 \text{ МПа}; \\
 \varepsilon_{13} &= 1.99 \cdot 10^{-5}; & \sigma_{33} &= 0.519 \text{ МПа}; \\
 & & \sigma_{12} &= 107.36 \text{ МПа}; \\
 & & \sigma_{13} &= 3.217 \text{ МПа};
 \end{aligned}$$

3) тороподібна ділянка III

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{11} &= 2.167 \cdot 10^{-6}; & \sigma_{11} &= 0.612 \text{ МПа}; \\
 & & \sigma_{22} &= 6.786 \text{ МПа};
 \end{aligned}$$

$$\sigma_{33} = 0.043 \text{ МПа};$$

4) прямолінійна ділянка IV

$$\varepsilon_{11} = 8.2 \cdot 10^{-4}; \quad \sigma_{11} = 231.77 \text{ МПа};$$

$$\varepsilon_{12} = 4.09 \cdot 10^{-4}; \quad \sigma_{22} = 99.17 \text{ МПа};$$

$$\varepsilon_{13} = 1.63 \cdot 10^{-5}; \quad \sigma_{33} = 0.627 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{12} = 65.94 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{13} = 2.631 \text{ МПа};$$

5) тороподібна ділянка V

$$\varepsilon_{11} = 6.417 \cdot 10^{-6}; \quad \sigma_{11} = 1.814 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{22} = 9.289 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{33} = 0.059 \text{ МПа};$$

б) прямолінійна ділянка VI

$$\varepsilon_{11} = 8.46 \cdot 10^{-4}; \quad \sigma_{11} = 239.16 \text{ МПа};$$

$$\varepsilon_{12} = 4.22 \cdot 10^{-4}; \quad \sigma_{22} = 102.22 \text{ МПа};$$

$$\varepsilon_{13} = 1.7 \cdot 10^{-5}; \quad \sigma_{33} = 0.645 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{12} = 68.27 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{13} = 2.711 \text{ МПа}.$$



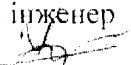
ЗАТВЕРДЖУЮ  
Головний інженер  
"Прикарпаттрансгаз"  
Є.О.Ковалів  
березня 2004 року

## АКТ

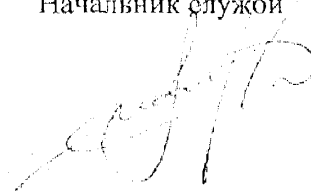
Ми, що нижче підписалися представники від Долинського ЛВУМГ головний інженер Фришин В.О., начальник служби КВПіА Тисяк В.М. з одного боку, і представники кафедри комп'ютерних технологій в системах управління та автоматики (КТіСУ) Івано-Франківського Національного технічного університету нафти і газу (ІФНТУНГ) завідувач кафедри д.т.н., проф. Заміховський Л.М., докторант кафедри, к.т.н., доц. Олійник А.П., пошукувач кафедри Іванишин В.П. з другого боку, склали цей акт в тому, що розроблена на кафедрі КТіСУ "Методика кількісної оцінки напружено-деформованого стану трубопровідної обв'язки ГПА за результатами контролю його вібраційного стану" використана в Долинському ЛВУМГ при розробці міроприємств по підвищенню надійності експлуатації нагнітального патрубку маслопроводу ГТК 10-2, а також при проектуванні конфігурації нагнітального патрубка головного масляного насоса з демпфером коливань (сильфоном) для ГПА Ц-16С.

**Від Долинського ЛВУМГ**

Головний інженер


 В.О. Фришин

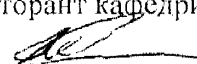
Начальник служби


 В.М. Тисяк

**Від ІФНТУНГ**

зав. кафедри д.т.н., проф.

 Л.М. Заміховський  
докторант кафедри КТіСУ, к.т.н. доц.

 А.П. Олійник  
пошукувач кафедри КТіСУ

 В.П. Іванишин



## Технічні характеристики віброперетворювача AP21

Параметр	Розмірність	Значення
Осьова чутливість	ПКл/г <sup>-1</sup>	2
Відносна поперечна чутливість	%	
Максимальний удар (пікове значення)	г <sup>-1</sup>	±20 000
Робочий діапазон температур	°С	-60...+150
Частотний діапазон (нерівномірність ±1 дБ)	Гц	0.5...20 000
Амплітудний діапазон	g <sub>пik</sub>	±10 000
Власна частота в закріпленому стані	КГц	
Деформаційна чутливість	г·м/мм	<5·10 <sup>-3</sup>
Електрична ємність	ПФ	600...900
Опір ізоляції в нормальних умовах	МОм	
Матеріал корпусу	Титановий сплав (сталь нержавійка)	
Маса	г	5(8)

### Умови роботи вібродавачів і вимоги до їх кріплення

1. Вібродавач повинен мати, наскільки це можливо, теж саме вібропереміщення, що і агрегат, який досліджується.

2. Установка вібродавача не повинна впливати на вібрацію вузла або установки, які випробовуються.

3. Частота вимірюваної вібрації не повинна бути близькою до основної резонансної частоти вібродавача.

Для дотримання цих умов необхідно забезпечити:

- жорстке і міцне кріплення вібродавача (приєднувальні поверхні повинні бути чистими і рівними);

- мінімальну зміну вібропереміщення після установки вібродавача (рекомендується використовувати прості симетричні кріплення);

- мале відношення маси вібродавача з кріпильними елементами до маси вузла, який випробовується, або установки.

Акселерометр слід експлуатувати на частоті набагато нижчій за основну резонансну частоту. На частотах, які на 20% нижче резонансної, похибка недемпфованих вібродавачів складає декілька відсотків від дійсної амплітудної характеристики.

При кріпленні вібродавача до приєднувальної поверхні остання повинна бути чистою.

Незакріплені кабелі або дроти можуть викликати трибоелектричні ефекти, тому їх необхідно закріпити за допомогою кріпильних хомутів до корпусу вузла, який випробовується, чи агрегату.

Оскільки для проведення віброобстеження ГПА згідно регламенту необхідно встановлювати вібродавач в 34 точках, що не дозволяє здійснити кріплення вібродавачів за допомогою різьбових з'єднань, а необхідність в

**Продовження додатку С2**

оперативній установці вібродавачів в самих інформативних місцях по всій довжині корпусу відкидає використання склеювальних речовин і смол для кріплення вібродавачів, то для їх кріплення використовували постійні магніти із замкнутим магнітним контуром спеціальної конструкції, які входять в комплект з вібродавачами АР 21. Хоча кріплення вібродавачів за допомогою магнітів забезпечує, як правило, верхню різницю частотної характеристики приблизно в 5 раз більш низьку, ніж інші способи кріплення воно, в даному випадку, є найзручнішим і єдино можливим. Крім того, вказаний спосіб кріплення вібродавачів вільний від таких недоліків, властивих кріпленню за допомогою різьбового з'єднання і склеювальних речовин, як:

- необхідність спеціальної підготовки об'єкту до установки вібродавача (обробка поверхні, сверління отворів, нарізування різьби для кріплення, підготовка склеювальних сумішей);
- неможливість установки вібродавача на криволінійній поверхні, якою є корпуси вузлів ГПА, особливо малих діаметрів (трубопровідної обв'язки);
- тривалий час монтажу і демонтажу;
- вплив температури поверхні вузлів ГПА (силових елементів – підшипників) на зміну жорсткості, при використанні м'яких клеїв і смол.

## Додаток СЗ

## Технічна характеристика вібродавача типу MV-39

1. Чутливість по заряду	19.3 рс/д $\pm$ 3%.
2. Діапазон робочих температур	-60 °С $\div$ +400 °С.
3. Температурна похибка	$\pm$ 5% (-60°С); 0 (20°С); $\pm$ 10% (250°С); +15% (400°С).
4. Резонансна частота	16 кГц.
5. Нерівномірність частотної характеристики	5% (від 5 Гц до 3000 Гц).
6. Нелінійність амплітудної характеристики	$\pm$ 1% (від 0.1д до 1000 д).
7. Поперечна чутливість	5%.
8. Ємність	
між виводами	не > 400пФ
між виводами і конусом	не < 50пФ.
9. Маса	150 г.
10. Матеріал корпусу	сталь нержавійка.
11. Конструкція корпусу	зварна, герметична.
12. Кабель	жорсткий, жаростійкий тип КАМССПС
13. Напрацювання на відмову	$T_b = 100 \cdot 10^3$ год.

