

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

На правах рукопису

Паньків Юрій Володимирович

УДК 621.37:681.518.5

**РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДУ І СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ
ТЕХНІЧНОГО СТАНУ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ СИСТЕМ
ПІДТРИМАННЯ ПЛАСТОВИХ ТИСКІВ
НА НАФТОВИХ РОДОВИЩАХ**

**Спеціальність 05.11.13.– Прилади і методи контролю та
визначення складу речовин**

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

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

Івано-Франківськ – 2009

d/ 356



ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1	
ЗАГАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ СИСТЕМИ ПІДТРИМАННЯ ПЛАСТОВОГО ТИСКУ	10
1.1 Особливості роботи насосних агрегатів в системі підтримання пластового тиску.....	10
1.2 Причини і фактори виникнення дефектів та відмов відцентрових насосних агрегатів системи підтримання пластового тиску.....	15
1.3 Аналіз існуючих методів контролю стану насосних агрегатів	27
1.4 Аналіз технічних засобів контролю стану насосних агрегатів	35
1.5 Постановка задачі досліджень	42
РОЗДІЛ 2	
РОЗРОБЛЕННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТУ ЦНС-180-1900.....	44
2.1 Дослідження агрегату ЦНС-180-1900 з точки зору об'єкту вібродіагностики.....	44
2.2 Розроблення діагностичної моделі агрегату типу ЦНС-180-1900.....	49
2.3 Побудова моделі агрегату ЦНС-180-1900 у вигляді функції передачі ...	58
2.4 Дослідження спектральних розподілів енергії вібраційного стану агрегату ЦНС-180-1900 для контролю динаміки розвитку дефектів його робочих коліс та ущільнень	65
Висновки до розділу	74
РОЗДІЛ 3	
РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДИЧНОГО, ТЕХНІЧНОГО ТА ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІБРОСТАНУ АГРЕГАТУ ЦНС-180-1900 В ПРОМИСЛОВИХ УМОВАХ.....	75
3.1 Методичне забезпечення експериментальних досліджень	75
3.2 Розроблення технічного та програмного забезпечення для проведення експериментальних досліджень вібростану агрегату ЦНС-180-1900 системи підтримання пластового тиску в промислових умовах	82
3.2.1 Розроблення технічного забезпечення експериментальних досліджень.....	82
3.2.2 Розроблення програмного забезпечення експериментальних досліджень.....	85
3.3 Обґрунтування і вибір типорозміру вібродавачів.....	88

3.4 Обґрунтування стратегії розміщення вібродавачів на корпусі агрегату ЦНС-180-1900.....	92
Висновки до розділу	99
РОЗДІЛ 4	
РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДУ КОНТРОЛЮ СТАНУ АГРЕГАТУ ЦНС-180-1900.	100
4.1 Дослідження впливу дефектів на зміну частотного спектру вібраційних процесів у агрегаті ЦНС-180-1900	100
4.2 Вибір, обґрунтування та дослідження характеру зміни діагностичної ознаки стану агрегату ЦНС-180-1900.	118
4.3 Прогнозування залишкового ресурсу роботи агрегатів ЦНС-180-1900 за результатами експериментальних досліджень.....	124
Висновки до розділу	133
РОЗДІЛ 5	
РОЗРОБЛЕННЯ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АГРЕГАТУ ЦНС-180-1900.....	135
5.1 Обґрунтування вимог до системи, що проектується та її основні технічні характеристики	135
5.2 Розроблення структурної схеми системи контролю технічного стану агрегату ЦНС-180-1900.....	137
5.3 Розроблення принципової електричної схеми блоку попередньої обробки сигналів.....	140
5.4 Розроблення принципової електричної схеми блоку керування та відображення інформації	141
5.5 Розроблення програмного забезпечення системи.....	146
5.5.1 Програмне забезпечення нижнього рівня для управління контролером та периферією	146
5.5.2 Програмне забезпечення верхнього рівня	150
5.6 Визначення загальної похибки системи.....	154
5.7 Розрахунок ефективності контролю технічного стану	157
5.8 Результати промислової апробації розробленої системи.....	158
Висновки до розділу	160
ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ	161
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	163
ДОДАТКИ	175

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

АЦП	- аналогово-цифровий перетворювач
БКВ	- блок керування та відображення інформації
БКІ	- блок клавіатури та індикації
БПОС	- блок попередньої обробки сигналів
ВНА	- відцентровий насосний агрегат
ВП	- вихідний підсилювач
ДО	- діагностична ознака
ККД	- коефіцієнт корисної дії
КНС	- кущова насосна станція
КСУ	- кінцеві сальникові ущільнення
МК	- мікроконтролер
МП	- мультиплексор
МЩУ	- міжступінчасті щілинні ущільнення
НТЦ	-науково-технічний центр
ПЕОМ	- персональна електронно-обчислювальна машина
ПЗ	- програмне забезпечення
ПМР	- приєднана маса рідини
ПП	- попередній підсилювач
ППЗП	- перепрограмований постійний запам'ятовуючий пристрій
ППР	- планово-попереджувальний ремонт
ППТ	- підтримання пластового тиску
РК	- робоче колесо
РР	- регулятор рівня
ТД	- технічна діагностика
ТРЧ	- таймер реального часу
УР	- узгоджувач рівня
ФВЧ	- фільтр високих частот
ФНЧ	- фільтр низьких частот
ЦАП	- цифро-аналоговий перетворювач
ЦСП	- цифровий сигнальний процесор
ЧЧП	- частотно-часове перетворення
ЧЧР	- частотно-часовий розподіл

ВСТУП

Актуальність теми. Сьогодні значна частина нафти на нафтових родовищах України, які тривалий час експлуатуються, у зв'язку з чим нафтоносні пласти є виснаженими, видобувається шляхом застосування різних методів інтенсифікації процесу видобутку. До найбільш поширених відноситься метод підтримання пластового тиску шляхом закачування в пласт води, поверхнево-активних речовин і газу. На нафтопромислах в системах збору і підготовки води і підтримання пластового тиску широко використовуються відцентрові насосні агрегати (ВНА) різних типів. Частка їх складає біля 90% всього парку насосів нафтопромислів. Це зумовлено їх низькою питомою вартістю, меншими витратами на ремонт і більшою рівномірністю подачі рідини в лінії нагнітання для відцентрових насосів в порівнянні з плунжерними і поршневыми насосами.

Деталі і вузли насосів в процесі експлуатації піддаються дії середовищ, з високою корозійною активністю. В більшості випадків це мінералізовані водні розчини сірководню, вуглекислого газу і інших корозійно-активних компонентів.

Від безаварійної роботи промислових відцентрових насосів в значній мірі залежить інтенсивність видобування нафти, у зв'язку з чим проблемі підвищення їх надійності і ефективності експлуатації приділяється значна увага. Крім того сьогодні відсутні загальноприйняті методи діагностування ВНА системи підтримання пластового тиску (ППТ), які б дали змогу отримати достовірну інформацію про їх фактичний технічний стан і проводити ремонт за потребою, а існуюча, затверджена вже понад 20 років тому, методика контролю їх технічного стану є застарілою та не враховує сучасного стану розвитку технічних і програмних засобів діагностування. У зв'язку з цим, виникають численні відмови та аварії, а збитки, що пов'язані з ремонтом агрегатів, не обмежуються лише вартістю запасних частин – необхідно враховувати також збиток, що зумовлений простоями агрегатів у зв'язку з їх ремонтом. В результаті простою системи ППТ знижується загальна ефективність роботи всієї системи нафтовидобування. Цілком очевидно, що підвищення експлуатаційних показників роботи ВНА і розроблення нових методів і

засобів для оперативного контролю їх технічного стану дає змогу значно знизити витрати на ремонт і обслуговування ВНА, є важливою науковою та народногосподарською задачею.

Серед численних методів технічної діагностики особливе місце належить методам вібраційної діагностики, орієнтованим на використання діагностичної інформації, що міститься в коливальних процесах машин і конструкцій. Проблемами підвищення ефективності роботи відцентрових насосів та впровадження методів вібраційної діагностики в свій час займалися та займаються зараз Артоболевский І.І., Балицький Ф.Я., Барков А.В., Баркова Н.А., Бесклетний М.Е., Біргер І.А., Бобровницький Ю.І., Генкин М.Д., Гольдин А.С., Гроховський Д.В., Заміховський Л.М., Зарицкий С.П., Ігуменцев Є.О., Калявин В. П., Ломакин А.А., Мишинський Е.Л., Мозгалевський А.В., Попков В.І., Попков О.І., Русов В.А., Саприкін С.О., Смирнов В.А., Соколова А.Г., Чачин Е.І. та інші.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика дисертації є частиною планових науково-дослідних програм із розвитку нафтопромислового комплексу України і базується на результатах науково-дослідної роботи «Розроблення методики діагностування установок нафтогазової промисловості», номер державної реєстрації в УкрНДІНТІ №0108U001367.

Мета і завдання досліджень. Розроблення методу та системи контролю технічного стану насосних агрегатів, за допомогою яких можна підвищити надійність та ефективність їх експлуатації.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- визначити причини та фактори, що зумовлюють виникнення дефектів та відмов ВНА, розглянути його конструктивні особливості як об'єкта контролю та провести аналіз задачі контролю технічного стану ВНА;

- провести аналітичні дослідження ВНА з використанням основних положень віброакустичної діагностики машин.

- розробити методичне, технічне та програмне забезпечення експериментальних досліджень методу контролю стану ВНА;

- розробити метод контролю технічного стану ВНА та провести його

промислову апробацію.

– розробити апаратні та програмні засоби для контролю технічного стану ВНА.

Об'єктом досліджень є процес зміни технічного стану відцентрового насосного агрегату, викликаний розвитком дефектів його елементів і вузлів, що призводить до зниження ефективності роботи ВНА та виникнення аварійних ситуацій.

Предмет дослідження – віброакустичні методи і технічні засоби контролю стану ВНА систем ППТ.

Методи дослідження. Для вирішення поставлених завдань використовувалися чисельні методи математичного аналізу, методи технічної діагностики, основні положення віброакустичної діагностики машин, методи спектрального і кореляційного аналізу. При розробці технічного забезпечення використовувались методи системо- і схемотехніки а при розробці програмного забезпечення – методи об'єктно-орієнтованого програмування.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Вперше створено логічну діагностичну модель ВНА, яка дає змогу відстежити напрямок розвитку дефектів, класифікувати їх та визначити зв'язок з відмовами.

2. Вперше побудовано діагностичну модель ВНА у вигляді функції передачі, використання якої дозволяє вчасно виявляти приховані дефекти ущільнень, що призводять до суттєвого зниження ККД, та практично не діагностуються віброакустичними методами і, тим самим, підвищити вірогідність контролю стану ВНА.

3. Встановлені закономірності зміни частотних спектрів коливних процесів, що виникають у ВНА типу ЦНС-180-1900, зумовлених зміною їх технічного стану та виділено найбільш інформативні гармонійні складові спектру, що можуть бути використані за діагностичні ознаки стану ВНА.

4. Вперше обґрунтовано і досліджено діагностичну ознаку для оцінки технічного стану ВНА – суму добутків вагових коефіцієнтів на значення амплітуди

відповідних гармонік частотного спектру, зміна якої в часі характеризує зміну стану ВНА. Останню покладено в основу методу контролю технічного стану ВНА.

5. Дістав подальший розвиток метод аналізу частотно-часових розподілів енергії вібросигналу стосовно контролю технічного стану ВНА, що у сукупності з класичними методами діагностування за спектральними характеристиками його вібросигналу дозволяє отримати оперативну і вірогідну інформацію про стан ВНА.

Практичне значення отриманих результатів полягає в розробленні:

- алгоритму контролю технічного стану ВНА за результатами контролю його вібраційного стану, використання якого дозволяє прогнозувати момент виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних з відмовою вузлів та елементів ВНА.

- системи для оперативного контролю технічного стану ВНА у складі ПЕОМ та портативного приладу, розробленого на основі програмованого мікроконтролера і сучасної елементної бази, використання якої дозволяє отримати вірогідну та оперативну інформацію про фактичний стан ВНА та проводити ремонт за потребою;

- комплексу прикладного програмного забезпечення, створеного із використанням сучасних пакетів розробки для детальної подальшої обробки і збереження результатів запису вібросигналів та ведення інформаційної бази даних, яке згодом може бути закладено в основу експертної системи.

Розроблений метод контролю технічного стану пройшов промислову апробацію на нафтових промислах ВАТ "Укрнафта" НГВУ "Долинафтогаз" і рекомендований до впровадження.

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно [94, 95, 134, 136]. У співавторстві розроблено логічну діагностичну модель насосного агрегату ЦНС-180-1900 [138] на основі запропонованого підходу до вибору стратегії розміщення контрольних точок на корпусах агрегатів [109], викладено основні положення методики діагностичного обстеження вібраційного стану відцентрових насосних агрегатів системи ППТ [93]. Для проведення комплексу експериментальних досліджень використано розроблене програмне забезпечення автоматизованої систему дистанційного моніторингу параметрів вібрації [132]. На основі результатів проведених експериментів,

побудовано діагностичну модель відцентрового насосного агрегату як основної складової системи ППТ [133], вказано на шляхи підвищення достовірності результатів діагностування відцентрових насосних агрегатів системи підтримання тиску пласта віброакустичними методами [135]. Встановлено основні закономірності їх зміни в процесі розвитку дефектів та здійснено вибір раціональної діагностичної ознаки для контролю технічного стану відцентрових насосних агрегатів системи ППТ [137].

Апробація результатів досліджень. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на XX,XXII,XXIII та XXV міжнародних школах-семінарах “Методи та засоби технічної діагностики” (м. Івано-Франківськ, 2003, 2005р. та м. Йошкар-Ола, 2006, 2008р.); XXIV(I) та XXVI(II) міжнародних школах-семінарах “Методи та засоби технічної діагностики в техніці та соціумі” (м. Івано-Франківськ, 2007, 2009р.); конференції ITEM-2005 (м. Луганськ, 2005р.); 4-ій міжнародній науково-практичній конференції “Комп’ютерні системи в автоматизації виробничих процесів МНПК КСАВП-2005” (м. Хмельницький, 2005 р); 8-ій міжнародній конференції “The experience of designing and application of cad systems in microelectronics CADSM-2005” (м. Славське, 2005); 4-тій науково-технічній конференції “Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики промислового обладнання”(м. Івано-Франківськ, 2005р.); Міжнародній науково-технічній конференції “ІФНТУНГ-40” “Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці” (м. Івано-Франківськ, 2007р.), науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ІФНТУНГ (2004-2009р.р.); наукових семінарах кафедри комп’ютерних технологій в системах управління та автоматики (2005-2009р.р.);

Публікації. За результатами досліджень, які викладені в дисертації, опубліковано 11 робіт, з яких 7 - у виданнях, включених ВАК України до переліку фахових видань. Одноосібно опубліковано 4 статті.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, п’яти розділів, висновків, викладених на 152 сторінках тексту, 59 рисунків, 13 таблиць, списку використаних джерел, який містить 138 найменувань, та 10 додатків на 20 сторінках.

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ НАСОСНИХ АГРЕГАТИВ СИСТЕМИ ПІДТРИМАННЯ ПЛАСТОВОГО ТИСКУ

1.1 Особливості роботи насосних агрегатів в системі підтримання пластового тиску

Сьогодні, в зв'язку з значною виснаженістю нафтоносних пластів, для інтенсифікації видобутку нафти застосовуються різні методи, як розроблені досить давно [1,2,3,4,5] так і сучасні [6]. Згідно з даними ВАТ "Укрнафта", на початок 2004 року [7] поточний стан розробки нафтових родовищ характеризувався значною вичерпаністю початкових видобувних запасів (73,4%), переважаючою належністю родовищ до категорії важковидобувних, високою обводненістю продукції (82%), коефіцієнт вилучення нафти складав 25,5% проти проектного 35,8%.

В умовах ВАТ «Укрнафта» значна частка видобутку нафти забезпечується за рахунок найбільш розповсюдженого методу ППТ - шляхом нагнітання води в продуктивні пласти (28,4%). З використанням цього методу у різних його модифікаціях, охоплено біля 40% родовищ, що перебувають у промисловій розробці. Застосовуються також гідродинамічні методи підвищення нафтовилучення (12,2%) та з використанням комплексу геолого-технічних заходів (9,8%). При використанні методу нагнітання води в продуктивні пласти реалізується як стаціонарне та нестаціонарне (циклічне, імпульсне або шляхом періодичної імпульсної зміни тисків нагнітання). В типовому випадку, при стаціонарному підтриманні тиску в нафтоносному пласті, воду закачують в мережу нагнітальних свердловин. У зонах розташування яких в пласті створюється підвищений тиск, під дією якого нафта витісняється до прийомних свердловин. Для характеристики процесу нагнітання і контролю за його динамікою користуються поняттям тиску пласта в зоні нагнітання.

Основним елементом в технологічній схемі заводнювання нафтоносних

пластів є кушові насосні станції (КНС), кожна з яких забезпечує подачу води в деяку кількість (кущ) нагнітальних свердловин через систему напірних водоводів.

На КНС встановлюється основне технологічне устаткування системи ППТ - високонапірні багатосекційні відцентрові насоси з електроприводом, кількість яких на одній станції коливається в досить широких межах (від 2-3 до декількох десятків). З поступовим збільшенням обсягів закачування води виникла необхідність в спорудженні середніх та великих кушових насосних станцій [8], оснащених переважно відцентровими насосами. У відповідності з ГОСТ 10407-70 для цих цілей були розроблені відцентрові насоси ЦНС-180 (ЦН-150) та високооборотний насос ЦН-100-160.

Необхідно відзначити, що насосне обладнання систем ППТ є найбільш енергоємним по відношенню до інших видів устаткування нафтопромислу. На його частку припадає до 60 % споживаної нафтопромислами електроенергії [9]. Якщо допустити зниження ККД ВНА внаслідок погіршення технічного стану хоча б на 1% (паспортне значення ККД становить 72%, а потужність двигуна електроприводу 1600 кВт), то це призведе до значних економічних втрат. Тому підвищення ефективності використання насосного устаткування КНС є надзвичайно актуальною проблемою. Її вирішення дозволить скоротити витрати на закачування води, а отже – знизити собівартість нафти, що видобувається. Впровадження методів технічної діагностики є одним з ефективних засобів вирішення цієї проблеми.

Вище зазначалося, що в системі ППТ використовуються спеціальні відцентрові насосні агрегати (ВНА) типу ЦН-150 і ЦНС-180 з подачею 150÷180 м³/год і тиском нагнітання 10÷25 МПа. Вся серія агрегатів добре уніфікована, регулювання робочих характеристик досягається за рахунок варіювання числа ступенів (секцій) [10].

За конструктивним виконанням ці насоси є відцентрові, горизонтальні, багатосекційні, з одностороннім розташуванням коліс, з розвантажувальною гідроп'ятою, підшипниками ковзання і кінцевими ущільненнями комбінованого типу (щілинне ущільнення і ущільнення з м'якою сальниковою набивкою). Деталі проточної частини (направляючі апарати і робочі колеса), а також

розвантажувальний диск і захисні втулки валу виготовляються з корозійностійкої хромованої сталі. В додатку А наведено основні характеристики ВНА систем ППТ.

Досвід експлуатації промислових відцентрових насосів показав, що ресурс їх роботи значною мірою визначається якістю виготовлення деталей насосів і агресивністю перекачуваного середовища. Згідно паспортних даних [11], вказані насоси призначені для роботи на чистій неагресивній воді із вмістом механічних домішок не більше 0,1 % за масою та розміром твердих частинок не більше 100 мкм [11]. На такій воді ВНА працюють протягом тривалого часу практично без відмов. Натомість низький ресурс роботи спостерігається у насосів, що перекачують стічні води із вмістом солей до 260 г/л, сірководню до 200 мг/л і вуглекислого газу до 300 мг/л. При цьому ресурс роботи насосів з деталями з чавуну складає 700—1000 год, а ККД насоса знижується до 30-36 %. Ресурс роботи насосів в корозійностійкому виконанні при перекачуванні стічних вод, що містять сірководень не перевищує 3500 год. Ресурс роботи насосів при роботі на найбільш агресивних стічних водах (особливо тих, що містять сірководень) може доходити лише до 500год (26 діб) [12].

На рис.1.1, як приклад, наведено дані про напрацювання на відмову насосів типу ЦНС в бувшому ВО “Татнафта”[13]. Аналіз кривих показує, що напрацювання насосів на прісній воді коливається приблизно в межах 400-1000 діб, а на стічній воді – 60-475 діб.

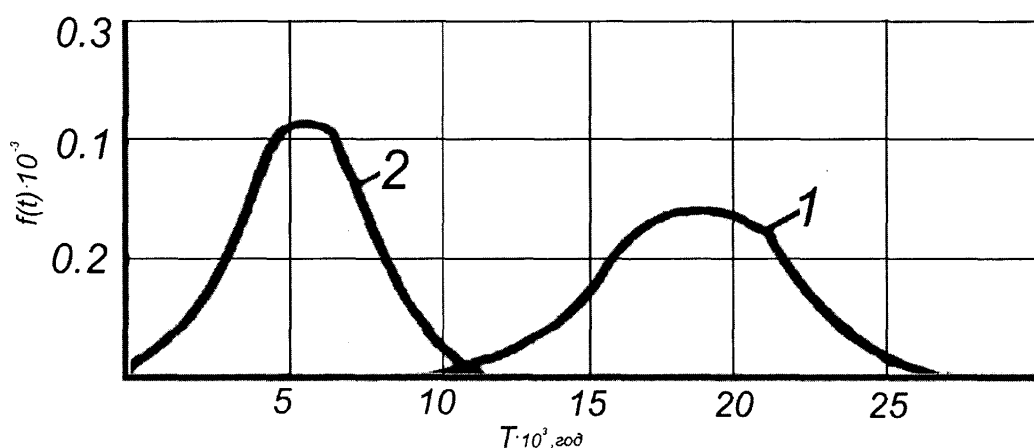
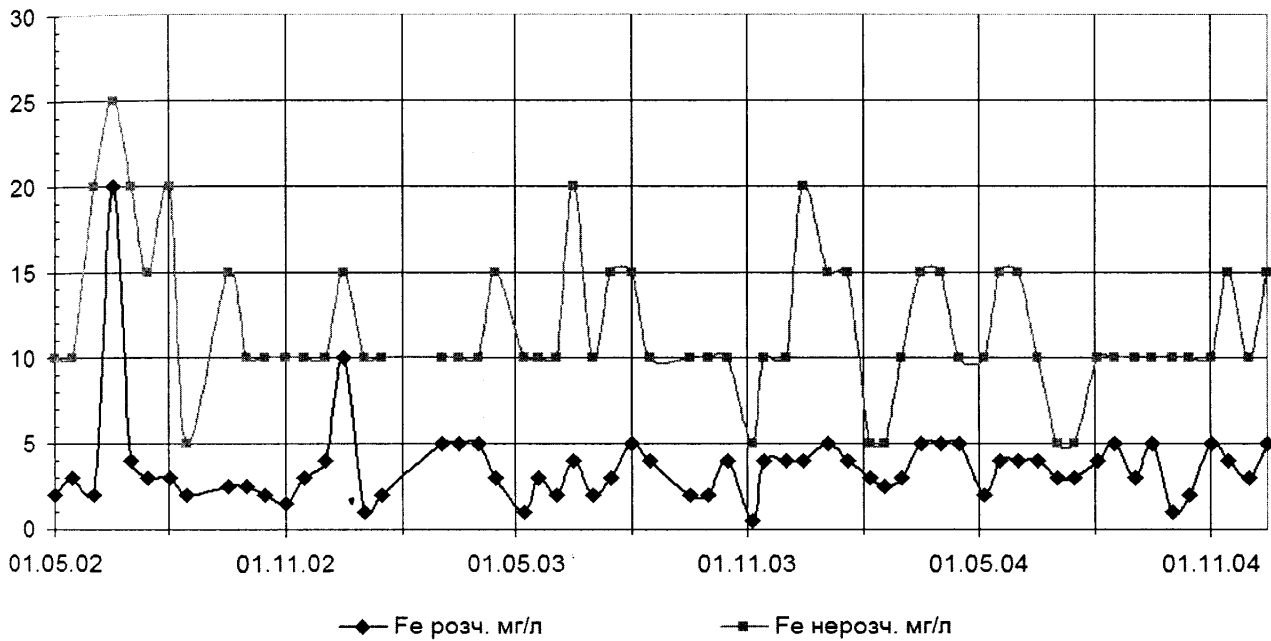


Рис.1.1. Щільність розподілу напрацювання на відмову насосів ЦНС в ВО “Татнафта”: (1 - робота на прісній воді; 2 - робота на стічній воді)

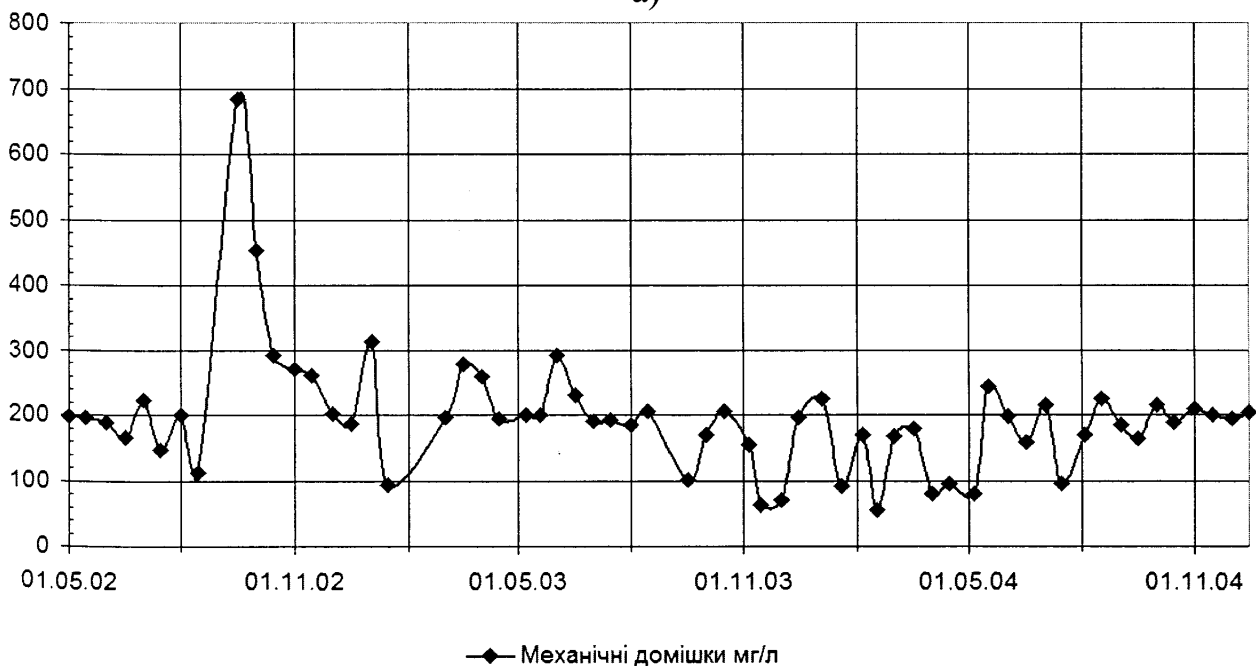
Найбільший ресурс роботи спостерігається у насосів, що перекачують прісну воду. При цьому ресурс роботи насосів з деталями з чавуну складає ~330-500 діб, а

насосів в корозійностійкому виконанні ~1040-1250 діб [14].

З метою ефективної організації системи технічного діагностування необхідно дослідити особливості роботи ВНА в системі ППТ. Основним експлуатаційним чинником, що визначає технічний стан ВНА системи ППТ, є агресивність рідини, що закачується в пласт, яка на нафтопромислах може коливатися в дуже широких межах. Для прикладу наведемо статистичні дані результатів дослідження хімічного складу води в умовах КНС №7 Долинського НГВУ за три роки (2002 - 2004р.) (рис.1.2).



а)



б)

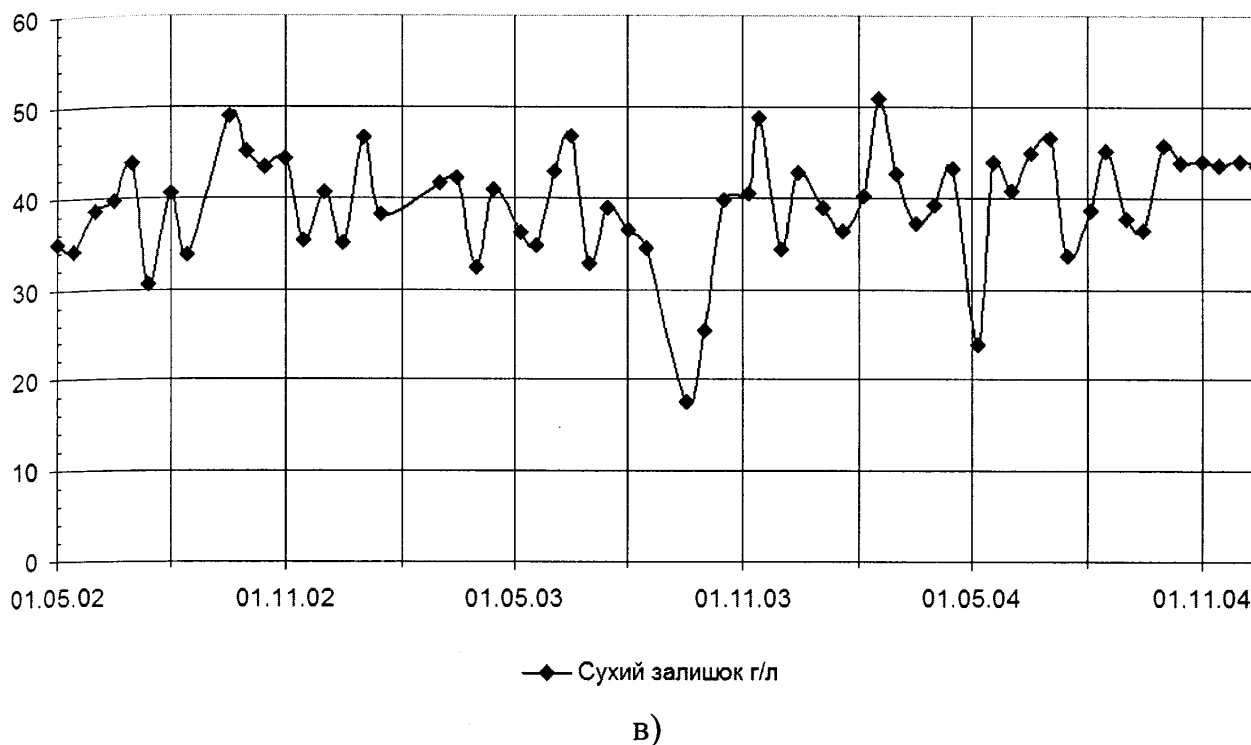


Рис. 1.2. Закономірності зміни основних хімічних характеристик води по роках T для умов КНС №7 НГВУ “Долинанафтогаз” :

а) –вміст розчинного та нерозчинного заліза ;

б) –вміст нерозчинних механічних домішок ;

в) –вміст сухого мінерального залишку.

Згідно наведених статистичних даних можна стверджувати, що вода, яка закачувалася в пласт не є надто агресивною, але протягом останніх років в ній постійно збільшувався відсоток підтоварної води та стічних вод, що є доцільним як з економічної так і екологічної точок зору (не допускається забруднення оточуючого середовища). Крім цього, підтоварна вода за рахунок вмісту в ній поверхнево-активних речовин (ПАР) має кращі, порівняно з прісною водою, відмиваючі властивості. Але надійність і довговічність експлуатації ВНА в системах ППТ при закачування таких вод різко знижується у зв'язку з комплексною дією корозії, абразивного зносу і кавітаційною активністю води [15]. Промислова стічна вода є високомінералізованим середовищем, що містить іони хлору, карбонатів і бікарбонатів, сульфатів кальцію, магнію, натрію, калію, заліза. Стоки, нафтопромислів (підтоварна вода), містять нафту, механічні домішки, ПАР,

продукти корозії обладнання, газоподібні домішки (сірководень, двоокис вуглецю, вуглеводневі гази, кисень). При використанні ВНА для перекачування підтоварної води на промислах НГВУ “Долинанафтогаз” термін їх роботи до капітального ремонту становить 7-8 місяців.

З інших чинників, які зумовлюють особливості роботи ВНА і впливають на їх технічний стан, слід відмітити режими роботи ВНА на КНС та їх коливання; якість проведення ремонту ВНА; рівень технічного обслуговування.

Велика різноманітність умов експлуатації, що спостерігається навіть в рамках одного НГВП, визначає широкий діапазон напрацювання на відмову ВНА. В силу цих обставин, якою би не була досконалою система планово-попереджувальних ремонтів (ППР), яка все ще є широко поширеною на даний час, вона не може задовольнити всім варіаціям умов експлуатації ВНА в системі ППТ. Як показує практика, фактичний ремонт агрегатів, зокрема капітальний, проводиться зачасту не за графіком ППР, а після настання їх відмови, або аварійного виходу з ладу якого-небудь вузла ВНА.

Система оперативного контролю стану ВНА в цих умовах може виявитися гнучкішою і ефективнішою, оскільки дає змогу в значно коротший термін (який залежить від періодичності діагностичних обстежень) надати інформацію про рівень технічного стану всього парку обладнання і вжити своєчасних заходів по запобіганню відмов або аварій.

1.2 Причини і фактори виникнення дефектів та відмов відцентрових насосних агрегатів системи підтримання пластового тиску

Для кращого розуміння процесів, які відбуваються у ВНА, потрібно знати причини та фактори, що обумовлюють зміну їх технічного стану та призводять до неефективного режиму роботи ВНА, виникнення дефектів і, як наслідок, відмов або аварій.

Причини появи дефектів механічного походження в роторних машинах досить добре висвітлені в [16,17,18,19,20,21,22,23]. Проаналізуємо їх стосовно ВНА систем

ПШТ. Основною причиною є підвищена вібрація, яка може бути викликаною наступними дефектами [10]:

- розцентруванням ВНА в процесі експлуатації (порушення співвісності валів електродвигуна і насоса);
- ослабленням жорсткості опорної частини системи ротор - опори (підшипники, місця посадки підшипників, рама, фундамент), що відбувається через збільшення зазорів у підшипниках, зміни їх форми; розточення, ослаблення кріплення вкладишів у гніздах, ослаблення кріплення стійок підшипників до рами і рами до фундаменту, поганої заливки рам і відставання рам від фундаменту;
- дефектами підшипників ковзання і цапф валів (надмірний або недостатній натяг вкладишів у гніздах, перекіс вкладишів, погане прилягання валу до внутрішньої шийки підшипника, недостатній або надмірний зазор у підшипниках, нерівномірний знос шийок валів - биття, овальність, конусність шийок і т.п.);
- дефектами зубчатих муфт (забоїни, биття, нерівномірний знос, підвищені зазори між зубами);
- незрівноваженістю роторів електродвигуна і насоса, що виникла як наслідок низької якості балансування при виготовленні або ремонті ротора або розбалансуванні ротора в процесі експлуатації;

-іншими причинами: зачіпанням в ущільненнях і елементах проточної частини через малі зазори, порушенням в роботі системи змашування ("масляна" вібрація), ослабленням посадки роторних деталей, впливом стороннього джерела й ін.

В роботі [24] наводиться схожа класифікація причин що викликають дефекти та відмови ВНА. До них відносять:

- дисбаланс мас, що обертаються, викликаних неякісною обробкою підшипникових шийок ротора, ексцентричною посадкою коліс на роторі, вигином ротора та іншими дефектами, що призводять до зсуву центру мас ротора.
- розцентрування або неспіввісність з'єднаних валів двигуна-редуктора-насоса (і т.п.).
- еліпсність цапф в підшипнику ковзання.
- масляна вібрація, що викликається невідповідністю динамічних якостей

ротора і змащуючих властивостей в підшипниках ковзання.

- неправильна установка вкладишів в підшипниках ковзання.
- знос вкладишів в підшипниках ковзання.
- зачіпання валу за бабіт в підшипниках ковзання.
- дефекти зчеплення зубчатих передач.
- дефекти зборки агрегатів.
- дефекти муфт.

Цей перелік був визначений з аналізу статистичних даних відмов і включає лише причини, що викликають механічні дефекти, пов'язані з обертанням валів агрегату, які, в основному, і виникають на практиці в процесі експлуатації агрегатів. Потрібно сказати, що майже всі ці причини зумовлені рядом конструктивних та режимних факторів експлуатації ВНА. Детальніше проаналізуємо фактори, що призводять до виникнення відмов і дефектів ВНА.

Згідно з [25], ефективність роботи ВНА залежить від чотирьох факторів: правильної конструкції, точності виготовлення, якісного монтажу та правильної експлуатації з дотриманням номінального режиму та забезпеченням нормальних умов роботи насоса.

Серед режимних факторів при експлуатації ВНА виділяють три основні, які призводять до погіршення його робочих характеристик та до появи причин виникнення дефектів: знос внаслідок впливу абразивних домішок, корозійне та кавітаційне руйнування. Зупинимося більш детально на їх впливі на працездатність ВНА.

Як правило, при роботі ВНА на прісній воді фактором зносу внаслідок впливу абразивних домішок можна знехтувати, проте він є одним з найбільш значимих при роботі на підтоварній воді яка, навіть пройшовши цикл очистки, все одно містить значну кількість твердих механічних домішок.

До основних чинників, що впливають на інтенсивність зносу деталей агрегатів природними водами абразивною суспензією, відносять фізико-механічні властивості твердих частинок суспензії (вага, твердість, скругленість граней) і їх розміри; кількість твердих частинок, що потрапляють на одиницю поверхні тіла, що

зношується, і час їх дії; швидкість руху частинок; фізико-механічні властивості поверхні, що зношується, та її стан; геометричні форми тіл, обтічних рідиною з суспензією; конструкцію вузлів і деталей, дотичних з абразивною суспензією [26].