### Лістинг програми фільтрації за допомогою вейвлет-перетворення

```

Завантажуємо дані з файлу
dat=load('C:\txt_files\l2_y.wav.txt');
s = dat(:,2);
ls = length(s);

active_fig = figure; active_fig1 = figure;
active_fig2 = figure; active_fig3 = figure;
active_fig4 = figure;

clear dat

figure(active_fig)
subplot(311); plot(1:ls,s,'r'); title('Original signal s.');
```

**Будуємо набір коефіцієнтів апроксимуючих та детальних коефіцієнтів**

```

[ca1,cd1] = dwt(s,'db1');

figure(active_fig)
subplot(312); plot(1:length(ca1),ca1);
title('Approximation coefficients : ca1');
subplot(313); plot(1:length(cd1),cd1);
title('Detail coefficients : cd1');
```

**Виконуємо однокрокове відтворення сигналу за коефіцієнтами ca1 та cd1.**

```

a1 = upcoef('a',ca1,'db1',1,ls);
d1 = upcoef('d',cd1,'db1',1,ls);

figure(active_fig1)
grid on
subplot(311); plot(1:ls,s,'r'); title('Original signal s.');
```

**Виконуємо декомпозицію сигналу до 3 рівня з використанням перетворення Добеші.**

```

[c,l] = wavedec(s,3,'db1');
```

**Знаходимо наближуючі коефіцієнти для 3 рівня із перетвореного сигналу**

```

ca3 = appcoef(c,l,'db1',3);
```

## Продовження Додатку С 4

**Знаходимо детальні коефіцієнти для 1,2,3 рівня із перетвореного сигналу**

```
cd3 = detcoef(c,l,3);
cd2 = detcoef(c,l,2);
cd1 = detcoef(c,l,1);
```

```
figure(active_fig2)
subplot(311); plot(1:length(cd3),cd3);
title('Original signal s , cd3.');
```

```
subplot(312); plot(1:length(cd2),cd2);
title('Original signal s , cd2.');
```

```
subplot(313); plot(1:length(cd1),cd1);
title('Original signal s , cd1.');
```

**Відтворюємо низькочастотну (апроксимовану складову сигналу) %для 3 рівня з перетвореного сигналу**

```
a3 = wrcoef('a',c,l,'db1',3);
```

**Відтворюємо детальні (високочастотні складові сигналу ) для 1,2,3 рівнів з перетвореного сигналу**

```
d3 = wrcoef('d',c,l,'db1',3);
d2 = wrcoef('d',c,l,'db1',2);
d1 = wrcoef('d',c,l,'db1',1);
```

```
figure(active_fig3)
subplot(311); plot(1:length(d3),d3);
title('Original signal s , d3.');
```

```
subplot(312); plot(1:length(d2),d2);
title('Original signal s , d2.');
```

```
subplot(313); plot(1:length(d1),d1);
title('Original signal s , d1.');
```

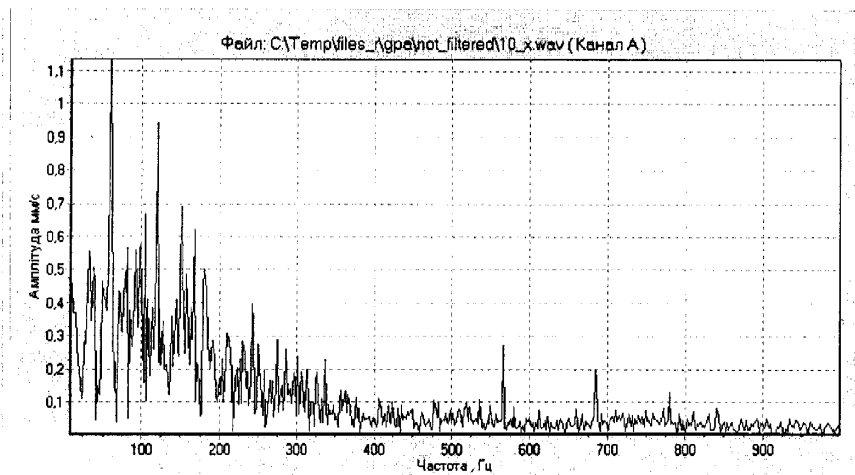
**% Відтворюємо вихідний сигнал за всіма складовими**

```
a0 = waverec(c,l,'db1');
```

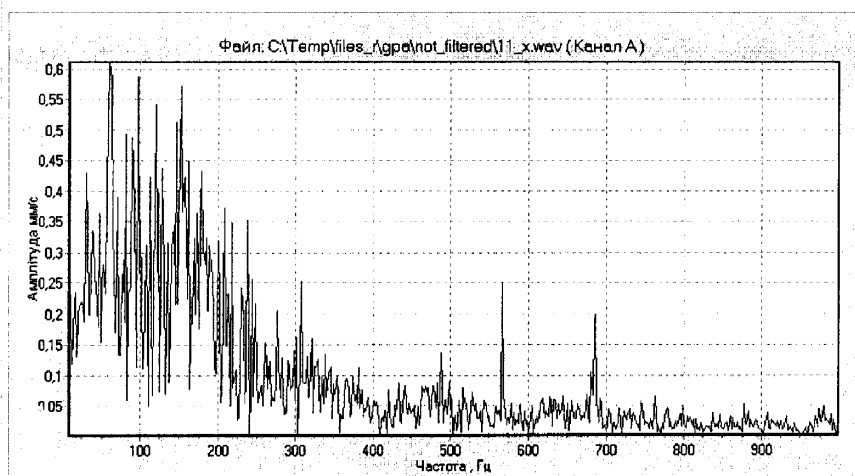
```
figure(active_fig4)
subplot(211); plot(s,'r'); title('Original signal s.');
```

```
subplot(212); plot(1:ls,a0); title('Reconstructed signal a0.');
```

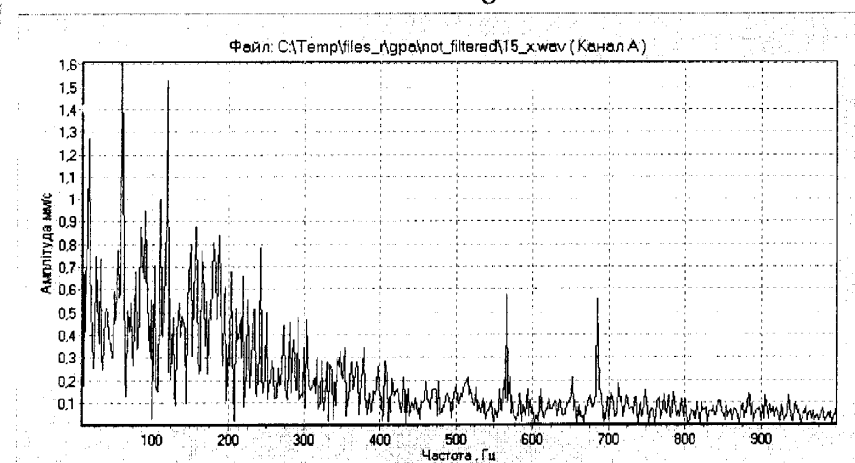
## Додаток С5



а



б

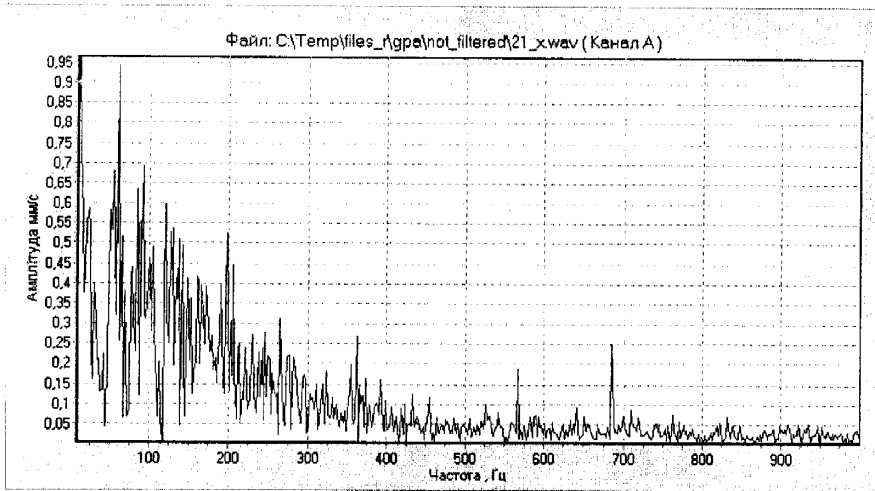


в

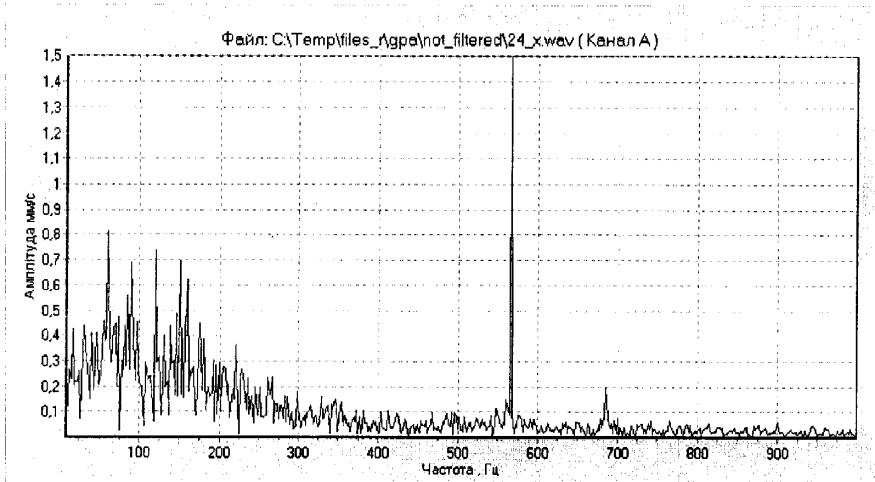
Рис.1. Спектрограми невідфільтрованих сигналів у частотній смузі

 $f_1 = 10 \div 1000 \text{ Гц}$  з контрольних точок: а–№10; б–№11; в–№15.

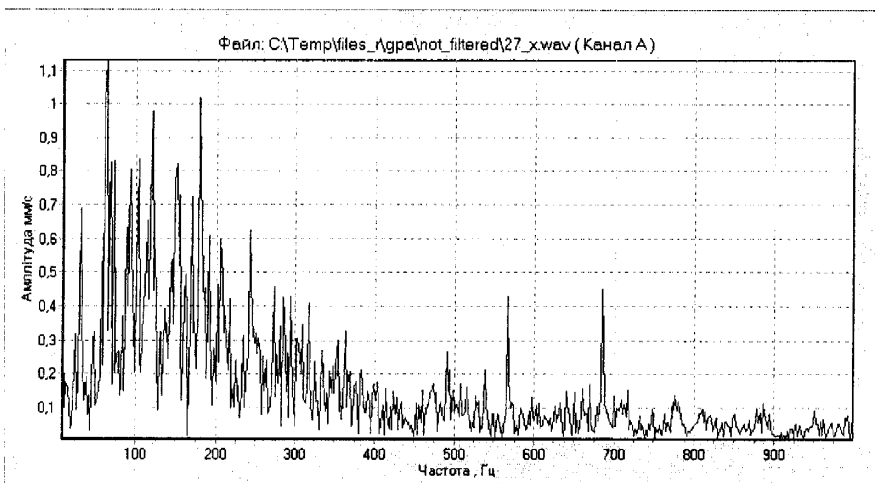
## Продовження Додатку С5



а



б

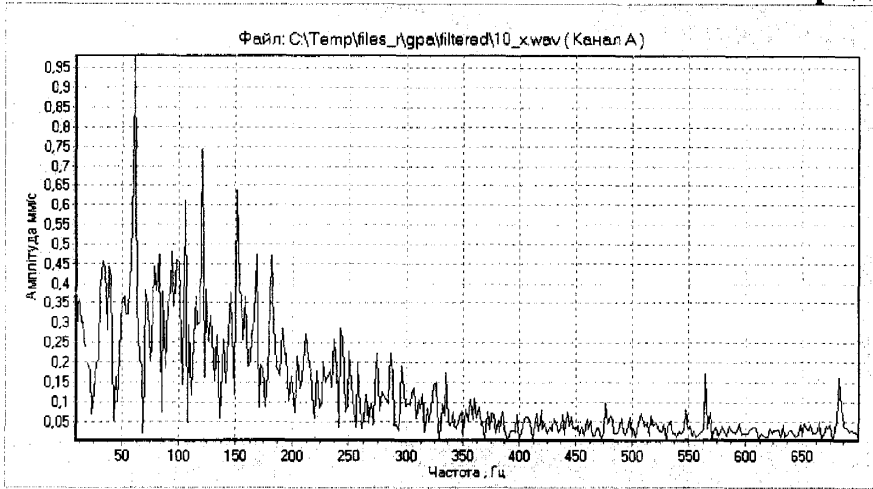


в

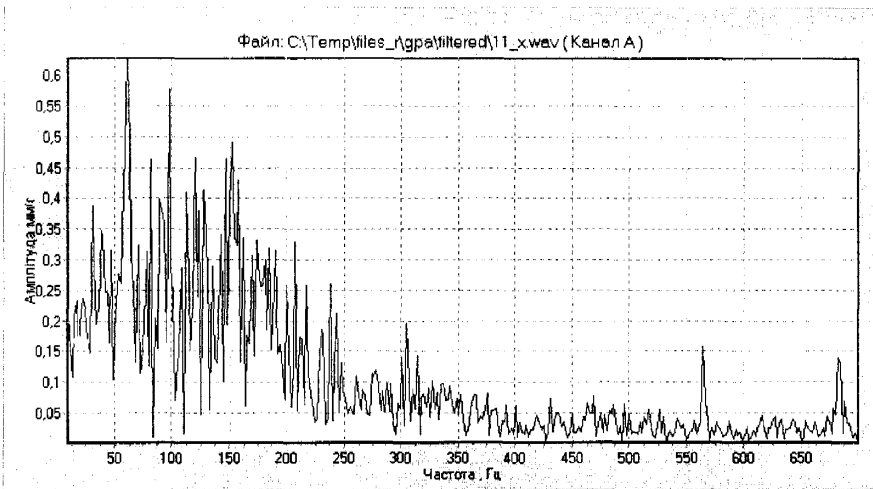
Рис.2. Спектрограми невідфільтрованих сигналів у частотній смузі  $f_1 = 10 \div 1000 \text{ Гц}$  з контрольних точок: а–№21; б–№24; в–№27.