Абразивний знос поверхонь каналів ВНА пропорційний третій степені значення швидкості, тобто відповідно і кубу частоти обертання. При його роботі зі сталою подачею знос поверхонь пропорційний квадрату частоті обертання. Відповідно, чим більший напір, тим більший абразивний знос робочого колеса ВНА. Найшвидше у осьових ВНА розробляється зазор між торцями лопатей робочого колеса та камерою. Це місце найбільшої величини окружної швидкості і найбільшого зносу. Згідно з [5] допустиме зменшення товщини робочих лопатей та дисків робочого колеса становить не більше 15% від початкових розмірів, зменшення його зовнішнього діаметру - не більше 1.5 %

Вплив фактору корозійного руйнування спостерігається в усіх випадках, незалежно від характеристик води, що перекачується. Особливо схильні до корозійного руйнування вхідні ділянки всмоктуючої сторони лопатей коліс і лопатей направляючих апаратів.

Активність корозійних процесів залежить від ступеня насичення перекачуваної води киснем з повітря, сірководнем і іншими газами [27]. Швидкість корозії ВНА значно знижується при вмісті у воді кисню не більше 1 мг/л, вільного вуглекислого газу — 1 мг/л і повній відсутності сірководню. Тому одним із заходів, направлених на зниження інтенсивності корозії, є підготовка, транспортування і закачування стічних вод за закритою системою. Закрита система дозволяє істотно понизити корозію і в той же час сприяє утриманню заліза в закисній формі [27].

Наявність кавітації також істотно впливає на роботу насоса, причому цей вплив залежить від ступеня розвитку кавітації [28]. На практиці розрізняють початкову, таку, що частково розвинулася і повністю розвинуту кавітацію [29]. Термін "початкова кавітація" відповідає режиму роботи, при якому з'являються перші ознаки кавітації: слабке посилення шуму, поява невеликої кількості кавітаційних бульбашок, які утворюють несталу кавітаційну зону. На цій стадії зовнішні характеристики ВНА практично не змінюється.

Частково розвинута кавітація характеризується наявністю сталої кавітаційної зони. В зв'язку з збільшенням гідравлічних втрат погіршуються характеристики ВНА. Значно посилюються шум та вібрація. Виникнення часткової кавітації знижує продуктивність насосів на 15 - 20 % і ККД на 5 – 10 %. Крім того, робота ВНА в кавітаційних режимах приводить до руйнування його деталей внаслідок кавітаційної ерозії. На практиці спостерігались випадки руйнування робочого колеса при кавітації протягом 20-30 годин роботи [30].

При повністю розвинутій кавітації настає "зрив" роботи агрегату. Зовнішні характеристики його стають абсолютно неприйнятними. Робота агрегату в цьому режимі, як правило, не піддається управлінню.

Проблема виникнення кавітації та її усунення детально розглянута в [31,32]. Експериментальні дослідження показали [33], що кавітація у відводі ВНА створюється вихорами, що зриваються з країв лопаток відводу, а основним параметром, що визначає коефіцієнт тиску в центрі вихору і тим самим стадію розвитку кавітаційного процесу при відривному обтіканні лопаті, є кут атаки, що залежить від подачі, на якій працює ВНА. Кавітації можна уникнути шляхом збільшення підпору, зменшення продуктивності ВНА, зменшення кількості його обертів [25].

Крім вищеперерахованих основних факторів на роботу ВНА та виникнення в ньому дефектів і відмов в деякій мірі впливають також такі фактори як: помпаж, попадання повітря в систему, підвищений рівень завихрення потоку, пульсації тиску, перепади напруги в мережі, виникнення гідравлічного удару і автоколивань в агрегаті [34] та ряд інших.

Виникнення відмов також зумовлено рядом конструктивних особливостей ВНА, зокрема конструкцією деяких його вузлів. Вплив конструктивно-технологічних чинників на технічний стан ВНА є значним та багатоплановим. По суті, динамічна поведінка ВНА майже повністю зумовлена саме наявністю цих чинників, більшість з яких органічно властиві ВНА, у зв'язку з чим, усунути їх неможливо. Оскільки інтенсивність джерел вібрації пов'язана з конструктивними особливостями ВНА, то боротьба з ними повинна вестися шляхом ліквідації самих

джерел, тобто шляхом раціонального конструювання ВНА. Роботи з доводки, як показує практика, не дають позитивного ефекту зниження віброактивності ВНА та забезпечення його роботи в нормальному режимі.

Ще одним фактором, що значною мірою впливає на ККД агрегату, є шорсткість його проточних частин. У роботі [35] встановлено, що із збільшенням шорсткості проточних каналів робочих коліс спостерігається одночасне зниження напору і ККД ВНА. Зроблено висновок, що для забезпечення високих ККД і напору шорсткість проточних каналів робочих коліс ВНА повинна бути не більше 10-20 мкм. На рис.1.3 представлені залежності ККД і напору від шорсткості проточних каналів відцентрових насосів

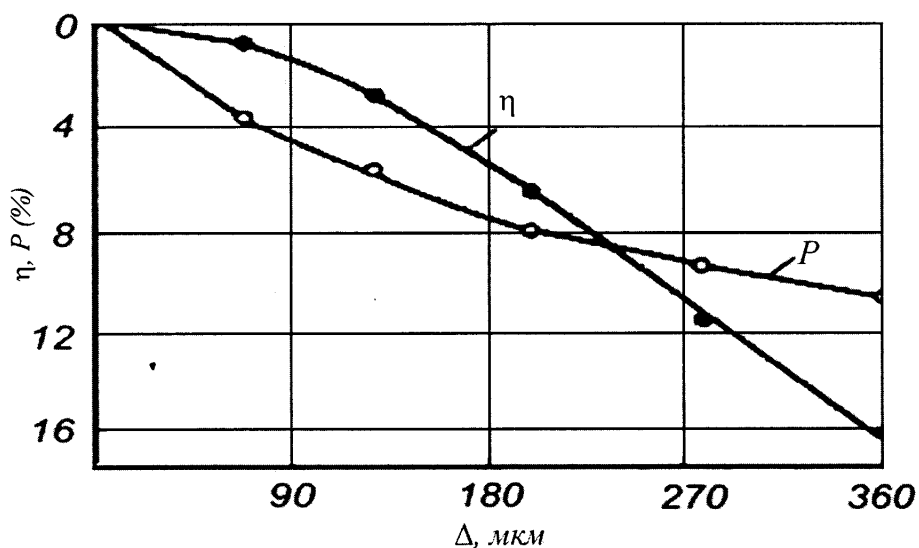


Рис. 1.3. Графіки залежності зміни ККД (η) та напору (P) ВНА від шорсткості поверхні його проточних каналів (Δ).

Ознайомившись з причинами та факторами, що впливають на роботу ВНА перейдемо до розгляду його типових відмов, які можна умовно поділити на два класи [10]:

- відмови, що усуваються в умовах КНС: (порушення в роботі кінцевих ущільнень (знос сальників), знос захисних втулок вала ВНА, знос гідроп'яти, дефекти опорних підшипників, дефекти зубчатої муфти, розбалансування ротора електродвигуна;

- відмови, усунення яких вимагає повного демонтажу агрегату (або тільки

насоса, або електродвигуна) на КНС і відправки його в ремонт в умовах спеціалізованого ремонтного підприємства а саме: знос (корозійний, абразивний, кавітаційний) деталей проточної частини насоса (робочих коліс, міжступінчастих ущільнень, направляючих апаратів), характерні дефекти електродвигуна, що вимагають ремонту в цехових умовах (обрив стержнів асинхронного двигуна, обрив обмоток, міжвиткове замикання і т.п.), недопустимий знос або порушення геометричної форми опорних шийок валів насоса або електродвигуна, аварійний вихід з ладу якого-небудь вузла або деталі, що вимагає значного ремонту (поломка вала, задир шийок валів, поломка робочого колеса і ін.).

Розглянемо більш детально конструктивні особливості широко поширеного в системах ППТ на нафтових родовищах Західної України ВНА типу ЦНС-180-1900 (рис.1.4) [11], який вибираємо за об'єкт подальших досліджень.

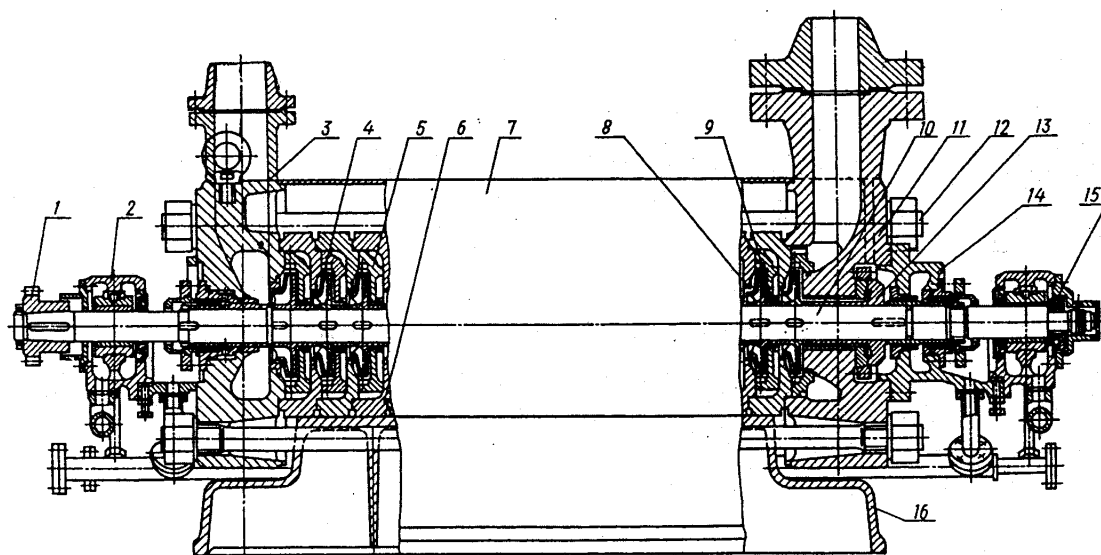


Рис. 1.4. Конструктивна схема агрегата ЦНС 180-1900 в розрізі,

де 1- зубчата напівмуфта; 2 - підшипник ковзання; 3 - вхідна кришка; 4- робоче колесо; 5- направляючий апарат; 6 - секція; 7- кожух; 8- переднє кільцеве ущільнення; 9- міжступінчасте ущільнення; 10 - вал; 11- напірна кришка; 12- стяжна шпилька; 13 - розвантажувальний диск; 14- заднє кільцеве ущільнення; 15 - підшипник; 16- фундаментна плита

ВНА можна розділити на два функціонально незалежних агрегату – безпосередньо відцентрового насоса і електродвигуна великої потужності (СТДм-1600-2 УХЛ 4), які зв'язані між собою через фундамент (пасивний зв'язок) і зубчату

напівмуфту (активний зв'язок). З точки зору віброактивності ВНА пасивний зв'язок є дуже слабким, оскільки фундаментна плита є масивною та, у випадку відсутності ослаблення кріплень насоса та двигуна до неї, добре гасить вібрацію, тому ним в подальших дослідженнях можна знехтувати.

Встановлюють ВНА, як правило, на чавунній фундаментній плиті. Точність дотримання його строго горизонтального положення на фундаменті при установці зумовлює розбаланс ротора, від якого залежатиме подальша нормальна робота ВНА. Технічні норми вимагають дотримання відхилення не більше ніж 0.3мм на метр довжини [11], що, як показує практика, в багатьох випадках не досягається. Навіть якщо ці норми були дотримані при установці, то все одно, як показують результати багаторічних спостережень за його роботою, в процесі експлуатації спостерігається тенденція поступового відхилення співвісності валів насоса і привідного електродвигуна внаслідок послаблення кріплень під дією вібраційних процесів.

Розглядаючи ротор насоса, що складається з валу, який закінчується зубчатою муфтою зчеплення, робочих коліс, захисних втулок і розвантажувальної системи в процесі обстежень технічного стану ВНА було звернуто увагу на кріплення коліс на валу штифтами. Явною перевагою такого способу є його простота, проте є й недоліки, основний з яких – нерівномірність затяжки штифтів, що з часом призводить до розхитування робочих коліс на валу внаслідок впливу зношування кріпильних штифтів, яке відбувається під дією на них навантаження та води, що перекачується.

Ще однією характерною конструктивною особливістю будови досліджуваного агрегату є наявність зубчатої муфти, конструкція якої повинна зводити до мінімуму імовірність виникнення розцентрування валів. В процесі роботи вона зазнає значних навантажень. Осьове зусилля ротора сприймається гідравлічною п'ятою, яка також зазнає значних навантажень.

Опорами ротора служать два підшипники ковзання з примусовою кільцевою системою мащення. Ще один підшипник ковзання є упорним, він призначений для

обмеження переміщення ротора в осьовому напрямку в сторону нагнітання в момент пуску двигуна насоса. На ньому встановлено показчик осьового зсуву.

Кінцеві ущільнення агрегата ЦНС 180 - комбіновані, з щільним ущільненням та сальниковою набивкою. В процесі його роботи при тиску на вході менше 1 атм передбачена подача води на кінцеві ущільнення для уникнення підсосу повітря.

Для підтвердження наявності прямого впливу конструктивних особливостей на виникнення відмов ВНА типу ЦНС-180-1900, наведемо статистику найбільш поширених типових його відмов та дефектів за період з 1999 по 2002 рр. на КНС №7 НГВУ "Долинанафтогаз". Тут було зафіксовано такі найбільш типові відмови (рис 1.5):

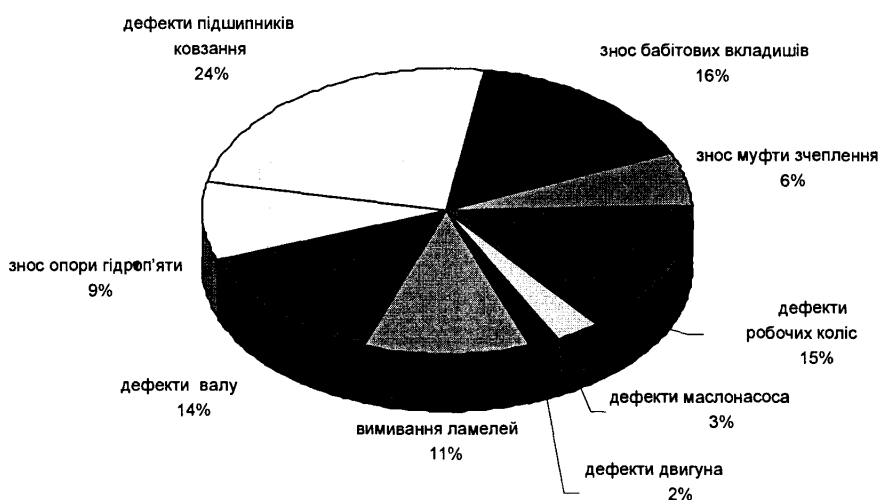


Рис. 1.5. Розподіл найбільш поширених відмов та дефектів ВНА

- вмивання ламелей під нержавіючою вставкою на всмоктуючій кришці виготовленій з чавуну (зустрічається на модернізованих насосах з літерою М) (11%), що призводило до втрати ВНА потужності;

- дефекти валу (вмивання водою канавок глибиною до 5мм на валу у місцях кріплення робочих коліс за допомогою шпонок (14%). Такі дефекти дуже часто мали місце, незважаючи на високу якість та міцність матеріалу валу (сталь 40 ХФА). Спостерігались також випадки переламування вала, що призводило до повного виходу з ладу агрегата на тривалий час;

- знос опори гідропр'яти. Вода під тиском до 20 атм вимивала зазор в ущільненні (9%);

- дефекти підшипників ковзання. В основному спостерігались збільшення зазору та викривлення шийки валу підшипника, пов'язані з старінням та значними механічними навантаженнями (24%);

- знос бабітових вкладишів підшипників (16%);

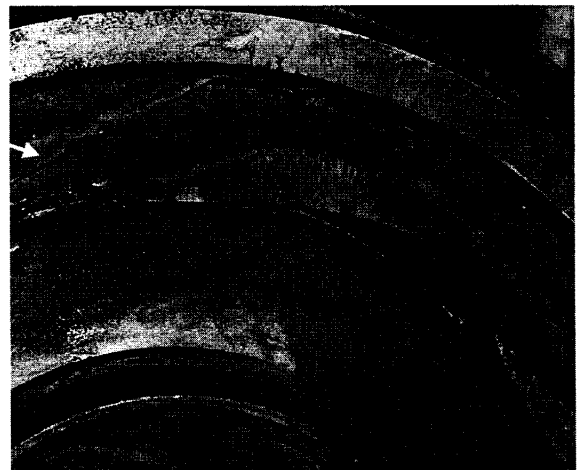
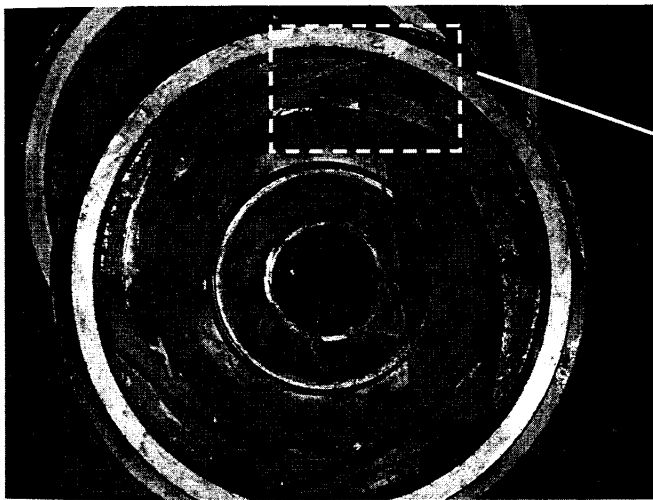
- заклинювання та знос зубчатої муфти зчеплення (6%);

- дефекти робочих коліс НА (15%);

- дефекти маслососа (3%) та дефекти двигуна (2%);

Як видно з рис 1.5 вплив вищенаведених конструктивних особливостей на виникнення відмов у ВНА повністю підтверджується.

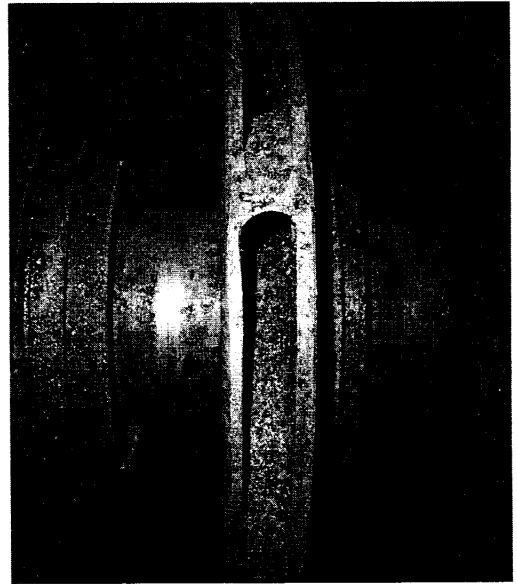
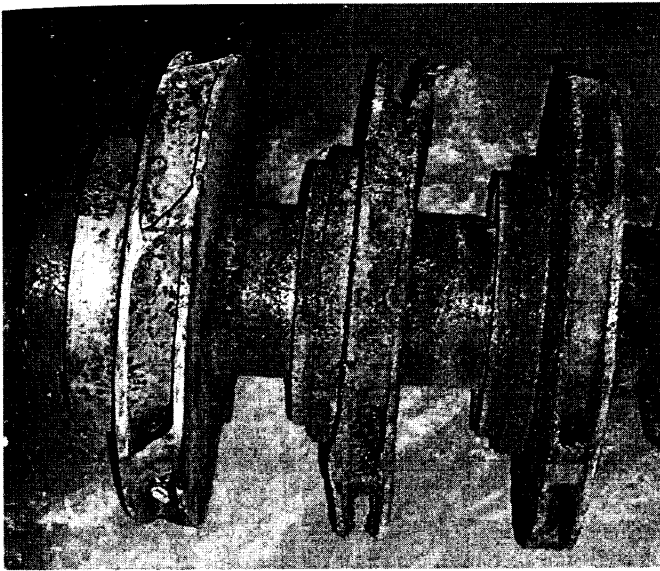
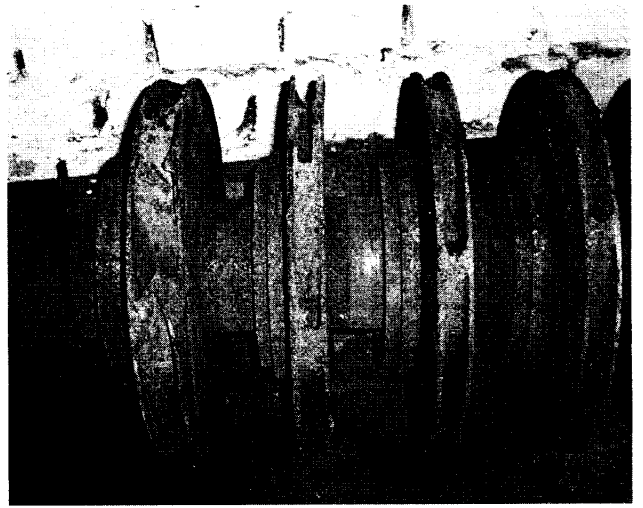
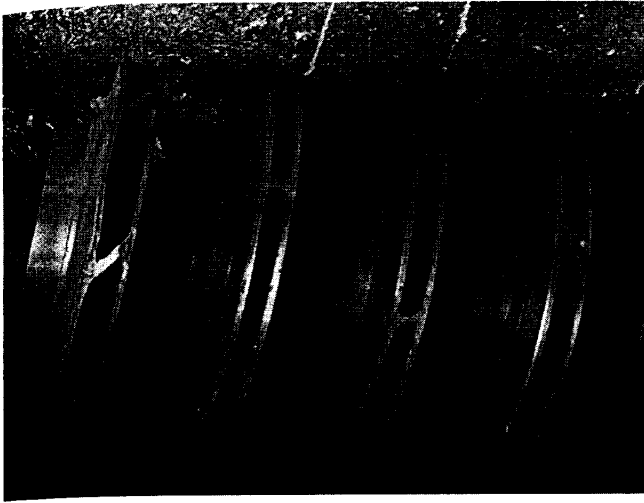
На рис. 1.6. наведено зовнішній вигляд ряду дефектних деталей ВНА



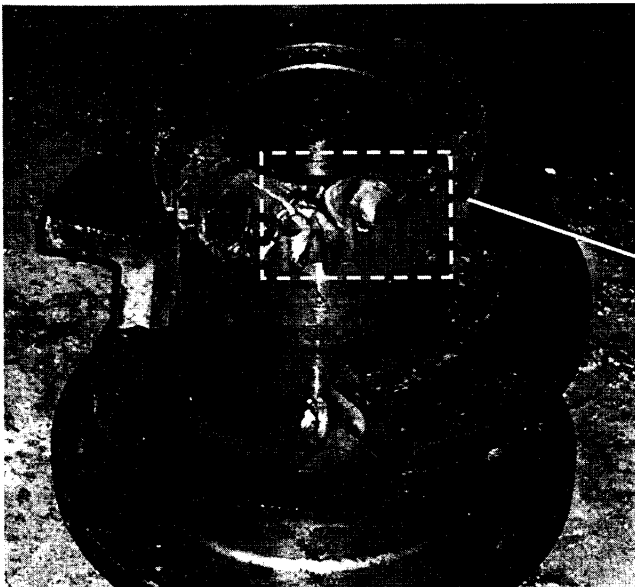
а) дефекти направляючих апаратів



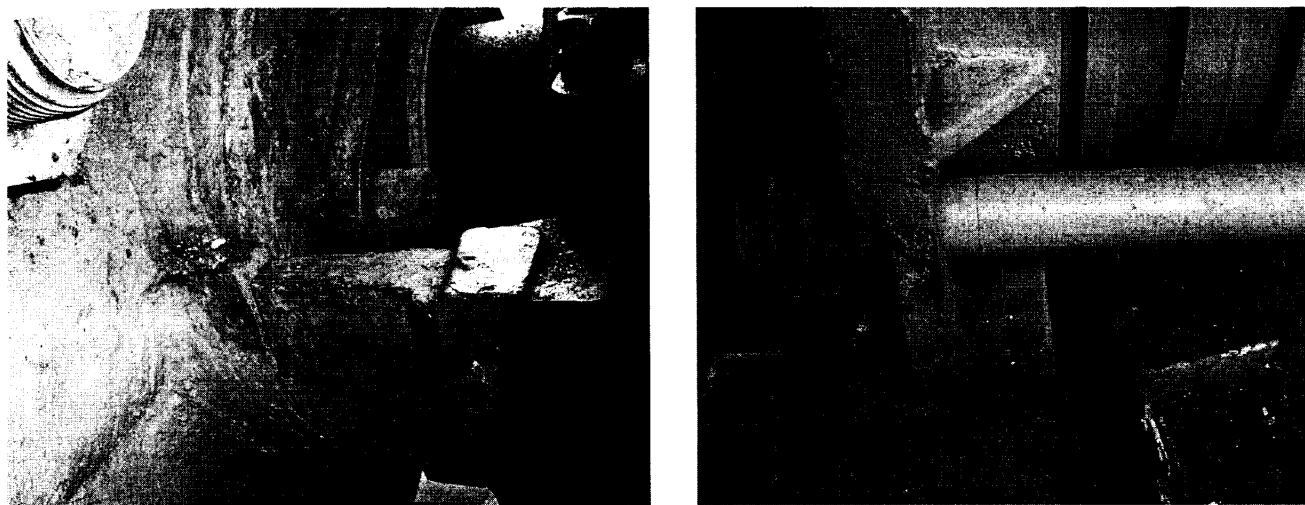
б) дефекти впливу корозії



в) дефекти робочих коліс



г) дефекти зубчатої муфти



д) дефекти корпусу ВНА

Рис. 1.6. Фотографії типових дефектів ВНА

У табл. 1.1 наведені результати відбраковки деталей ВНА, направлених на капітальний ремонт.

Таблиця 1.1 - Результати відбраковки деталей ВНА

Показник	Робочі колеса		Ущільнюючі кільця та втулки		Ущільнюючі втулки	Направляючий апарат	Корпус
	I ступені	II вищих ступенів	I ступені	II вищих ступенів			
Кількість виробів, %:							
Замінених на нові	60	65	80	91	100	32	20
Відреставрованих	40	35	20	9	—	68	80

З даних табл. 1.1 видно, що до числа деталей, які найбільш інтенсивно зношуються, тобто що не підлягають повторному використанню, відносяться робочі колеса, ущільнюючі кільця та втулки. Згідно зі статистичними даними заміни підлягають понад 60% робочих коліс, більше 80% ущільнюючих кілець і втулок. Як свідчать дані проведених досліджень [26], для корпусних деталей проточної частини насоса (направляючих апаратів, камер робочих коліс, лабіринтних ущільнень) кавітаційно-корозійний та абразивний знос виникають одночасно. Як тільки починається абразивний знос, порушується форма та профіль поверхні, руйнуються захисні покриття на металах, в результаті посилюються корозійні та кавітаційні процеси, що призводять до руйнування деталей. Це все викликає інтенсивне

зниження ККД та напору насоса, і на певному етапі його експлуатація стає неможливою.

1.3 Аналіз існуючих методів контролю стану насосних агрегатів

Досвід діагностування відцентрових насосів у країнах ближнього і дальнього зарубіжжя, що експлуатуються у хімічній, нафтогазовій і багатьох іншій галузях промисловості, дозволяє виділити два основних напрямки розвитку методів діагностування технічного стану стосовно ВНА для систем ППТ [10], які не виключають, а взаємно доповнюють один одного і можуть стати основою створення комплексної системи діагностування ВНА:

- методи параметричної діагностики;
- методи віброакустичної діагностики.

Розглянемо детальніше кожен з цих методів та їх переваги і недоліки.

Методи параметричної діагностики передбачають визначення технічного стану насосних агрегатів за робочими параметрами, основними з яких є: напір насоса H , м.; потужність насоса N , кВт; об'ємна подача насоса Q , $m^3/год$; ККД насоса, η ; енергетичні параметри електроприводу (напруга, частота, сила струму).

По мірі зносу елементів проточної частини працездатність ВНА зменшується, знижуються значення його параметрів Q, H, N і η , що зумовлено збільшенням об'ємних втрат (знос міжступінчастих ущільнень і деталей вузла розвантаження), зменшенням робочої площі лопатей коліс (абразивний, корозійний і кавітаційний знос робочої поверхні, особливо вхідних кромek лопатей), збільшенням гідравлічного опору (підвищення шорсткості робочих поверхонь коліс і направляючих апаратів).

Проаналізуємо кожний з основних робочих параметрів ВНА з точки зору можливості використання їх, як діагностичних параметрів при використанні методів параметричної діагностики.

В експлуатаційних умовах найбільш просто визначається напір, що розвивається насосом, який в загальному випадку виражається як

$$H = \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + (Z_1 - Z_2), \quad (1.1)$$

де p_1, p_2 — тиск на вході і виході насоса, Па; v_1, v_2 — швидкість рідини на вході і виході насоса, м/с; Z_1, Z_2 — різниця геодезичних висот входу і виходу, м; g — прискорення вільного падіння, м/с²; ρ - густина рідини, що перекачується, кг/м³.

Для ВНА систем ППТ $v_1 \approx v_2, Z_1 = Z_2$, тому

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}. \quad (1.2)$$

Таким чином, для визначення напору досить знати тиск на вході і виході ВНА і щільність рідини, що перекачується. В той же час необхідно зазначити, що його напір в умовах роботи на КНС не характеризує достатньою мірою технічний стан ВНА (хоча в поєднанні з іншими методами може бути успішно використаний для оцінки технічного стану [36]), тому що на КНС, як правило, встановлюється кілька ВНА, що працюють паралельно і зміна характеристики одного агрегату мало впливає на характеристику КНС в цілому. Таким чином, напір ВНА не може бути використаний як достовірний діагностичний параметр через його малу чутливість.

Потужність агрегату N в експлуатаційних умовах може бути визначена за потужністю електродвигуна $N_{дв}$, яка, в свою чергу, вимірюється відомими в електротехніці способами за параметрами струму або спеціальними приладами (наприклад, К-50 або К-51). При цьому

$$N = N_{дв} \cdot \eta_{дв}, \quad (1.3)$$

де $\eta_{дв}$ — ККД електродвигуна [10].

Як встановлено дослідженнями, зміна потужності ВНА системи ППТ при зношенні їх основних елементів є незначною. Тому цей параметр, як і напір агрегата, також недостатньо чутливий для оцінки його технічного стану, тобто дає мало інформації для такої оцінки, у зв'язку з чим не може бути використаний за діагностичний параметр.

Використання подачі як критерію працездатності для ВНА КНС обґрунтовується також і основним призначенням системи ППТ - закачуванням визначеного обсягу води за одиницю часу. Значне зниження подачі агрегату в

результаті поступового зносу деталей проточної частини призводить до втрати його працездатності (відмови). Таким чином, вимірювання подачі насоса в експлуатаційних умовах дозволило би разом з допоміжними робочими параметрами (напір, потужність) оцінити технічний стан його проточної частини. Проте у цього підходу є також суттєвий недолік, так, як на переважній більшості КНС витратоміри встановлені не на виході насоса, а на окремих водоводах, що обслуговують групу нагнітальних свердловин. В цьому випадку для визначення подачі одного насоса необхідно зупинити інші агрегати КНС і зняти покази витратомірів усіх водоводів. Це призводить до суттєвих труднощів експлуатаційного характеру. До того ж точність таких вимірювань буде незначною, оскільки витратоміри у разі зупинки інших агрегатів будуть працювати на нижній межі своєї чутливості. Застосовувані на КНС як витратоміри звужуючі пристрої (діафрагми) із вторинними вимірювальними приладами недостатньо надійні, особливо в умовах перекачування агресивних стічних вод через зміну геометрії діафрагми внаслідок зносу і відкладення солей на гострій кромці отвору.

Ще одним інтегральним показником, що характеризує зміну подачі, напору і потужності ВНА є коефіцієнт корисної дії:

$$\eta = \frac{Q \cdot \Delta p}{N} . \quad (1.4)$$

Значення ККД характеризує втрати в насосному агрегаті, що залежать від технічного стану елементів його проточної частини. Отже, ККД насоса є найбільш інформативною діагностичною ознакою.

Для визначення ККД ВНА необхідне проведення комплексу промислових випробувань із застосуванням цілого ряду відповідних приладів. Підготовка, проведення й обробка результатів таких випробувань вимагають значного часу і залучення висококваліфікованого персоналу, що мало підходить для цілей технічної діагностики, коли вимагаються періодичні, досить часті діагностичні обстеження великого числа устаткування.

В загальному випадку, втрати енергії в ВНА можна розбити на дві групи: втрати в електродвигуні та втрати в насосі.

Ці втрати оцінюються коефіцієнтом корисної дії насосного агрегату:

$$\eta_{на} = \eta_{дв} \cdot \eta, \quad (1.5)$$

де $\eta_{дв}$, η — ККД відповідно електродвигуна і насоса.

ККД електродвигуна, що враховує механічні, аеродинамічні (вентиляційні) і електричні втрати, залежить від режиму роботи (навантаження) і практично не залежить від часу напрацювання електродвигуна. При визначенні потужності насоса необхідно користуватися графіком залежності $\eta_{дв}$ від потужності, одержаним для конкретної марки електродвигуна при його випробуваннях. Користуватися типовою характеристикою ККД для двигунів даної марки є неприпустимим у зв'язку з значними розбіжностями. В той же час при проведенні діагностування, коли цей параметр використовується як допоміжний для оцінки технічного стану ВНА, вимоги до точності визначення потужності електродвигуна знижені, тому можна користуватися типовою характеристикою $\eta_{дв}$ при відсутності індивідуальної.

Класичний метод визначення ККД ВНА також не може бути рекомендований як діагностичний через велику трудомісткість проведення випробувань і відсутність вірогідних даних по конкретному ВНА. В той же час перспективним напрямком вирішення проблеми є використання термодинамічного методу визначення ККД, заснованого на першому законі термодинаміки, відповідно до якого усі внутрішні втрати енергії в насосі призводять до нагрівання рідини, що перекачується, і можуть бути оцінені за різницею її температури на вході і виході насоса. Суть методу докладно викладена в роботі [37]. Даний метод широко застосовується в Франції, Англії, ФРН, США для контролю в експлуатації за ККД гідротурбін і відцентрових насосів, що працюють на воді.

У ряді робіт приведені відомості про застосування термодинамічного методу у вітчизняній промисловості для визначення ККД живильних насосів теплоелектростанцій, шахтних насосів, об'ємних гідромашин [38], нафтових магістральних насосів [37,39,40], в тому числі - високонапірних насосів систем ППТ у нафтовій промисловості [41].

В загальному випадку можна записати, що [10]

$$\frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} \cdot \eta'_M = Q [C_p \cdot \rho \cdot \Delta T + (1 - T \cdot \alpha_p) \cdot \Delta p]. \quad (1.6)$$

де ΔT — різниця температури рідини на вході і виході насоса, К;

C_p — масова теплоємність рідини, кДж/(кг·К);

α_p — коефіцієнт ізобарного розширення рідини, 1/К;

ν — питомий обсяг рідини, м³/кг;

Δp — перепад тисків на насосі, кПа;

η'_M — механічний ККД насоса без обліку дискових втрат ;

ρ — щільність рідини, кг/м³;

Q — об'ємна подача насоса м³/с.

З виразу (1.7) можна визначити внутрішній ККД насоса $\eta_{\text{вн}} = \frac{\eta}{\eta'_M}$, враховуючи об'ємні і гідравлічні втрати, а також частину механічних – втрати в сальниках та ущільненнях

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{1}{1 - \alpha_p \cdot T + C_p \cdot \rho \cdot \frac{\Delta T}{\Delta p}}. \quad (1.7)$$

Ця формула прийнятна для практичного застосування при визначенні ККД ВНА. За аналогічними схемами виконані теоретичні викладки в роботах [39,41].

Таким чином, ККД насоса може бути обчислений за формулою (1.7) з точністю, зумовленою точністю приладів, що застосовувались для вимірювання перепадів Δp і ΔT на вході і виході насоса, а також густини і теплоємності рідини, що перекачується. Сучасні засоби вимірювання цих величин дозволяють визначити ККД насоса з похибкою не більшою 2%, що цілком достатньо для практичних цілей технічної діагностики.

У ряді випадків, коли на КНС відсутні надійні витратоміри (особливо при роботі насосів на агресивних рідинах), термодинамічним методом можна визначити подачу насоса за формулою [10]

$$Q = \frac{N}{\Delta p} \cdot \eta_{\text{вн}} \cdot \eta'_M. \quad (1.8)$$

В цьому випадку похибка визначення подачі залежить також від точності

вимірювання потужності насоса N , що визначається через споживану електроприводом потужність. До переваг термодинамічного методу визначення ККД насоса, у порівнянні з класичним варто віднести значне скорочення часу вимірювань і можливість визначення ККД без даних по витратам і потужності. У роботі [37] також показано, що метод точніше класичного, так як втрати в насосі, що складають 25...50 % потужності, вимірюються безпосередньо, а не через балансове відношення витраченої і корисної енергії. Недоліками методу є необхідність визначення малих перепадів температур (1,5...5,0 К) з високою точністю (порядку 0,01 К) і необхідність визначення теплофізичних характеристик рідини та вимірювання значної кількості інших параметрів.

В таблиці 1.2 зведено робочі параметри насоса та методи їх вимірювання

Таблиця 1.2 - Параметри ВНА та методи їх вимірювання

Параметр	Метод або засіб вимірювання, формула
Напір насоса H , м:	Формула (1.2)
Тиск на вході в насос P_1 , Па	Манометр для точних вимірювань
Тиск на виході з насоса P_2 , Па	Те ж саме
Густина рідини ρ , кг/м ³	Ареометр загального призначення Вимірювання щільності зважуванням рідини
ККД насоса η	$\eta = \eta'_m \cdot \eta_{вн}$
Механічний ККД насоса (втрати в опорах і сальниках) η'_m	Приймається постійним за довідковими даними
ККД насоса внутрішній $\eta_{вн}$	Формула (1.7)
Коефіцієнт ізобарного розширення рідини α_p	Довідкові дані
Середня температура абсолютна T , К	$T = \frac{T_1 + T_2}{2} = 273 + \frac{t_1 + t_2}{2}$
Температура рідини на вході та виході насоса t_1, t_2 °С	Термометр опору, термопари, тощо
Масова теплоємність рідини $C_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	Довідкові та експериментальні дані
Потужність насоса N , кВт.	$N = N_{дв} \cdot \eta_{дв}$
Потужність, споживана електродвигуном, $N_{дв}$, кВт	Комплект вимірювань з використанням щитових приладів (вольтметри, амперметри)
ККД електродвигуна $\eta_{дв}$	Характеристика $\eta_{дв} = f(N_{дв})$ для даного двигуна
Подача насоса Q , м ³ /с	Витратомір на виході насоса. Формула (1.8)

Методи віброакустичної діагностики, які найшли широке використання в багатьох галузях промисловості для оцінки технічного стану машин і механізмів, елементи яких в процесі експлуатації генерують віброакустичні коливання є значно перспективнішими, оскільки для визначення технічного стану ВНА необхідно виміряти лише параметри вібрації в найбільш віброактивних місцях на його корпусі, яка виникає під час роботи ВНА. Визначення технічного стану агрегату за вібраційними параметрами і характеристиками проводиться як за наявною інформацією про вібраційний стан ВНА в поточний момент часу, так і на основі аналіз тенденції її зміни її в часі.