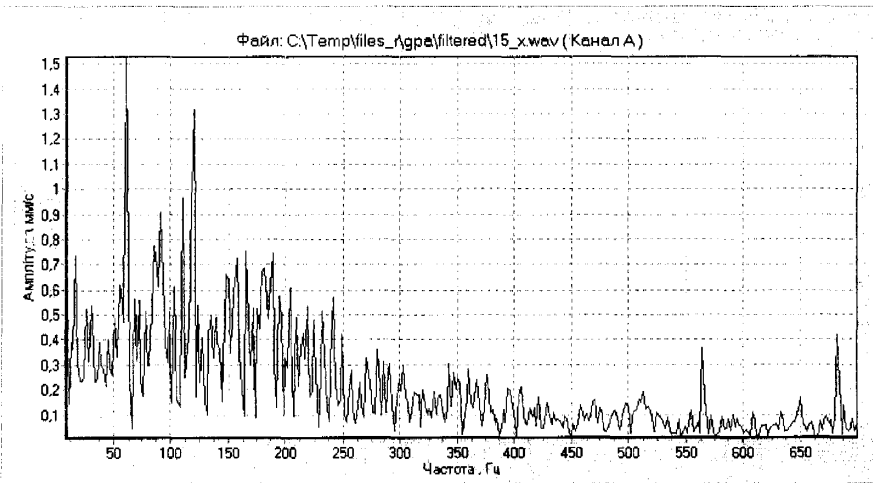
## Продовження Додатку С5



а

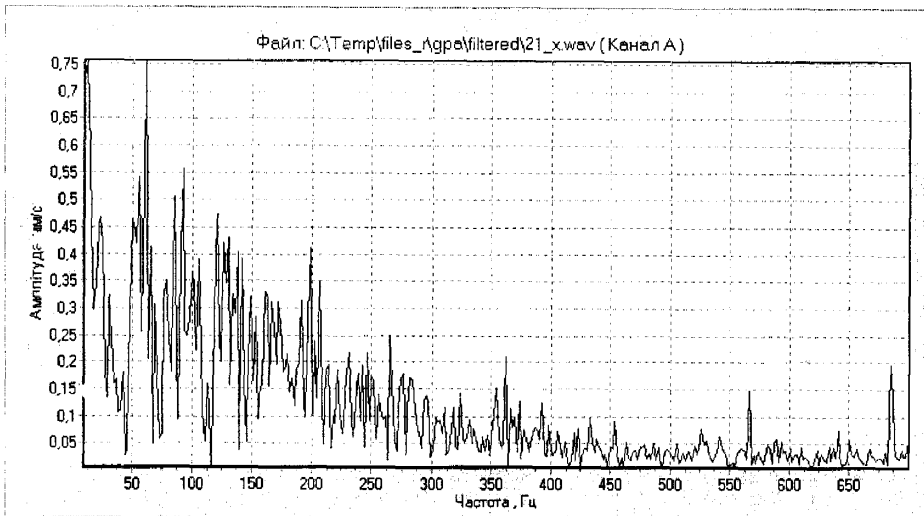


б

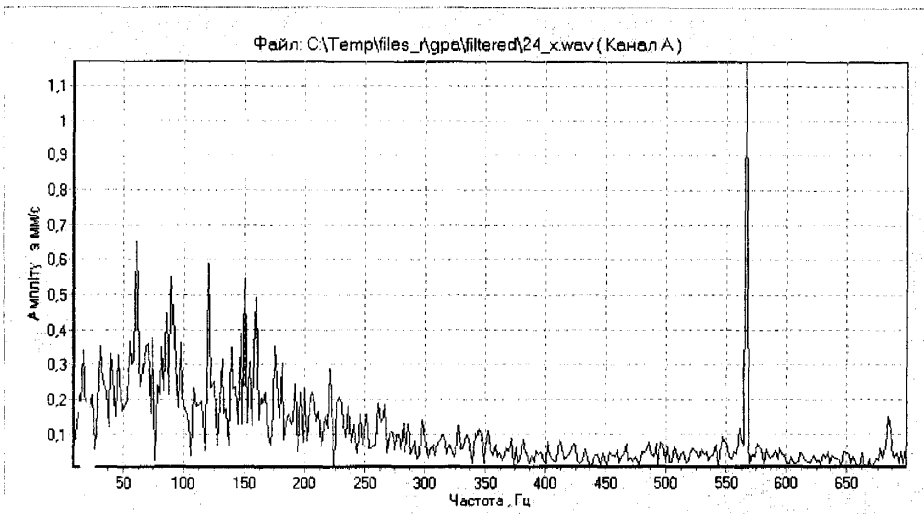


в

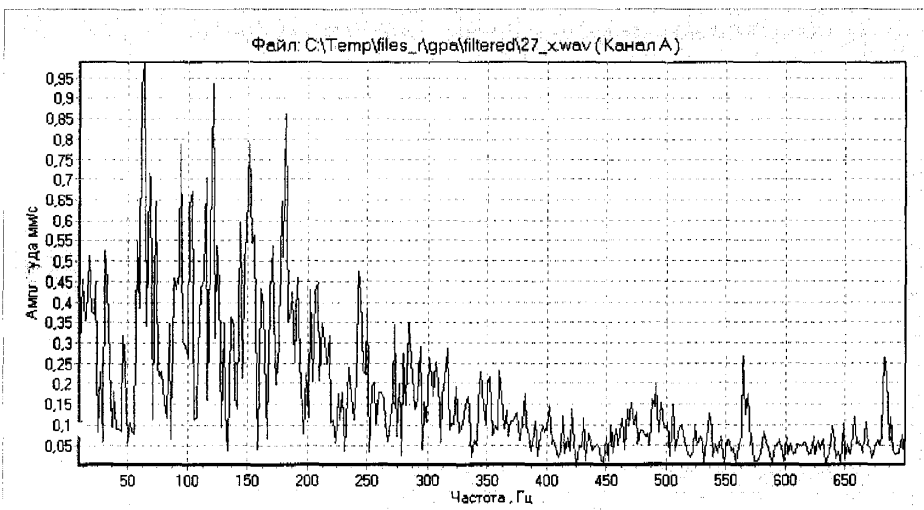
Рис.3. Спектрограми відфільтрованих сигналів у частотній смузі  $f_1 = 10 \div 700 \text{ Гц}$  з контрольних точок: а–№10; б–№11; в–№15.



а



б



в

Рис.4. Спектрограми відфільтрованих сигналів у частотній смузі  $f_1 = 10 \div 700 \text{ Гц}$  з контрольних точок: а–№21; б–№24; в–№27.

## Лістинг програми розрахунку кореляційної матриці

```
object Form_c: TForm_c
  Left = 1
  Top = 0
  Width = 1018
  Height = 699
  Caption = 'Розрахунок кореляційної таблиці для записів вібраційних шумів'
  Color = clBtnFace
  Font.Charset = DEFAULT_CHARSET
  Font.Color = clWindowText
  Font.Height = -11
  Font.Name = 'MS Sans Serif'
  Font.Style = []
  OldCreateOrder = False
  OnCreate = FormCreate
  OnShow = FormShow
  PixelsPerInch = 96
  TextHeight = 13
  object Label1: TLabel
    Left = 16
    Top = 397
    Width = 76
    Height = 13
    Caption = 'Всього файлів:'
  end
  object SpeedButton_find: TSpeedButton
    Left = 16
    Top = 413
    Width = 121
    Height = 22
    Caption = 'Пошук'
   OnClick = SpeedButton_findClick
  end
  object Label2: TLabel
    Left = 16
    Top = 16
    Width = 74
    Height = 13
    Caption = 'Перелік точок '
  end
  object SpeedButton_recalc: TSpeedButton
    Left = 16
    Top = 607
    Width = 122
    Height = 22
    Caption = 'Пер&ерахувати'
   OnClick = SpeedButton_recalcClick

  end
  object Gauge1: TGauge
```

## Продовження Додатку Д 1

```
Left = 16
Top = 394
Width = 121
Height = 15

foreColor = clNavy
Progress = 0
Visible = False
end
object Label3: TLabel

Left = 15
Top = 540
Width = 80
Height = 13
Caption = 'Поріг кореляції:'
end
object Label4: TLabel
Left = 16
Top = 564
Width = 74
Height = 13
Caption = 'Об'їєм вибірки:'
end
object Label5: TLabel
Left = 16
Top = 588
Width = 53
Height = 13
Caption = '% по точці:'
end
object ListBox1: TListBox
Left = 16
Top = 40
Width = 121
Height = 351
ItemHeight = 13
Sorted = True
TabOrder = 0
end
object StatusBar1: TStatusBar
Left = 0
Top = 653
Width = 1010
Height = 19
Panels = <
item
Text = 'Current :'
Width = 70

end
```

```
item
  Width = 550
end
item
  Width = 50
end>
SimplePanel = False
end
object StringGrid1: TStringGrid

Left = 160
Top = 15
Width = 841
Height = 554
ColCount = 24
DefaultColWidth = 65
DefaultRowHeight = 25
RowCount = 21
Font.Charset = DEFAULT_CHARSET
Font.Color = clWindowText

Font.Height = -11
Font.Name = 'MS Sans Serif'
Font.Pitch = fpFixed
Font.Style = []
ParentFont = False
TabOrder = 2
OnClick = StringGrid1Click
OnMouseDown = StringGrid1MouseDown
OnMouseMove = StringGrid1MouseMove
end
object Edit_level: TEdit
Left = 96
Top = 536
Width = 41
Height = 21
TabOrder = 3
Text = '0,7'
OnKeyDown = Edit_levelKeyDown
end
object BitBtn1: TBitBtn
Left = 162
Top = 17
Width = 35
Height = 26
Caption = 'Маркер'
Font.Charset = DEFAULT_CHARSET
Font.Color = clWindowText
Font.Height = -9
Font.Name = 'MS Sans Serif'
```

## Продовження Додатку Д 1

```
Font.Pitch = fpFixed
Font.Style = []
  ParentFont = False
  TabOrder = 4
  OnClick = BitBtn1Click
end
object ListBox2: TListBox
  Left = 160
  Top = 576
  Width = 161
  Height = 74
  ItemHeight = 13
  TabOrder = 5
end
object ListBox3: TListBox
  Left = 328

Top = 576
  Width = 673
  Height = 74
  ItemHeight = 13
  TabOrder = 6
end
object Directory_tree: TDirectoryOutline
  Left = 16
  Top = 40
  Width = 121
  Height = 351
  ItemHeight = 13
  Options = [ooDrawFocusRect]

  TabOrder = 7
  Visible = False
  OnClick = Directory_treeClick
  Data = {10}
end
object Edit_points: TEdit
  Left = 96
  Top = 560
  Width = 41
  Height = 21
  TabOrder = 8
  Text = '2000'
  OnKeyDown = Edit_pointsKeyDown
end
object DirectGroup: TRadioGroup
  Left = 16
  Top = 437
  Width = 121
```

## Продовження Додатку Д 1

```

Height = 89
Caption = ' Напря́м '
Items.Strings = (
  'Вертикальний'
  'Горизонтальний'
  'Поперечний')
TabOrder = 9
OnClick = DirectGroupClick
end
object Edit_percent: TEdit
  Left = 95
  Top = 584
  Width = 41
  Height = 21
  TabOrder = 10
  Text = '35'
  OnKeyDown = Edit_percentKeyDown
end
object OpenDialog1: TOpenDialog
  Left = 16
  Top = 8
end
end
unit Unit_c;

interface

uses
  Windows, Messages, SysUtils, Classes, Graphics, Controls, Forms, Dialogs,
  FileCtrl, Grids, Buttons, StdCtrls, ComCtrls, ExtCtrls, ImgList, Gauges, Outline,
  DirOutln ;

type
  TForm_c = class(TForm)
    ListBox1: TListBox;
    Label1: TLabel;
    SpeedButton_find: TSpeedButton;
    Label2: TLabel;
    StatusBar1: TStatusBar;
    StringGrid1: TStringGrid;
    SpeedButton_recalc: TSpeedButton;
    Edit_level: TEdit;

    Gauge1: TGauge;
    BitBtn1: TBitBtn;
    Label3: TLabel;
    OpenDialog1: TOpenDialog;
    ListBox2: TListBox;
    ListBox3: TListBox;
    Directory_tree: TDirectoryOutline;
    Edit_points: TEdit;
  end;