Процедура контролю технічного стану ВНА за параметрами і характеристиками вібраційного процесу, генеруемого його елементами і вузлами, вимагає визначення норм останніх. Методика розроблення норм вібрацій детально описана в [42] та розглядається в [43]. З трьох можливих вимірюваних значень параметрів вібрації (амплітуда переміщень, швидкість коливань, прискорення) для оцінки технічного стану рекомендується використовувати швидкість коливань (віброшвидкість), оскільки цей параметр найбільш повно характеризує енергію коливального процесу. Як правило, рівні допустимих значень ефективної віброшвидкості приймаються відповідно до рекомендацій Союзу німецьких інженерів і стандартів Міжнародної організації з стандартизації (ISO) [44]. Зокрема, в міжнародних стандартах ISO 10816 і ISO 7919 [45,46] передбачається регламентувати середньоквадратичне значення віброшвидкості, яке вимірюється на підшипникових вузлах в залежності від класу машин. Рекомендовані у вказаних нормативних документах а також регламентовані у [47] допустимі величини середньоквадратичного значення віброшвидкості для машин великої потужності з жорсткими опорами, до яких можуть бути віднесені ВНА типу ЦНС-180, наведені в табл. 1.3.

Отже, для виявлення дефектів у ВНА за інформативні ознаки можна використовувати та аналізувати такі технологічні параметри як тиск, температуру, швидкість, потужність, вібрацію, стан мастила та інші [48]. В таблиці 1.4 наведено порівняльний аналіз типових дефектів, які можуть визначатися за допомогою ряду

технологічних параметрів, таких як тиск, потужність, температура, вібрація та ін.

Таблиця 1.3 - Рівні допустимих значень ефективної віброшвидкості ЦНС-180

Умовне найменування рівня	Якісна оцінка стану агрегату	Середньоквадратичне значення ефективної віброшвидкості для машин з жорсткою установкою, мм/с
Рівень «А»	добре	до 4,5
Рівень «Б»	задовільно	від 4,6 до 7,0
Рівень «В»	ще припустимо	від 7,1 до 11,2
Рівень «Г»	неприпустимо	понад 11,2

Таблиця 1.4 – Вплив дефектів ВНА на зміну їх технологічних параметрів

Дефект	Зміна параметру								
	Витік води	Лінійні розміри	Потужність	Тиск	Швидкість	Вібрація	Температура	Забруднення мастила	Витік мастила
Знос робочого колеса		+	+	+	+	+	+		
Знос ущільнення	+	+		+	+			+	
Зміна форми робочого колеса			+	+	+	+	+		
Пошкодження підшипників ковзання		+	+		+	+	+	+	+
Знос підшипників ковзання		+				+	+	+	
Дефекти системи охолодження	+			+			+	+	
Дефекти клапанів	+			+		+	+		
Відхилення від горизонтального рівня при монтажі						+			
Дисбаланс						+			
Неспіввісність валів		+				+			

Як видно з табл.1.4, практично усі дефекти можна виявляти за допомогою контролю рівня вібрації агрегату. Тому, очевидною перевагою є використання методів віброакустичної діагностики для контролю технічного стану ВНА. Хоча механічна вібрація і є найпоширенішою причиною, що обмежує надійність і довговічність ВНА та спричиняє до виникнення і розвитку дефектів їх елементів і вузлів, саме параметри і характеристики вібраційних процесів в порівнянні з іншими володіють найбільшою інформативністю по відношенню до найпоширеніших дефектів ВНА, на чому, власне, і базуються методи віброакустичної діагностики машин. Таким чином, основні положення віброакустичної діагностики машин і механізмів можуть бути тією основою, на якій розроблятиметься метод контролю стану ВНА,

Слід зазначити, що безпосереднього вимірювання вібраційних параметрів і характеристик ВНА може виявитися недостатньо. Варто також провести експериментальні дослідження, які б дали змогу оцінювати рівень їх вібрації в залежності від дії наступних чинників: режимних та конструктивних параметрів ВНА, а також найбільш розповсюджених дефектів - ступеня балансування ротора, неспіввісності, типу муфти, розміру робочого колеса та ін.

В результаті наведеного вище аналізу методів контролю стану ВНА, очевидним є висновок, що застосування віброакустичних методів є найбільш оптимальним варіантом з точки зору ефективності та простоти процедури проведення контролю, оскільки буде використовуватися лише один інформативний параметр – вібрація ВНА, за зміною якої можна визначати практично усі поширені дефекти.

1.4 Аналіз технічних засобів контролю стану насосних агрегатів

Аналізуючи сучасний стан розвитку технічних засобів для контролю вібрації [49] та порівнюючи його з [50,51] можна стверджувати, що і далі зберігається їх чіткий поділ на дві категорії: стаціонарні системи контролю рівня вібрації та портативні переносні віброметри.

Провідними їх виробниками на ринку є такі зарубіжні фірми, як ДАТ "Оргенергогаз" ІТЦ "Оргтехдіагностика", НТЦ "Віконт", "Діамех", НТЦ "Приз", "ІНКОТЕС", "ТСТ", "ВАСТ", "Технекон", "Вібро-Центр" (Росія), Bruel&Kjaer (Данія), Larson-Davis (США), Predict-DLI (США), ENTEK (США), IRD Mechanalysis (Німеччина) та інші [52,53,54,55]. З вітчизняних виробників можна виділити продукцію фірм ІТЦ "Вібродіагностика" (Луганськ) [56], НТЦ "Діатос" (Київ) [57] 3-поміж усіх виробників явним лідером є датська компанія Bruel&Kjaer, проте ціна на її продукцію є надто високою.

Основна з вимог [58], що висуваються до приладів є висока лінійність. Гранично досяжною межею є лінійність, що визначається шириною динамічного діапазону 80 дБ. На практиці у кращих зразків приладів, як правило, вдається досягти в кращому разі 70 дБ і цього значення цілком достатньо для діагностичних вимірювань.

Наступна вимога – ширина частотного діапазону. Типові вимоги - від 2 Гц до 20 кГц, але у ряді випадків необхідне збільшення верхньої межі діапазону до 40 кГц, а в деяких галузях промисловості необхідно забезпечити нижню межу діапазону частот до 0,3 Гц.

Остання з основних вимог - роздільна здатність приладів в частотному діапазоні, тобто по числу смуг в спектрі сигналу. Типові вимоги - від 100 до 800, але в деяких приладах зустрічається і більша кількість смуг - до 6400 і вище.

Аналізуючи сучасний стан впровадження методів віброакустичної діагностики на об'єктах ВАТ "Укртранснафта", було виявлено що як основні прилади при проведенні вібродіагностики використовуються такі портативні віброаналізатори:

1. CSI-2115 фірми "CSI" (США) з програмним забезпеченням (ПЗ) MTWIN-3 (діагностика і балансування у власних підшипниках). Портативний і багатофункціональний прилад. Переваги: швидкодія вимірювань, пам'ять, зв'язок з комп'ютером, експертна система MTWIN-3, зберігання даних.

2. AU-12 "Діамех", Росія, (в основному для балансування у власних підшипниках, без демонтажу ротора на стенд), портативний, непогана

програма балансування. Для діагностування дефектів недостатньо ресурсів.

Як допоміжні прилади, функціонально доповнюючі основні, використовуються:

1. "Атлант-8", Росія, (використовується при 8-ми канальних синхронних вимірюваннях) з власним програмним забезпеченням. Програмне забезпечення хорошої якості і має ряд унікальних функцій. Як недолік слід відмітити слабку вимірювальну частину і низьку надійність. Складається з комп'ютера і блоку АЦП. Вимагає підготовки робочого місця.

2. CSI-2400 "CSI", США, - двоканальний прецизійний спектроаналізатор. Побудова орбіт прецесії валу. Недоліками є недостатня функціональність, незручність в роботі, відсутність програмного забезпечення для обробки і зберігання даних.

Маючи за мету роботи розроблення власної системи контролю технічного стану ВНА, вигіднішої в економічному (нижча, в порівнянні з промисловими багатофункціональними системами, вартість) та практичному (адаптована під конкретні агрегати з простим інтерфейсом користувача) аспектах, зупинимось більш детально на другій категорії (портативні переносні віброметри), оскільки, за відсутності штатної системи контролю вібрації, розробляти стаціонарну систему для кожного ВНА системи ППТ, яких лише на промислах Західної України нараховується декілька десятків та які, переважною більшістю, працюють в періодичному режимі по мірі накопичення води для закачування, є економічно не вигідно. Крім того, останнім часом все чіткіше спостерігається тенденція використання портативних приладів суто як збирачів діагностичної інформації та для постановки попереднього діагнозу. Якщо до недавнього часу детальний подальший аналіз вібросигналів міг бути виконаний лише в лабораторних умовах з використанням цілого ряду окремих приладів (багатоканальних магнітофонів, осцилографів, аналізаторів спектрів, тощо), то сьогодні, з розвитком потужностей обчислювальної техніки, цей аналіз може бути проведений безпосередньо на об'єкті дослідження, використовуючи портативний збирач даних та ноутбук з відповідним програмним забезпеченням. Тому можна стверджувати, що портативні прилади є

універсальними та на даний час більш поширеними на практиці.

Провівши огляд портативних збирачів вібрації, з-поміж понад двох десятків приладів вищенаведених виробників було відібрано декілька з них, технічні та функціональні характеристики яких можуть бути взяті за основу при розробці власної системи контролю. Розглянемо коротко їх особливості.

Перші два прилади – аналізатори вібрації "АС-3200" і "АС-6400" (виробник ІТЦ "Вібродіагностика" (м. Луганськ) [56] є портативними малогабаритними мікропроцесорними вібровимірювальними приладами-збирачами даних з автономним живленням (блок акумуляторів: 5 елементів типу АА) і живленням від мережевого адаптора. Зовнішній вигляд наведено на рис. 1.7, основні технічні характеристики – в додатку Б.

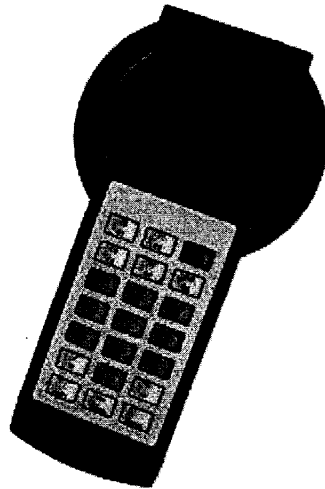


Рис. 1.7. Зовнішній вигляд приладів "АС-3200" і "АС-6400"

Прилади призначені для контролю і аналізу вібрації роторного устаткування, аналізу перехідних процесів при розгоні-вибігу, визначення власних частот різних конструктивних елементів і вузлів та балансування роторів, а також дають змогу проводити оперативний аналіз на місці. Для цього наявний рідкокристалічний дисплей на якому відображається в графічному і текстовому вигляді результат обробки вимірюваного сигналу залежно від робочих налаштувань. Основною відмінністю приладів є наявність у АС-6400 порівняно з АС-3200 більшого об'єму пам'яті (2 Мб) і можливість отримання 6400 ліній спектру. Для подальшого аналізу передбачена можливість передачі оброблених приладом даних в комп'ютер через СОМ-порт по інтерфейсу RS-232. Подальша обробка проводиться за допомогою

власного програмного забезпечення, можлива також адаптація під інші програмні продукти від фірм, розробників спеціалізованого програмного забезпечення для цілей вібродіагностики.

Інша модель цього ж виробника – віброметр ВМ-8. Це багатофункціональний прилад, призначенням якого є вимірювання і контроль вібрації будь-якого роторного устаткування. Конструкція приладу забезпечує граничну простоту функціонування при проведенні вимірювання параметрів вібрації. Модель ВМ-8 може бути використана в системі прогнозованого обслуговування як первинний прилад для збору даних по загальному рівню вібрації устаткування. Прилад призначений для вимірювання параметрів вібрації і оцінки стану підшипників кочення. Прилад комплектується диференціальним акселерометром з вбудованим попереднім підсилювачем. Зовнішній вигляд приладу наведено на рис. 1.8, основні технічні характеристики – в додатку Б

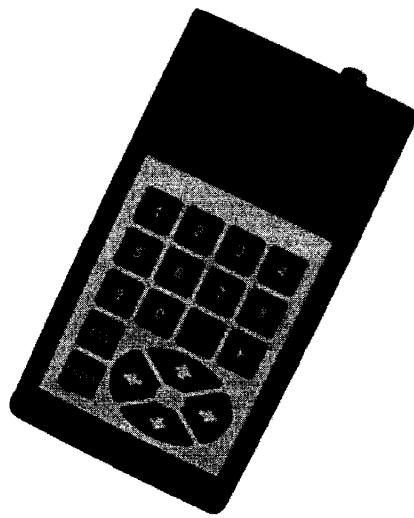


Рис. 1.8. Зовнішній вигляд приладу ВМ-8

Конструктивно прилад виконаний в пластмасовому корпусі. Управління здійснюється за допомогою мембранної клавіатури. Результати вимірювань відображаються на 16-символьному 2-х рядковому РК-дисплеї. В режимі віброметра вимірюється: амплітуда вібропереміщення в смузі частот 3 - 1000 Гц або 10 - 1000 Гц, середньоквадратичне значення віброшвидкості в смузі частот 3 - 1000 Гц або 10 - 1000 Гц, або пікове значення віброприскорення в смузі частот 10 - 10000 Гц. При роботі приладу в режимі аналізу стану підшипників кочення вимірюється пікове і середньоквадратичне значення віброприскорення,

визначається значення пік-фактора. Проводиться оцінка стану підшипників кочення і кінематичних пар з видачею повідомлень «Норма», «Виник дефект», «Розвинений дефект».

Найбільш складним та багатофункціональним з-поміж відібраних приладів є віброаналізатор STD-3300 російської фірми «Технекон»[59]. Зовнішній вигляд приладу та результати виводу на графічний дисплей в різних режимах роботи наведені на рис. 1.9, основні технічні характеристики – в додатку Б

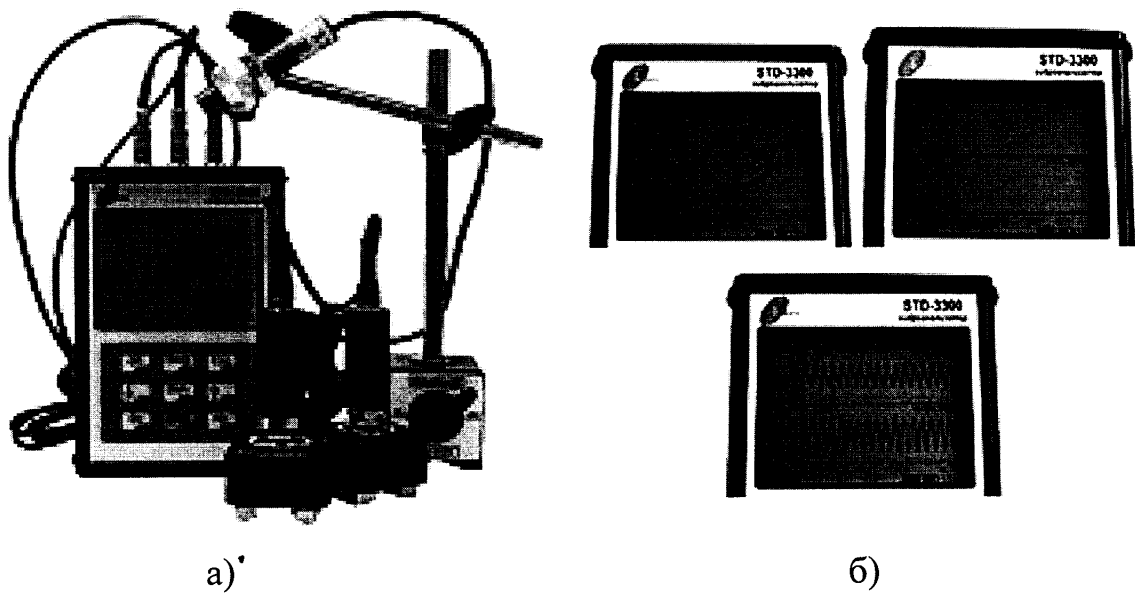


Рис. 1.9. Зовнішній вигляд (а) та різні режими роботи (б) приладу STD-3300

Віброаналізатор STD-3300 це портативний двоканальний швидкодіючий аналізатор, що дозволяє збирати, обробляти і аналізувати дані по двох каналам одночасно з можливістю одно- і двохплощинного балансування роторів у власних опорах. Призначений для повноцінного контролю технічного стану і діагностування роторного устаткування. Прилад має наступні функціональні особливості: абсолютно синхронна робота 2-х каналів, 2 АЦП по 24 біт; автоматичне визначення типу і чутливості датчиків ; велика пам'ять – 256 МБ ; робота за контрольними точками на маршруті і за позамаршрутними точками; широкі функціональні можливості аналізу зібраних даних; широкий частотний діапазон – до 32 кГц; висока роздільна здатність спектру – до 25 600 ліній; визначення дисбалансу і проведення 1 і 2-х площинного балансування у власних опорах;

Віброколектор STD-510 тієї ж фірми – портативний одноканальний збирач і

аналізатор вібровимірювальних даних з виносним давачем, кольоровим екраном, функцією спектрального аналізу і можливістю підключення стробоскопа для обстеження деталей, що обертаються, та проведення динамічного балансування. Прилад технічно є дещо простішим за попередній (лише один вимірювальний канал, відсутність автовизначення типу давачів, менший об'єм пам'яті та ін.), проте також забезпечує всі основні функції для збирання і аналізу даних. Зовнішній вигляд та результати виводу на графічний дисплей в різних режимах роботи наведені на рис. 1.10, основні технічні характеристики – в додатку Б

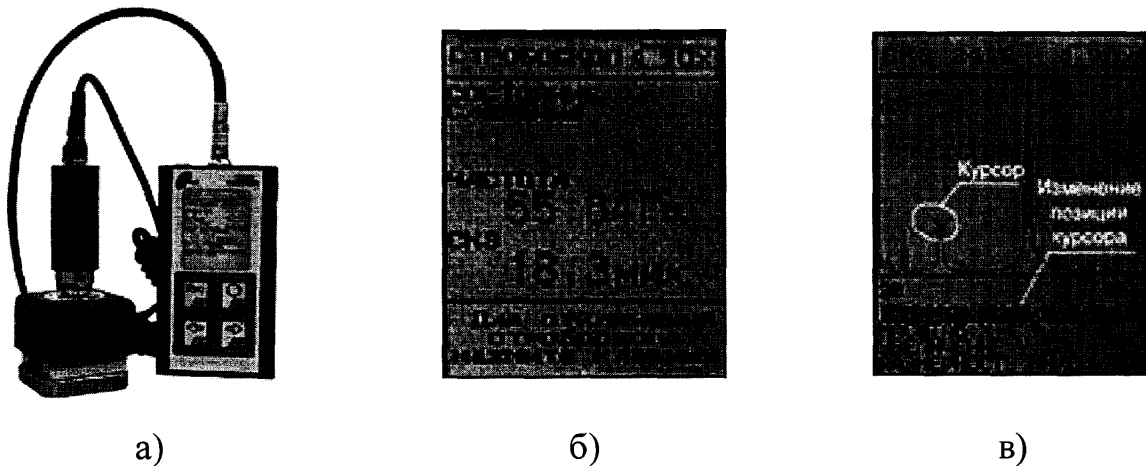


Рис. 1.10. Зовнішній вигляд приладу STD-510 (а), вікно приладу в режимі стробоскопа (б) та перегляду спектру в режимі аналізу(в)

Прилад STD-510 забезпечує наступні функції: проведення вимірювання середньоквадратичного значення віброшвидкості (СКЗ), Пік і Пік-Пік фактору, вібропереміщення, віброшвидкості, віброприскорення; збір та збереження даних обстежень (до 500 тимчасових реалізацій 8192 відліків); спектральний аналіз даних безпосередньо після збору; збір даних (часовий сигнал) за контрольними точками на маршруті і за позамаршрутними точками; передача даних на комп'ютер для подальшого спектрально-селективного аналізу; проведення обстеження деталей, що обертаються, і динамічне балансування із стробоскопом

Підсумовуючи викладене, можна зробити висновок, що сучасні портативні спектроаналізатори-збірники даних є багатфункціональні і мають такі основні можливості:

1. Аналіз прямих спектрів - необхідний для виявлення дисбалансу, розцентрування, ослаблення кріплень і інших дефектів та аналіз спектрів огинаючих

- для виявлення дефектів підшипників, муфти, оцінки небезпеки дефектів.

2. Функція розгін-вибіг для виявлення дефектів електродвигунів.

3. Функція самописця загального рівня - для контролю неперіодичних сплесків вібрації.

4. Каскад спектрів - для визначення динаміки розвитку дефектів, резонансів.

Додатковими функціями є можливість балансування роторів електродвигунів, наявність вбудованої програми діагностування підшипників - експрес діагностування за результатами одного вимірювання, ведення баз даних і автоматичного діагностування дефектів устаткування.

Взагалі, як було сказано вище, прилади для збору даних можуть бути оснащені мінімальними функціями для аналізу. Головна їх функція - збір і зберігання даних і можливість передачі їх на сервер. Але більшість з цих приладів та систем є універсальними, тобто орієнтованими на широке коло досліджуваних машин та механізмів, що, відповідно, підвищує їх вартість та складність роботи з ними обслуговуючого персоналу. Тому для проведення контролю технічного стану агрегатів одного типу доцільною буде розробити власну систему.

1.5 Постановка задачі досліджень

Дослідження умов виникнення і аналіз поступових відмов ВНА показали, що основною їх причиною є знос робочих органів, зумовлений як режимними, так і конструктивними та експлуатаційними факторами. Однією із основних причин виникнення дефектів, зокрема величини зношення, є вібрація, яка не лише приводить до зношування елементів та вузлів ВНА, але й зміна геометричних розмірів останніх, зумовлених їх зношуванням, викликає подальше збільшення рівня вібрації ВНА. На практиці відмічено, що найбільша кількість відмов спостерігається у тих ВНА, які використовуються для роботи на підтоварних водах, обсяги закачування яких в пласт останнім часом постійно зростають, що значно зменшує фактичний робочий ресурс ВНА. Тому актуальною є задача оперативного контролю технічного стану ВНА для проведення їх ремонту за фактичною потребою

та попередження виникнення відмов і аварійних ситуацій.

Проведений аналіз досліджень сучасних методів діагностування ВНА в процесі експлуатації показав, що вони розвиваються, в основному, за двома окремими напрямками, один з яких базується на використанні в якості діагностичних ознак параметрів робочих процесів ВНА – потужності, подачі, напору, ККД, температури, тощо (методи параметричної діагностики), а другий – параметрів супутніх процесів, що супроводжують роботу ВНА, таких як шум і вібрація (методи віброакустичної діагностики).

Що стосується методів параметричної діагностики, то вони переважно не набули промислового впровадження в зв'язку з їх складністю та необхідністю вимірювання та врахування дії багатьох робочих та супутніх параметрів. Як показав аналіз, сьогодні все більш широкого промислового застосування набувають методи та засоби віброакустичної діагностики. Проте на даний час відсутні спеціально розроблені методи діагностування елементів і вузлів ВНА, що застосовуються в системах ППТ.

Виходячи з викладеного вище, для розроблення методу та системи контролю технічного стану ВНА необхідно вирішити наступні основні задачі:

1. Розробити методологічні засади віброакустичного методу контролю стану ВНА.
2. Провести комплекс експериментальних досліджень, для чого розробити їх методичне, технічне та програмне забезпечення.
3. Встановити закономірності зміни гармонічних складових в частотному спектрі вібрації, зумовлені зносом елементів та вузлів ВНА (робочих коліс, направляючих апаратів, ущільнюючих кілець і втулок, підшипників, з'єднувальної муфти).
4. Виявити діагностичну ознаку стану ВНА за характеристиками частотних спектрів, розробити на її основі алгоритм і метод контролю стану ВНА та провести його промислову апробацію
5. Розробити технічні та програмні засоби для реалізації методу контролю стану ВНА

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБЛЕННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТУ ЦНС-180-1900

В даному розділі, спираючись на методи віброакустичної діагностики проводиться аналіз відцентрового насосного агрегату як об'єкту вібродіагностики, на основі його функціональної схеми синтезується його логічна діагностична модель, що буде використана в подальшому при розробці експертної системи контролю стану. Досліджено також питання оцінки ККД насосного агрегату, який важко визначати параметричними та віброакустичними методами. Розглянуто можливість використання частотно-часових перетворень для оцінки можливості їх застосування в процесі контролю стану робочих коліс та ущільнень ВНА

2.1 Дослідження агрегату ЦНС-180-1900 з точки зору об'єкту вібродіагностики

Відповідно до прийнятого в попередньому розділі рішення про розроблення методу та системи контролю стану ВНА з використанням основних положень віброакустичної діагностики машин і механізмів, розглянемо останній як об'єкт вібродіагностики.

Згідно з [60], віброактивність ВНА залежить від динамічної поведінки ротора в міжступінчастих щілинних ущільненнях (МЩУ). Саме в кільцевих щілинах, утворених ротором і втулками МЩУ і заповнених рідиною під тиском, відбуваються процеси, що мають значний вплив на працездатність всього ВНА, не дивлячись на дуже малу величину цих щілин в порівнянні з розмірами будь-якого ВНА. Для ВНА характерний широкосмуговий спектр вібрації (рис. 2.1) [60]. Перевід логарифмічних значень рівнів вібрації в значення віброшвидкості та віброприскорення наведено в додатку В.

Слід зазначити, що віброактивність ВНА є значно більшою в порівнянні з іншими енергетичними машинами, що зумовлено наявністю жорсткого зв'язку між

ротором і корпусом ВНА із-за великого числа МЩУ, заповнених рідиною під тиском. Відмічені обставини і є причиною ретельного аналізу джерел підвищених рівнів шуму і вібрації ВНА.



Рис. 2.1. Спектри віброприскорень корпусу підшипника ВНА при різних режимах роботи

В [60] встановлено факт, що підвищені рівні шумів і вібрації ВНА обумовлені наступними видами збурень:

механічними, що зумовлюються залишковим дисбалансом ротора, конструктивними особливостями з'єднувальної муфти, величиною радіального зазору в МЩУ, початковою неспіввісністю ротора і МЩУ, наявністю кінцевих сальникових ущільнень (КСУ);

гідродинамічними, пов'язаними з обтіканням елементів ВНА перекачуваною рідиною, що призводять до вихороутворення, пульсації тиску, кавітації і гідродинамічної нерівноваженості (системи періодичних сил і моментів, що діють з частотами, залежними від співвідношення чисел лопатей робочих органів насоса);

гідромеханічними, пов'язаними з процесом взаємодії механічних і гідродинамічних джерел збурень, як наслідок впливу пружних деформацій ротора а режим обтікання проточної частини ВНА, так і внаслідок знаходження вищих ласних частот ротора в зоні частот дії гідродинамічних сил і моментів.

Внаслідок дії вищеперахованих видів збурень, у насосному агрегаті

виникають періодичні коливання при відхиленні характеристик його структурного стану від деякого "ідеального" прототипу. Структурний стан характеризується сукупністю властивостей структури; геометрією конструктивних елементів (розмірами і формою), взаємозв'язками деталей (посадками, зазорами, кутами і т.п.), станом матеріалу (напруженістю, температурою, макро- і мікроструктурою).

При нормальних відхиленнях від ідеальної структури, зумовлених допусками на виготовлення, монтаж і експлуатаційні допуски на зношення деталей, вібраційний стан механізму є, як правило, задовільним, що не перешкоджає його нормальному функціонуванню. Їх відхилення, від прийнятих технічних норм, можуть бути викликані недосконалістю проектування, виробництва, монтажу й експлуатації устаткування. Оскільки вібраційний стан є наслідком структурного, будь-які зміни структури механізму незалежно від їхньої причини викликають зміни параметрів вібрації, які є високочутливими діагностичними ознаками, що несуть значний обсяг інформації про технічний стан механізму. Говорячи про вібраційний стан як наслідок структурного стану механізму, необхідно пам'ятати і про існування зворотного зв'язку — підвищення рівня вібрації сприяє прискоренню зносу сполучених деталей, тобто зміні структурного стану.

Як правило ВНА мають декілька джерел різних квазіперіодичних сигналів, що, проте, не обмежує спільності отриманих результатів. Силіві взаємодії його елементів в процесі функціонування сприймаються нами у вигляді вібрації корпусу ВНА. Останні мають двояку природу виникнення. По-перше, це передача коливань деталей на корпус безпосередньо через систему гнучко зв'язаних між собою тіл. Наприклад, передача поперечних коливань шестерень через підшипники на корпус [61]. По-друге, це збудження в деталях, що взаємодіють між собою, акустичних імпульсів, що мають високочастотний характер з власними частотами коливань [62]. В обох випадках коливання деталей передаються на корпус і через робочу рідину, що знаходиться під тиском і заповнює всі порожнини насоса. Результуючі вібрації корпусу насоса є суперпозицією коливань, які виникають внаслідок наведених вище механізмів їх виникнення і розповсюдження.

Проаналізуємо ВНА типу ЦНС-90-1800 з точки зору об'єкта вібродіагностики з метою пошуку та визначення основних джерел вібрації ВНА.

Подача та відвід води з агрегату (рис.1.4) здійснюється через відповідні патрубки. У ЦНС-180 вхідний патрубок розташований горизонтально, напірний - вертикально вгору. Ця конструктивна його особливість, може призводити до значного підвищення рівня вібрації в тих випадках, коли напірний патрубок не має ніяких допоміжних кріплень поза корпусом насоса. Будучи незакріпленим, він виступає джерелом вібрації, яка не містить жодної корисної інформації про приховані дефекти ВНА та "забиває" корисний вібросигнал, тому при проведенні діагностичних обстежень цю особливість слід враховувати та усувати вібрацію напірного патрубка хоча б на час їх проведення.

Наступною особливістю ЦНС-180 можна вважати можливість збільшення його потужності шляхом нарощування кількості секцій з робочими колесами на валу. Проте слід зазначити, що за результатами досліджень помітної залежності зміни загального рівня вібрації від кількості секцій не спостерігалось, оскільки проміжні секції зцентровані на заточках і жорстко стягнуті з кришками (вхідною та напірною) за допомогою шпильок.

Потужними джерелами вібрації є радіально-упорні підшипники ковзання насоса та двигуна, що зумовлено діючими на них значними навантаженнями та температурою. Але основними та найбільш інтенсивними джерелами вібрації у ВНА є його робочі колеса.

Сильним джерелом вібрації у ЦНС-180-1900, особливо у випадку наявності торцевої розцентровки виступає з'єднувальна зубчата муфта, яка може прийнята за одну із контрольних точок для вимірювання рівня вібрації.

Кінцеві ущільнення ЦНС 180 - комбіновані, з щілинним ущільненням та сальниковою набивкою. При роботі ВНА типу ЦНС-180 при тиску на вході менше 0.1 МПа передбачена подача води на кінцеві ущільнення для уникнення підсосу повітря, тому джерелом вібрації вони не виступають.

Ззовні корпус агрегата закритий захисним кожухом, який, як і напірний патрубок, будучи погано закріпленим, може виступати джерелом вібрації.

В розд.1, вказано, що наявність пасивних та активних зв'язків між структурними одиницями об'єднує їх в такий об'єкт діагностування, якому властиві певні закономірності в передачі і зміні діагностичних параметрів, Тому в подальшому їх потрібно дослідити та враховувати при розробці методики контролю стану ВНА. Для вибраного об'єкта необхідно продовжити дослідження причин виникнення механічної вібрації та розвитку дефектів з врахуванням цілого комплексу параметрів, зокрема розглянутих вище конструктивних. У цьому напрямі доцільно продовжувати збір статистичних даних за відмовами ЦНС-180 на основі аналізу актів їх дефектації, проведеної після демонтажу ЦНС-180, та проводити експерименти з метою дослідження закономірностей зміни його вібраційного стану в залежності від зміни режимів роботи агрегата, його конструктивних параметрів, ступеня балансування ротора, неспіввісності, типу муфти, розміру робочого колеса і величини його обточування та ін.

Попередній аналіз вібраційних сигналів, зареєстрованих в контрольних точках на корпусах ВНА за допомогою вібродавачів - акселерометрів на КНС Надвірнянського та Долинського НГВУ, експериментально підтвердив наявність вказаних вище можливих джерел вібрації ВНА. Узагальнення даних досліджень свідчить, що в процесі тривалої експлуатації насосів рівень вібрації швидко зростає. Це пов'язано, насамперед, з поступовим зносом опорно-упорних підшипників агрегату, ослабленням кріплення окремих вузлів, а також з руйнуваннями деталей робочого колеса насоса водою, що перекачується. В результаті, після тривалої роботи, рівень вібрації насосу досягає гранично допустимої величини, і виникає потреба зупинки насоса на ремонт.

Сьогодні на практиці для оцінки технічного стану ВНА систем ППТ за рівнями вібрації в 90% випадків застосовують загальноприйнятий метод визначення середньоквадратичного значення (СКЗ) вібрації. Як було показано в [63] вібродіагностика технічного стану відцентрових насосів, як результат вимірювання інтегрального рівня СКЗ віброшвидкості в смузі частот 10 – 1000 Гц сприяє формуванню помилкової тривоги і пропуску початку дефектоутворення.

Тому, з метою запобігання відмов ВНА і можливих аварійних ситуацій, необхідно розробити нові методи контролю його технічного стану на основі методу аналізу частотних спектрів вібраційних процесів в контрольних точках, які дадуть змогу встановити зв'язок між зміною потужності амплітуди окремих гармонічних складових спектру вібрацій та виникненням дефектів елементів і вузлах ЦНС-180. Початковим етапом для розроблення нового методу є визначення причинно-наслідкових зв'язків між структурними одиницями ЦНС-180 та побудова його логічної діагностичної моделі.

2.2 Розроблення діагностичної моделі агрегату типу ЦНС-180-1900

В переважній більшості випадків представлення реального об'єкту діагностичною моделлю дає змогу полегшити і формалізувати рішення діагностичної задачі. Призначенням діагностичної моделі є побудова і аналіз алгоритмів діагностування формалізованими методами.

Для синтезу алгоритму діагностування необхідно визначитись з типом діагностичної моделі ЦНС-180. На даний час виділяють наступні найбільш поширені форми діагностичних моделей [64,85]:

- аналітичні форми діагностичних моделей є результатом аналітичного опису процесів проходження сигналів, чи системи рівнянь, що зв'язують параметри об'єкту. Вони дають змогу отримувати співвідношення між досліджуваними параметрами (діагностичними ознаками) і параметрами стану об'єкту в аналітичному вигляді;

- графоаналітичні моделі, які представляють собою опис об'єкту дослідження на базі теорії множин і теорії графів, як одного із способів наочного представлення об'єктів;

- функціонально-логічні моделі. Це моделі, які побудовані на основі логічного аналізу функціональної схеми об'єкту дослідження. Вони дають змогу простими засобами врахувати зв'язки між окремими елементами та вузлами об'єкту, а також врахувати вплив цих елементів на вимірювальні діагностичні ознаки.

Наявність численних зв'язків між структурними одиницями ВНА об'єднує їх в такий об'єкт діагностування, в якому досить складно виявити певні аналітичні закономірності в передачі і зміні діагностичних ознак. І хоча на даний час відомо ряд досконалих моделей насосних агрегатів, що достатньо адекватно відображають динаміку роботи ВНА, які базуються на принципах електрогідравлічної аналогії та інш [65,66,67], проте точне аналітичне моделювання саме вібраційних процесів у ВНА є складною задачею, обумовленою тим, що ЦНС-180 можна віднести до складної коливальної системи з розподіленими параметрами, для якої, зокрема, важко описати поведінку приєднаної маси рідини на зміну її вібростану, оскільки загальна кількість джерел вібрації є великою. Ускладнює задачу моделювання також наявність лінійних та нелінійних зв'язків між вузлами ВНА, значна інерційність об'єкту та багато інших факторів. В [68] з метою пошуку шляхів зниження інтенсивності вібрації ВНА розглядається його спрощена лінійна аналітична модель та вказується на складність побудови точної моделі ВНА, а також на можливість його моделювання шляхом спрощення системи або розбиття її на частини.

Порівнюючи графоаналітичні та функціонально-логічні моделі, вибір було зроблено на користь останньої, оскільки реалізація функціонально-логічної моделі на ПЕОМ для можливого створення в майбутньому експертної системи контролю технічного стану ВНА є значно простішою.

Для глибшого розуміння процесів, що відбуваються у ВНА та полегшення розроблення його діагностичної моделі, побудуємо функціональну схему ВНА, зображену на рис. 2.2. Аналізуючи структуру ВНА, виділимо три основні його функціональні частини: привідний електродвигун, зубчату з'єднувальну муфту та насос. В порівнянні з привідним електродвигуном, відцентровий насос є більш віброактивною частиною ВНА, що зумовлено його більшою конструктивною складністю та значними діючими навантаженнями. Практично всі основні вузли та деталі ВНА зв'язані між собою тим чи іншим чином. Умовно можна виділити п'ять типів взаємозв'язків: жорстке з'єднання, кінематичне з'єднання, сухе та напівсухе тертя, гідродинамічне тертя, електромагнітні сили (ротор-статор привідного двигуна). Жорстке з'єднання не відіграє суттєвої ролі і, якщо не брати до уваги те,

що з часом якість цього з'єднання погіршується (як приклад – виникнення люфту робочих коліс відносно валу через вимивання водою кріпильних шпонок), то впливом цього виду з'єднання можна знехтувати при дослідженні поведінки ВНА.

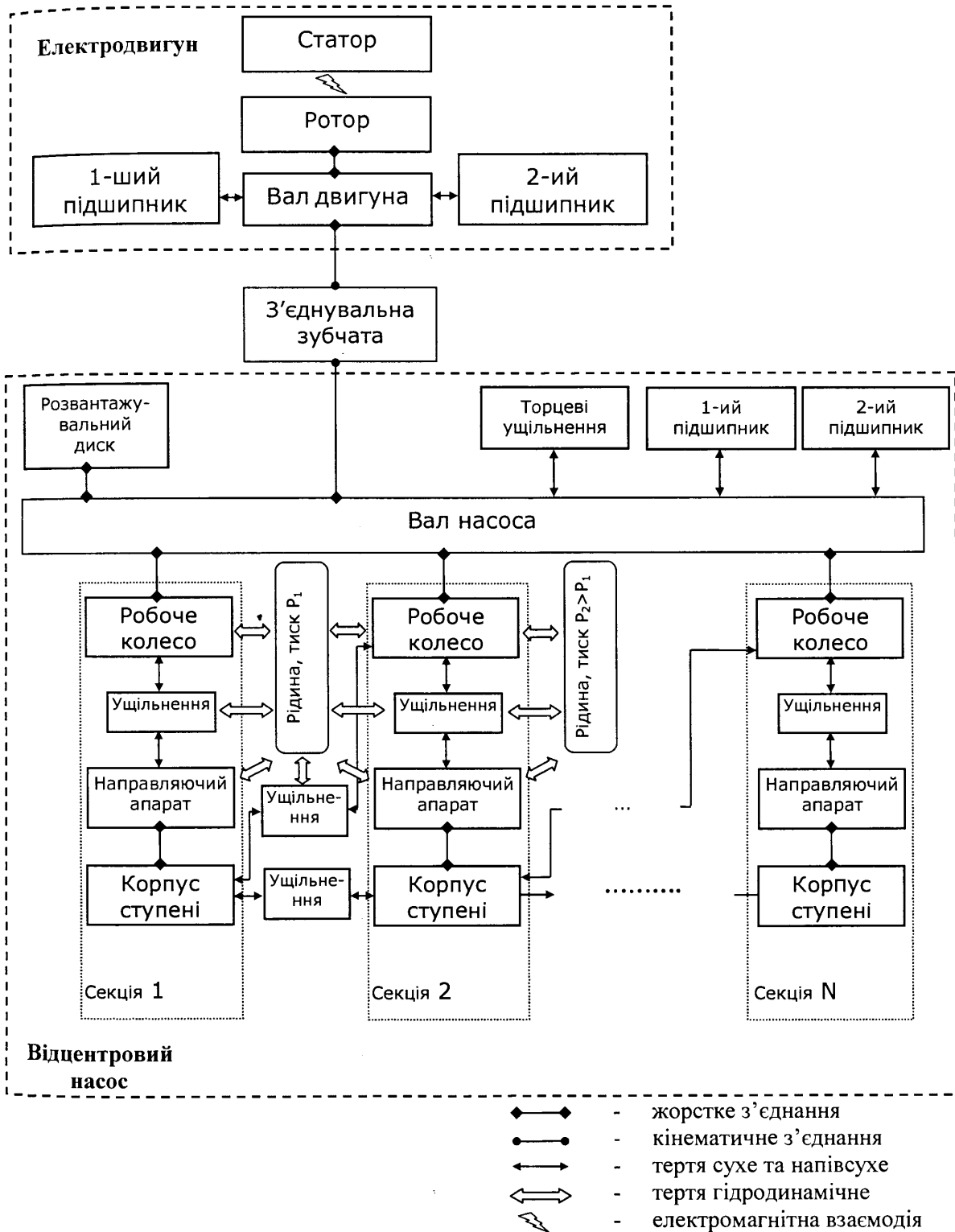


Рис. 2.2. Функціональна схема відцентрового насосного агрегату

Кінематичне з'єднання валів електродвигуна та відцентрового насоса за допомогою зубчатої муфти також вносить відносно незначний вплив в процес роботи ВНА, від стану муфти залежить лише віброактивність агрегату. Натомість найбільш важливими видами взаємозв'язків є вищеназвані сили тертя, на подолання яких в процесі роботи агрегата затрачається значна частина енергії приводу і яка, відповідно, перетворюється в шум та вібрацію або в теплову енергію. Оскільки тиск рідини, що перекачується, на кожному ступінь відцентрового насоса є різним, відповідно і різною буде для них робота, що виконуватиметься силами тертя. Останнє також потрібно брати до уваги при побудові моделі ВНА.

Зі сказаного вище можна зробити висновок, що врахування всіх наведених на рис. 2.2 взаємозв'язків є надто складною науковою задачею, тому при побудові діагностичної моделі ВНА слід задатись певними спрощеннями та обмеженнями.

При побудові діагностичної моделі ЦНС-180 приймаємо за вихідну інформацію його спрощену схему (рис. 2.2), враховуючи, по можливості, всі основні взаємозв'язки його деталей і вузлів, а також їх вплив на роботу ВНА.

Основні структурні одиниці ЦНС-180-1900 згруповано в блоки і позначено символами $P_1 \dots P_n$. Входи блока P_i , які є зовнішніми входами позначаються через $X_1 \dots X_m$, входи блока P_i , які є виходами інших блоків – $Y_{i,1} \dots Y_{i,n}$, а виходи блока P_i – $Z_{i,1} \dots Z_{i,n}$, де $i = (1, n)$. Кожен блок має число входів (виходів), рівне числу його вихідних (вхідних) параметрів. Спрощену структурну схему показано на рис. 2.3

Робочими частинами ВНА є: електродвигун (вал P_1 , обмотка статора (статор) P_4 , обмотка ротора (ротор) P_5 , перший підшипник P_6 і другий підшипник P_7); муфта P_2 та насос (вал P_3 , перший підшипник P_8 , другий підшипник P_9 , торцеві ущільнення P_{10} , розвантажувальний диск P_{11} , робоче колесо P_{12} , міжступінчасте ущільнення P_{13} , направляючий апарат P_{14} і корпус ступені P_{15}).

На елементи діють:

X_1 – сила реакції опор фундаменту;

X_2 – сила тертя мастила;

X_3 – сили електромагнітної взаємодії;

X_4 – сила опору рідини.

Блоки ВНА поєднуються між собою наступними зв'язками:

вихідна $Z_{4,5}$ і вхідна $Y_{5,4}$ сили електромагнітної взаємодії статор-ротор електроприводу;

вихідна $Z_{5,1}$ і вхідна $Y_{1,5}$ сили натягу ротора на валу електроприводу;

вихідна $Z_{1,2}$ і вхідна $Y_{2,1}$ сили обертового моменту валу електроприводу;

вихідна $Z_{3,2}$ і вхідна $Y_{2,3}$ комплексні сили реакції ВНА (опір рідини, тертя, гідродинамічні ефекти)

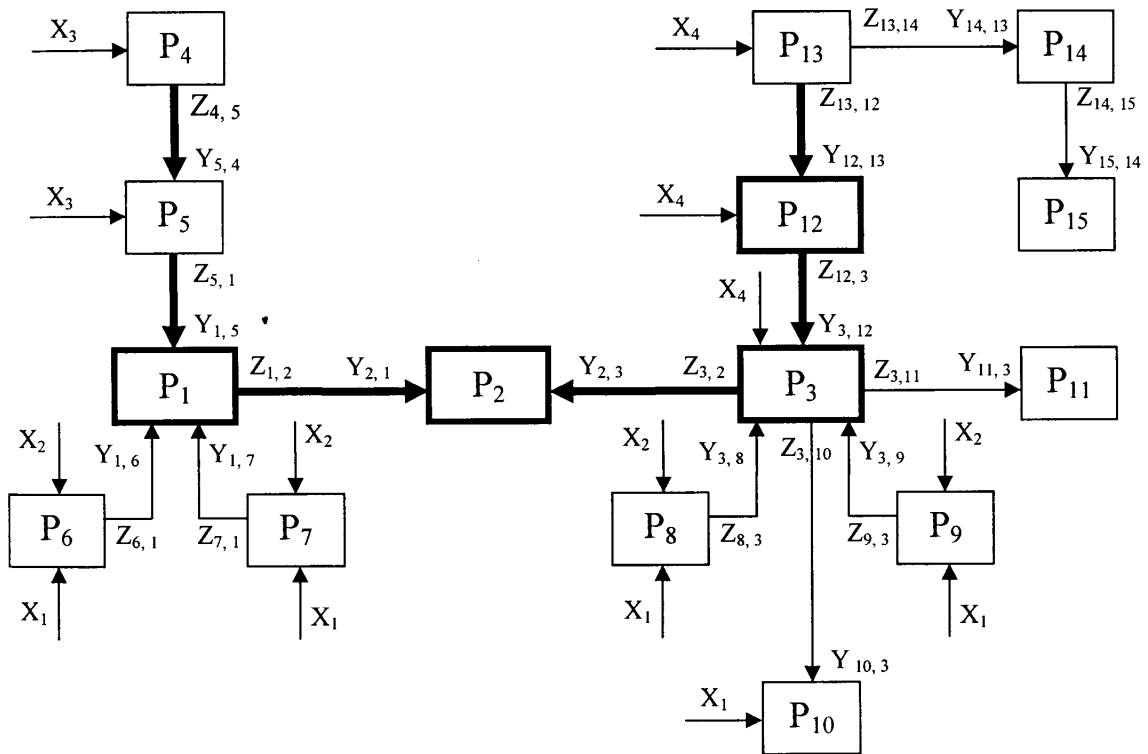


Рис.2.3. Спрощена структурна схема ВНА

вихідна $Z_{12,3}$ і вхідна $Y_{3,12}$ сили натягу робочого колеса на валу;

вихідна $Z_{3,10}$ і вхідна $Y_{10,3}$ сили тертя валу та кінцевих ущільнень;

вихідна $Z_{13,12}$ і вхідна $Y_{12,13}$ сили тертя між робочим колесом та міжступінчастих щілинних ущільненнях;

вихідна $Z_{13,14}$ і вхідна $Y_{14,13}$ сили гідродинамічної взаємодії (завихрення, кавітація);

Як можна бачити з побудованої моделі, найбільші сили прикладені до зубчатої муфти, яка є найслабшою ланкою у системі, а також до системи «робоче колесо - вал насоса».

У зв'язку з тим, що ВНА призначений для виконання одного робочого алгоритму функціонування, в реалізації якого приймають участь всі блоки і елементи, а також всі зв'язки функціональної схеми агрегату, для всього робочого процесу діагностування будується лише одна функціональна схема.

Для отримання логічної моделі агрегату кожен блок структурної схеми замінюється спрощеним блоком з відповідними зв'язками. В загальному випадку функціональній схемі відповідає підмножина блоків логічної моделі із множини $Q_1 \dots Q_n$, де $n = \sum n_i = 21$ (рис. 2.4).

Позначимо блоки логічної моделі через: Q_1 – електромагнітні дефекти двигуна; Q_2 – збільшення зазору в підшипниках ВНА; Q_3 – збільшення зазору в підшипниках ЕД; Q_4 – викривлення валу ВНА; Q_5 – викривлення валу ЕД; Q_6 – заклинювання (забоїни, биття, нерівномірне зношення, підвищені зазори між зубцями муфти) та зношення муфти; Q_7 – зношення кінцевих сальникових ущільнень; Q_8 – зношення міжступінчастих ущільнень; Q_9 – викривлення форми робочих коліс; Q_{10} – зношення робочих коліс; Q_{11} – зношення корпусу ВНА та направляючих апаратів; Q_{12} – зношення валу; Q_{13} – ослаблення кріплень фундаменту; Q_{14} – зачіпання робочими колесами направляючих апаратів; Q_{15} – абразивне зношення; Q_{16} – корозійне зношення; Q_{17} – кавітаційне руйнування; Q_{18} – порушення співвісності валів насоса і двигуна; Q_{19} – дисбаланс; Q_{20} – механічні втрати; Q_{21} – гідравлічні втрати.

Електромагнітні дефекти електродвигуна Q_1 , що викликають надлишкові навантаження на його ротор, призводять до збільшення зазору в підшипниках ВНА Q_2 (зв'язок вихід $Z_{1,3}$ – вхід $Y_{3,1}$) та викривлення валу ЕД Q_5 (зв'язок вихід $Z_{1,5}$ – вхід

$Y_{5,1}$). До наслідку Q_5 призводить також зв'язок від Q_3 (зв'язок вихід $Z_{3,5}$ – вхід $Y_{5,3}$) – через збільшення зазору ЕД може деформуватися його вал. Досить поширений дефект Q_6 – заклинювання та зношення муфти – може бути зумовлений цілим рядом причин: внаслідок збільшення зазорів у підшипниках ВНА Q_2 (зв'язок вихід $Z_{2,6}$ – вхід $Y_{6,2}$) та у підшипниках ЕД Q_3 (зв'язок вихід $Z_{3,6}$ – вхід $Y_{6,3}$). Спричинює зношення муфти також викривлення валу ВНА Q_4 (через зв'язок вихід $Z_{4,6}$ – вхід $Y_{6,4}$) та викривлення валу ЕД Q_5 (зв'язок вихід $Z_{5,6}$ – вхід $Y_{6,5}$). Викривлення форми робочих коліс Q_9 також в деяких випадках може спричинити дефекти муфти Q_6 (зв'язок вихід $Z_{9,6}$ – вхід $Y_{6,9}$) та викривлення валу ВНА Q_4 (зв'язок вихід $Z_{9,4}$ – вхід $Y_{4,9}$). Дефект муфти Q_6 може спричинити до ослаблення кріплення ВНА до фундаменту (зв'язок вихід $Z_{6,13}$ – вхід $Y_{13,6}$), так само, як і до зачіпання робочими колесами направляючих апаратів Q_{14} (зв'язок вихід $Z_{6,14}$ – вхід $Y_{14,6}$). До дефекту Q_{14} також може призвести збільшення зазору в підшипниках ВНА Q_2 (зв'язок вихід $Z_{2,14}$ – вхід $Y_{14,2}$).

Ще одною поширеною парою дефектів є зношення кільцевих сальникових ущільнень Q_7 та міжступінчастих ущільнень, які призводять до появи механічних втрат Q_{20} (зв'язки вихід $Z_{7,20}$ – вхід $Y_{20,7}$, вихід $Z_{8,20}$ – вхід $Y_{20,8}$) та гідравлічних втрат Q_3 (зв'язки вихід $Z_{8,21}$ – вхід $Y_{21,8}$, вихід $Z_{7,21}$ – вхід $Y_{21,7}$) в насосі.

Вагомими причинами, що викликають поступові відмови ВНА є абразивне зношення Q_{15} та корозійне зношення Q_{16} , які у парі призводять до викривлення форми робочих коліс Q_9 (зв'язки вихід $Z_{15,9}$ – вхід $Y_{9,15}$, вихід $Z_{16,9}$ – вхід $Y_{9,16}$), зношення робочих коліс Q_{10} (зв'язки вихід $Z_{15,10}$ – вхід $Y_{10,15}$, вихід $Z_{16,10}$ – вхід $Y_{10,16}$) та до зношення ВНА Q_{11} (зв'язки вихід $Z_{15,11}$ – вхід $Y_{11,15}$, вихід $Z_{16,11}$ – вхід $Y_{11,16}$). Зношення валу Q_{12} викликається в основному тільки абразивним зношенням Q_{15} (зв'язок вихід $Z_{15,12}$ – вхід $Y_{12,15}$), оскільки вал виконується з нержавіючої сталі.

Зношення робочих коліс Q_{10} призводить до дуже поширеного дефекту – дисбалансу ВНА Q_{19} (зв'язок вихід $Z_{10,19}$ – вхід $Y_{19,10}$). Виникненню дисбалансу також сприяють порушення форми робочих коліс Q_9 (зв'язок вихід $Z_{9,19}$ – вхід $Y_{19,9}$) та викривлення валу ВНА Q_4 (зв'язок вихід $Z_{4,19}$ – вхід $Y_{19,4}$). Спричинює викривлення валу Q_4 його зношення Q_{12} під дією ряду інших факторів (зв'язок вихід $Z_{12,4}$ – вхід $Y_{4,12}$).

Викривлення (порушення) форми робочих коліс Q_9 в свою чергу спричиняє знос міжступінчастих ущільнень Q_8 (зв'язок вихід $Z_{9,8}$ – вхід $Y_{8,9}$). Ще один критичний дефект, що призводить до швидкої відмови ВНА, – порушення співвісності валів насоса і двигуна Q_{18} .

Зумовлюється він чотирма основними причинами: заклинюванням та зносом муфти Q_6 (зв'язок вихід $Z_{6,18}$ – вхід $Y_{18,6}$), викривленням валу ВНА Q_4 (зв'язок вихід $Z_{4,18}$ – вхід $Y_{18,4}$) та валу електродвигуна Q_5 (зв'язок вихід $Z_{5,18}$ – вхід $Y_{18,5}$).

Суттєво впливає також на неспіввісність валів насоса та двигуна проблема поступового ослаблення кріплень фундаменту Q_{13} (зв'язок вихід $Z_{13,18}$ – вхід $Y_{18,13}$).

Проблема кавітаційного руйнування Q_{17} також спричинює два серйозних дефекти: знос робочих коліс Q_{10} (зв'язок вихід $Z_{17,10}$ – вхід $Y_{10,17}$) та знос корпусу ВНА та направляючих апаратів Q_{11} (зв'язок вихід $Z_{17,11}$ – вхід $Y_{11,17}$).

Таким чином, логічна діагностична модель дає наочне представлення про найбільш схильні до виникнення дефектів елементи та вузли ВНА, а також зв'язки структурних і діагностичних параметрів, що в кінцевому результаті дозволить вибрати діагностичні ознаки і покласти їх в основу методів контролю стану ВНА, які розробляються. Логічна діагностична модель ВНА дала змогу встановити і класифікувати розвиток дефектів, визначити напрямок їх розвитку та причинно-наслідковий зв'язок з іншими дефектами.

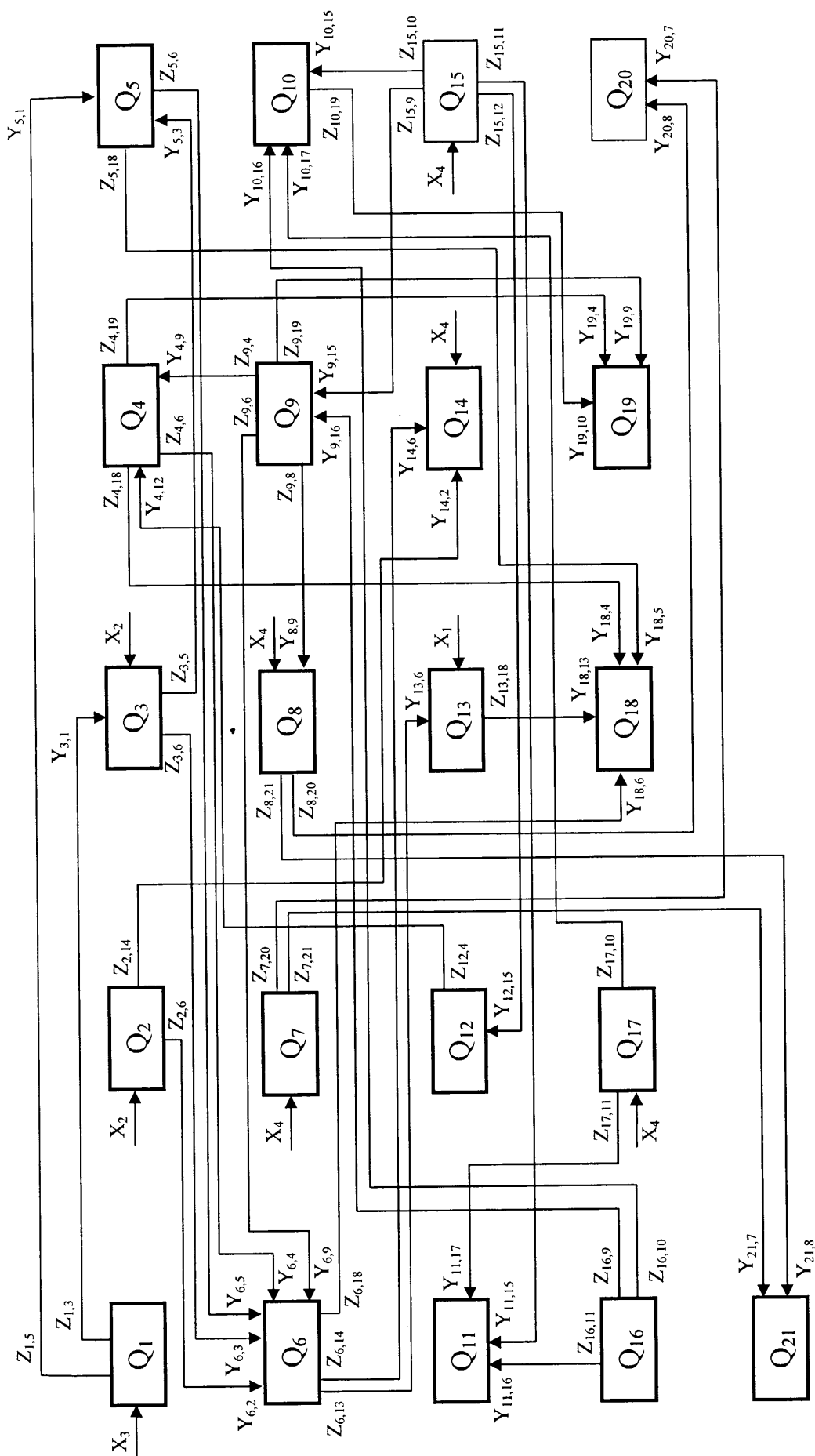


Рис. 2.4. Логічна діагностична модель ВНА

2.3 Побудова моделі агрегату ЦНС-180-1900 у вигляді функції передачі

Вище було відмічено, що використовуючи основні положення віброакустичної діагностики машин наявність дефектів елементів і вузлів ВНА можна виявити за зміною потужності амплітуд відповідних гармонічних, субгармонічних чи спектральних складових у визначених ділянках частотного спектру. Однак існують такі дефекти, початок розвитку яких значно слабше або майже взагалі не проявляються на частотному спектрі. До таких дефектів, зокрема, відноситься шорсткість поверхонь робочих коліс, направляючих апаратів, або величина їх зношення та стан міжступінчастих та торцевих ущільнень ВНА. Такі дефекти, як правило, не призводять до раптових відмов чи виникнення аварій, але, тим не менше, зумовлюють падіння ККД насосного агрегату. Хоча, можливо, на перший погляд зниження ККД на декілька відсотків є несуттєвим, однак позначається на ефективності роботи насосного агрегата.

Як зазначалось в розд. 1 (рис. 1.3), ККД агрегата буде значно меншим навіть при наявності незначних дефектів ущільнень, згідно з [41] в кінці міжремонтного періоду втрата потужності може доходити до 50%. В роботі [69] стверджується, що зниження ККД у 90% насосів зумовлюється наявністю внутрішніх втрат.

Навіть за приблизними розрахунками при потужності привідного електродвигуна $P_{дв}=1600$ кВт та $\eta_{дв}=96.9$ [70] одна година роботи ВНА обходиться в 615 грн. (вважаючи що тариф на ел.енергію становить приблизно 0.4 грн.), тоді відповідно один місяць безперервної роботи ВНА коштуватиме 442 800 грн. Якщо ККД насоса знизиться хоча б на 1% - то кожен місяць його подальшої експлуатації з таким ККД буде приносити матеріальні збитки приблизно в 4 тис.грн., що за рік становитиме відповідно 48 тис.грн. Враховуючи, що з розвитком деградаційних (зносових) процесів ККД буде знижуватися, а в [71] відмічено, що протягом лише перших трьох років роботи насосного агрегата середнє зниження його ККД становить 7%, то величина цих збитків буде значно більшою. Враховуючи, що за даними НГВУ «Долина нафтогаз» на проведення ремонту ВНА середньої складності приблизно затрачається 5 тис.грн., то значно доцільнішим з економічної точки зору

є проведення своєчасного ремонту з метою відновлення його ККД, ніж подальша експлуатація насосного агрегата зі зниженим ККД.

Звідси впливає очевидна актуальність задачі контролю степені зменшення ККД насосного агрегата. В розділі 1 розглядалася методика прямого визначення чисельного значення ККД насоса, як результату вимірювання та обробки цілого ряду технологічних параметрів, однак застосувати її в реальних умовах промислу практично неможливо, що обумовлено складністю та необхідністю попередньої підготовки агрегату для проведення вимірювання.

Враховуючи, що у більшості випадків обслуговуючий персонал цікавить не стільки точне визначення значення ККД насосного агрегату, як зменшення його в процесі експлуатації, тому за альтернативний непрямий метод контролю значення ККД пропонується використати оцінку зміни параметрів функції передачі ВНА, що може бути визначена аналітично за кривою розгону ВНА.

Для визначення функції передачі можуть застосовуватись різні методи ідентифікації, які використовують перехідні та кореляційні функції, регресійні методи ідентифікації, методи ідентифікації за допомогою М-последовностей та інші [72,73]. Одним з найбільш поширених методів ідентифікації є метод площ Симою М.П., який дає змогу визначити функцію передачі моделі об'єкту за його часовими характеристиками, зокрема за кривою розгону [74,75,76], тобто за його реакцією на стрибкоподібну дію довільної амплітуди (в даному випадку на пуск заповненого рідиною насоса).

На практиці застосовується нормована функція передачі з коефіцієнтом підсилення рівним одиниці [75]

$$\overline{W}_n(s) = \frac{1 + b_1s + b_2s^2 + \dots + b_ms^m}{1 + a_1s + a_2s^2 + \dots + a_ns^n} \quad (2.1)$$

Для встановлення зв'язку між формою кривої розгону і, відповідно, функцією передачі та технічним станом ВНА експериментальним шляхом було отримано криві розгону для ВНА (рис.2.5) для чого проводили періодичні вимірювання зміни тиску на виході насоса при його запуску. Для експериментів був використаний ВНА

типу ЦНС-180-1900, у якого, внаслідок перекачування підтоварної води, відбувалося поступове руйнування робочих коліс та направляючих апаратів.

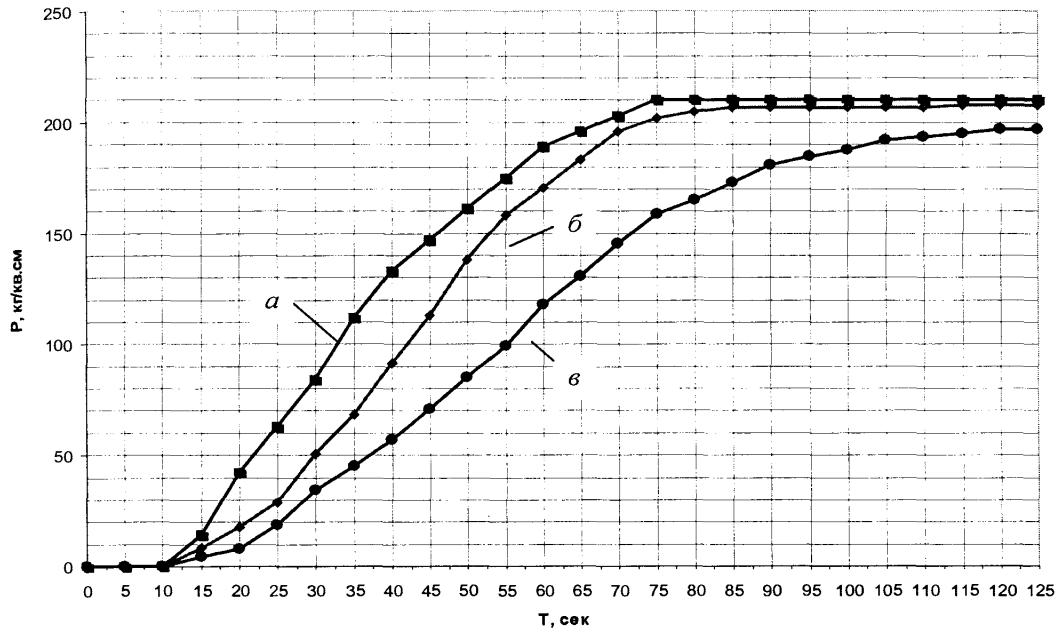


Рис. 2.5. Закономірності зміни тиску P на виході ЦНС-180-1900 в часі T (криві розгону) при при а-номінальному стані та дефектному, з б - 10 % і в - 25 % величиною зношення його робочих коліс та направляючих апаратів.

Після 188 діб, агрегат ЦНС-180-1900 було зупинено для проведення ремонту. Під час ремонту підтвердився також і прогнозований дефект – знос робочих поверхонь коліс та направляючих апаратів ВНА внаслідок впливу агресивного середовища.

Згідно з [75], перенісши початок координат в точку $t = t_0 + \tau$, $y = y_0$ і, таким чином виключивши запізнення τ , отримаємо розрахункову криву розгону (рис. 2.6).

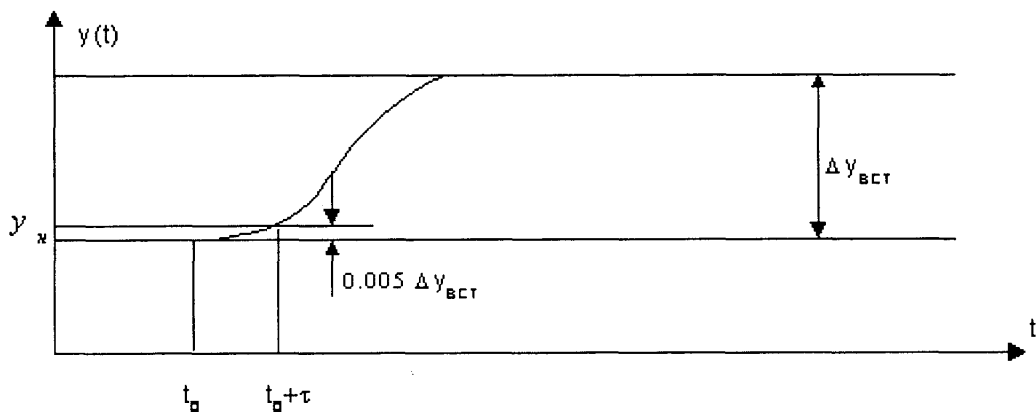


Рис. 2.6. Розрахункова крива розгону

Для розрахунку параметрів моделі методом площ було введено нормовану криву розгону, що визначається за формулою:

$$\bar{h}(t) = \frac{\Delta y(t)}{\Delta y_{вст}} \quad (2.2)$$

Розглядаючи перехідну криву $\bar{h}(t)$, як реакцію динамічної ланки з нормованою функцією передачі (2.1) зображення $\bar{h}(t)$ за Лапласом можна записати:

$$\bar{H}(s) = L\{\bar{h}(t)\} = \bar{W}_M(s) \frac{1}{s} \quad (2.3)$$

Параметри a_i, b_i моделі (2.1) можуть бути визначені за нормованою кривою розгону. Для визначення функції передачі було використано підхід, запропонований в роботі [77]. Розклавши інверсну функцію передачі моделі $\bar{W}_M^{-1}(s)$ у ряд Тейлора в точці $s=0$ отримаємо:

$$\bar{W}_M^{-1}(s) = \frac{1 + a_1s + a_2s^2 + \dots + a_ns^n}{1 + b_1s + b_2s^2 + \dots + b_ms^m} = 1 + S_1s + S_2s^2 + \dots + S_ks^k + \dots, \text{ де } \bar{W}_M^{-1}(0) = S(0) = 1. \quad (2.4)$$

Коефіцієнти розкладу S_k названі М.П.Симою площами [76]. При відомих площах S_k можна визначити коефіцієнти функції передачі a_i, b_i . Для цього помножимо обидві частини рівності (2.4) на знаменник $\bar{W}_M^{-1}(s)$. В результаті отримаємо:

$$(1 + a_1s + a_2s^2 + \dots + a_ns^n) = (1 + b_1s + b_2s^2 + \dots + b_ms^m) (1 + S_1s + S_2s^2 + \dots + S_ks^k + \dots). \quad (2.5)$$

Перетворивши праву частину (2.5) отримаємо степеневий ряд

$$1 + a_1s + a_2s^2 + \dots + a_ns^n = 1 + (b_1 + S_1)s + (b_2 + b_1S_1 + S_2)s^2 + \dots + (b_k + \sum_{i=1}^{k-1} b_iS_{k-i})s^k + S_ks^k \quad (2.6)$$

Прирівнявши в останній рівності коефіцієнти при однакових степенях s зліва і справа, отримаємо лінійну систему рівнянь для визначення коефіцієнтів моделі a_i, b_i :

$$\begin{aligned} a_1 &= b_1 + S_1, \\ a_2 &= b_2 + b_1S_1 + S_2, \\ a_3 &= b_3 + b_2S_1 + b_1S_2 + S_3, \\ &\dots \\ a_k &= b_k + S_k + \sum_{i=1}^{k-1} b_iS_{k-i}. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Для визначення коефіцієнтів a_i, b_i необхідно $N = m + n$ рівнянь і така ж кількість площ. Оскільки, як правило, порядок моделі наперед невідомий, необхідно задаватися порядком моделі. Як показує практика, для досягнення необхідної точності достатньо обмежитись другим-третім порядком.

Ввівши допоміжну функцію $\varphi(t) = 1 - \bar{h}(t)$ визначимо її зображення за Лапласом. Беручи до уваги формулу (2.3) отримаємо:

$$\Phi(s) = L\{\varphi(t)\} = L\{1 - \bar{h}(t)\} = L\{1\} - L\{\bar{h}(t)\} = \frac{1}{s} - \overline{W}_m(s) \frac{1}{s} = \frac{1 - \overline{W}_m(s)}{s} \quad (2.8)$$

Розкладемо $\Phi(s)$ у степеневий ряд у точці $s=0$:

$$\Phi(s) = \mu_0 + \mu_1 s + \mu_2 s^2 + \dots + \mu_k s^k = \sum_{k=0}^{\infty} \mu_k s^k \quad (2.9)$$

Коефіцієнти розкладу μ_k можуть бути обчислені безпосередньо за графіком $\varphi(t)$. Записавши формулу прямого перетворення Лапласа для $\varphi(t)$: та диференціюючи відносно s послідовно k разів отримаємо:

$$\begin{aligned} \Phi^{(1)}(s) &= \int_0^{\infty} (-t) \varphi(t) e^{-st} dt, \\ \Phi^{(2)}(s) &= \int_0^{\infty} (-t)^2 \varphi(t) e^{-st} dt, \\ \Phi^{(k)}(s) &= \int_0^{\infty} (-t)^k \varphi(t) e^{-st} dt. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Підставляючи в (2.10) значення $s=0$ і порівнюючи отримані вирази з формулами для моментів (2.9), маємо:

$$\begin{aligned} \mu_0 &= \int_0^{\infty} \varphi(t) dt, \\ \mu_1 &= \int_0^{\infty} (-t) \varphi(t) dt, \\ \mu_2 &= \frac{1}{2!} \int_0^{\infty} (-t)^2 \varphi(t) dt, \\ \mu_k &= \frac{1}{k!} \int_0^{\infty} (-t)^k \varphi(t) dt. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Як видно з (2.11) моменти μ_k можуть бути обчислені за відомою функцією $\varphi(t)$. Домноживши в (2.8) обидві частини рівності на s та підставляючи (2.9) і (2.5) в (2.8) отримаємо

$$1 + (S_1 - \mu_0)s + (S_2 - \mu_0 S_1 - \mu_1)s^2 + \dots + \left(S_k - \mu_{k-1} - \sum_{i=0}^{k-2} \mu_i S_{k-1-i} \right) s^k + \dots = 1. \quad (2.12)$$

Звідси можна отримати рекурентні формули для обчислення площ:

$$\begin{aligned} S_1 &= \mu_0, \\ S_2 &= \mu_0 S_1 + \mu_1, \\ &\dots\dots\dots \\ S_k &= \mu_{k-1} + \sum_{i=0}^{k-2} \mu_i S_{k-1-i}. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Для обчислення інтегралів у формулах (2.11) було використано метод трапецій при умові заміни верхньої межі інтегрування на час T_n , який вибирається так, щоб $\varphi(T_n) \approx 0$. За методом трапецій інтеграл вигляду $S = \int_0^{T_n} y(t) dt$ замінюється сумою:

$$S \approx \Delta t \left\{ \frac{y_0}{2} + y_1 + y_2 + \dots + y_{n-1} + \frac{y_n}{2} \right\} = \Delta t \left\{ \frac{y_0 + y_n}{2} + \sum_{i=1}^{n-1} y_i \right\} \quad (2.13)$$

де $y_i = y[i\Delta t]$.

Для обчислення моментів (2.11) формула (2.13) набуде вигляду

$$\begin{aligned} \mu_0 &= \Delta t \left\{ \sum_{i=1}^{n-1} \varphi(i\Delta t) + 0.5\varphi(0) \right\} = \Delta t \left\{ \sum_{i=1}^{n-1} (1 - \bar{h}(i\Delta t)) + 0.5(1 - \bar{h}(0)) \right\}, \\ \mu_1 &= \Delta t \sum_{i=1}^{n-1} (-i\Delta t) \varphi(i\Delta t), \\ \mu_2 &= \frac{\Delta t}{2!} \sum_{i=1}^{n-1} (-i\Delta t)^2 \varphi(i\Delta t), \\ \mu_k &= \frac{\Delta t}{k!} \sum_{i=1}^{n-1} (-i\Delta t)^k \varphi(i\Delta t). \end{aligned} \quad (2.14)$$

Визначивши $\mu_0 \dots \mu_k$ було знайдено $S_1 \dots S_k$ та a_i, b_i що дало змогу в результаті записати функцію передачі ВНА для трьох випадків у вигляді

$$W(s) = K \cdot \frac{1 + b_1 \cdot s}{1 + a_1 \cdot s + a_2 \cdot s^2} \cdot e^{-\tau s}. \quad \text{Згідно рис 2.5, для даного випадку } \tau = 10 \text{ с}$$

$$W_1(s) = K \cdot \frac{1 - 3.539 \cdot s}{1 + 27.794 \cdot s + 245.314 \cdot s^2} \cdot e^{-\tau s} \quad \text{- бездефектний ВНА.}$$

$$W_2(s) = K \cdot \frac{1 - 7.126 \cdot s}{1 + 31.318 \cdot s + 319.661 \cdot s^2} \cdot e^{-\tau s} \quad \text{- ВНА з 10\% величиною зношення робочих коліс і направляючих апаратів}$$

$$W_3(s) = K \cdot \frac{1 - 8.148 \cdot s}{1 + 42.216 \cdot s + 579.765 \cdot s^2} \cdot e^{-\tau s} - \text{ВНА з 25\% величиною зношення робочих}$$

коліс і направляючих апаратів

На рис. 2.7 наведено відтворені часові криві розгону $h_1(t)$, $h_2(t)$, $h_3(t)$ отримані шляхом проведення зворотного перетворення Лапласа для функцій передачі $W_1(s)$, $W_2(s)$, $W_3(s)$ відповідно. Форма цих залежностей наближається до експериментальних кривих розгону, тобто можна зробити висновок, що отримана функція передачі є адекватною.