```

## Продовження Додатку Д 1

```

Label4: TLabel;
DirectGroup: TRadioGroup;
Edit_percent: TEdit;
Label5: TLabel;
function files_find(direct:string; mask:string):integer;
function read_from_calc(ind_a,ind_b,posit:integer):real;
procedure mark_cell_all;
procedure percent_cell_all;
procedure show_result;
function format_int(par:integer):string;
procedure FormCreate(Sender: TObject);
procedure SpeedButton_recalcClick(Sender: TObject);
procedure StringGrid1MouseDown(Sender: TObject; Button: TMouseButton;
  Shift: TShiftState; X, Y: Integer);
procedure StringGrid1Click(Sender: TObject);
procedure BitBtn1Click(Sender: TObject);
procedure StringGrid1MouseMove(Sender: TObject; Shift: TShiftState; X,
  Y: Integer);
procedure FormShow(Sender: TObject);
procedure SpeedButton_findClick(Sender: TObject);
procedure Directory_treeClick(Sender: TObject);
procedure DirectGroupClick(Sender: TObject);
procedure Edit_levelKeyDown(Sender: TObject; var Key: Word;
  Shift: TShiftState);
procedure Edit_pointsKeyDown(Sender: TObject; var Key: Word;
  Shift: TShiftState);
procedure Edit_percentKeyDown(Sender: TObject; var Key: Word;
  Shift: TShiftState);
private
  { Private declarations }
public
  { Public declarations }
end;

```

```

var
Form_c: TForm_c;
average:array [1..132] of real;
dispers:array [1..132] of real;
a_corr:array [1..132 ,1..132] of real;
curr_arr_a:array [1..32000] of smallint;
curr_arr_b:array [1..32000] of smallint;
t_arr_a,t_arr_b: array [1..32000] of double;
found:integer;
path_files:string;

```

```
implementation
```

```
{$R *.DFM}
```

```
function TForm_c.files_find(direct:string; mask:string):integer;
```



## Продовження Додатку Д 1

```

var c_sr:TSearchrec;
f_count:integer;
  dir_:string;
begin
f_count:=0; ListBox1.Clear;
Label1.Caption:='Пошук... Всього файлів : ';
dir_:='';
if DirectGroup.Items[DirectGroup.ItemIndex] = 'Вертикальний' then dir_:=*_x*;
if DirectGroup.Items[DirectGroup.ItemIndex] = 'Горизонтальний' then dir_:=*_y*;
if DirectGroup.Items[DirectGroup.ItemIndex] = 'Поперечний' then dir_:=*_z*;
if FindFirst(direct+'\'+mask+dir_+*.txt', $3F, c_sr) = 0 then
begin
  StatusBar1.Panels.Items[1].Text:=direct+'\';
  f_count:=1; //for NT comment
  ListBox1.Items.Add(c_sr.Name); //for NT comment
  // FindNext(c_sr);
  while FindNext(c_sr) = 0 do
  begin
    inc(f_count);
    ListBox1.Items.Add(c_sr.Name);
  end;
  FindClose(c_sr);
end else begin
  MessageDlg('Не було знайдено файлів ', mtWarning, [mbOk], 0);
  exit;
  end;
Label1.Caption:='Всього файлів : '+inttostr(f_count);
files_find:=f_count;
StringGrid1.RowCount:=f_count+1;
StringGrid1.ColCount:=f_count+1;
end;
function TForm_c.read_from_calc(ind_a,ind_b,posit:integer):real;
var f_name_a:string;
  f_name_b:string;
  curr_p:smallint;
  f_t1,f_t2:textfile;
  f_curr,i:integer;
  t_points_a,t_points_b,t_points:integer;
  mx_a,dx_a,mx_b,dx_b,t_sum:real;
begin
f_name_a:=path_files+'\'+ListBox1.Items.Strings[ind_a-1];
f_name_b:=path_files+'\'+ListBox1.Items.Strings[ind_b-1];

AssignFile(f_t1,f_name_a);
Reset(f_t1);
t_points:=strtoint(Edit_points.Text);
For i:=1 to t_points do begin
Read(f_t1,curr_p);
Read(f_t1,curr_p);
curr_arr_a[i]:=curr_p;
end;

```

## Продовження Додатку Д 1

```

CloseFile(f_t1);

AssignFile(f_t2,f_name_b);
Reset(f_t2);
For i:=1 to t_points do begin
Read(f_t2,curr_p);
Read(f_t2,curr_p);
curr_arr_b[i]:=curr_p;
end;
CloseFile(f_t2);

for i:=1 to t_points do
begin
t_arr_a[i]:=1*(curr_arr_a[i]+32768);
t_arr_b[i]:=1*(curr_arr_b[i]+32768);
end;
StatusBar1.Panels.Items[2].Text:=inttostr(t_points);
mx_a:=0; mx_b:=0;
dx_a:=0; dx_b:=0;
for i:=1 to t_points do
begin
mx_a:=mx_a+t_arr_a[i]; mx_b:=mx_b+t_arr_b[i];
end;
mx_a:=mx_a/t_points;      mx_b:=mx_b/t_points;
/ListBox2.items.add('mx_a='+floattostr(mx_a));
/ListBox2.items.add('mx_b='+floattostr(mx_b));
for i:=1 to t_points do
begin
dx_a:=dx_a+sqr(t_arr_a[i]-mx_a); dx_b:=dx_b+sqr(t_arr_b[i]-mx_b);
end;
dx_a:=sqrt(dx_a/(t_points-1)); dx_b:=sqrt(dx_b/(t_points-1));
/ListBox2.items.add('dx_a='+floattostr(dx_a));
/ListBox2.items.add('dx_b='+floattostr(dx_b));
average[ind_a]:=mx_a; average[ind_b]:=mx_b;
dispers[ind_a]:=dx_a; dispers[ind_b]:=dx_b;

t_sum:=0;
for i:=1 to t_points do
begin t_sum:=t_sum+t_arr_a[i]*t_arr_b[i]; end; // sum x
t_sum:=t_sum/t_points;           // /n
t_sum:=t_sum-(mx_a*mx_b);        // - mx*my
t_sum:=t_sum*t_points;           // *n
t_sum:=t_sum/(dx_a*dx_b*(t_points-1)); // /dx*dy*(n-1)
read_from_calc:=t_sum;
/ ListBox2.items.add('ts_='+floattostr(t_sum));
/ ListBox3.items.add(f_name_a+' with '+f_name_b);
/ Listbox2.clear;
end;

```

## Продовження Додатку Д 1

```

procedure TForm_c.FormCreate(Sender: TObject);
begin
  StringGrid1.DefaultColWidth:=35;
  StringGrid1.Font.Size:=6;
end;

procedure TForm_c.show_result;
var s,st:string;
    i:integer;
begin
  StringGrid1.RowCount:=found+1;
  StringGrid1.ColCount:=found+1;
  for i:=1 to found do
  begin
    s:=ListBox1.Items.Strings[i-1];
    st:=copy(s,Pos('_',s)-2,4);
    StringGrid1.Cells[0,i]:=st;
    StringGrid1.Cells[i,0]:=st;
  end;
  if found>21 then begin
    StringGrid1.Width:=841;
    StringGrid1.Height:=554;
  end else begin
    StringGrid1.Width:=(StringGrid1.ColCount+1)*35;
    StringGrid1.Height:=(StringGrid1.RowCount+1)*24;
  end;
end;

procedure TForm_c.SpeedButton_recalcClick(Sender: TObject);
var k,m:integer;
begin
  SpeedButton_recalc.Visible:=false;
  Form_c.Refresh;
  Gauge1.Visible:=true;
  for k:=1 to found do      //рядок
  begin
    for m:=k to found do begin //колонка
      a_corr[m,k]:=read_from_calc(m,k,0);
      a_corr[k,m]:=a_corr[m,k];
    end;
    Gauge1.Progress:=Round(100*k/found);
  end;
  for k:=1 to found do
  begin
    for m:=1 to found do begin
      StringGrid1.Cells[m,k]:=floattostrf(a_corr[k,m],ffFixed,8,3);
      StringGrid1.Cells[k,m]:=StringGrid1.Cells[m,k];
    end;
  end;
end;

```

## Продовження Додатку Д 1

```

end;
mark_cell_all;
percent_cell_all;
gauge1.Visible:=false;
SpeedButton_recalc.Visible:=true;
show_result;
end;