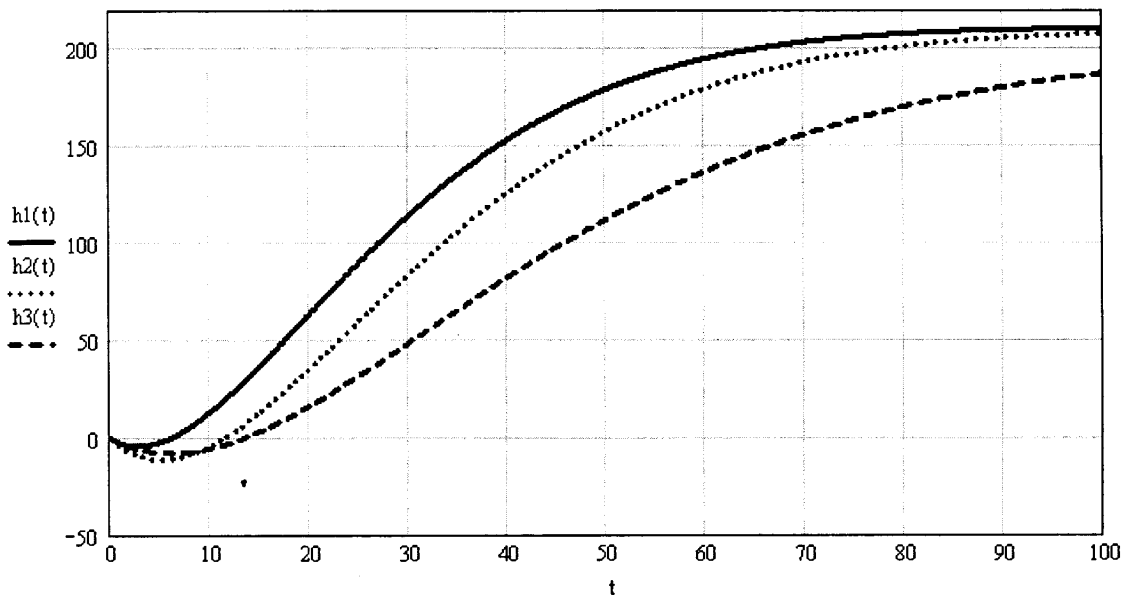


Рис. 2.7. Відтворені за функцією передачі ЦНС-180-1900 криві розгону

Можна стверджувати, що отримана функція передачі дає змогу оцінити величину зміни ККД, до зміни якого призводить зношення робочих коліс та направляючих апаратів, які впливають і на зміну технічного стану ВНА. Для цього необхідно відслідкувати та встановити тенденцію зміни коефіцієнтів поліномів чисельника та знаменника отриманої функції передачі ВНА. Можливою також є оцінка ККД шляхом знаходження значення відповідної площі під графіком. Для практичного використання вказаного методу необхідно знати діапазони чисельних значень коефіцієнтів, які відповідатимуть граничному (допустимому) зношенню робочих коліс і направляючих апаратів. Останнє вимагає проведення комплексу цілеспрямованих експериментальних досліджень та подальшого розвитку запропонованого методу

2.4 Дослідження спектральних розподілів енергії вібраційного стану агрегату ЦНС-180-1900 для контролю динаміки розвитку дефектів його робочих коліс та ущільнень

Вище (п. 2.3) було відмічено, що такі дефекти, як шорсткість, або величина зношення поверхонь робочих коліс, направляючих апаратів та стан міжступінчастих і торцевих ущільнень насосного агрегату майже не проявляються на частотному спектрі його вібросигналів. В роботі [78] вказувалось на можливу наявність взаємозв'язку між рівнем вібрації та ККД насосного агрегата типу ЦНС-180-1900, але на картині частотного спектру такі зміни важко відслідковувати, у зв'язку з чим було здійснено спробу використати досконаліші методи аналізу вібраційних сигналів для виявлення таких дефектів (зношення ущільнень).

Оскільки вплив даних дефектів найяскравіше проявляється при критичних режимах роботи ВНА, зокрема при його пуску в експлуатацію, коли навантаження на ротор за короткий час змінюється від нуля до максимального значення, тому з метою встановлення впливу стану поверхонь робочих коліс, направляючих апаратів (величини їх зношення) та міжступінчастих ущільнень на ККД відцентрового насосного агрегата було проведено ряд експериментів в процесі яких реєструвалися віброакустичні коливання при допомозі вібродавачів, розміщених на корпусах підшипників ВНА при запуску його в роботу.

Попередній аналіз побудованої просторової розгортки послідовних реалізацій частотних спектрів (рис. 2.8) показав, що вона має досить низьку роздільну здатність та є малоінформативною, оскільки дозволяє лише приблизно оцінити характер зміни перехідного процесу, що має місце в момент запуску ВНА і ній недостатньо чітко видно перерозподіл рівнів вібрації.

Як правило, одновимірний аналіз віброакустичних сигналів, які відносяться до нестационарних випадкових процесів, лише в часовій або частотній областях не забезпечує достатньої кількості інформації для прийняття заключення стосовно досліджуваного процесу. Вказані обставини сприяли розвитку більш складного методу аналізу вказаних процесів, що отримав назву – короткочасне перетворення

Фур'є (КПФ), що дає можливість представляти досліджувані процеси в координатах частота-час [79]. В той же час спектрограми не дозволяють в повній мірі забезпечити точне вимірювання характеристик швидкоплинних процесів, оскільки зменшення розміру часового вікна для локалізації швидкої зміни сигналу, призводить до неминучого зниження роздільної здатності уздовж лінії його миттєвих частот.

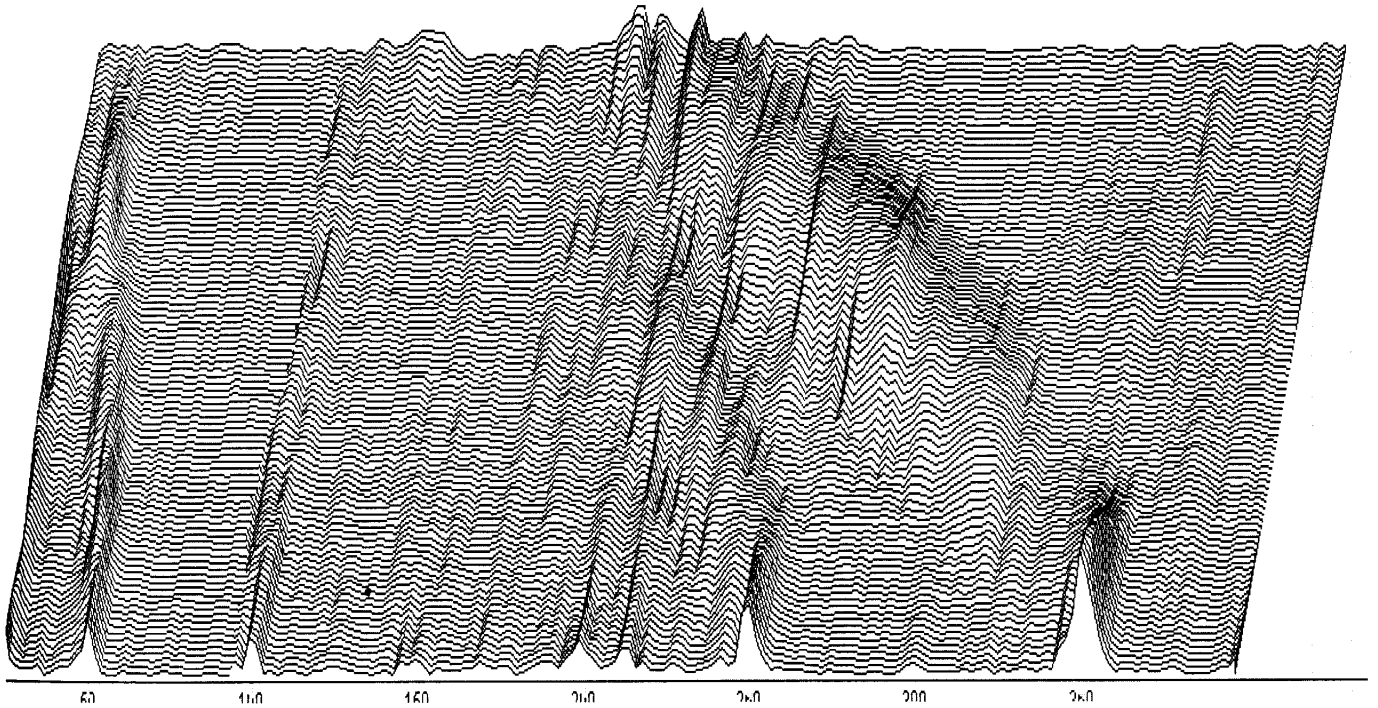


Рис. 2.8. Просторова розгортка послідовних спектральних реалізацій вібросигналу записаного в місці розташування 1-го підшипника ВНА.

На рис. 2.9 наведена спектрограма того ж вібросигналу, з якої видно, що до моменту пуску ЦНС-180-1900 (на інтервалі 0 -12 сек) у спектрі присутні гармоніки на частотах 50, 200 та 250 Гц з незначною амплітудою, поява яких зумовлена роботою маслонасоса, що був запущений за 10-20 хвилин перед запуском агрегату. Також в діапазоні до 50 Гц спостерігався незначний низькочастотний шум. В момент часу рівний 11- 12 сек. було проведено запуск агрегату. Як видно з рис 2.9 електродвигун вийшов на сталий режим роботи приблизно за 0.6-1.0 сек (до моменту появи на спектрограмі чіткої гармоніки на частоті 350 Гц – першої лопаткової гармоніки).

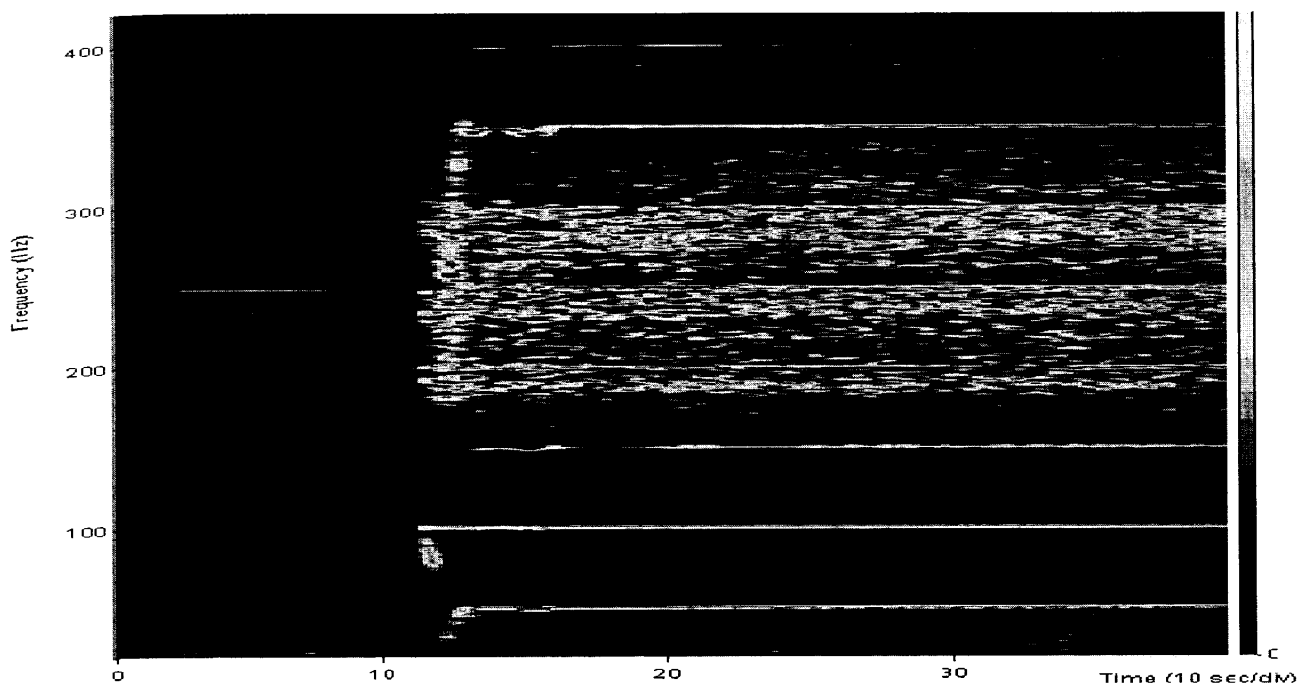


Рис. 2.9. Спектрограма вібросигналу з 1-го підшипника ВНА.

Проте роздільна здатність на спектрограмі по часу також є досить низькою, що зумовлено обмеженою при проведенні експериментів до 48 кГц частотою дискретизації, .

Виходячи з наведеного вище можна стверджувати, що для швидкоплинних (які змінюються одночасно за часом і за частотою) віброакустичних сигналів, потрібно використовувати більш складні та досконаліші методи їх аналізу. Одним із перспективних напрямків в цьому напрямку є застосування частотно-часових розподілів (ЧЧР), як доповнення до аналізу частотних спектрів та спектрограм вібросигналів. Можна назвати, як мінімум, дві причини для переходу від класичного аналізу спектру вібросигналу та подібних йому методів до методів частотно-часової розгортки сигналу (ЧЧРС): по-перше, для стаціонарних сигналів, особливо швидкоплинних, аналіз їх зміни в часі в поєднанні із частотним аналізом зачасти є дуже корисним при постановці точного діагнозу дефектів. Наприклад, вібросигнал, записаний з вібродавача розташованого на зубчатій коробці передач, може бути промодульований з використанням як амплітудної так і частотної модуляції. Дефекти та пошкодження несучих підшипників та зубчатих передач агрегата, генерують періодично повторювані імпульси у вібросигналах. Ці сигнали, як

правило, зв'язані з періодом обертання ротора. По-друге, для нестационарних сигналів, наприклад, що генеруються ротором, швидкість обертання якого під час запуску і зупинки зачасто змінюється так швидко, що методи засновані на швидкому перетворенні Фур'є, не можуть бути використані.

Засновниками теорії ЧЧР вважають Классена і Мекленбука [80], які вперше реалізували його на практиці в сфері обробки радіосигналів. В подальшому Л. Коен в роботі [81] зумів узагальнити існуючі погляди на формування білінійних представлень розподілу щільності енергії в частотно-часовому просторі і отримати єдиний унітарний опис всіх потенційно можливих ЧЧР. Подальше дослідження властивостей сумісних частотно-часових представлень дозволило йому виділити їх характерні ознаки і тим самим визначити підходи до формування нових форм білінійних ЧЧР, так званих розподілів класу Коена. Значного розвитку теорія частотно-часового аналізу отримала завдяки роботам О. Алексеєва [129-131], що зумів не тільки ефективно використовувати відомі методи сумісної частотно-часової обробки радіосигналів в багатьох практичних додатках радіомоніторингу, але і отримати принципово нові наукові результати в даній області.

У класі частотно-часових описів Коена [81] розподіл Вігнера визначається як потужний інструмент обробки сигналів, що дає змогу вимірювати їх параметри навіть в тих випадках, коли вони зазнають істотних змін на інтервалі аналізу. У теоретичному плані головною перевагою використання функції Вігнера є те, що сформовані на її основі розподіли володіють властивістю максимальної локалізації сигнальної енергії в континуумі точок миттєвих частот окремих компонент, в загальному випадку, складного (багатокомпонентного) процесу. У цьому сенсі ЧЧР Вігнера є базовим серед всіх можливих білінійних частотно-часових описів класу Коена. У [81] показано, що функція Вігнера може виступати як базовий розподіл, оскільки решта всіх можливих частотно-часових представлень, можуть бути представлені в тій чи іншій мірі його згладженими варіаціями. У аналоговій формі білінійний ЧЧР Вігнера описується функцією вигляду

$$\rho_w(f, t) = \int_{-\infty}^{\infty} z_a\left(\frac{t+\tau}{2}\right) \cdot z_a^*\left(\frac{t+\tau}{2}\right) \cdot e^{-2\pi f\tau} d\tau \quad (2.15)$$

де $z_a(t) = z(t) + j\dot{z}(t)$ — аналітичне представлення сигналу; $z(t)$ — дійсна частина сигналу кінцевої енергії; $\dot{z}(t)$ — уявна частина сигналу, пов'язана із $z(t)$ за допомогою перетворення Гільберта. Розподіл вигляду (2.15) з математичної точки зору можна трактувати як спектральний розклад функції автокореляції сигналу.

Серед поширених варіантів ЧЧР, зокрема ЧЧР Ріхачека, Чої-Вільямса, Вігнера-Вілля та інших [80,82,83,84,86], було прийнято рішення використати для аналізу експериментальних даних ЧЧР Вігнера-Вілля, виходячи з того, що даний ЧЧР забезпечує найвищу роздільну здатність на частотно-часовій площині та є більш простим в обчисленні в порівнянні з іншими (наприклад з розподілом Чої-Вільямса) [82]. Цей розподіл є потужним інструментом для частотного аналізу часових сигналів, він може інтерпретуватися як розподіл енергії сигналу як в частотному так і часовому інтервалах. Детальний опис розподілу Вігнера-Вілля наведено в [79-82,87-89].

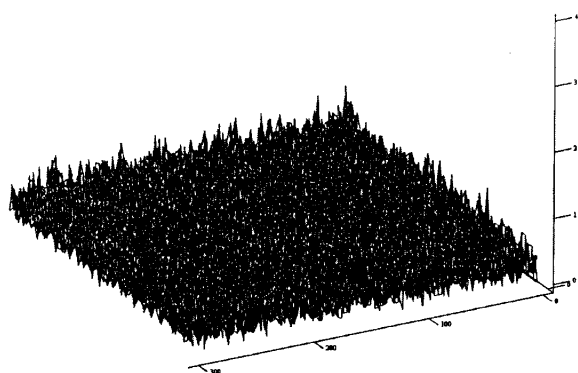
Повний набір основних властивостей даного розподілу наведено в [79-82, 87-89]. Приклад розподілу Вігнера декількох простих сигналів наведено на рис. 2.10.

З-поміж усіх властивостей розподілу Вігнера можна виділити наступні корисні властивості і переваги стосовно використання його в області віброакустичної діагностики ВНА [79-82,87-91]:

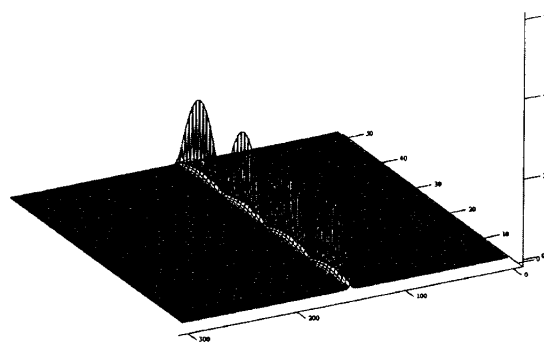
- розподіл Вігнера стосовно віброакустичного сигналу може розглядатися не лише як розподіл сигнальної енергії в частотній області, подібно до спектру, але і в часовому інтервалі;
- розподіл Вігнера може застосовуватися для аналізу нестационарних сигналів додатково до методів аналізу стаціонарних сигналів;
- використання розподілу Вігнера є найбільш інформативним для обробки віброакустичних сигналів, модульованих за амплітудою та частотою (рис.2.10). З його допомогою можна легко встановити частоту модуляції, частоту несучої і амплітуду модуляції. Крім того, можна легко встановити відмінності між амплітудно- і частотно- модульованими сигналами, що досить важко здійснити при

використанні традиційних методів аналізу сигналів, заснованих на класичному аналізі спектру або кепстру;

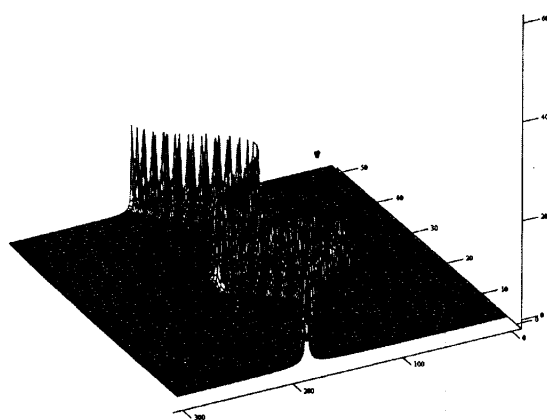
- білий шум або випадкові завади можуть легко визначитися і відділятися від корисного сигналу при використанні розподілу Вігнера. Можна сказати, що розподіл Вігнера відіграє функцію фільтрації або розділення діагностичних сигналів не лише в частотній області, як при спектральному аналізі, але і в часі [79].



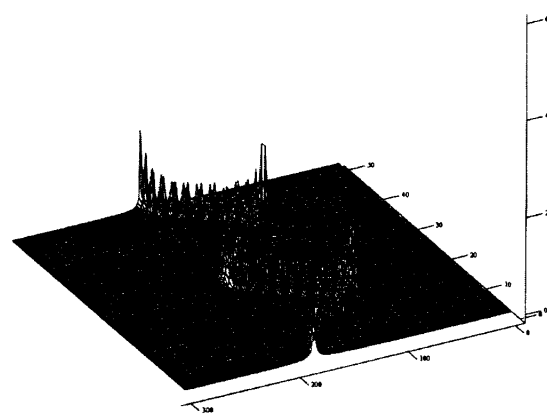
Білий шум. Середнє значення = 0, Дисперсія = 1.



Амплітудна модуляція



Частотна модуляція



Амплітудно - частотна модуляція

Рис. 2.10. Приклади розподілу Вігнера для простих сигналів.

На практиці більш широко застосовується так званий псевдо-розподіл Вігнера [80], який, власне кажучи, є розподілом Вігнера, в якому розглядається згортка вихідного сигналу за допомогою організації вікна з обмеженою в часі функцією для того, щоб визначити інтеграл (2.15) чисельним методом. Крім того, псевдо-розподіл Вігнера є зручним для реалізації на ПЕОМ (аналогічно до алгоритму швидкого перетворення Фур'є). В загальному вигляді для реалізованого за допомогою організації вікна і дискретного вихідного сигналу $f(n)$ псевдорозподіл Вігнера визначається наступним чином [80,89]:

$$PWf(n, \pi m / M) = 2 \sum_{k=-M/2+1}^{M/2} p(k) f(n+k) f^*(n-k) \cdot e^{-j \frac{2\pi mk}{M}}, \quad m = 0, 1, 2, \dots, M-1 \quad (2.16)$$

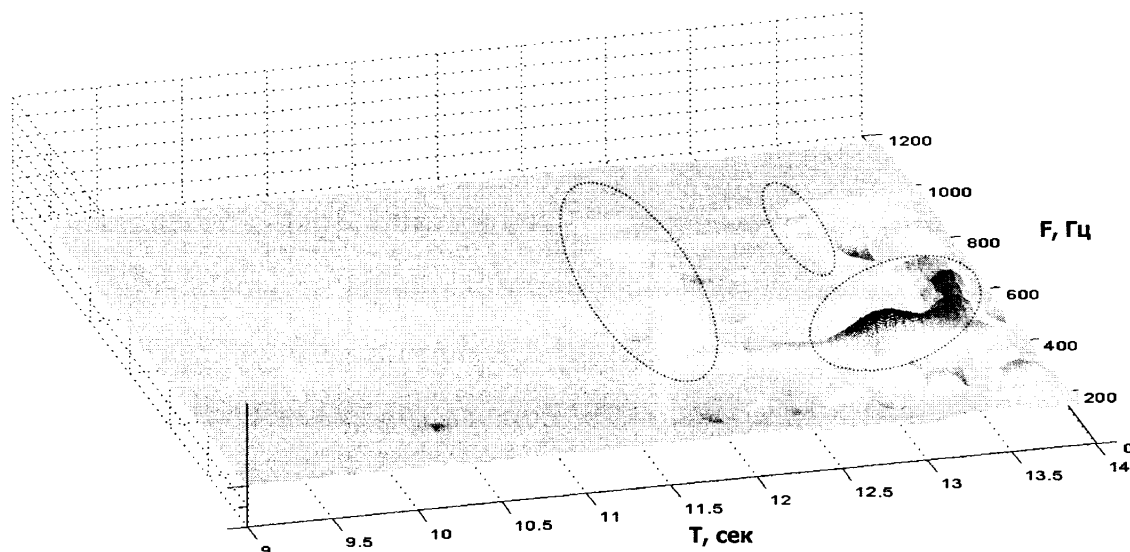
де $p(k)$ - це вікно довжиною M , центроване по n . Функція так званого “вікна” може бути однією з відомих віконних функцій (Хеммінга, Ханнінга, Кайзера) або простим прямокутним вікном.

Практичне обчислення псевдорозподілу Вігнера може виконуватися за допомогою (2.16) для кожного дискретного інтервалу часу n . Тобто псевдорозподіл Вігнера може обчислюватися за допомогою стандартної процедури швидкого перетворення Фур’є (ШПФ) перераховуючи його для кожного конкретного моменту часу n . В роботі [89] було наведено алгоритм, заснований на побудові псевдорозподілу Вігнера на основі обчислення ШПФ.

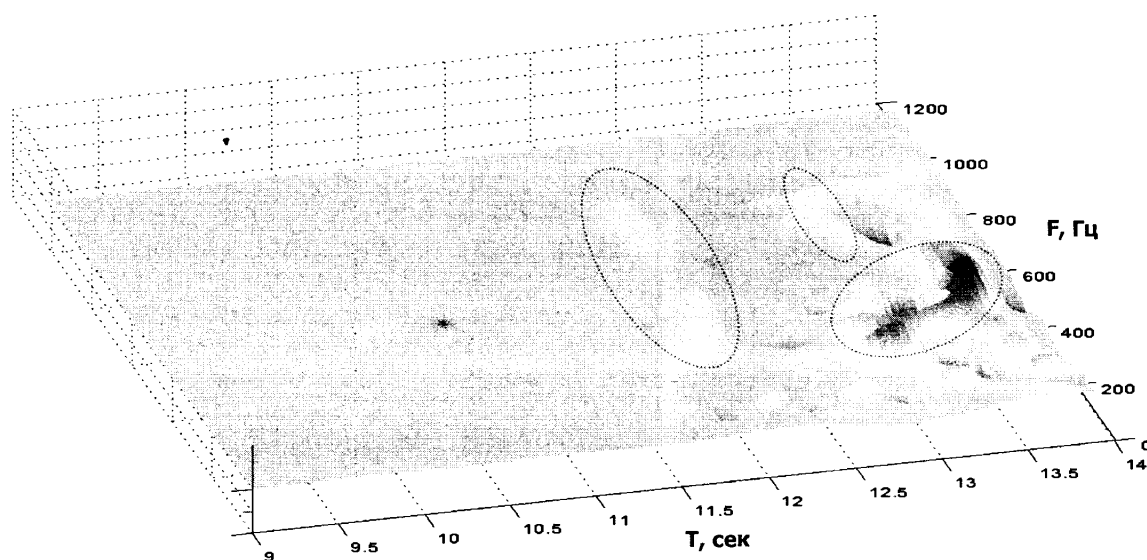
Особливістю псевдорозподілу Вігнера є також відсутність можливості довільної зміни роздільної здатності за частотою при збільшенні довжини вікна, яка не впливатиме на роздільну здатність за часом. Іншим важливим моментом при побудові розподілу Вігнера є бажане використання аналітичного сигналу, тобто комплексного сигналу, в якому дійсна частина дорівнює реальному записаному сигналу, а уявна частина є результатом перетворення Гільберта вихідного сигналу. Це зумовлено двома причинами. По-перше, таким чином можуть бути усунені збурення біля нуля, які виникають за рахунок інтерференції між позитивними і негативними частотами. По-друге, може використовуватися незмінна частота дискретизації сигналу згідно критерію Котельникова, оскільки частотний спектр аналітичного сигналу - це однобічний спектр тільки з додатними частотами.

Оскільки використання розподілу Вігнера дає змогу швидко проаналізувати нестационарні сигнали, то застосовуючи його для аналізу таких процесів як розгін та зупинка роторів обертових машин можна легко визначити критичну швидкість ротора, величину його дисбалансу та ін. Таким чином, розподіл Вігнера є більш придатним для використання при обробці швидкоплинних вібраційних сигналів, що генеруються в процесі експлуатації ВНА і більш інформативним, ніж традиційний метод побудови та аналізу частотного спектру.

З використанням псевдорозподілу Вігнера-Вілля в середовищі Matlab 7.0 було побудовано просторові картини розподілу енергії вібросигналу (рис.2.11).



а) бездефектний ВНА



б) ВНА з 25% величиною зносу РК та направляючих апаратів

Рис. 2.11. Розподіл енергії вібросигналу за допомогою ЧЧР Вігнера-Вілля

Вібросигнал було піддано попередній обробці: нормалізовано його рівень до 0 Дб, відфільтровані всі частотні складові вище 1000 Гц та здійснено перетворення Гільберта для отримання комплексних значень сигналу. Аналізуючи отримані результати можна стверджувати, що для бездефектного насосного агрегату

(рис 2.11, а), в якому практично відсутні перетоки рідини пов'язані з дефектами робочих коліс та проточної частини, під час запуску протягом перехідного процесу (приблизно в момент часу рівний 13-13.5 сек) максимальна енергія вібросигналу зосереджується в зоні чітко вираженого максимуму, тобто в насосі відбувається гідравлічний удар внаслідок раптової зміни тиску робочих коліс насоса, які різко починають рух, на рідину що перекачується, яка є практично нестискуваною. Частково енергія цього удару призводить до незначного нагрівання рідини, що перекачується, збільшення внутрішніх напружень у деталях конструкції, а також спричинює коливання вузлів та деталей насоса – вібрацію, яка реєструється. Підтвердженням цього висновку є реалізації ЧЧР цього ж самого насоса з наявністю 25% зносу РК та направляючих апаратів, наведені на рис. 2.11,б. Як видно з рисунків з розвитком дефектів РК та проточної частини присутні на рис. 2.11,а (виділені пунктиром) екстремуми поступово “згладжуються” чи зникають (рис. 2.11,б), відповідно зі зростанням величини зносу одночасно зменшується загальний рівень інтенсивності розподілу енергії сигналу протягом перехідного процесу, що вказує на наявність втрат та перетоків рідини через нещільності та збільшені зазори між деталями ВНА внаслідок їх зносу. Таким чином, тільки на діаграмі ЧЧР вібросигналів можна спостерігати виникнення дефектів робочих коліс та ущільнень на початкових стадіях їх розвитку.

Як видно з рис. 2.11, отримані результати добре корелюють із запропонованою у пп. 2.3 моделлю ВНА у вигляді функції передачі, пояснюючи зменшення ККД втратами та розсіюванням енергії при перетоках рідини.

Таким чином у випадку складності чи неможливості проведення додаткових експериментів для побудови функції передачі також може бути застосований аналіз вібросигналу процесу пуску ВНА за допомогою ЧЧР для оцінки зміни його ККД. Відповідно до існуючих можливостей проведення експерименту та технічних засобів, для оцінки технічного стану ВНА може застосовуватися як визначена функція передачі насосного агрегату, так і просторові картини розподілу потужності енергії вібросигналу, отримані за допомогою частотно-часового перетворення Вігнера-Вілля. Проте це є можливим лише за умови використання стаціонарної

системи контролю стану ВНА на базі ПЕОМ. В обох випадках користуючись запропонованими підходами потрібно буде провести ряд експериментів використовуючи більш досконалу апаратуру з метою встановлення залежностей зміни технічного стану ВНА, обумовленого наявністю дефектів.

Висновки до розділу:

1. Розглянуто ВНА типу ЦНС-180-1900 з точки зору об'єкту віброакустичної діагностики та підтверджено експериментально наявність в ньому вказаних джерел вібрації.

2. Створено логічну причинно-наслідкову модель ЦНС-180-1900, яка дала змогу відслідкувати найслабші його ланки та детально дослідити послідовність розвитку дефектів.

3. Використовуючи методи ідентифікації об'єктів, визначено функцію передачі ЦНС-180-1900 та вказано на існування зв'язку між значеннями коефіцієнтів її поліномів чисельника та знаменника та зміною технічного стану ВНА.

4. Досліджена і обґрунтована можливість застосування ЧЧР, зокрема ЧЧР Вігнера-Вілля для детального аналізу вібраційних процесів у ВНА при наявності в його частотних спектрах складних коливань.

5. Побудовано просторові картини розподілу енергії вібросигналу, записаного в момент пуску ЦНС-180-1900, за допомогою ЧЧР Вігнера-Вілля та доказана можливість їх використання для пошуку дефектів робочих коліс та ущільнень на початкових стадіях їх розвитку.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДИЧНОГО, ТЕХНІЧНОГО ТА ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІБРОСТАНУ АГРЕГАТУ ЦНС-180-1900 В ПРОМИСЛОВИХ УМОВАХ

В даному розділі, згідно розглянутих в попередніх розділах особливостей відцентрових насосних агрегатів, та беручи за основу вібраційні методи контролю технічного стану ВНА, вирішуються задачі розроблення методичного, технічного та програмного забезпечення як передумову для проведення експериментальних досліджень вібростану ВНА з метою розроблення нового методу контролю.

В результаті проведення експериментальних досліджень повинні бути вирішені наступні задачі:

- дослідження впливу дефектів ВНА (величини зносу робочих коліс, направляючих апаратів, опорних шайб, кривизни валу) на загальний вібростан ВНА;
- встановлення закономірності зміни гармонічних складових в частотному спектрі вібрації, зумовлені зносом вузлів та деталей ВНА (робочих коліс, направляючих апаратів, ущільнюючих кілець та втулок, підшипників, з'єднувальної муфти) ;
- дослідження допустимого діапазону зміни загального вібростану та виявлення узагальненої діагностичної ознаки для оцінки технічного стану ВНА.

3.1 Методичне забезпечення експериментальних досліджень

З метою виявлення закономірностей зміни складових частотного спектру вібраційних процесів при виникненні та розвитку наведених в розд. 1.2 дефектів було заплановано проведення експериментальних досліджень на нафтових родовищах Надвірнянського (Луква, Битків), Долинського (Північна Долина) та Бориславського (Старий Самбір) НГВУ ВАТ “Укрнафта”. Дамо коротку характеристику системи підтримання пластового тиску кожного з нафтопромислів.

В умовах НГВУ “Бориславнафтогаз” найефективнішими методами, що забезпечують максимальне витіснення нафти, є теплові способи розробки родовищ, в тому числі нагнітання пари в пласт. Але технологічно подачу пари на глибини більше 1000 м на даний час здійснювати неможливо через відсутність парогенераторів з тиском нагнітання більше 20 МПа та в зв'язку з великими втратами тепла по стовбуру нагнітальної свердловини. Нагнітання холодної є малоефективним процесом, так як призведе до пониження пластової температури і відповідно – до відкладення парафіну в пласті. Пластова температура Бориславської глибинної складки дорівнює 30-35 °С при температурі насиченості нафти парафіном 40-45 °С [92].

Отже, в аналогічних пластах до початку їх розробки є часткове відкладення парафіну. Численні приклади різкого зменшення дебітів свердловин на родовищах Прикарпаття в процесі експлуатації, що не відповідають зменшенню пластового тиску підтверджують зменшення проникності привибійних зон свердловин. Температура плавлення парафіну складає 54-57 °С, тому для відновлення проникності пласта необхідно пласт нагрівати до температури вищої 60 °С.

Проникність нафти Бориславського родовища різко знижується при температурі 56-42 °С, а відновлення проникності відбувається при температурі 90-95 °С. Тому існує доцільність нагнітання теплоносіїв з температурою 100-120°С для витіснення нафти паротепловими методами. В Прикарпатському прогині в покладах МЕР, Міріам, Улич Бориславського родовища застосовується метод паротеплової дії (ПТД) на нафтові пласти. Через пізню стадію розробки пластові тиски тут складають 5-10% від первісних, а коефіцієнт нафтовіддачі перевищує 0,3. На цих покладах до впровадження ПТД застосовувались всі традиційні методи інтенсифікації нафтовидобутку, включаючи буріння багатовибійних свердловин, підтримання пластового тиску нагнітанням води та повітря, багатократні лужні обробки при забійної зони та гідророзриви пласта.

В межах Надвірнянського району в теперішній час розробляється Верхньо-Луквинське, Довбушанське, Пнівське, Битківське та інші родовища. В порівнянні з іншими карпатськими нафтовими і нафтогазоносними родовищами, найбільш

інтенсивне насичення розрізу нафтовими і газовими покладами спостерігається в межах Битків-Бабчинського і Пасічнянського родовищ. Основним об'єктом розробки Битківського родовища є менілітові поклади складки "Глибина". Поклади експлуатуються 130 свердловинами. Дебіти нафти коливаються в межах 0,03-22,3 т/добу, газовий фактор від 200 до 5556 м куб./т.