```

```

procedure TForm_c.mark_cell_all;
var Rect:TRect;
    k,m:integer;
begin
for m:=1 to StringGrid1.ColCount-1 do
for k:=1 to StringGrid1.RowCount-1 do
begin
    Rect:=StringGrid1.CellRect(k,m);
if (k=m) then begin
    StringGrid1.Canvas.Brush.Color := clWhite;
    StringGrid1.Canvas.Font.Color := clNavy;
    StringGrid1.Canvas.FillRect(Rect);

```

```

StringGrid1.Canvas.TextOut(Rect.TopLeft.x+5,Rect.TopLeft.y+5,floattostrf(a_corr[k,
m],ffFixed,8,3));
end else begin
if (a_corr[k,m]<strtofloat(Edit_level.Text)) then
begin
    StringGrid1.Canvas.Brush.Color := clWhite;

```

```

StringGrid1.Canvas.Font.Color := clMaroon;
    StringGrid1.Canvas.FillRect(Rect);

```

```

StringGrid1.Canvas.TextOut(Rect.TopLeft.x+5,Rect.TopLeft.y+5,floattostrf(a_corr[k,
m],ffFixed,8,3));
end else begin
    StringGrid1.Canvas.Brush.Color := clred;
    StringGrid1.Canvas.Font.Color := clWhite;
    StringGrid1.Canvas.FillRect(Rect);

```

```

StringGrid1.Canvas.TextOut(Rect.TopLeft.x+5,Rect.TopLeft.y+5,floattostrf(a_corr[k,
m],ffFixed,8,3));
end;
end;
end;
end;

```

```

procedure TForm_c.percent_cell_all;
var Rect:TRect;
    k,m:integer;
    perc_in_count:integer;
begin

```

## Продовження Додатку Д 1

```

Listbox3.Clear;
Listbox2.Clear;

for m:=1 to StringGrid1.ColCount-1 do
begin
perc_in_count:=0;
for k:=1 to StringGrid1.RowCount-1 do
begin
Rect:=StringGrid1.CellRect(0,m);
if (a_corr[k,m]>strtofloat(Edit_level.Text)) and (k<>m) then inc(perc_in_count);
end;
ListBox3.Items.add('Для ' + StringGrid1.Cells[0,m]+' точки корелюють між собою
+
'ormat_int(perc_in_count)+' із '+format_int(found)+' точок ( '+
format_int(Round(((100*perc_in_count)/(found-1))))+' % ');
if Round(((100*perc_in_count)/(found-1))>strtoint(edit_percent.Text) then
begin
ListBox2.Items.Add('Відібрана '+StringGrid1.Cells[0,m]+' точка');
StringGrid1.Canvas.Brush.Color := clNavy;
StringGrid1.Canvas.Font.Color := clWhite;
StringGrid1.Canvas.FillRect(Rect);

StringGrid1.Canvas.TextOut(Rect.TopLeft.x+5,Rect.TopLeft.y+5,StringGrid1.Cells[0,
m]);
end else begin
StringGrid1.Canvas.Brush.Color := clSilver;
StringGrid1.Canvas.Font.Color := clBlack;
StringGrid1.Canvas.FillRect(Rect);

StringGrid1.Canvas.TextOut(Rect.TopLeft.x+5,Rect.TopLeft.y+5,StringGrid1.Cells[0,
m]);
end;

end;

end;

procedure TForm_c.StringGrid1MouseDown(Sender: TObject;
Button: TMouseButton; Shift: TShiftState; X, Y: Integer);
begin
//mark_cell_all;
end;
procedure TForm_c.StringGrid1Click(Sender: TObject);
begin

mark_cell_all;
percent_cell_all;
end;

procedure TForm_c.BitBtn1Click(Sender: TObject);

```

## Продовження Додатку Д 1

```
begin
mark_cell_all;
percent_cell_all;
end;

//показувати мат очікування та дисперсію
procedure TForm_c.StringGrid1MouseMove(Sender: TObject; Shift: TShiftState;
  X, Y: Integer);
var point,p:Tpoint;
begin
point.x:=X;
point.y:=Y;
if (X<65) then begin
Form_c.ShowHint:=true;
StringGrid1.Hint:='Mx='+floattostrf(average[(Y div 25)],ffFixed,8,3)+
  #13+'Dx='+floattostrf(dispers[(Y div 25)],ffFixed,8,3);
end;
if (Y<25) then begin
Form_c.ShowHint:=true;
StringGrid1.Hint:='Mx='+floattostrf(average[(X div 25)],ffFixed,8,3)+
  #13+'Dx='+floattostrf(dispers[(X div 25)],ffFixed,8,3);
end;
end;

procedure TForm_c.FormShow(Sender: TObject);
begin
//
end;

procedure TForm_c.SpeedButton_findClick(Sender: TObject);
begin
if not Directory_tree.Visible then
begin
Directory_tree.Visible:=true;
SpeedButton_find.Caption:='Вибрати';
Label2.Caption:='Перелік каталогів '
end else begin
Directory_tree.Visible:=False;
SpeedButton_find.Caption:='Пошук';
Label2.Caption:='Перелік точок ';
end;
end;

procedure TForm_c.Directory_treeClick(Sender: TObject);
var i:integer;
begin
i:=Directory_Tree.SelectedItem;
if Directory_Tree.Items[i].Expanded then

Directory_Tree.Items[i].Collapse else
```

## Продовження Додатку Д 1

```
Directory_Tree.Items[i].Expand;
path_files:=Directory_Tree.items[i].FullPath; delete(path_files,3,1);
end;

procedure TForm_c.DirectGroupClick(Sender: TObject);
begin
//if path_files <>" then
found:=files_find(path_files,'tochka'); //else exit
end;

function TForm_c.format_int(par:integer):string;
begin
if par>9 then format_int:=inttostr(par) else format_int:=' '+inttostr(par);
end;

procedure TForm_c.Edit_levelKeyDown(Sender: TObject; var Key: Word;
  Shift: TShiftState);
begin
if key =13 then mark_cell_all;
end;

procedure TForm_c.Edit_pointsKeyDown(Sender: TObject; var Key: Word;
  Shift: TShiftState);
begin
if key =13 then SpeedButton_recalc.Click;
end;

procedure TForm_c.Edit_percentKeyDown(Sender: TObject; var Key: Word;
  Shift: TShiftState);
begin
if key =13 then percent_cell_all;
end;

end.
```



ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер  
 УМГ «Прикарпаттрансгаз»  
 Є.О.Ковалів  
 березня 2004 року

## АКТ

Ми, що нижче підписалися представники від Долинського ЛВУМГ головний інженер Фрищин В.О., начальник служби КВПіА Тисяк В.М. з одного боку, і представники кафедри комп'ютерних технологій в системах управління та автоматики (КТіСУ) Івано-Франківського Національного технічного університету нафти і газу (ІФНТУНГ) завідувач кафедри д.т.н., проф. Заміховський Л.М., к.т.н., доц. Ровінський В.А., пошукувач кафедри Іванишин В.П. з другого боку склали цей акт в тому, що розроблена стратегія оптимального розташування вібродавачів в контрольних точках на корпусі ГПА використана при розробці автоматичної мікропроцесорної системи діагностування силових елементів ГПА в рамках договору №246/99 "Розробка методики і автоматичної мікропроцесорної системи діагностування силових елементів ГПА Долинського ЛВУМГ" з УМГ "Прикарпаттрансгаз", що дозволило на 48% зменшити кількість вібродавачів в порівнянні з існуючим регламентом з періодичної оцінки вібростану ГПА, без зменшення вірогідності результатів його контролю, який можна проводити в будь-який момент часу.

Від Долинського ЛВУМГ

Головний інженер  
 В.О. Фрищин  
 Начальник служби  
 В.М. Тисяк

Від ІФНТУНГ

зав. кафедри д.т.н., проф.  
 Л.М. Заміховський  
 к.т.н. доц.  
 В.А. Ровінський  
 пошукувач кафедри КТіСУ  
 В.П. Іванишин



Додаток Е 1  
Таблиця 1

Стан індикації комутатора при підключенні вібродавачів

Стан індикаторів комутатора	Ввімкнений давач
●○○○○○○○ ○○	Давач № 1
●○○○○○○○ ○●	Давач № 2
●○○○○○○○ ●○	Давач № 3
●○○○○○○○ ●●	Давач № 4
○●○○○○○○○ ○○	Давач № 5
○●○○○○○○○ ○●	Давач № 6
○●○○○○○○○ ●○	Давач № 7
○●○○○○○○○ ●●	Давач № 8
○○●○○○○○○ ○○	Давач № 9
○○●○○○○○○ ○●	Давач № 10
○○●○○○○○○ ●○	Давач № 11
○○●○○○○○○ ●●	Давач № 12
○○○●○○○○○ ○○	Давач № 13
○○○●○○○○○ ○●	Давач № 14
○○○●○○○○○ ●○	Давач № 15
○○○●○○○○○ ●●	Давач № 16
○○○○●○○○○ ○○	Давач № 17
○○○○●○○○○ ○●	Давач № 18
○○○○●○○○○ ●○	Давач № 19
○○○○●○○○○ ●●	Давач № 20
○○○○○●○○○ ○○	Давач № 21
○○○○○●○○○ ○●	Давач № 22
○○○○○●○○○ ●○	Давач № 23
○○○○○●○○○ ●●	Давач № 24
○○○○○○●○○ ○○	Давач № 25
○○○○○○●○○ ○●	Давач № 26
○○○○○○●○○ ●○	Давач № 27
○○○○○○●○○ ●●	Давач № 28
○○○○○○○●○ ○○	Давач № 29
○○○○○○○●○ ○●	Давач № 30
○○○○○○○●○ ●○	Давач № 31
○○○○○○○●○ ●●	Давач № 32

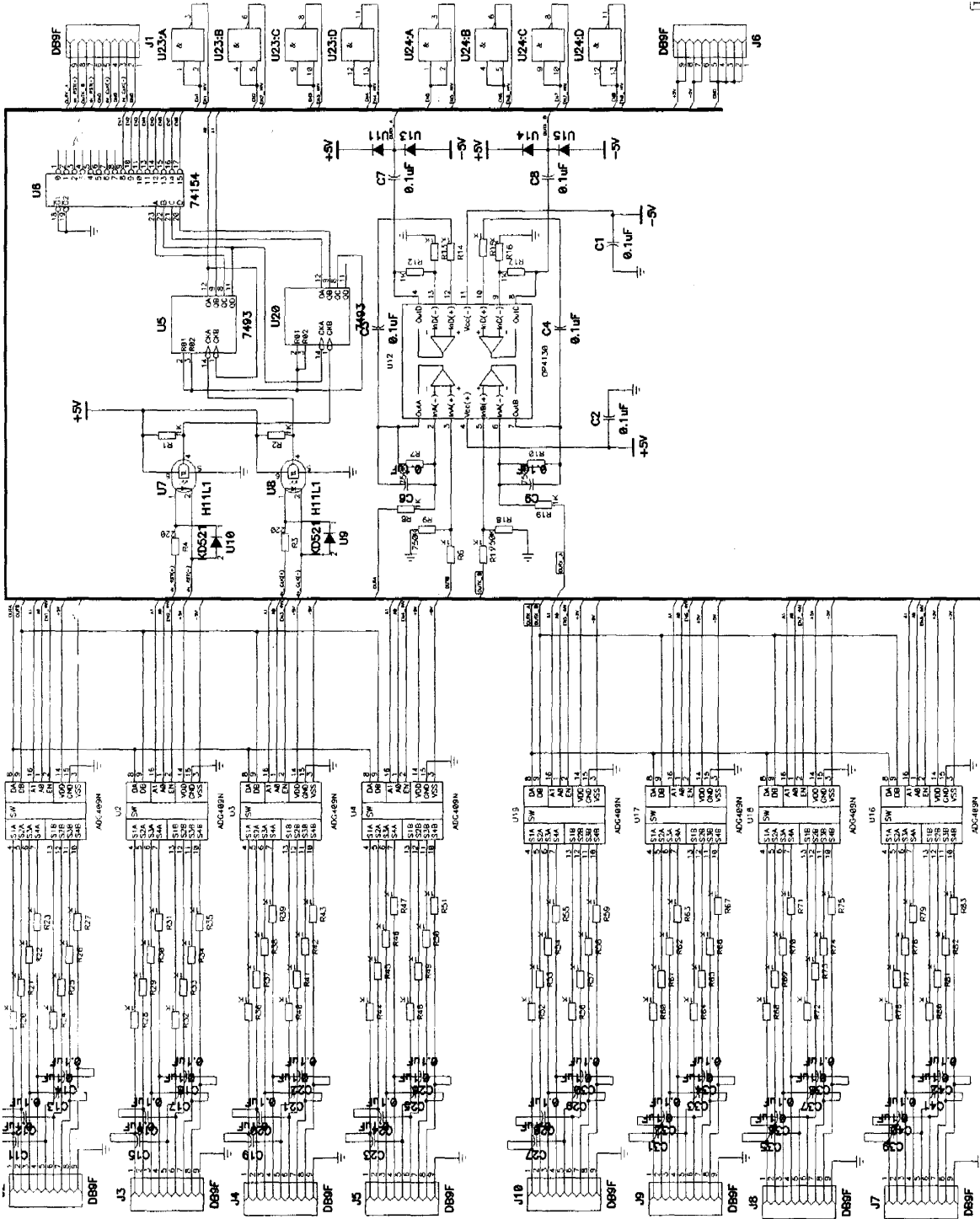
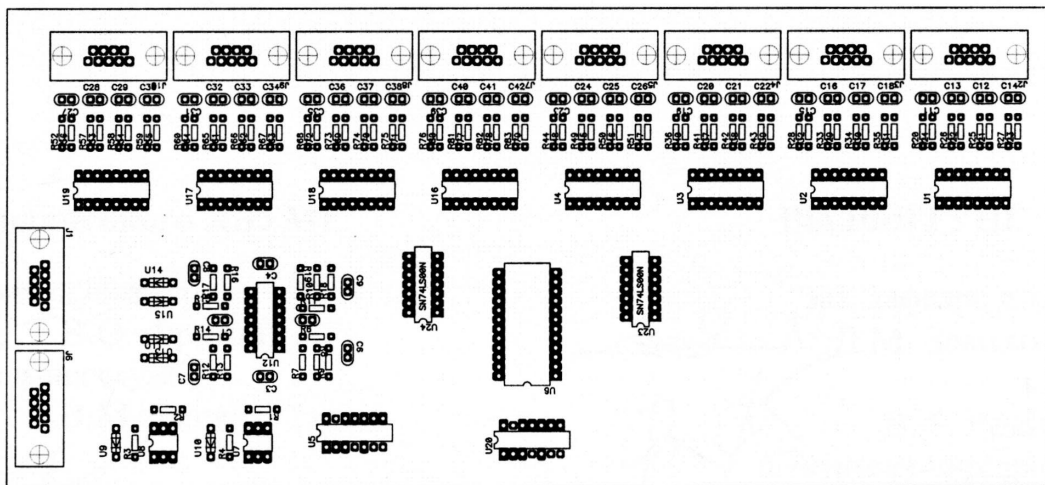
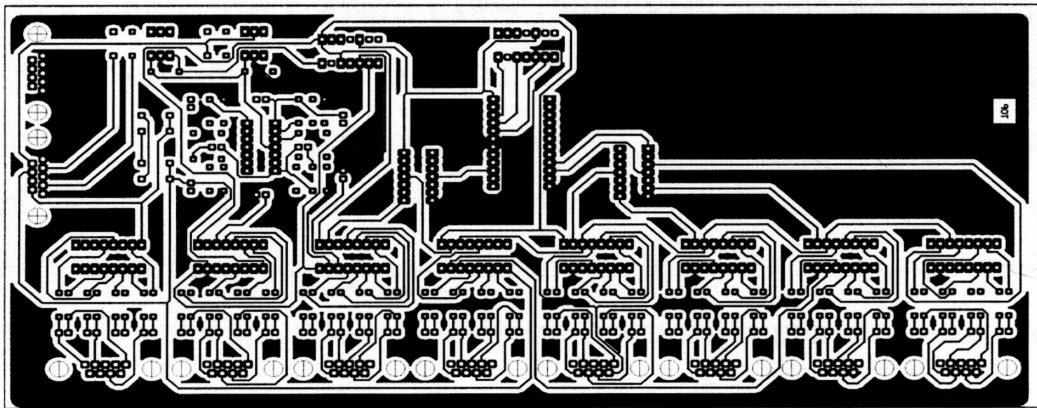
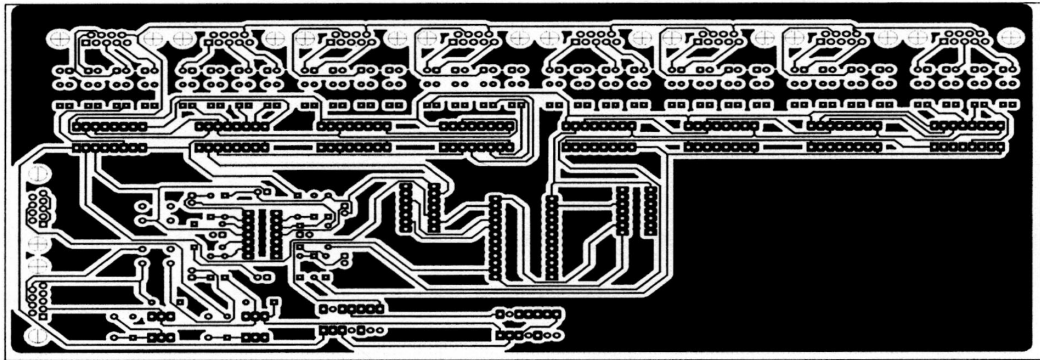