На Луквинському родовищі розташовано 44 свердловини, на родовищі Лопушна - 4. Крім цього в даному нафтовому районі розміщені родовища Пнів, Микуличин, Рудавець (5 свердловин), Довбушанське. На родовищі Бистриця розташовано 34 свердловини. Для підвищення нафтовіддачі пластів в управлінні використовується гідродинамічний метод, а саме, форсований відбір рідини на родовищі Гвізд, проводиться контурна закачка води на родовищах Битків та Гвізд. Використовується також тепловий метод - закачка гарячої води на родовищі Луква. Продовжують широко застосовувати гідророзрив пласта. Пластова температура родовища В.Луква дорівнює 38-40°C при температурі насиченості нафти парафіном 40-42°C.

Цей метод покращує умови для притоку нафти до свердловини і приймальність нагнітальних свердловин. Після проведення гідророзриву, дебіт свердловин збільшується в 1.5-2 рази. Крім того, проводиться кислотна обробка пластів розчинами соляної та сірчаної кислот. Основна задача кислотної обробки-утворення глибоко проникаючих в пласт каналів роз'їдання, з'єднуючих вибій свердловини з насиченими нафтою і газом ділянками пласта.

В умовах НГВУ "Долинанафтогаз", підтримання пластового тиску шляхом заводнення здійснюється, в основному, холодною водою. Для здійснення цього процесу створено цілий комплекс об'єктів: водозабори на річках Свіча і Чечва, фільтрувальні станції, насосні станції, система низько і високонапірних водоводів. Нагнітання води в продуктивні горизонти проводиться під тиском 16-20 МПа за допомогою кушових насосних, обладнаних електровідцентрованими насосами з продуктивністю 180 кубометрів за годину. Щорічно в продуктивні пласти закачується майже 3 млн. кубометрів води. На всіх родовищах в системі підтримання пластового тиску використовується підтоварна мінералізована

пластова вода, яка відділяється від нафти в процесі її підготовки. Це має суттєве значення, бо не допускається забруднення оточуючого середовища. Крім цього підтоварна вода за рахунок вмісту в ній поверхнево-активних речовин має кращі, порівняно з прісною водою, відмиваючі властивості.

На всіх трьох промислах ВНА працюють у важких умовах, внаслідок впливу або високої температури робочого середовища, або наявності в ньому агресивних речовин, що у більшості випадків призводить до їх передчасного виходу з ладу.

Як об'єкт досліджень були взяті, в основному, найбільш поширені на промислах Західної України відцентрові секційні насосні агрегати типу ЦНС-180-1900 та їхні інші конструктивні аналоги потужністю від 1230 до 1600 кВт з приводом від синхронного електродвигуна типу СТД з частотою обертання 3000 хв^{-1} . Всього протягом виконання експериментів протягом 2003-2006 р.р. було обстежено 9 насосних агрегатів та здійснено понад 150 вимірювань їхнього вібростану. З метою підвищення достовірності результатів, в ході проведення експериментів, ставилось завдання охопити якомога ширший проміжок ВНА за їх технічним станом. Тому технічний стан відібраних підконтрольних ВНА змінювався від практично незношених агрегатів (1-2 років експлуатації) до агрегатів зі значним виробітком (7-8 років). Терміни напрацювання після останнього ремонту становили від 10 до 160 діб. Згідно цих вимог, на Долинському нафтопромислі було відібрано 5 насосів, на Надвірнянському - 2 насоси, Бориславському – 2 насоси.

Методика проведення експериментальних досліджень відцентрових насосних агрегатів для системи підтримання пластового тиску включала наступні етапи:

- паспортизацію кожного ВНА;
- періодичний контроль рівня вібрації;
- поглиблене обстеження при підвищеному рівні вібрації.

При паспортизації кожного агрегата реєструвалися виміряні значення рівнів вібрації агрегату перед початком його кожного вводу в експлуатацію після ремонту. Паспортизація, по можливості, проводилась як для нових агрегатів так і для тих, що пройшли поточний (ПР) або капітальний (КР) ремонт. В ході паспортизації на агрегаті, що знаходиться в експлуатації не менше 72 год, проводиться вимірювання

рівня ефективної віброшвидкості у контрольних точках. Відповідно до технічних умов заводів-виробників рівень ефективної віброшвидкості, виміряний на підшипникових опорах, не повинен перевищувати 7,0 мм/с для відцентрового насоса і 3,0 мм/с для його приводу - електродвигуна в режимі холостого ходу [11,45,46,47]. Якщо виміряний при паспортизації рівень ефективної віброшвидкості не перевищує 7,0 мм/с, агрегат експлуатувався до чергового періодичного контролю, якщо перевищує - виконувалось поглиблене діагностичне обстеження.

Другий етап - періодичний контроль передбачав реєстрацію поточних значень ефективної віброшвидкості з метою виявлення тенденцій зміни (тренду) і, відповідно, зміни технічного стану агрегату після певного періоду напрацювання. За результатами контролю робився висновок про характер зміни технічного стану ВНА. Враховуючи, що з розвитком деградаційних процесів в елементах і вузлах ВНА ефективне значення віброшвидкості змінюється швидше від рівня "Б" до рівня "В" і в межах рівня "В", ніж від рівня "А" до рівня "Б", (табл.1.3) виникала проблема визначення періоду контролю вібраційного стану ВНА. Відповідно до результатів підконтрольної експлуатації насосних агрегатів у НГВУ "Долинафтогаз", як показали попередні статистичні дослідження, для чіткої реєстрації зміни проявів віброшвидкості періодичний контроль ЦНА потрібно проводити через кожен тиждень напрацювання для насосів, що працюють на підтоварній воді, і 2 тижні-для насосів, що працюють на прісній воді [93] .

Якщо за результатами періодичного контролю не було виявлено переходу середньоквадратичного значення віброшвидкості з одного рівня в інший (табл.1.3) в порівнянні з результатами попереднього обстеження (паспортизації, контролю), то агрегат експлуатувався до наступного періодичного контролю, інакше виконувалось поглиблене діагностичне обстеження.

Під поглибленим діагностичним обстеженням мається на увазі проведення в певній послідовності вимірювань діагностичних параметрів і контрольно-вимірювальних робіт при підвищеному рівні вібрації ВНА. Поглиблене діагностичне обстеження дає змогу виявити можливі причини підвищеного рівня вібрації та намітити шляхи їх усунення.

Послідовність проведення експериментів наступна:

1. Відключають ВНА від живлення.
2. Здійснюють підключення вимірювальної апаратури в шафі керування.
3. Проводять монтаж вібродавачів на вказані вище точки. В безпосередній близькості від корпусу ВНА встановлюється багатоканальний комутатор для мінімізації впливу завад та наводок.
4. Запускають ВНА і після його виходу на стаціонарний режим перевіряють незмінність його основних робочих параметрів (подача, напір) від моменту останньої реєстрації.
5. У випадку дотримання робочих умов вмикають технічні засоби, витримують паузу 10-15 хв для забезпечення їх прогріву,
6. Проводять реєстрацію вібраційних сигналів. Для усунення впливу на результат запису перехідних процесів у комутаторі та виходячи з необхідності забезпечити достатній обсяг вибірки для подальшого аналізу з роздільною здатністю по частоті не менше ніж 0.5 Гц (2^{17} точок при частоті дискретизації 44.1 кГц) час спостереження за результатом вимірювань на кожній контрольній точці встановлюють не менше 10 с.
7. Для усереднення та забезпечення більшої достовірності зібраних даних проводять не менше 3-ох одночасних повторних записів вібрації в даній точці
8. Переходять до наступної контрольної точки та повторюють пп. 6 -7. для всіх точок
9. Вимикають живлення ВНА, знімають вібродавачі та вимірювальний модуль
Повторюють пункти 1-9 для всіх ВНА.

Основна серія експериментів була проведена на базі кущових насосних станцій НГВУ “Долинанافتогаз” ВАТ “Укрнафта”, де було відібрано наступні насосні агрегати (табл. 3.1)

Таблиця 3.1 – Основні характеристики ВНА НГВУ “Долинанافتогаз”

Промисел	Місцезнаходження	Тип	Номер	Тривалість експлуатації	Кількість ремонтів		
					ТО-1	ТО-2	капітальний ремонт (ТО-3)
НГВУ “Долинанافتогаз”	КНС-2ПД	ЦНС 180-1900	зав. №25 інв № 40-8460	випуск - 2004 ввід в експл. - 2004	7	11	3
	КНС-7	ЦНС 180-1900	зав.№274 інв № 40-1752	випуск - 2004 - ввід в експл - 2004	5	9	1
	КНС-7	ЦНС 180-1900	зав.№338 інв № 40-8339	випуск - 2002 - ввід в експл – 2002	5	9	1
	КНС-"Струтин"	ПЕ-90-180	зав.№621 інв № 40-8263	випуск - 2001 - ввід в експл - 2002	4	10	1
	КНС-"Струтин"	ПЕ-90-180	зав.№76 інв № 40-7129	випуск - 1997 - ввід в експл - 1998	4	9	1
НГВУ “Надвірна-нафтoгаз”	КНС "В.Луква"	ПЕ 90x180	інв №6926	-	-	-	-
	КНС "В.Луква"	ПЕ 90x180	інв №6927	-	-	-	-
НГВУ “Борислав-нафтoгаз”	БНГВУ ЦВНГ-2 НЗП Старий Самбір	ЦНС-63x1900	інв №11205	-	-	-	-
	БНГВУ ЦВНГ-2 НЗП Старий Самбір	ЦНС-43x1900	інв№ 11190	-	-	-	-

На агрегатах періодично реєструвався рівень віброшвидкості в контрольних точках на корпусах підшипників та зубчатої муфти. При цьому застосовувалась описана нижче власна портативна інформаційно-вимірювальна система.

Послідовність попередньої обробки результатів експерименту наступна:

1. Сигнал з вібродавача (акселерометра типу АР-21) оцифровується з частотою не нижче 44100 Гц.

2. За допомогою цифрового фільтра відфільтровувались складові вище 3 кГц, оскільки аналіз на вищих частотах вимагав встановлення вібродавача на різьбовій шпильці [47], що було технічно складним завданням, тому використовувалось кріплення давача за допомогою магніту.

3. Для побудови частотного спектру застосовувалось дискретне перетворення Фур'є розміром 131072 (2^{17}) точок, при цьому крок по частоті між сусідніми лініями спектру складав 0.336 Гц, щоб забезпечити якомога вищу роздільну здатність по частоті

4. Для згладжування використовувалось вікно Ханнінга.

5. Як було показано в [94], для підвищення точності постановки діагнозу розглядались пікові спектри (спектр із максимальних значень амплітуд кожної частотної складової протягом всього часу поточного запису).

На протязі двох останніх років було набрано базу з понад 150 реалізацій частотних спектрів ВНА в нормальному режимі роботи та при виникненні дефектів.

3.2 Розроблення технічного та програмного забезпечення для проведення експериментальних досліджень вібростану агрегату ЦНС-180-1900 в промислових умовах

3.2.1 Розроблення технічного забезпечення експериментальних досліджень

Внаслідок відсутності штатних засобів для контролю вібрації у існуючій системі місцевої автоматики БМА-19 (рис 3.1) керування насосом та недоступністю серійних промислових багатоканальних реєстраторів вібросигналів, при проведенні вимірювань рівнів вібрації необхідно було розробити власні технічні засоби контролю вібрації, з врахуванням наступних вимог:

-для установки давачів вібровимірювальної апаратури передбачити на корпусних елементах ВНА (на кришках підшипників) різьбові отвори з підготовленим (зачищеним від іржі та бруду) площадкою під їх кріплення. В ході

проведення експериментальних досліджень використовувався спосіб кріплення давачів до контрольних точок за допомогою постійного магніта.

- обладнати ВНА пристроєм для під'єднання фазового давача до валу насоса або електродвигуна. Як альтернативний варіант, за фазову мітку можна використовувати частоту 50 Гц живлячої мережі, для чого потрібно встановити в електрощиті трансформатор струму.



Рис.3.1. Структурна схема уніфікованого блоку місцевої автоматики БМА-19

Для проведення експериментів використовували ПК типу Notebook, портативний багатоканальний реєстратор, розроблений на кафедрі КТіСУ ІФНТУНГ [95], що забезпечує перетворення та підсилення сигналу з вібродавачів та їх почергову комутацію. Фактично пристрій – це дистанційно керований переносний багатоканальний комутатор, що забезпечує переключення давачів під'єднаних до його входів на один вихід – який під'єднаний до аналогово-цифрового перетворювача. Комутатор може дистанційно керуватися оператором з персонального комп'ютера через паралельний порт LPT1. Загальна структурна схема пристрою показана на рис 3.2.

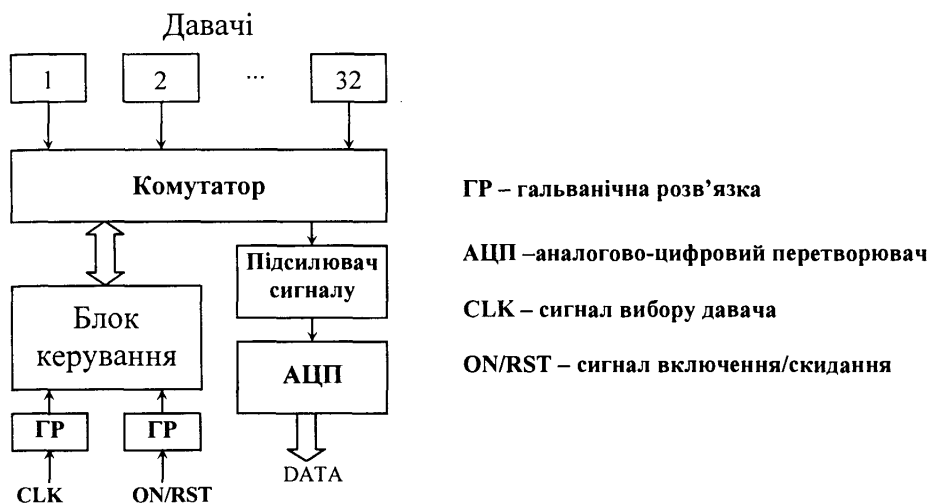


Рис. 3.2. Структурна схема портативного реєстратора

Пристрій реалізовано на сучасній елементній базі, з використанням малощумлячих швидкодіючих багатоканальних мультиплексорів та операційних підсилювачів, що дало змогу отримати технічні параметри на рівні аналогічних приладів такого типу провідних світових виробників.

В системі використано 4-канальні мультиплексори AD409 фірми Analog Devices, каскадуючи їх через дешифратор. Керування здійснюється паралельним 5-розрядним двійковим кодом (два молодших розряди подаються на кожен з восьми мультиплексорів – для перемикавання між їхніми чотирма каналами), а решту розрядів - на дешифратор для вибору одного з восьми мультиплексорів. 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 впливу на керуючий кабель різноманітних завад, зокрема електромагнітних, в результаті чого керуючий сигнал міг бути невірно оброблений, виникла необхідність в забезпеченні розв'язки між комп'ютером та комутатором, для чого було виконано гальванічну розв'язку на оптопарах HI 1L.

Конструктивно комутатор виконаний в металевому корпусі, до якого заводиться екранований кабель живлення та управління комутатором. Довжина

кабеля, в залежності від конкретного випадку, обумовленого рівнем промислових завад та спадом напруги живлення в кабелі може сягати до 40 метрів .

З метою дотримання умов техніки безпеки живлення пристрою здійснюється від автономного нестабілізованого блоку живлення розташованого поряд з комп'ютером від якого випрямлена напруга подається до комутатора, а всі спади напруги в лінії компенсуються параметричним стабілізатором напруги розташованим всередині комутатора.

Управління комутатором здійснюється через паралельний порт ПК. Виходи порта навантажені на додаткові інвертори з виходом по технології відкритого колектора які в свою чергу навантажені на керуючі оптрони. Вихідний сигнал комутатора передається по одному кабелю з живленням на вхід аналого-цифрового перетворювача через розділюючий трансформатор який забезпечує гальванічну розв'язку по сигналу між комутатором та комп'ютером та додатково компенсує затухання сигналу по лінії.

3.2.2 Розроблення програмного забезпечення експериментальних досліджень

При розробленні програмного забезпечення для проведення експериментальних досліджень ставилась мета створити комплексний пакет, що складався б з окремих модулів, які можна було б використовувати як разом, так і окремо один від одного, щоб мати можливість гнучко налаштувати його під конкретну задачу а також в подальшому використати його, як основу для розроблення програмного забезпечення системи контролю технічного стану ВНА. Тому, на основі наведеного в розд. 1.3 аналізу технічних засобів контролю стану насосних агрегатів та аналізу програмного забезпечення промислових систем контролю вібростану, наведеного в [49,96,97], на основі якого було спроектовано загальну структуру програмного забезпечення, яка показана на рис.3.3 Згідною з нею, до складу ПЗ системи контролю технічного стану було включено наступні взаємопов'язані програмні модулі: огляду записів бази даних, занесення в базу даних, запису вібраційних шумів з звукової карти, модуля управління апаратною

частиною через LPT-порт, регулятора та контролю рівня запису, автопобудови спектрів, огляду результатів запису, навігації по записах бази даних та модуля побудови і аналізу частотних спектрів. З них основними є чотири – модуль збору вібросигналів, модуль побудови та аналізу частотних спектрів, модуль занесення в базу даних та модуль огляду записів бази даних.

Для проведення експериментальних досліджень достатньо було розробити тільки модуль збору вібросигналів та модуль запису вібросигналів (виділені кольором на рис. 3.3). Оскільки при проведенні експериментів ставились задачі інтегрування записаного вібросигналу з метою переходу від значення віброприскорення до віброшвидкості, виявлення інформативних частотних смуг, розділення високочастотних та низькочастотних компонентів сигналу, його частотна та амплітудна фільтрація, та інші, тому подальша обробка даних експериментів проводилась за допомогою програмних пакетів Matlab [98], Mathcad [99], SpectraLAB [100], WaveLab [101] та інших.

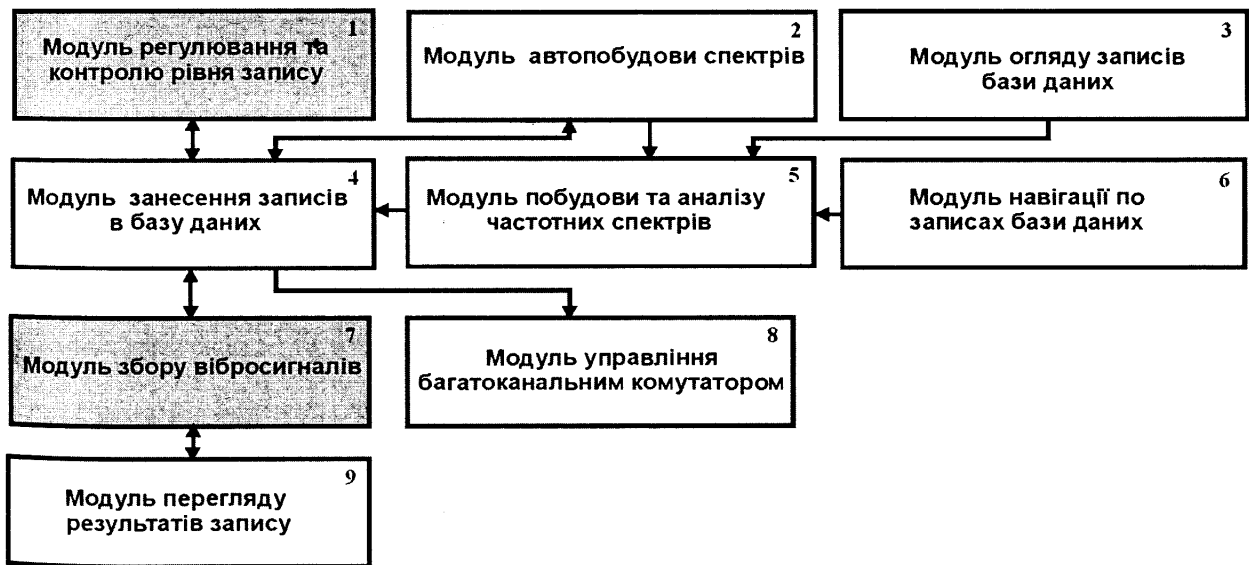


Рис 3.3. Структурна схема програмного забезпечення.

Розроблений *модуль збору вібросигналів* (7) забезпечує виконання запису вібросигналів безпосередньо з звукової плати. Виконаний як окрема форма (рис 3.4), що з'являється на екрані під час інтервалу запису даних з вибраного давача. Модуль дає змогу також спостерігати за ходом виконання процесу, виводячи на екран

статистику записаних фрагментів. Модуль збору вібро сигналів через АЦП звукової плати, при реалізації його в середовищі DOS буде являти собою громіздку конструкцію команд асемблера, що проводять ініціалізацію АЦП на нижньому рівні, заносючи в реєстри звукової плати відповідні значення вибраного каналу запису, частоти дискретизації, розрядності даних, кількості каналів та інші параметри.

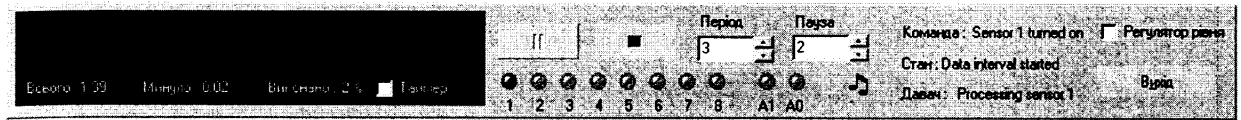


Рис. 3.4. Головна форма модуля збору вібро сигналів

Це, з одного боку, є вигідним, оскільки дозволяє програмувати пристрій на фізичному рівні, повністю контролюючи його, але з іншого – спричиняє труднощі, пов'язані з тим, що звукові карти різних виробників дуже відрізняються внутрішньою конфігурацією та адресами реєстрів установок, що практично унеможливорює написання універсального модуля для всіх звукових плат. Проте використання операційної системи Windows дозволяє використовувати інтегровані в неї API-функції для роботи з звуковою платою, які є універсальним інструментом для розроблення програмного забезпечення. Зокрема, використовуються функції `waveInOpen`, `waveInPrepareHeader`, `waveInStart`, `waveInStop`, `waveInUnPrepareHeader`, `waveInClose`. Функція `waveInOpen` в залежності від параметрів, що передаються, відкриває пристрій АЦП для перевірки на підтримання вибраного формату запису або, власне для запису. Функція `waveInPrepareHeader` підготовлює в оперативній пам'яті блок для буферу даних, що записуються з звукової плати і пересилає адресу блоку та інші параметри звуковій карті. Функції `waveInStart`, `waveInStop`, відповідно, розпочинають та завершують процес запису. Функції `waveInUnPrepareHeader`, `waveInClose` відповідно відкликають записаний фрагмент та закривають пристрій.

Модуль регулювання та контролю рівня запису (1) зовнішній вигляд екранної форми якого наведено на рис. 3.5 також використовує API – функції, що дають доступ до мікшера входів, конфігурація якого також залежить від конкретної звукової плати.

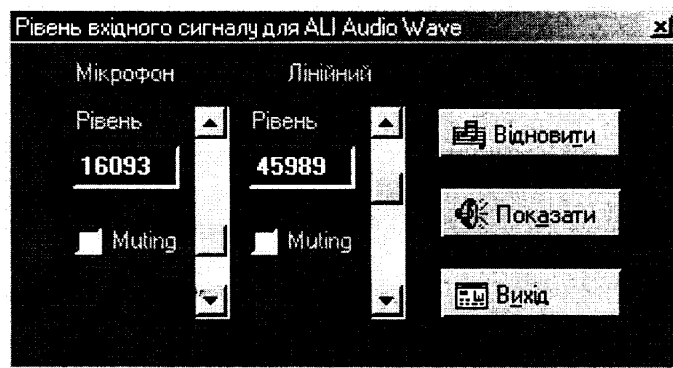


Рис. 3.5. Головна форма модуля регулювання та контролю рівня запису

При написанні було використано функції `mixerGetID`, `mixerOpen`, `mixerGetLineInfo`, `mixerGetLineControls`. Перша функція отримує від системи ідентифікатор мікшера для подальшого його використання як параметра для наступних функцій. Функція `mixerOpen` відкриває мікшер для доступу з боку програми. Функції `mixerGetLineInfo`, `mixerGetLineControls` здійснюють пошук в структурі мікшера, заданого входу (наприклад `Microphone`) та його елементів управління (повзунок управління, флажок ввімкнення/вимкнення).

Таким чином розроблене власне програмне забезпечення дозволяє оперативню керувати багатоканальним комутатором та проводити запис і збереження отриманих даних у зручному для подальшого аналізу форматі. Перевагою розробленого програмне забезпечення є можливість його подальшого використання разом із накопиченими експериментальними даними без будь-яких змін, як основу при розробці комплексного пакету прикладних програм для верхнього рівня системи контролю технічного стану.

3.3 Обґрунтування і вибір типорозміру вібродавачів

Оскільки, як зазначалось вище, штатні давачі контролю вібрації відсутні на корпусі ВНА то потрібно було додатково вирішити задачу їх вибору з ряду серійних вібродавачів, що випускаються промисловістю, для технічних засобів, що були розглянуті у розділі 1.4. Для вимірювання параметрів вібрації можуть

використовуватись використовуються різні типи давачів [102,103]. Останнім часом найбільшого поширення набули п'єзоелектричні давачі, які мають в порівнянні з іншими високу точність вимірювання і чутливість, володіють високою стійкістю до ударів та перевантажень і в той же час мають малі габарити і масу. Сьогодні для вимірювання вібрації в переважній більшості промислових приладів використовується один різновид п'єзодавачів – п'єзоакселерометри. Широка популярність давачів віброприскорення (акселерометрів) зумовлена простотою та надійністю їх конструкції, а також можливістю простого переходу від значення віброприскорення до віброшвидкості чи віброприскорення шляхом апаратного або програмного інтегрування їх вихідного сигналу, що реалізовується значно простіше та точніше, ніж операція диференціювання.

Тому основною вимогою при виборі давачі є його тип – і в даному випадку, як і для більшості промислових систем, доцільно використати давачі віброприскорення або віброшвидкості, зважаючи на вказані вище їх переваги .

Іншою важливою вимогою є те що, для забезпечення заданого частотного діапазону, а також малої похибки перетворення необхідно щоб резонансна частота давача була, як мінімум, в 2 рази вищою за верхню межу корисного діапазону частот. Ця межа для даних ВНА з врахуванням їх конструктивних особливостей (конструкції робочих коліс та з'єднувальної муфти вібраційні процеси в яких проявляються на високих частотах) згідно рис.2.1 повинна бути не меншою 7 кГц .

Всі решта вимог – типові: якомога менша похибка, нелінійність частотної характеристики, споживаний струм, якомога більша чутливість, робочий діапазон вимірювання віброшвидкості, температурний діапазон та інші.

При виборі давача для контролю вібрації ВНА було проведено попередній огляд та аналіз продукції провідних фірм-виробників світу, в результаті якого кількість можливих варіантів було зведено до шести, а саме: Metrix [104], Briel&Kjaer[105], “Октава+”[106], Мікронікс [107], Технекон [108], ІТЦ “Вібродіагностика” [56]. Основні параметри давачів було зведено в табл. 3.2 та табл. 3.3, а їх детальні характеристики – в додатку Г

Таблиця 3.2 – Основні параметри та характеристики вибраних датчиків вібрації
Metrix, Bruel&Kjaer, “Октава+”, Мікронікс, Технекон

Тип датчика	SV6300	VS-079	AP-21	ВП-9	ВП-3	Вд03	Вд03а	Вд06а
Виробник	Metrix (США)	Bruel&Kj aer (Данія)	“Октава+” ” (Росія)	Технекон (Росія)		Мікронікс (Росія, м.Омськ)		
Параметр	Значення							
Чутливість	4 мВ/мм/сек (+5%)	75 мВ/мс -2±5%	2 пКл/г (осьова) <5·10 ⁻³ г·м/мкм (деформація йна)	8 мВ/мм· с ⁻¹ 5 %,	2,7 мВ/(м/с ²) 5%	2 мВ·с ² /м (5%)	10 мВ·с ² /м (5%)	10 мВ·с ² /м ± 5%
Діапазон частот	2 - 12000Гц (- 3 дБ)	20..2000 Гц	0.5 ... 20 000 Гц (нерівномір ність АЧХ ±1 дБ)	від 5 до 5000, ±1%	2 - 7000 Гц(1,5дБ)		5-8000 Гц нерівно мірність АЧХ ± 4%	1 до 10000 Гц
Резонансна частота	18 кГц	-	-	-	-	25 кГц		25 кГц
Основна частота	-	15 Гц ± 2%	-	80 Гц	160 Гц	159 Гц		159 Гц
Макс. переміщення (швидкість, прискорення)	-	± 1 мм	-	150 мм/с	-	300 м/с ²		500 м/с ²
Температурний діапазон	-54 °С... +121 °С	-	-60...+150°С	від -40 до +85°С	-60 +100	-		- 50 ... + 70°С
Матеріал корпусу	нержавію ча сталь	-	титановий сплав (неірж. сталь)	-	-	-		-
Тип роз'єму	Mil-C- 5015; BNC	-	-	-	-	-		-
Монтажне кріплення	1/4-28"; М6 х 0,75	-	шпилька, магніт	-	-	шпилька М5		-
Чутливий елемент	кварц	-	-	-	-	-	-	-
Вага	91 г	330 г	8 г	200г	50 г	50 г		50 г
Ізоляція корпусу	100 МОм	-	> 100 МОм	-	-	-	-	-
Споживаний струм	від 2 до 20 мА	-	-	10 мА	2 мА	8 мА		4...20 мА
Напруга живлення (пост.)	18 - 28 В	-	-	5,5 - 6,7 В	4,5 – 15 В	9...15 В ± 1%		-
Імпеданс	-	3 кОм	-	-	500 Ом	-	-	-
Електрична ємність	-	-	600...900 пФ	-	-	-	-	-
Повний розмах вихідного сигналу	+ 5В	-	-	2В (навант. 100 кОм)	-	-	-	-

Таблиця 3.3 – Основні параметри та характеристики акселерометрів

ІТЦ "Вібродіагностика" (Україна)

Давач	АЄ-210	АЄ-321	АП-100С	АП-100В	АП-500
Параметр	Значення				
Діапазон вимірюваних значень віброприскорення, g	±10	±18	±30	±40	±8
Вбудований підсилювач	Так	Так	Так	Так	Так
Коефіцієнт поперечного перетворення %	±2	±2	±4	±4	±4
Чутливість, мВ/g	100	100	100	100	500
Частота власного резонансу, КГц	10	5.5			
Робочий діапазон частот, Гц	0- 5000	0 - 2500	1 -5000	3 -9000	0.8-2500
Напруга живлення, В	Однополярна стабілізована 2.7 - 5.25 В		Двополярна ± 5 В		
Струм споживання, мА	1	0.75	1.5	1.5	3

Зокрема з продукції фірми Metrix [104] серед широкого спектру вібродавачів даного виробника було відібрано давач типу SV6300 Проте, для цього давача конструктивно передбачений лише шпильковий монтаж, який буде досить проблематично реалізувати на практиці, тому від використання даного давача доведеться відмовитись.

Можливість використання двокомпонентного давача VS-079 відомої фірми Briel&Kjaer є обмежена досить вузьким частотним діапазоном (до 2 кГц).[105],

Розглядалися також давачі, які пропонуються вітчизняним виробником ІТЦ "Вібродіагностика" (м. Луганськ)[56]. Ним пропонується цілий ряд акселерометрів з вбудованим попереднім підсилювачем АЄ-210, АЄ-321, АП-100С, АП-100В, АП-500. З їхніх плюсів варто відмітити порівняно низьку напругу живлення, достатньо широкий частотний діапазон (до 9 кГц). Проте є у всіх них суттєвий недолік – робочий діапазон температур становить 0 – 70 °С, що є недостатнім в польових умовах.

Наступні два датчики ВП-3 ВП-9 фірми "Технекон" (Росія) [108]– являють собою п'єзоелектричний акселерометри з вбудованою електронікою мають ширший температурний діапазон, проте менший частотний діапазон.

Широкий частотний діапазон мають давачі вібрації ВД03, ВД03а, та ВД06а які пропонує фірма Мікронікс (Росія, м.Омськ) [107]. Реальний діапазон частот датчиків становить до 20 кГц, частота власного резонансу перевищує 25 кГц, що дозволяє проводити вібровимірювання практично для всіх можливих різновидів механізмів. При стаціонарній установці датчики кріпляться на шпильку М5. При тимчасовій установці, можлива установка датчиків на віск і на магнітну п'яту. Магнітна п'ята поставляється окремо. Датчики випускаються в двох модифікаціях: з вбудованим підсилювачем (ВД03а, ВД06а) і без підсилювача (ВД03). Єдиним недоліком цих давачів є їх висока вартість.

Враховуючи особливості проведення досліджень ВНА (необхідність швидкого монтажу/демонтажу давача, вимірювання вібрації в декількох напрямках), широкий частотний діапазон частотного спектру вібросигналів що генеруються в процесі роботи агрегату (високочастотна лопаточна вібрація, вібрація від явища кавітації) та високі рівні амплітуди вібрації, характерні практично для всіх агрегатів великої потужності, в якості вібродавача було використано акселерометр типу АР-21 фірми "Октава" [106] який найбільш повно відповідає цим вимогам. Давач має найширший частотний діапазон (до 20 кГц) та відносно малу нерівномірність частотної характеристики (± 1 дБ). Давач поставляється разом з магнітним вузлом кріплення, що дозволяло встановлювати його в будь-якому місці на корпусі ВНА. Згідно з [47] при використанні такого способу кріплення ефективний робочий діапазон частот становитиме до 2.5 кГц. При необхідності досягти більшого значення потрібно буде застосовувати різьбове з'єднання.

3.4 Обґрунтування стратегії розміщення вібродавачів на корпусі агрегату ЦНС-180-1900

Для будь-якого агрегату, перед визначенням контрольних точок, за відсутності штатної схеми встановлення давачів бажано зняти контурну характеристику для виявлення найбільш інформативних точок, тобто таких, в яких реєстрований сигнал має найбільшу величину. Контрольні точки відмічаються на

кінематичній схемі контролю і повинні бути чітко помічені на корпусі обстежуваної машини, щоб всі вимірювання проводити в одному і тому ж місці. Це пов'язано з тим, що якщо шлях розповсюдження механічних коливань від точки збудження (валу, підшипника і т.д.) до точки реєстрації не має однакового коефіцієнта загасання, то дефекти однакового характеру можуть створювати різні за формою і амплітудою сигнали на вимірювальному перетворювачі і, отже, можуть бути причиною різних їх інтерпретацій і висновків. В ході визначення контрольних точок їх треба вибирати на корпусі далеко від ребер жорсткості, а також локальних концентраторів напруг і деформацій, де відбувається сильне спотворення сигналів.

Згідно з [47] при діагностиці ВНА вимірювання вібрації може проводитися в наступних точках (рис.3.6).

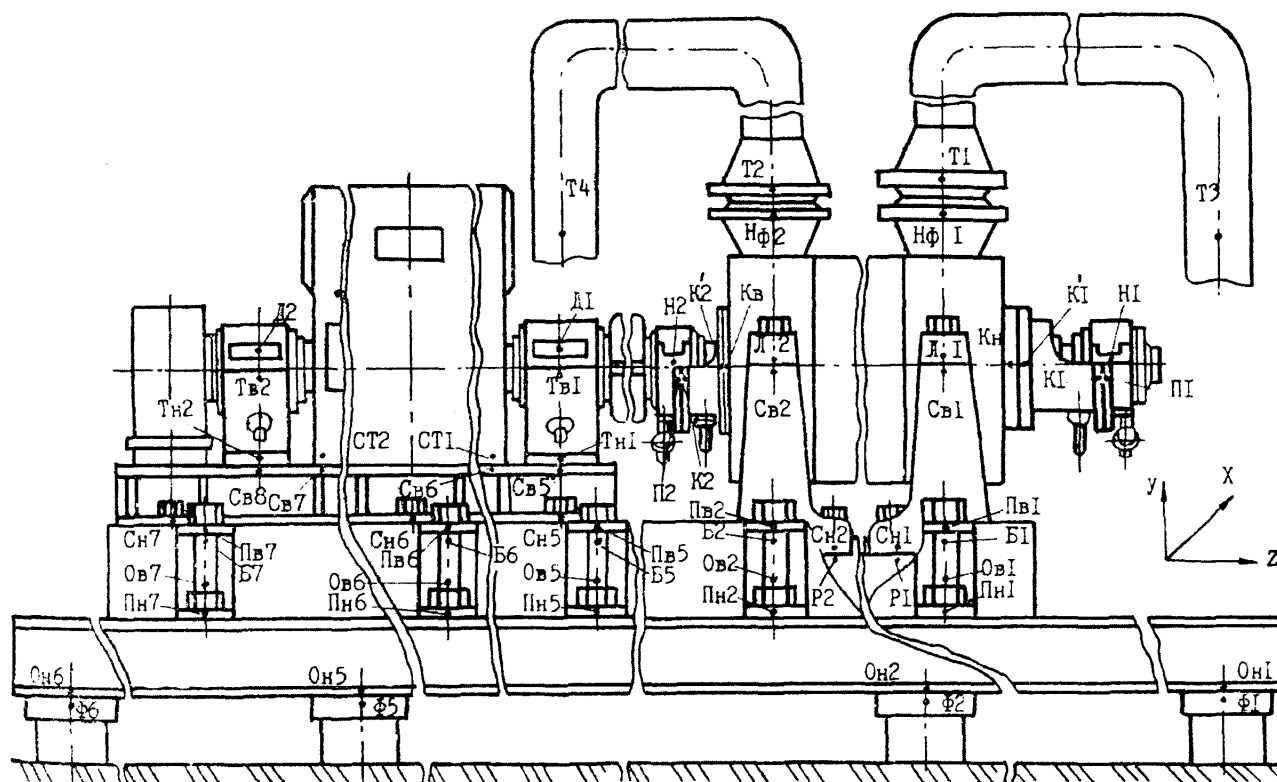


Рис.3.6. Схема розміщення контрольних точок на корпусі ЦНС-180-1900

Всього з визначених понад 100 точок контролю вібрації, для подальшого аналізу було відібрано 42, а саме:

- на кришках підшипників насоса (Н1,Н2) і двигуна (Д1,Д2) (4 точки);

- на корпусах підшипників насоса (П1, П2) і двигуна верхні і нижні (Тв1, Тв2, Тн1 -Тн4) (8 точок);
- на корпусах ущільнень насоса (К1, К2, К1', К2'); на кришках нагнітання і всмоктування насоса (Кн і Кв) (6 точок);
- на лапах насоса (Л1 -Л4) (4 точки);
- на статорі (СТ1 -СТ4) (4 точки);
- на кріпильних болтах (Б1 -Б10) (10 точок);
- на фланцях насоса (Нф1, Нф2), всмоктуючого і напірного трубопроводів (Т1, Т2) і на трубопроводах (Т3, Т4) (6 точок)

Для проведенні поглибленого діагностичного обстеження ВНА та зняття контурної характеристики ВНА з метою виявлення шляхів розповсюдження вібрації і місць ослаблення кріплення його окремих елементів рекомендується використовувати наступні точки :

- на полицях рами, верхніх і нижніх (Пв1 -Пв10, Пн1 -Пн10);
- на станині насоса і електродвигуна, верхніх і нижніх (Св1 -Св12, Сн1 -Сн10);
- на рамі насосного агрегату (Р1 -Р10);
- на полицях рами, верхніх і нижніх (Пв1 -Пв10, Пн1 -Пн10);
- на основі блок-боксу, верхніх і нижніх (Ов1 -Ов10), (Он1 - Он10);
- на фундаменті блок-боксу (Ф1 -Ф10);

Згідно [47], точки, розташовані на верхній кришці підшипників насоса електродвигуна (Н1, Н2, Д1, Д2), є найбільш інформативними та служать для проведення періодичного контролю вібрації, а також для проведення спектрального аналізу вібрацій при поглиблених діагностичних обстеженнях.

Для перевірки інформативності вищевказаних точок було здійснено запис вібросигналів з усіх, доступних для встановлення датчиків, контрольних точок та подальшу їх обробку з використанням запропонованої в [109] методики. Суть методики полягає в побудові двовимірної кореляційної матриці згідно з [19] наступного виду (3.1) та оцінюванні ступенів кореляції довільної точки з усіма іншими задаючись певними пороговими значеннями коефіцієнтів кореляції R:

$$\begin{pmatrix} R_{1,1} & \dots & R_{1,i} & \dots & R_{1,n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{j,1} & \dots & R_{j,i} & \dots & R_{j,n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{j,n} & \dots & R_{n,i} & \dots & R_{n,n} \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

де: n - кількість вибірок, $R_{j,i}$ - коефіцієнт кореляції між "j" та "i" точками

Проте класичний метод, описаний в [19], 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, тому було проведено вдосконалення даного методу, яке полягає в тому, що після проведення побудови кореляційної матриці та визначення комірок з коефіцієнтами кореляції, що перевищують порогове значення, проводиться обчислення процентного відношення по кожному стовпчику матриці кількості комірок з коефіцієнтами кореляції, що перевищують пороговий, до всієї кількості елементів в стовпчику. Якщо величина не перевищує 35 %, то вважаємо що дана точка є інформативною, інакше її відкидаємо.

Далі було проведено побудову кореляційної матриці за класичним способом та порівняння коефіцієнтів кореляції по кожній комірці з встановленим порогом кореляції, який приймаємо рівним 0.7, вважаючи, що при такому коефіцієнті кореляції інформативність двох корельованих точок приблизно однакова.

Для автоматизації процесу відбору та аналізу інформативних точок було розроблено програмне забезпечення, графічний алгоритм якого наведений на рис. 3.7, а зовнішній вигляд головної форми програми - на рис 3.8, яке є складовим модулем системи автоматизованого діагностування та дає змогу, при вказанні каталогу з файлами, проводити автоматичний пошук файлів віброзаписів, будувати кореляційну матрицю і за заданим пороговим рівнем між двома окремим точками та процентним співвідношенням точок, рівень кореляції для яких перевищує пороговий, до всіх точок по стовпчику, визначати ті точки, які є найбільш інформативними, та на які, відповідно, є сенс встановлювати в першу чергу давачі.

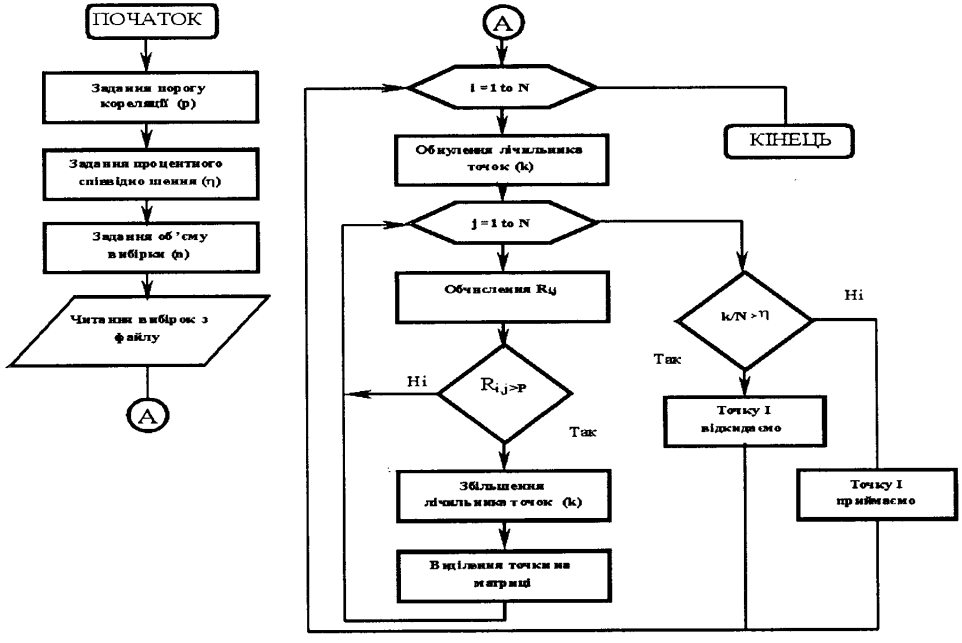


Рис. 3.7. Графічний алгоритм програми відбору та аналізу інформативних точок

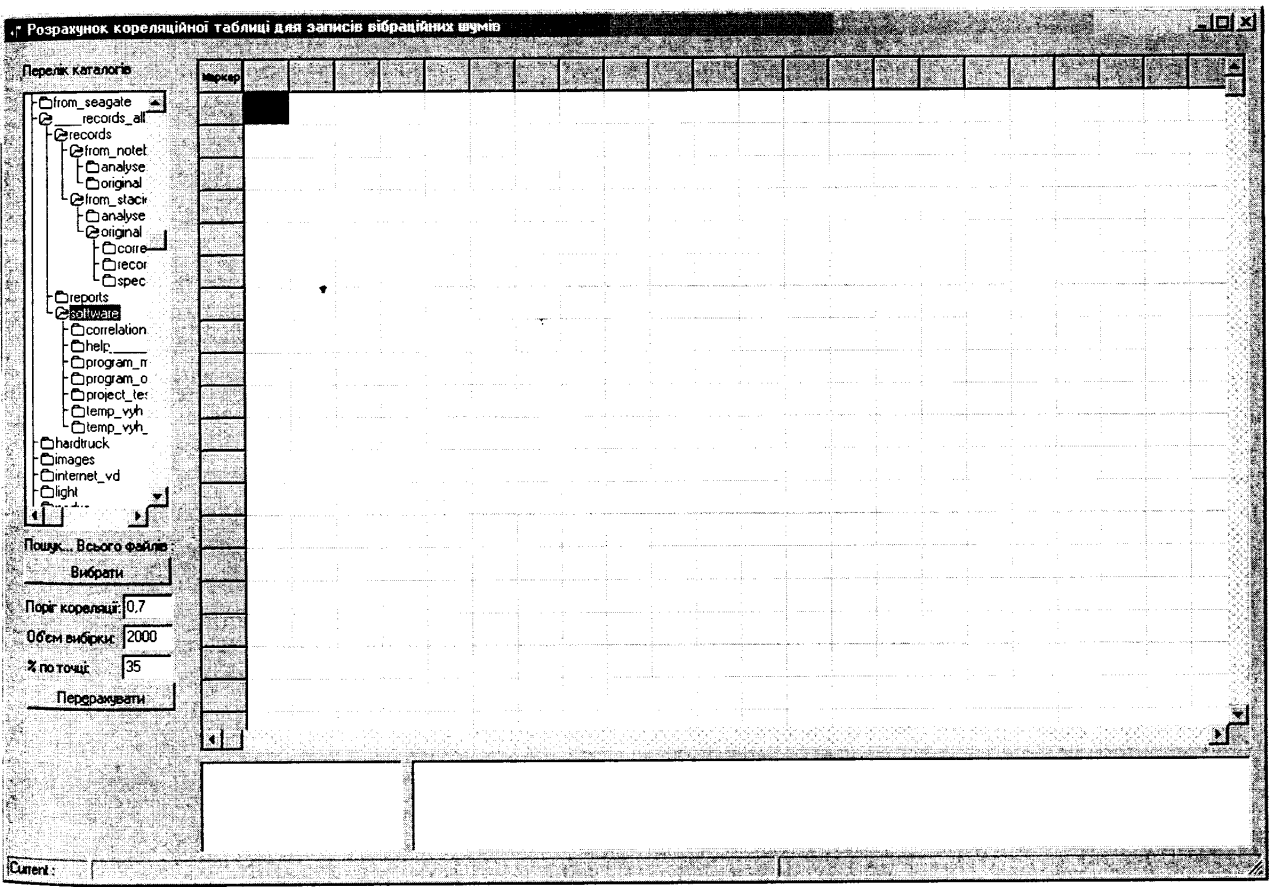


Рис 3.8. Зовнішній вигляд головної форми програми відбору та аналізу інформативних точок

Незважаючи на всю свою простоту, вдосконалений метод дав достовірні результати. Згідно з результатами побудови кореляційної матриці (рис. 3.9), було

повністю підтверджено інформативність точок Н1 (1), Н2 (2), Д1 (4), Д2 (5). Нижче наведено обчислене відсоткове співвідношення між контрольними точками (жирним шрифтом виділено найбільш інформативні точки, які незначною мірою корелюють з усіма іншими точками):

- Для Б1 точки корелюють між собою 15 із 43 точок (36 %)
- Для Б10 точки корелюють між собою 18 із 43 точок (43 %)
- Для Б2 точки корелюють між собою 25 із 43 точок (60 %)
- Для Б3 точки корелюють між собою 17 із 43 точок (40 %)
- Для Б4 точки корелюють між собою 15 із 43 точок (36 %)
- Для Б5 точки корелюють між собою 21 із 43 точок (50 %)
- Для Б6 точки корелюють між собою 15 із 43 точок (36 %)
- Для Б7 точки корелюють між собою 16 із 43 точок (38 %)
- Для Б8 точки корелюють між собою 24 із 43 точок (57 %)
- Для Б9 точки корелюють між собою 16 із 43 точок (38 %)
- Для Д1 точки корелюють між собою 12 із 43 точок (29 %)**
- Для Д2 точки корелюють між собою 14 із 43 точок (33 %)**
- Для К1 точки корелюють між собою 21 із 43 точок (50 %)
- Для К1' точки корелюють між собою 16 із 43 точок (38 %)
- Для К2 точки корелюють між собою 17 із 43 точок (40 %)
- Для К2' точки корелюють між собою 14 із 43 точок (33 %)**
- Для Кв точки корелюють між собою 20 із 43 точок (48 %)
- Для Кн точки корелюють між собою 10 із 43 точок (24 %)**
- Для Л1 точки корелюють між собою 17 із 43 точок (40 %)
- Для Л2 точки корелюють між собою 15 із 43 точок (36 %)
- Для Л3 точки корелюють між собою 17 із 43 точок (40 %)
- Для Л4 точки корелюють між собою 24 із 43 точок (57 %)
- Для М точки корелюють між собою 12 із 43 точок (29 %)**
- Для Н1 точки корелюють між собою 11 із 43 точок (26 %)**
- Для Н2 точки корелюють між собою 12 із 43 точок (29 %)**
- Для Нф1 точки корелюють між собою 14 із 43 точок (33 %)**
- Для Нф2 точки корелюють між собою 17 із 43 точок (40 %)
- Для П1 точки корелюють між собою 15 із 43 точок (36 %)
- Для П2 точки корелюють між собою 14 із 43 точок (33 %)**
- Для СТ1 точки корелюють між собою 15 із 43 точок (36 %)
- Для СТ2 точки корелюють між собою 23 із 43 точок (55 %)
- Для СТ3 точки корелюють між собою 18 із 43 точок (43 %)
- Для СТ4 точки корелюють між собою 17 із 43 точок (40 %)
- Для Т1 точки корелюють між собою 14 із 43 точок (33 %)**
- Для Т2 точки корелюють між собою 16 із 43 точок (38 %)
- Для Т3 точки корелюють між собою 21 із 43 точок (50 %)
- Для Т4 точки корелюють між собою 15 із 43 точок (36 %)
- Для Тв1 точки корелюють між собою 18 із 43 точок (43 %)
- Для Тв2 точки корелюють між собою 16 із 43 точок (38 %)
- Для Тн1 точки корелюють між собою 17 із 43 точок (40 %)
- Для Тн2 точки корелюють між собою 13 із 43 точок (31 %)**
- Для Тн3 точки корелюють між собою 16 із 43 точок (38 %)
- Для Тн4 точки корелюють між собою 21 із 43 точок (50 %)

Після подальшого аналізу вібросигналів з найбільш інформативних точок було відібрано п'ять. Додатково було встановлено ще одну інформативну

контрольну точку (3) на корпусі зубчатої з'єднувальної муфти. Схематичне розміщення цих точок на корпусі ВНА показано на рис.3.10.

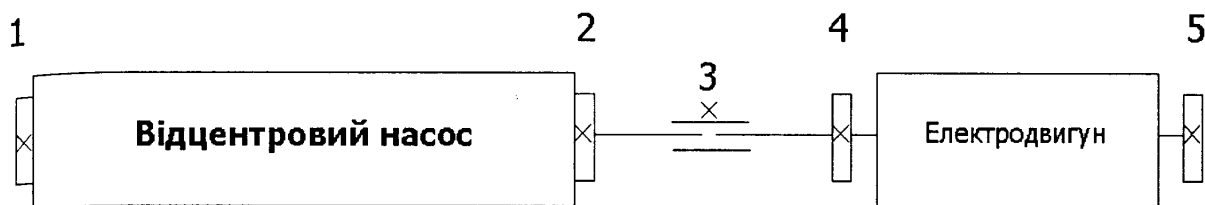


Рис. 3.10. Точки встановлення вібродавачів при проведенні діагностичного обстеження вібростану ВНА

Отже, остаточно, згідно рис. 3.10, при контролі стану насоса вібродавачі потрібно встановлювати в місцях розташування підшипникових опор відцентрового насоса (1,2) привідного електродвигуна (4,5) муфти зчеплення(3).

Висновки до розділу:

1. Розроблено методичне забезпечення експериментальних досліджень з врахуванням особливостей та умов роботи ВНА, що дозволяє оперативно провести комплекс експериментів з метою виявлення закономірностей зміни складових частотного спектру вібраційних процесів при виникненні та розвитку дефектів ВНА.

2. Для проведення серії експериментів розроблено дистанційно керований переносний багатоканальний комутатор, що забезпечує переключення давачів під'єднаних до його входів на один вихід – який під'єднаний до аналогово-цифрового перетворювача. Комутатор може дистанційно керуватися оператором з ПЕОМ.

3. Розроблено комплексний пакет програмного забезпечення для проведення досліджень, що складається з окремих модулів, який в майбутньому буде інтегровано в програмне забезпечення верхнього рівня системи контролю.

4. Обґрунтовано вибір вібродавачів для системи та розташування контрольних точок вимірювання вібрації на корпусі насосних агрегатів системи ППТ типу ЦНС-180-1900, що дало змогу зменшити кількість інформації для подальшої обробки і таким чином прискорити процес постановки діагнозу.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДУ КОНТРОЛЮ СТАНУ АГРЕГАТУ ЦНС-180-1900

У даному розділі проведено дослідження впливу дефектів на зміну частотного спектру вібраційних процесів у ВНА та визначено закономірності їх зміни з розвитком дефекту, як передумову для розроблення методу контролю стану ВНА. На основі вибраної та обгрунтованої комплексної діагностичної ознаки стану, встановивши її допустимі межі зміни розроблено метод контролю стану. Також здійснено прогнозування залишкового ресурсу роботи ВНА.

4.1 Дослідження впливу дефектів на зміну частотного спектру вібраційних процесів у агрегаті ЦНС-180-1900

В результаті проведення експериментальних досліджень згідно розробленого в розділі 3 методичного забезпечення було отримано реалізації вібраційних записів, записаних в контрольних точках на корпусі ВНА, за якими в подальшому було побудовано частотні спектри. Для подальшого аналізу було відібрано спектри з найбільш характерними проявами окремих дефектів, які з часом призвели до поступового погіршення технічного стану ВНА та виникнення відмов. Враховуючи таблицю 1.3 в розд. 1.2, умовно було прийнято п'ять ступенів розвитку дефекту в ВНА: до 10% - нормальний стан (нижче рівня "А" табл.1.3); 10-40% - початкова ступінь розвитку дефекту (інтервал між рівнями "А"-“Б”); 40-70% - середній ступінь розвитку дефекту (інтервал між рівнями "Б"-“В”); 70-90% - розвинутий дефект (інтервал між рівнями "В"-“Г”); понад 90% - передаварійний стан (вище рівня "Г");

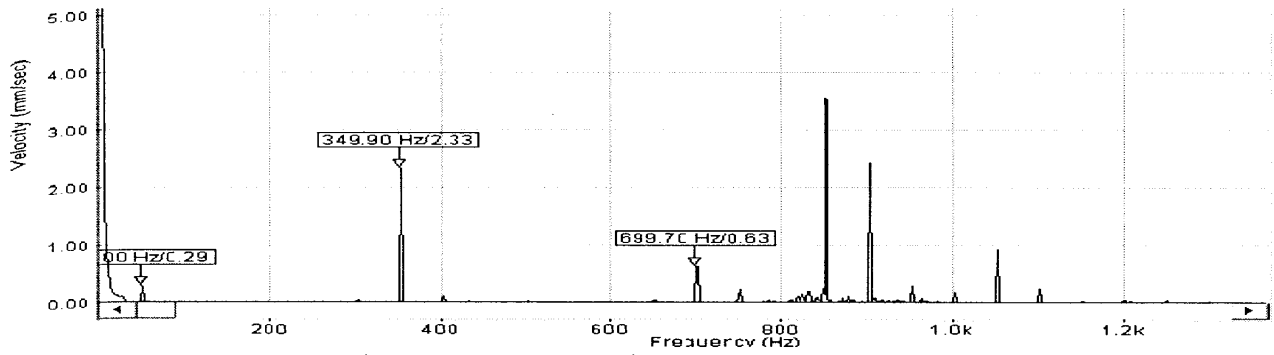
На рис. 4.1 наведені частотні спектри на другому підшипнику (зі сторони муфти) ВНА №338 (інв № 40-8339) типу ЦНС-180-1900, в якому спостерігався дефект робочих коліс, що з часом поступово розвивався. Уже на початковій стадії розвитку станом на 17.06.03р. (рис 4.1, а) чітко виділяються перша, друга і третя лопаткові гармоніки на частотах 350 Гц, 700 та 1050 Гц з амплітудами 2.33 мм/сек та 0.63 мм/сек та 0.75 мм/сек відповідно. В діапазоні частот від 800 Гц до 1 кГц

спостерігається незначне загальне підняття рівня шуму та дві яскраво виражені складові з частотами 850 Гц та 900 Гц, виникнення яких може бути пояснене виниклими в рідині, що перекачується, динамічними процесами внаслідок руйнування поверхні диска та лопаток робочого колеса і наявністю гідродинамічного тертя та завихрень. Після напрацювання насосом 50 діб було проведено повторні вимірювання вібрації та зафіксовано (рис. 4.1,б) незначне зростання рівня вібрації першої лопаткової гармоніки до рівня 2.45 мм/сек (на 5% відносно попереднього значення). Натомість рівень другої лопаткової гармоніки зріс до 2.8 мм/сек (більш як в 3 рази) та біля неї виникли симетричні бічні гармоніки на частотах 650 Гц та 750 Гц з дещо нижчою амплітудою. Проте загальний рівень вібрації виріс незначно, оскільки зменшився рівень гармонік на частотах 850 та 900 Гц.

На рисунку 4.1, в наведено частотний спектр ВНА після напрацювання ним 120 діб. Зі спектру видно, що амплітуда першої лопаткової гармоніки зросла відносно початкового значення більше ніж у два рази, до рівня 5.65 мм/сек. Рівень другої лопаткової гармоніки виріс до 6.2 мм/сек з одночасною появою біля неї ряду рівних по потужності спектральних складових в діапазоні від 650 до 950 Гц. До значення 4.1 мм/сек (в чотири рази) виріс рівень третьої лопаткової гармоніки. Подальша робота насоса відбувалась з підвищеним рівнем шуму та вібрації і після напрацювання ним 135 діб було прийнято рішення про його зупинку з подальшим ремонтом. Перед зупинкою було проведено ще одне вимірювання рівня його вібрації (рис.4.4). При незначному зростанні рівня основних гармонік відбулось суттєве зростання загального рівня вібрації, особливо в діапазоні 800-1000 Гц.

Після розбирання насоса та його дефектації було виявлено дефекти порушення форми робочих коліс перших двох секцій насоса, які були зумовлені корозією та їх механічним зношенням. Таким чином прогнозований дефект повністю підтвердився.

Аналізуючи розвиток дефекту робочого колеса внаслідок корозії, можна сказати, що даний дефект починає суттєво проявлятися при значенні амплітуді перших трьох лопаткових гармонік вище 4.5-5.0 мм/с.



а) початкова ступінь розвитку дефекту

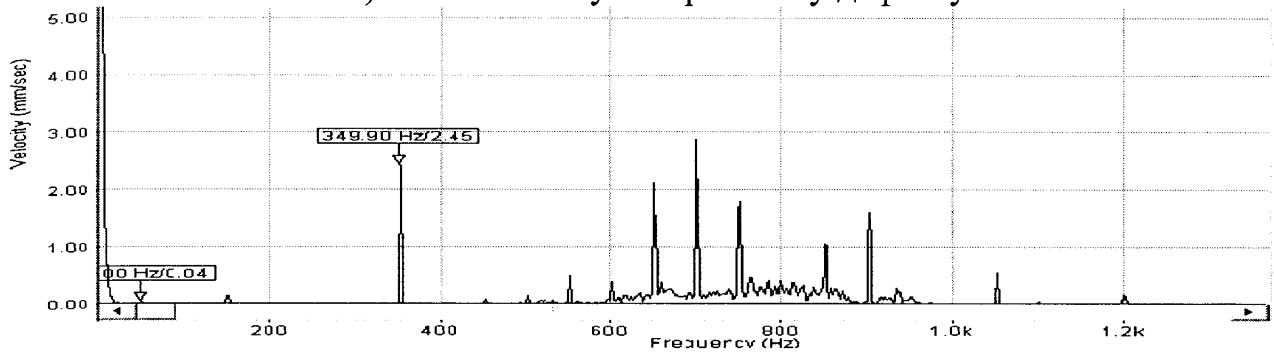
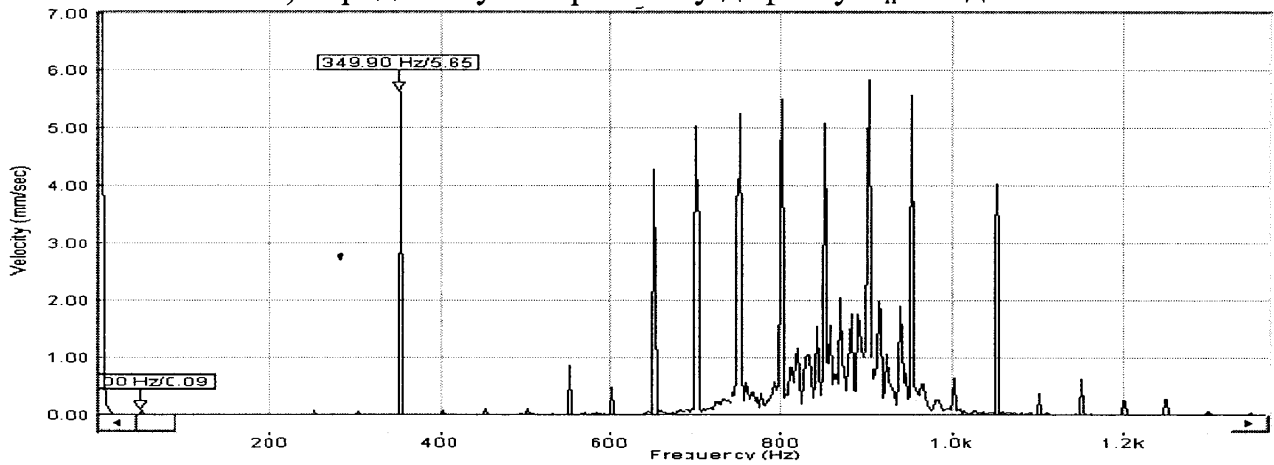
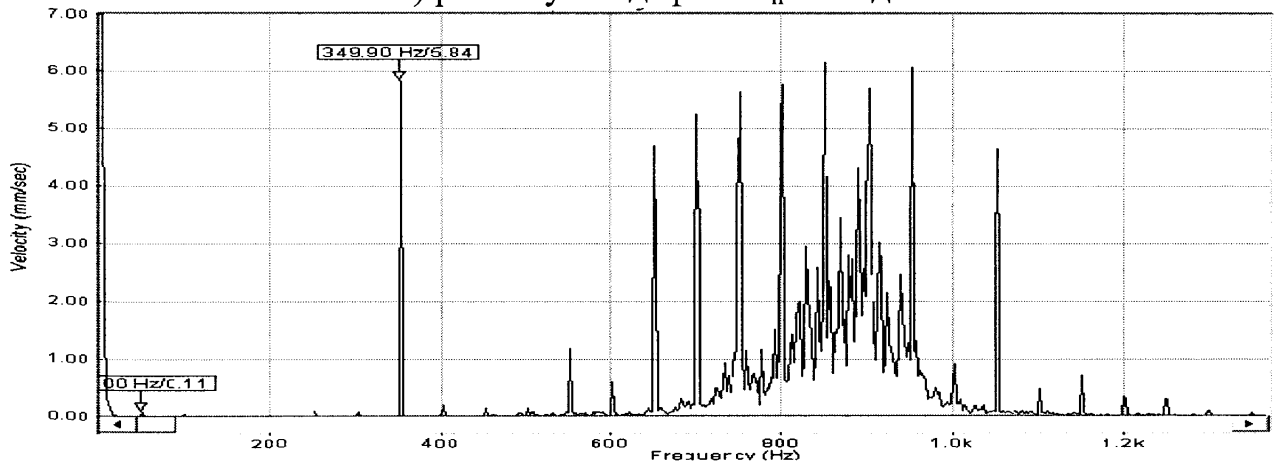
б) середня ступінь розвитку дефекту $T_H=50$ дібв) розвинутий дефект $T_H=120$ дібг) передаварійна ступінь $T_H=135$ діб

Рис. 4.1. Зміна частотного спектру віброшвидкості ВНА №338

НГВУ "Долинанافتогаз" в місці розташування 1-го підшипника (точка №2) при розвитку дефекту форми робочих коліс

На рис. 4.2 наведено частотний спектр того ж ВНА, при контролі вібростану якого було виявлено дефекти зачіпання робочими колесами перших двох ступенів направляючих апаратів, до моменту виникнення дефекту.

Загальний рівень вібрації був нижче допустимої норми, рівень 1-шої гармоніки на частоті 50 Гц становив 0.33 мм/сек, рівень першої та другої лопаткових гармонік становив 1.28 мм/сек та 0.16 мм/сек. По обидві сторони спектру відносно першої лопаткової гармоніки спостерігались цілі гармоніки кратній основній частоті обертання з кроком 50 Гц з незначною амплітудою.

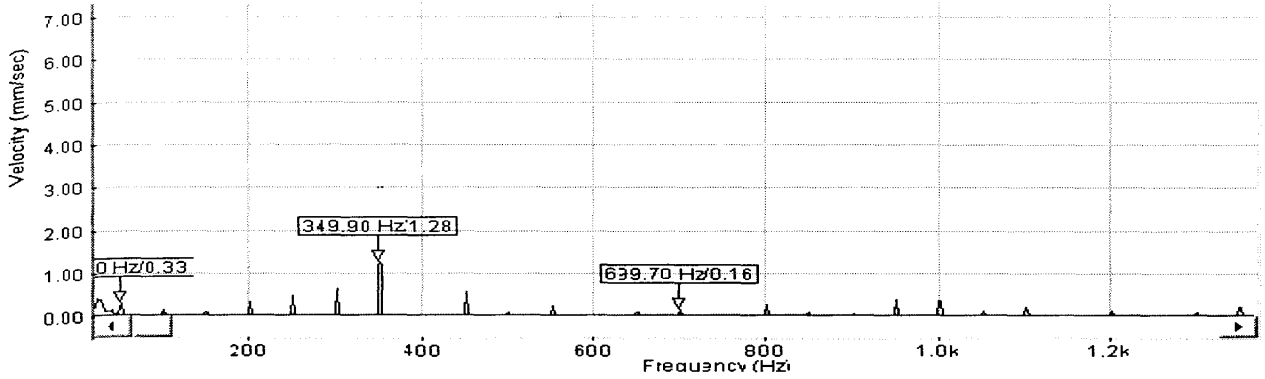
На рис.4.2,б та 4.2,в наведено частотний спектр ВНА після напрацювання ним 55 та 80 діб відповідно. На початковому ступені розвитку дефекту (рис 4.6) рівень першої лопаткової гармоніки зріс до 2.05 мм/сек. (в 1.5 рази), другої – до 0.82 мм/сек (в 5 разів). Також з'явилась у спектрі третя лопаткова гармоніка – її рівень становить 2.17 мм/сек. Загальний рівень вібрації зріс приблизно на 1 мм/сек.

З рис. 4.2,в (після 80 діб напрацювання) видно що поряд із значним зростанням загального рівня вібрації зумовленого зростанням амплітуди 1-ої, 2-ої та 3-ої лопаткових гармонік до значення 3.34 мм/сек, 4.35 мм/сек та 5.72 мм/сек відповідно, у спектрі також виник ряд гармонічних складових ($22f_0$ - $27f_0$), з яких значну амплітуду мають 23 (1150 Гц, 4.7 мм/сек) та 26 (1300 Гц, 4.3 мм/сек) гармоніки. На цьому етапі агрегат було зупинено та виведено в резерв. Крім прогнозованого дефекту (викривлення та викришування частин направляючого апарату) в ньому було виявлено також незначні дефекти поверхні валу.

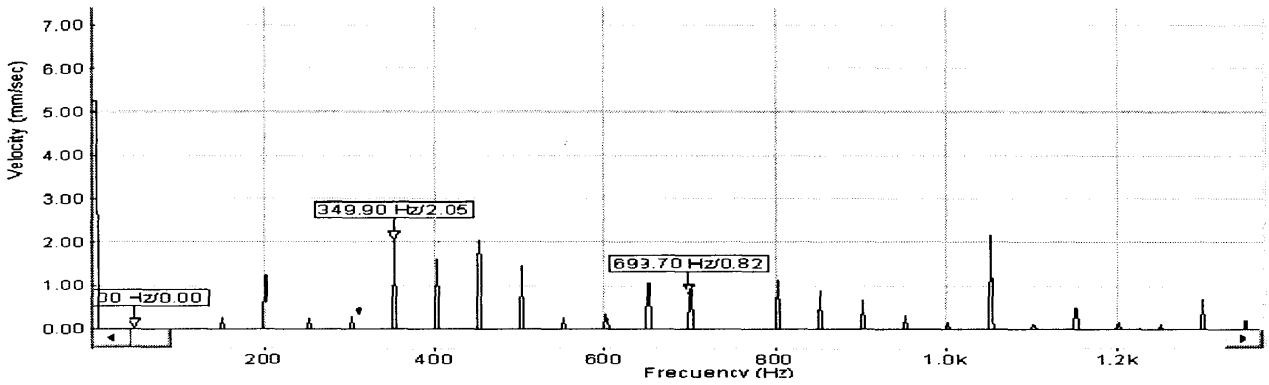
Аналізуючи результати вимірювань, можна зробити висновок що даний дефект також викликає значну зміну амплітуд перших трьох лопаткових гармонік вище 3.5-5.5 мм/с., проте на відміну від дефекту робочих коліс, наявність якого викликає приблизно однакову зміну їхнього рівня, при явищі зачіпання рівень третьої лопаткової гармоніки зростає швидше в порівнянні із рівнем 1-ої лопаткової гармоніки.

В ході проведення досліджень зустрічались також дефекти привідного електродвигуна ВНА. Найбільш типовим з них є асиметрія магнітного поля, зумовлена як зовнішніми причинами (перепадами напруги живлення, перекосом

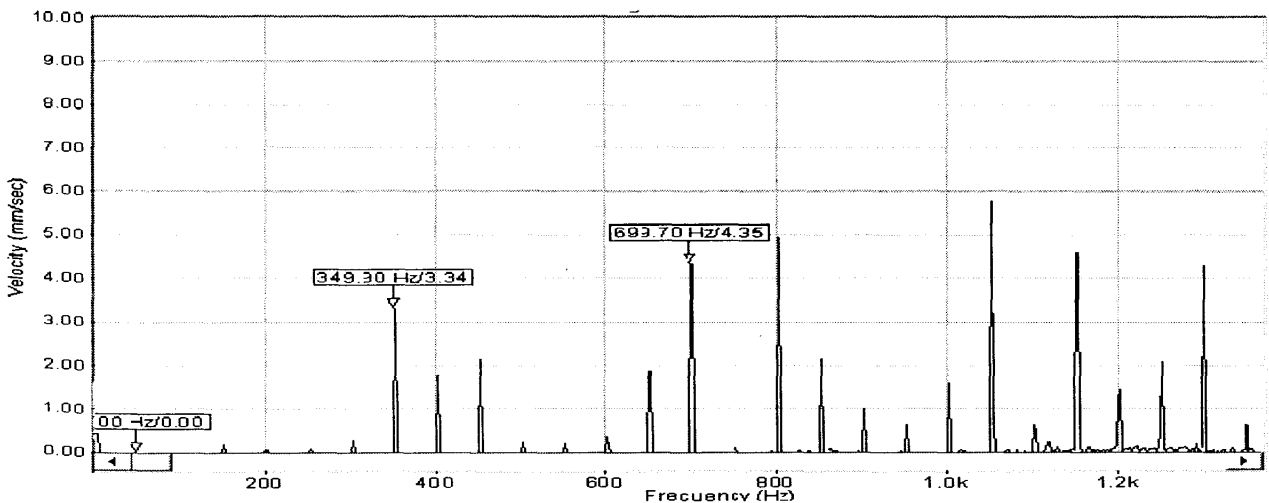
фаз) так і проблемами всередині двигуна. На рис. 4.3 наведено реалізації частотних спектрів записаних з контрольної точки розташованої на першому підшипнику двигуна. Даний дефект проявлявся періодично починаючи з липня 2003р. і з часом поступово розвивався.