Рис. 1 Схеми електрична принципова комутатора системи контролю вібродану ГПА

Креслення друкованих плат і розміщення елементів на платі



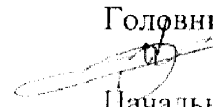
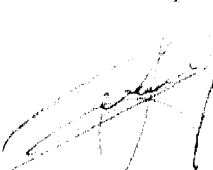


ЗАТВЕРДЖУЮ  
 Головний інженер  
 ЛВУМГ «Прикарпаттрансгаз»  
 Є.О.Ковалів  
 березня 2004 року



### АКТ

Ми, що нижче підписалися представники від Долинського ЛВУМГ головний інженер Фрищин В.О., начальник служби КВПіА Тисяк В.М. з одного боку, і представники кафедри комп'ютерних технологій в системах управління та автоматики (КТіСУ) Івано-Франківського Національного технічного університету нафти і газу (ІФНТУНГ) завідувач кафедри д.т.н., проф. Заміховський Л.М., к.т.н., доц. Ровінський В.А., пошукувач кафедри Іванишин В.П. з другого боку, склали цей акт в тому, що розроблена на кафедрі КТіСУ автоматична мікропроцесорна система діагностування силових елементів ГПА в рамках договору №246/99 "Розробка методики і автоматичної мікропроцесорної системи діагностування силових елементів ГПА" проходила промислову апробацію на ГТК 10-2 № № 3, 4 і 7 в 2002 році, стаціонарно встановлена на ГТК-10-2 № 9 у лютому 2003 року і продовжує використовуватися.

#### Від Долинського ЛВУМГ

Головний інженер  
  
 В.О. Фрищин  
 Начальник служби  
  
 В.М. Тисяк

#### Від ІФНТУНГ

зав. кафедри д.т.н., проф.  
  
 Л.М. Заміховський  
 к.т.н. доц.  
 В.А. Ровінський  
  
 пошукувач кафедри КТіСУ  
 В.П. Іванишин



ЗАТВЕРДЖУЮ  
Головний інженер  
ЛВУМГ «Прикарпаттрансгаз»  
Є.О.Ковалів  
березня 2004 року

## АКТ

Ми, що нижче підписалися представники від Долинського ЛВУМГ головний інженер Фрищин В.О., начальник служби КВПіА Тисяк В.М. з одного боку, і представники кафедри комп'ютерних технологій в системах управління та автоматики (КТіСУ) Івано-Франківського Національного технічного університету нафти і газу (ІФНТУНГ) завідувач кафедри д.т.н., проф. Заміховський Л.М., к.т.н., доц. Ровінський В.А., пошукувач кафедри Іванишин В.П. з другого боку, склали цей акт в тому, що розроблене програмне забезпечення методики балансування роторів ГПА, як складова частина прикладного програмного забезпечення автоматичної мікропроцесорної системи діагностування силових елементів ГПА розробленої в рамках договору №246/99 «Розробка методики і автоматичної мікропроцесорної системи діагностування силових елементів ГПА Долинського ЛВУМГ» з УМГ «Прикарпаттрансгаз», пройшло промислову апробацію в 2002 році на ГТК-10-2 № 7. Результати апробації показали, що балансування за допомогою розробленої системи і програмного забезпечення на відміну від існуючої дозволяє зменшити кількість пусків ГПА та трудоемкість самої процедури балансування.

## Від Долинського ЛВУМГ

Головний інженер

В.О. Фрищин

Начальник служби

В.М. Тисяк

## Від ІФНТУНГ

зав. кафедри д.т.н., проф.

Л.М. Заміховський

к.т.н. доц.

В.А. Ровінський

пошукувач кафедри КТіСУ

В.П. Іванишин



Ректор Івано-Франківського  
національного технічного університету  
нафти і газу, д.т.н., професор

Крижанівський Є.І.

27 вересня 2004 р.

## ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи Іванишина Володимира Петровича "Контроль вібраційного стану газоперекачувальних агрегатів", представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук з спеціальності 05.11.13 - Прилади і методи контролю та визначення складу речовин.

Довідка видана про те, що основні результати дисертаційної роботи Іванишина В.П. "Контроль вібраційного стану газоперекачувальних агрегатів":

- математична модель процесу деформування труб з криволінійною віссю та змінним поперечним січенням;
- методична оцінка напружено-деформованого стану трубопровідної обв'язки ГПА за результатами контролю його вібраційного стану;
- стратегія оптимального розташування вібродавачів на корпусі ГПА при контролі його вібраційного стану;
- автоматична мікропроцесорна система діагностування силових елементів-підшипників ГПА
- програмне забезпечення методики балансування розходів ГПА при використанні автоматичної мікропроцесорної системи діагностування силових елементів-підшипників ГПА;

Знайшли відображення в наступній держбюджетній і госпдоговірній тематиках:

"Розробка теоретичних та методологічних принципів діагностування обладнання нафтогазового комплексу України", частина науково-дослідної держбюджетної теми 45/1, номер державної реєстрації в УкрНДІНТІ № 01980005799; яке виконувалося в рамках координаційного плану Міністерства освіти і науки "Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою отримання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і нафтохімічної сировини". Вказаний план входить у національну програму "Нафта і газ України до 2010 року".

Госпдоговірна тема № 246/99 "Розробка методики і автоматичної мікропроцесорної системи діагностування силових елементів-підшипників ГПА Долинського ЛВУМГ" Замовник - УМГ "Прикарпаттрансгаз".

Директор НДІНГТ  
д.т.н., професор

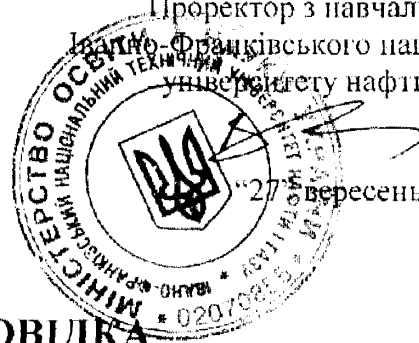
В.М.Івасін

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з навчально-методичної роботи  
Івано-Франківського національного технічного  
університету нафти і газу д.т.н., професор

В.І.Векерик

27 вересень 2004 р.



## ДОВІДКА

про використання в навчальному процесі наукових результатів дисертаційної роботи Іванишина Володимира Петровича "Контроль вібраційного стану газу перекачувальних агрегатів", представленій на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.11.13- прилади і методи контролю та визначення складу речовин.

1. Дані про використання наукових результатів дисертаційної роботи Іванишина В.П. в навчальному процесі Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу приведені в таблиці 1.
2. Як додаткова література використані наступні роботи Іванишина В.П.
  - 2.1. Замиховский Л.М., Іванишин В.П., Соколан Д.Я. Программное обеспечение системы автоматического диагностирования газоперекачивающих агрегатов // Сб.: Методы и средства технической диагностики, г.Йошкар-Ола , 1998. -с.184-187.
  - 2.2. Замиховський Л.М., Іванишин В.П. Розробка системи автоматичного діагностування газоперекачувальних агрегатів // 36.: Методи і засоби технічної діагностики, Фірма "Прут-Принт". Снятин: 1999. - вип.ХІУ. - с.95-102.
  - 2.3. Замиховський Л.М., Олійник А.П., Іванишин В.П. Визначення напружено-деформованого стану трубопроводів за даними внутрітрубної інспекції // Міжн. наук-техн. конф. "Надійність машин та прогнозування їх ресурсу" - Івано-Франківськ, ІФНТУНГ, - "Факел", - 2000. - с.292-294.
  - 2.4. Іванишин В.П. Моделювання процесу коливання елементів конструкції газоперекачувальних агрегатів // МНТЗ "Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ", Серія: Методи і засоби технічної діагностики. №37 (т.8). -2000.-е. 40-44
  - 2.5. Іванишин В.П. Математичне моделювання процесу деформування елементів конструкцій газоперекачувальних агрегатів під дією вібраційних навантажень. // Наукові вісті інституту менеджменту та економіки "Галицька академія",-2003.-№1(3).-с. 128-134.
3. Наукові результати роботи Іванишина В.П. використовуються в дипломному проектуванні та при проведенні студентських семінарів і конференцій.

Таким чином, використання в навчальному процесі ІФНТУНГ основних результатів дисертаційної роботи Іванишина В.П. дозволяє познайомити майбутніх спеціалістів та магістрів з найсучаснішими досягненнями в галузі технічної діагностики, що підвищує рівень професійної підготовки студентів фаху 7.091401 - Системи управління та автоматики