а) загальний рівень вібрації в нормі



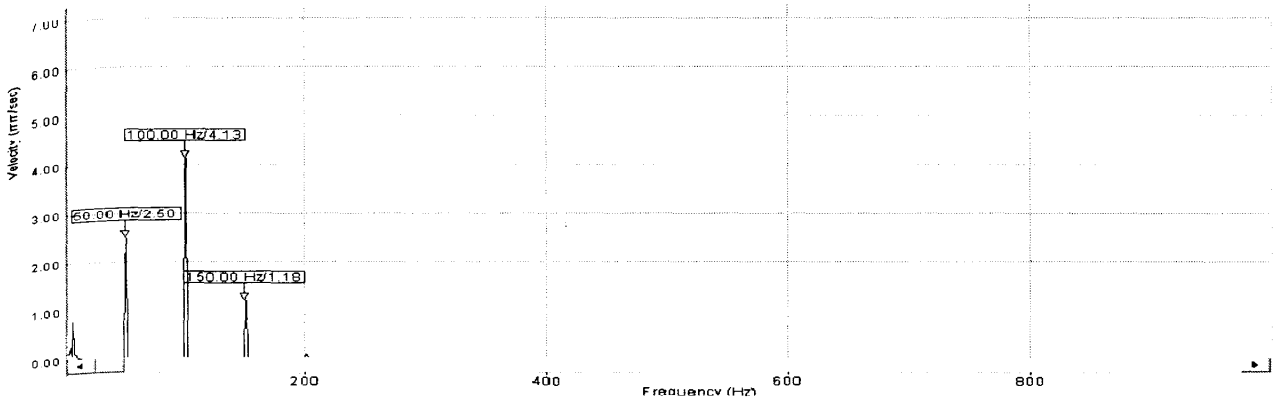
б) початкова ступінь розвитку дефекту, $T_H=55$ діб



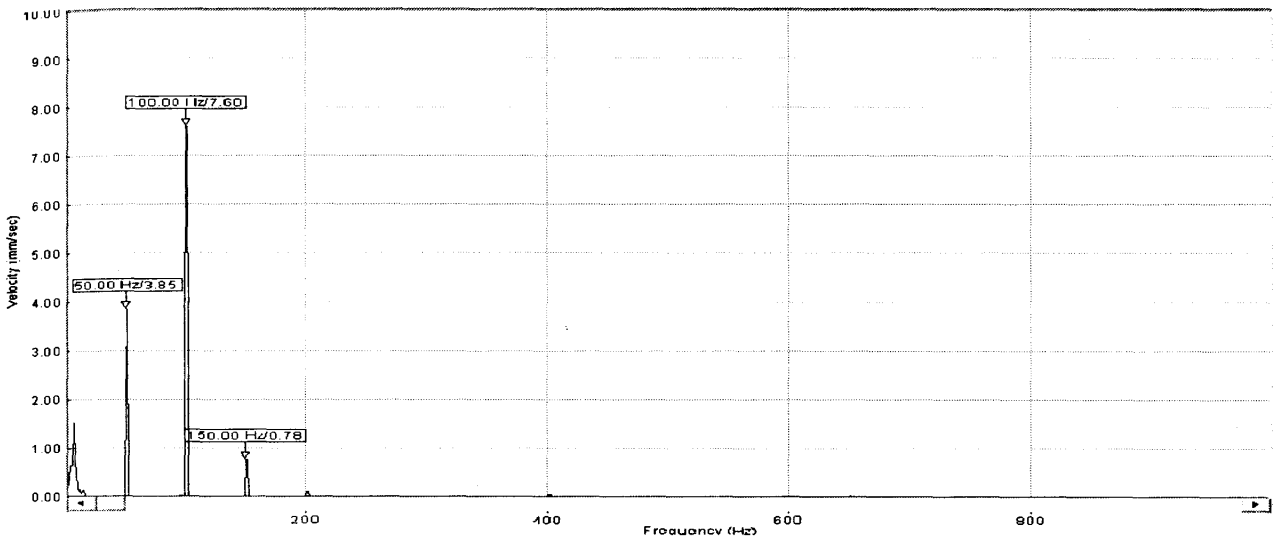
в) середня ступінь розвитку дефекту, $T_H=80$ діб

Рис. 4.2. Зміна частотного спектру віброшвидкості ВНА №338 НГВУ

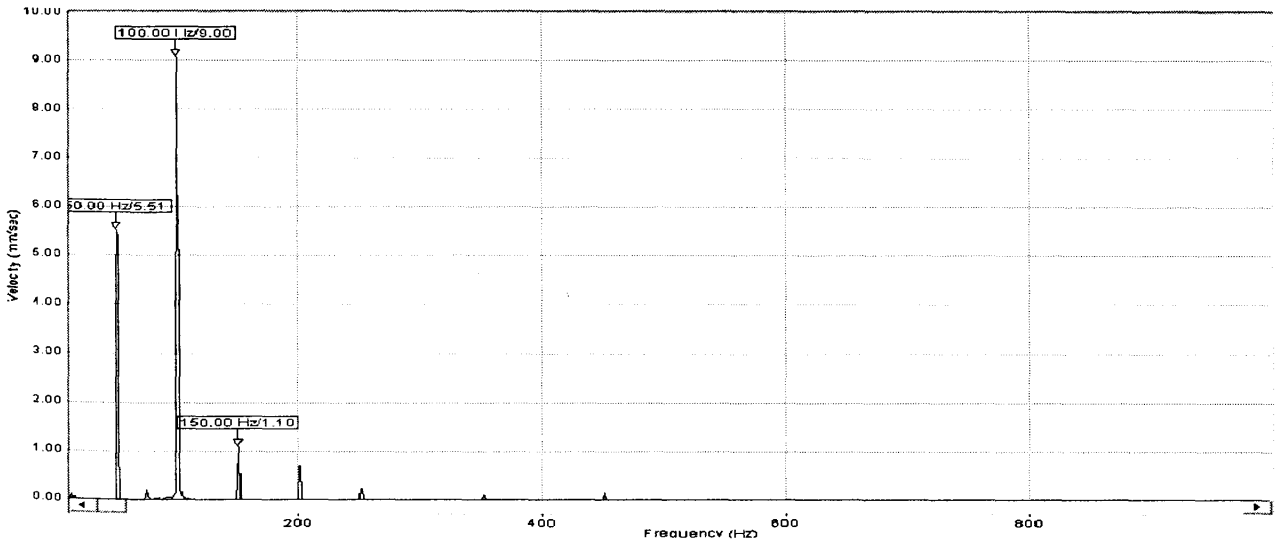
“Долинанафтогаз” в місці розташування 1-го підшипника (точка №2) при розвитку дефекту зачіпання колесом направляючого апарату



а) початкова ступінь розвитку дефекту, 11.07.03р



б) середня ступінь розвитку дефекту ($T_H=12$ діб)



в) розвинутий дефект ($T_H=19$ діб)

Рис. 4.3. Зміна частотного спектру віброшвидкості ВНА №76 на КНС- "Струтин" НГВУ "Долина нафтогаз" в місці розташування першого підшипника електродвигуна при наявності асиметрії магнітного поля

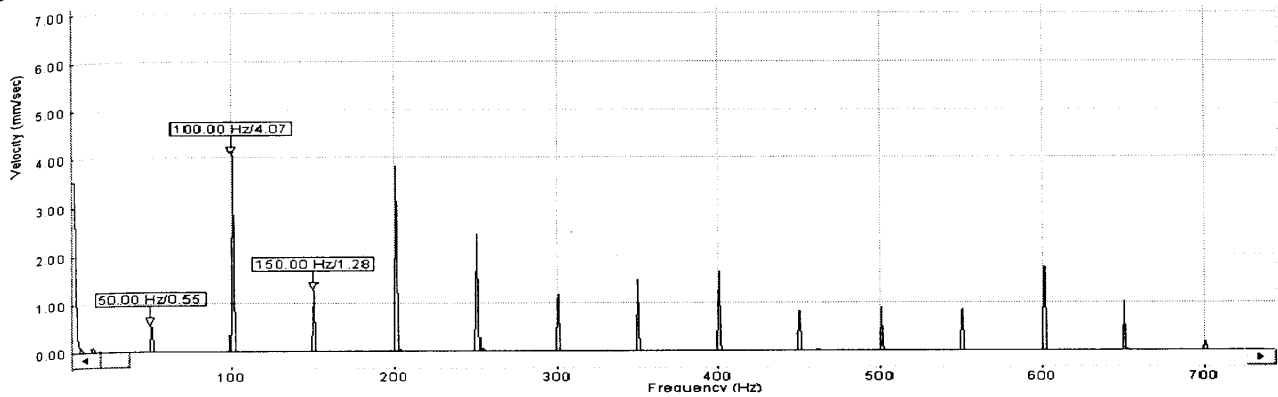
На рис. 4.3,а можна спостерігати дефект на початковій стадії, у спектрі присутні три перших гармоніки основної оборотної частоти із максимумом на частоті другої гармоніки (100 Гц, $A=4.13$ мм/сек). Проте на цій стадії достовірно стверджувати про наявність дефекту в двигуні було ще неможливо, оскільки зростання амплітуди другої гармоніки може також виникнути як результат паралельного розцентрування валів насоса та двигуна (що буде проявлятися 2 рази за один оберт, тобто на подвійній оборотній частоті).

Аналізуючи спектри на рис.4.3,б та 4.3,в можна з більшою імовірністю стверджувати наявність дефекту у електродвигуні, оскільки із значним зростанням амплітуди перших двох гармонік (приблизно в 2 рази) рівень третьої гармоніки залишився практично незмінним та у спектрі не з'явилося інших цілих гармонік, вищих від третьої, що, як правило, спостерігається при розцентровці [110,111]. При значенні рівня вібрації на частоті 100 Гц до 10 мм/сек насос було зупинено.

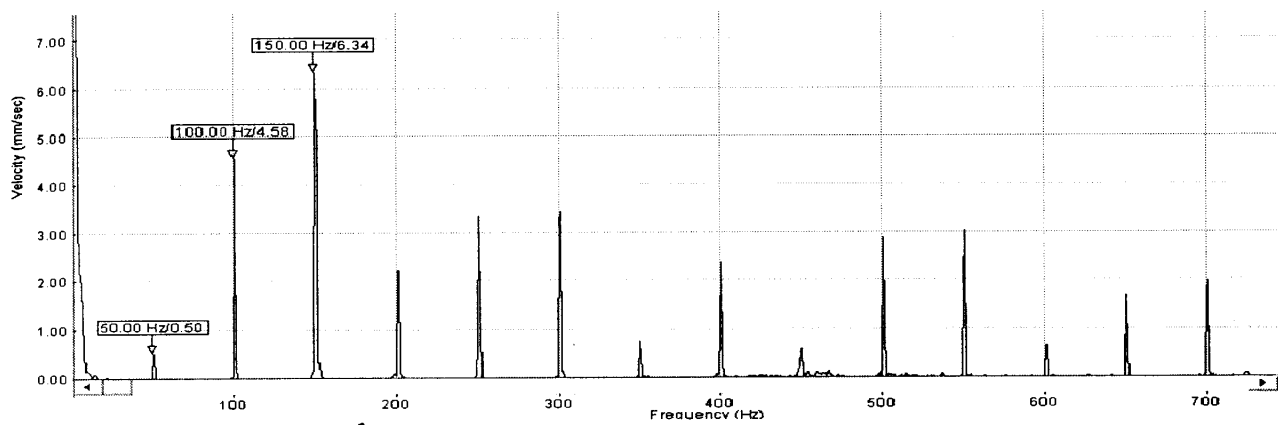
Після зупинки ВНА для обстеження було знайдено причину відмови – пропадання струму в частині обмотці збудження внаслідок старіння та термічних явищ. З наведеного вище випливає однозначна залежність ступеня розвитку дефекту від рівня другої оборотної гармоніки з частотою 100 Гц. Слід сказати, що для детальнішого дослідження дефектів у двигуні бажаним є його від'єднання від насоса шляхом демонтажу зубчатої муфти з метою усунення впливу на спектр вібраційних процесів, що відбуваються в насосі. Цей процес є не надто трудоемним і може виконуватись безпосередньо на місці, в умовах КНС.

Ще одним дефектом, який був зафіксований в більшості досліджуваних насосних агрегатів, є розцентровка валів, що, як правило, виникає в результаті зсуву осей валів насоса та електродвигуна один відносно одного в результаті їх зміщення відносно початкового положення. В розд. 1.2 було встановлено, що розцентровка буває двох типів: паралельна та торцева. У досліджуваних ВНА типу ЦНС-180 спостерігалась тільки торцева розцентровка. Можливість виникнення паралельної розцентровки в них теоретично усунута за допомогою спеціальної конструкції з'єднувальної зубчатої муфти, натомість існує велика можливість виходу з ладу останньої при виникненні торцевої розцентровки.

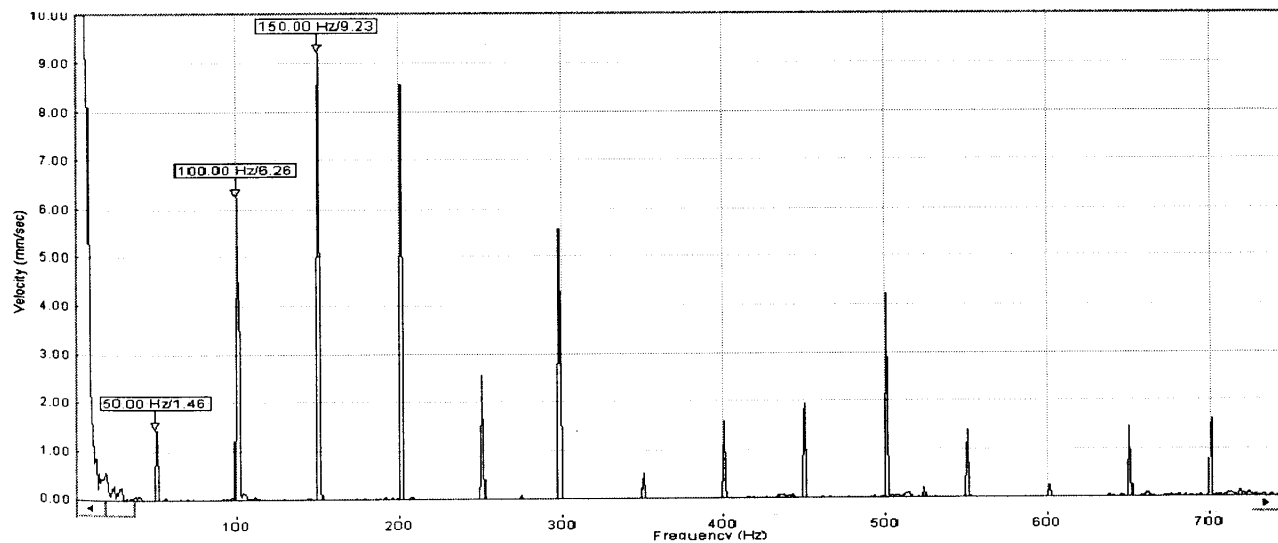
На рис. 4.4 показано картину частотного спектру при наявності незначної розцентровки.



а) початкова ступінь розвитку дефекту



б) середня ступінь розвитку $T_H=11$ дБ



в) розвинутий дефект, $T_H=15$ дБ

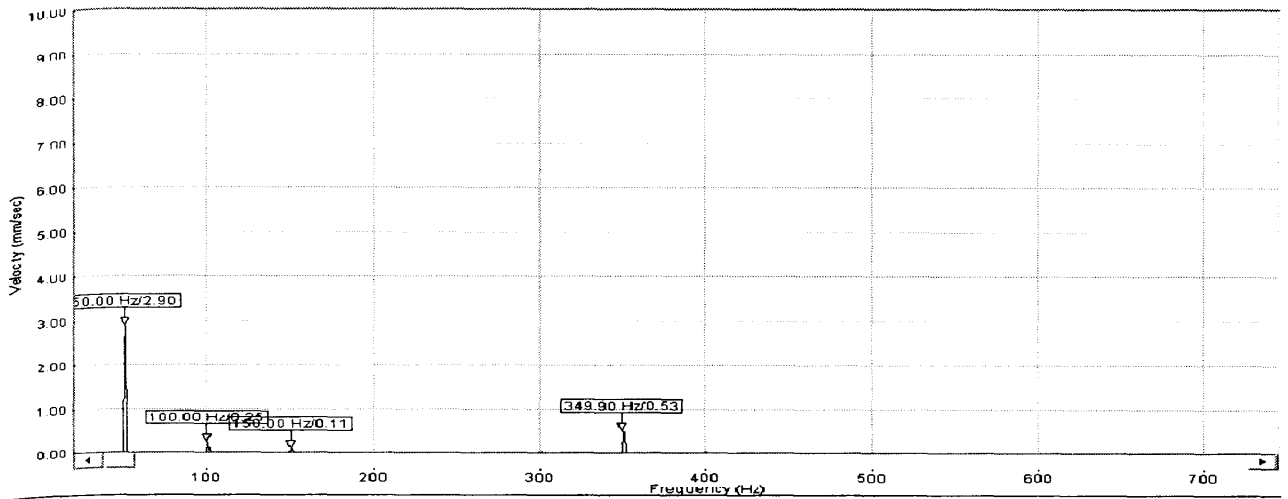
Рис. 4.4. Зміна частотного спектру віброшвидкості ВНА №621 на КНС- "Струтин" НГВУ "Долинанافتогаз" в місці розташування першого підшипника електродвигуна при наявності дефекту торцевої розцентровки

Цей дефект в порівнянні, наприклад, з дефектом робочих коліс чи направляючих апаратів розвивався дуже швидко і вже через 15 днів досяг передаварійного стану. На початковій стадії розвитку дефекту максимальною на спектрі була амплітуда другої гармоніки оборотної частоти 100 Гц ($A=4.07$ мм/сек), згодом її рівень зріс у 1.5 рази. Після 11 діб напрацювання на спектрі потужність амплітуди 3-ої гармоніки з частотою 150 Гц зросла з 1.28 мм/сек до 6.34 мм/сек., тобто в 5 разів, ще через 4 доби її потужність зросла ще майже на 3 мм/сек. Було проведено аварійну зупинку агрегату та подальшу центровку агрегатів.

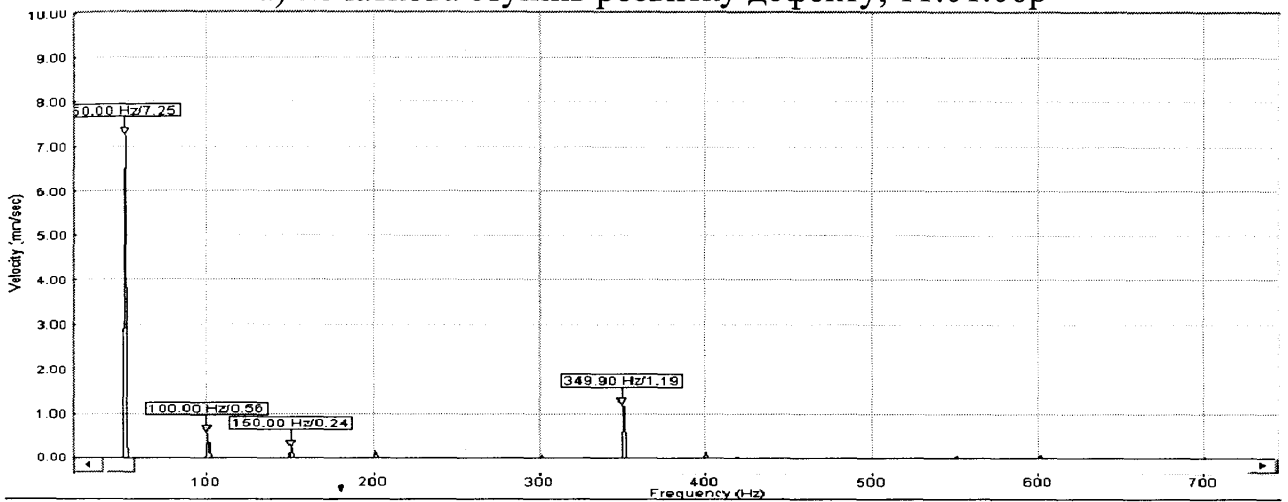
Аналізуючи розвиток дефекту розцентровки можна зробити висновки, що при постановці діагнозу “розцентровка валів” слід брати до уваги значення 2-ої, 3-ої та 4-тої гармонік основної оборотної частоти. При одночасному перевищенні ними рівня у 6 мм/сек варто проводити зупинку агрегату для обстеження.

На рис. 4.5-4.6 наведено реалізації частотних спектрів, характерних для поширеного дефекту ВНА – розбалансування ротора насосу. На початковій стадії розвитку даний дефект був зафіксований 11.01.06р на ВНА № 274 на КНС-7 НГВУ “Долинанафтогаз”. На рис. 4.5. показаний розподіл частотних гармонік в контрольній точці на першому підшипнику, на рис 4.6 – на другому.

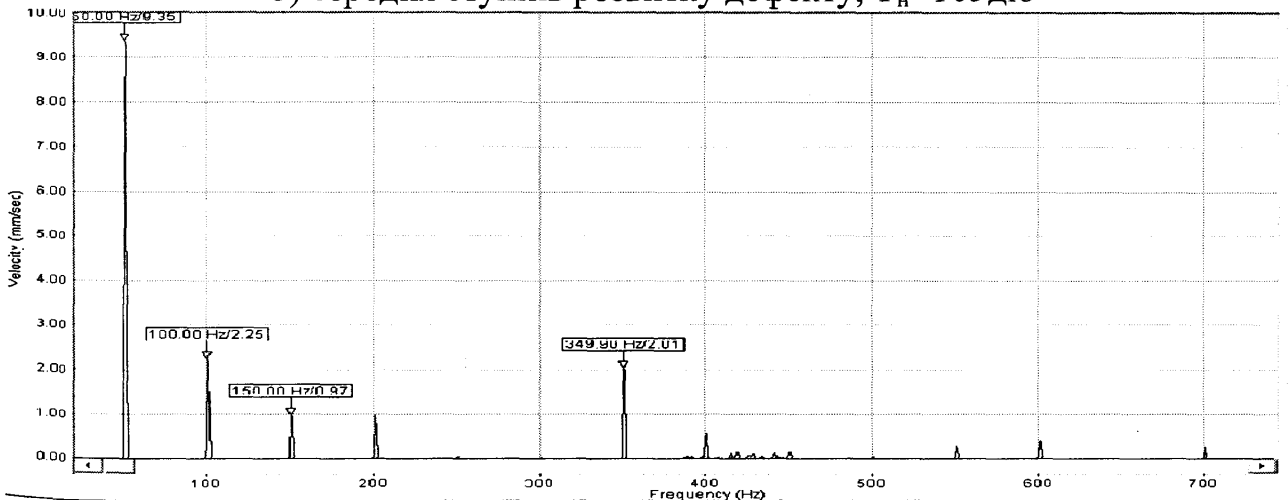
На частотних спектрах обох підшипників чітко виділяється перша гармоніка основної оборотної частоти 50 Гц, (на рис. 4.5,а $A_{f1} = 2.90$ мм/сек, на рис 4.6,а $A_{f1} = 3.58$ мм/сек) амплітуда якої є в обидвох випадках значно більшою за всі інші гармоніки разом узяті. З часом спостерігається чітка тенденція до зростання амплітуди цієї гармоніки по мірі розвитку дисбалансу. Характерним для цього випадку, на відміну від інших зафіксованих випадків розбалансу, було відносно швидке зростання рівня вібрації з часом. Так станом на 12.06.06 (рис. 4.5,б, рис. 4.6,б) амплітуда вібрації дорівнювала 7.25 мм/сек на 1-му підшипнику насоса (зросла в 2.5 рази) та 5.13 мм/сек – на другому (зросла в 2 рази), а станом на 14.08.06 (рис. 4.5,в, рис. 4.6,в) рівень 1-ої гармоніки становив 9.35 мм/сек та 9.19 мм/сек на 1-му та 2-му підшипниках відповідно.



а) початкова ступінь розвитку дефекту, 11.01.06р

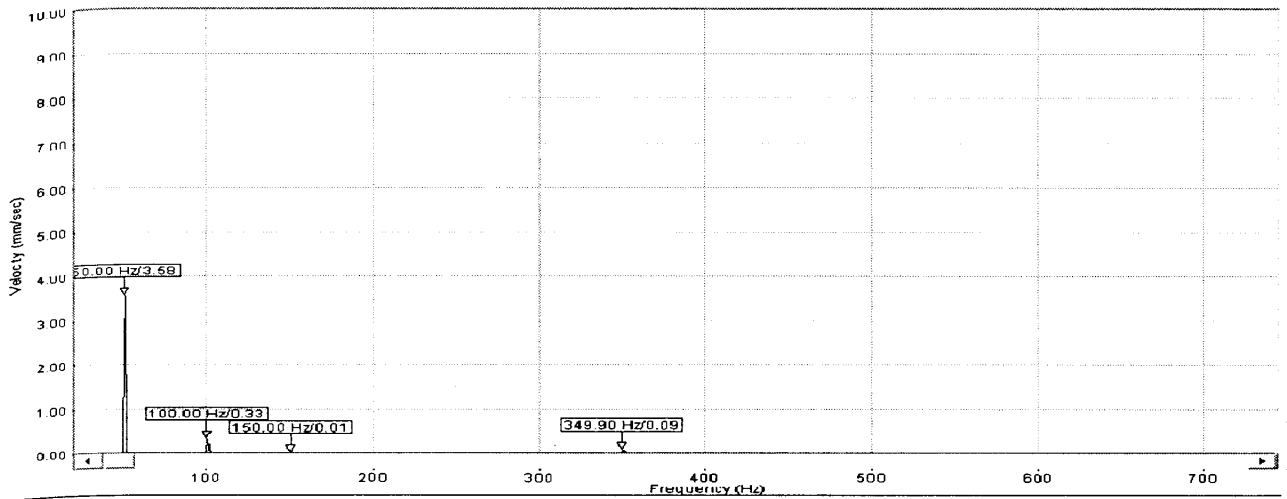


б) середня ступінь розвитку дефекту, $T_H=105$ дб

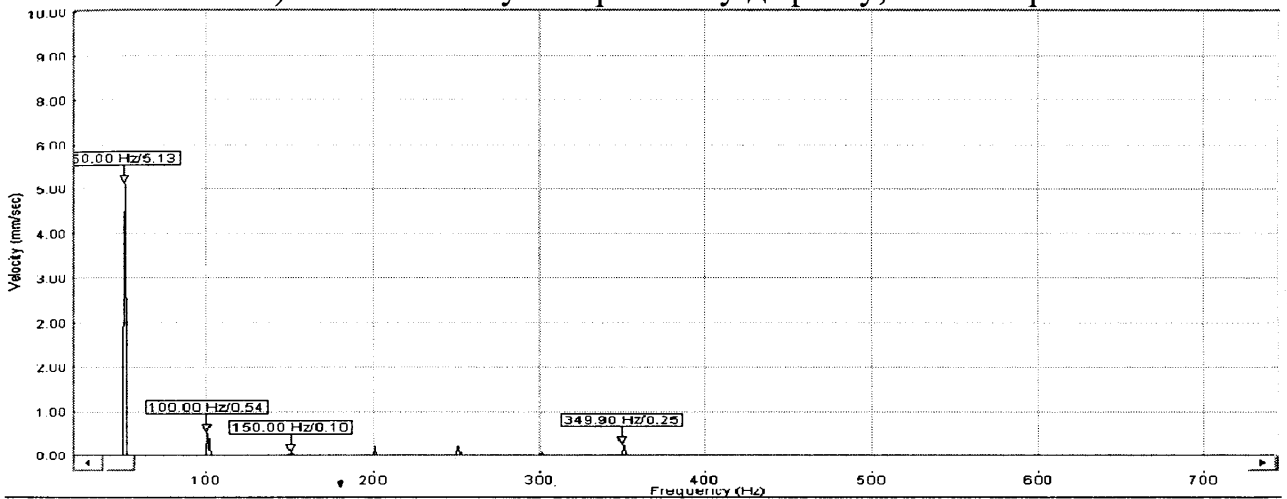


в) розвинутий дефект, $T_H=168$ дб

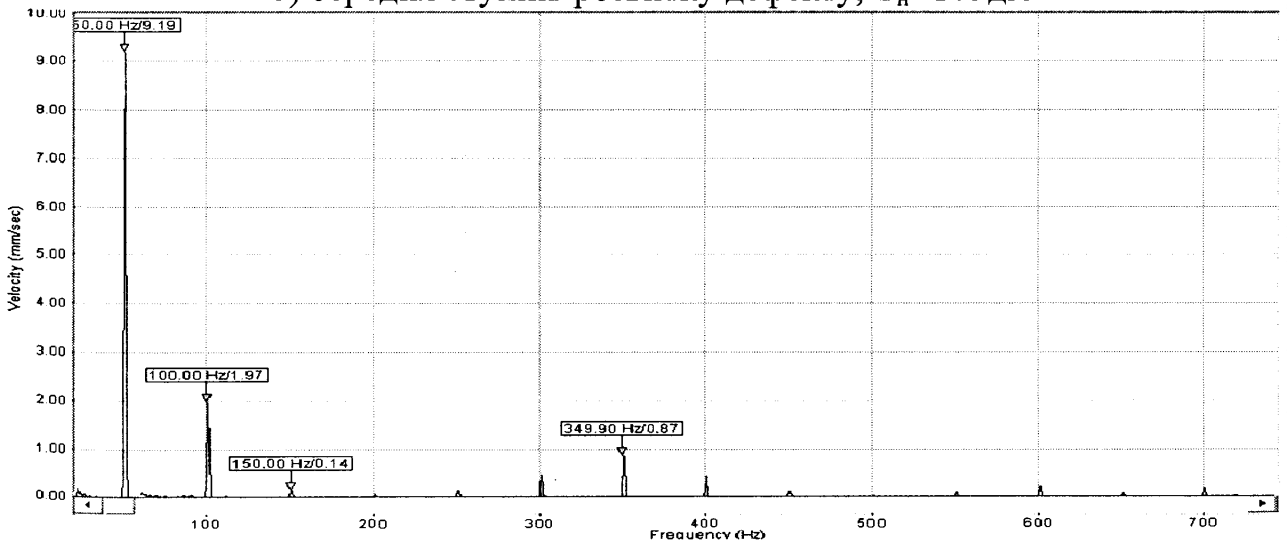
Рис. 4.5. Зміна частотного спектру віброшвидкості ВНА № 274 на КНС-7 НГВУ “Долинанафтогаз” в місці розташування 1-го підшипника насоса при розвитку дефекту розбалансування



а) початкова ступінь розвитку дефекту, 11.01.06р



б) середня ступінь розвитку дефекту, $T_H=105$ дБ



в) розвинутий дефект, $T_H=168$ дБ

Рис. 4.6. Зміна частотного спектру віброшвидкості ВНА № 274 на КНС-7 НГВУ “Долинанафтогаз”.в місці розташування 2-го підшипника насоса при розвитку дефекту розбалансування

Аналізуючи зміну вібрації при наявності дисбалансу можна однозначно стверджувати, що він проявляється практично тільки на основній частоті обертання ротора, незначною мірою зростає також друга гармоніка основної частоти та перша лопаткова гармоніка на 1-му підшипнику. Ці ознаки а також відмінність у зростанні рівня вібрації у двох точках дає можливість стверджувати що дисбаланс існує в поєднанні з незначною лопатковою вібрацією і локалізований ближче до 1 підшипника насоса, що згодом підтвердилося при ремонті.

Значні вібрації, частотний спектр яких є складної форми з присутніми численними гармонічними складовими в широкому діапазоні частот, можуть виникати також при ослабленнях кріплення насоса та/або двигуна до фундаментної плити. Такий дефект спостерігався на одному з агрегатів НГВУ “Бориславнафтогаз” На рис.4.7 наведено частотний спектр в смузі 20 Гц ÷ 3 кГц агрегату із розвинутим дефектом ослаблення кріплення насосу до фундаментної плити. Як видно з рис. 4.7 основна енергія спектру зосереджена в частині спектру від 300 Гц до 700 Гц та від 1200 до 2200 Гц. На спектрі виділяється за амплітудою перша лопаткова гармоніка ($A=2.07$ мм/сек) та ряд гармонік з $24f_0$ по $41f_0$. Практично між кожною з пар цих гармонік спостерігаються субгармонійні складові з кратністю $\frac{1}{2} f_0$. З часом рівень вібрації зростає і було прийнято рішення зупинити агрегат для проведення ремонту фундаменту.

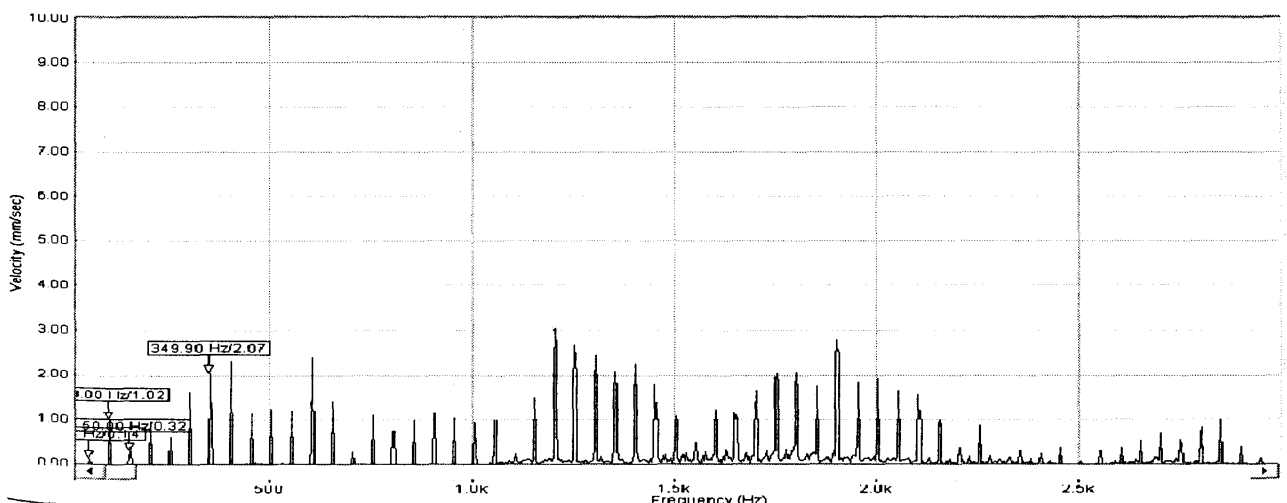


Рис. 4.7. Частотний спектр віброшвидкості ВНА №25 на КНС-2ПД НГВУ “Долинанафтогаз” при наявності дефектів фундаменту (розвинутий дефект)

Після усунення ослаблень кріплення та дефектів фундаменту були проведені повторні вимірювання рівня вібрації 05.08.05р. Частотний спектр значно “очистився” але у діапазоні 1-2 кГц все ще були присутні спектральні складові значної потужності (рис.4.8).

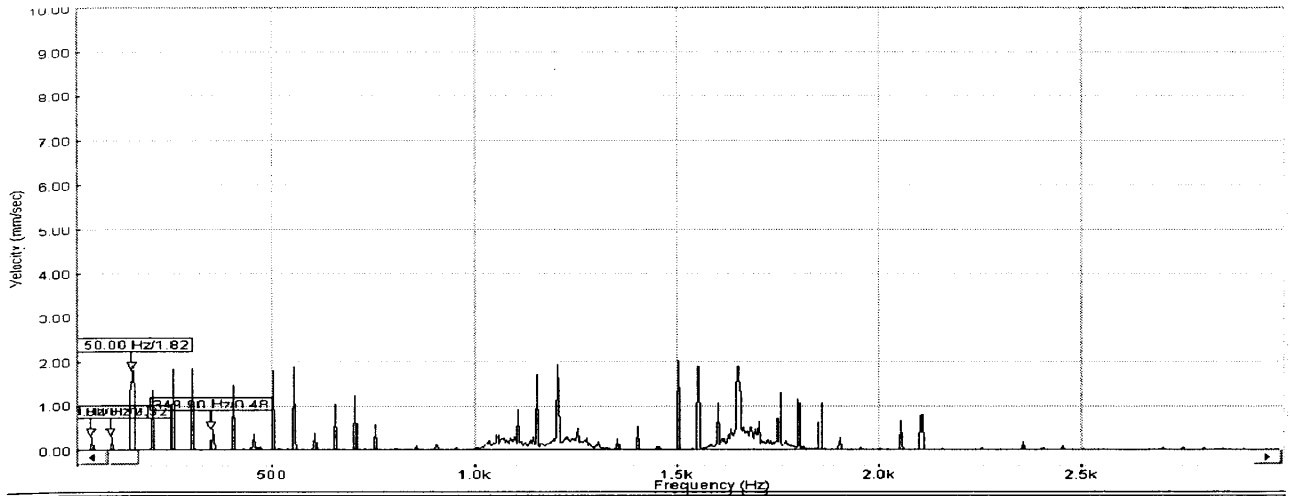


Рис. 4.8. Частотний спектр віброшвидкості ВНА №25 на КНС-2ПД після усунення дефектів кріплення та фундаменту (дефект фундаменту усунено)

Приблизно у два рази виріс рівень першої гармоніки оборотної частоти з 1.02 мм/сек до 1.82 мм/сек, натомість рівень першої лопаткової гармоніки зменшився в чотири рази з 2.07 мм/сек до 0.48 мм/сек. В цій ситуації, через відсутність інших чітко виражених гармонік, такий стан агрегату можна було б вважати нормальним, але в даному випадку все ще залишались чітко видимими на спектрі і помітними на слух флуктуації шуму при роботі агрегату. Було зроблено припущення про можливу наявність дефекту у зубчатій муфті. Для уточнення діагнозу було побудовано частотно-часові розподіли (ЧЧР) енергії вібросигналу, використовуючи згладжене перетворення Вігнера-Вілля[79-82,87-89]. На рис. 4.9 наведено ЧЧР для вібросигналу записаного до зупинки агрегату, де можна спостерігати зміну рівнів амплітуди окремих частотних складових з часом.

На рис 4.10. наведено ЧЧР вібросигналу записаного після повторного пуску агрегату, з якого можна спостерігати складну картину численного перерозподілу енергії вібросигналу, на відміну від рис. 4.9, не тільки в часовій але й у частотній

площинах, причому найінтенсивніша зміна спостерігалась в області від 1000 Гц до 2000 Гц. Чітко виражені екстремуми на частотах в області 30 гармоніки основної оборотної частоти $f_0=50$ Гц ($N_{\text{зуб.муфти}} = 30$, $f_{1M} = 30 \cdot f_0 = 1500$ Гц) в моменти часу приблизно 3 та 8 сек. (рис 4.11) дали можливість стверджувати що в агрегаті виник та поступово розвивається дефект зубчатої муфти, причому виникнення його було зумовлено імовірно в зв'язку з попереднім ослабленням кріплення, що призводило до значних перепадів навантаження на муфту при роботі агрегату.

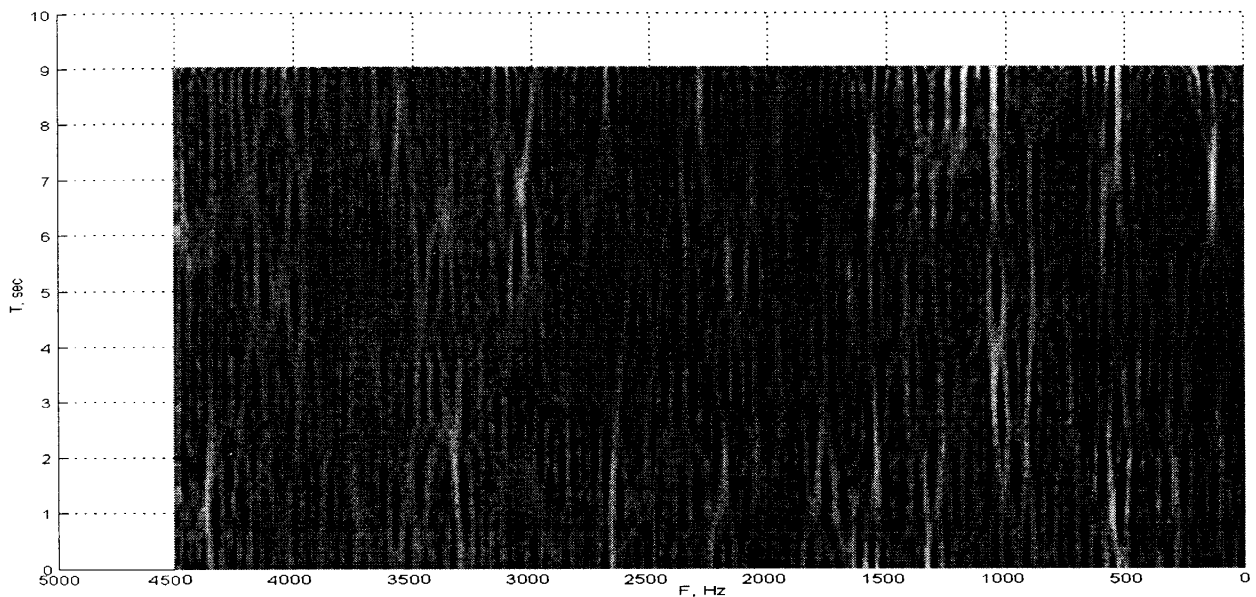


Рис. 4.9. Частотно-часовий розподіл енергії вібрисигналу при наявності дефектів фундаменту

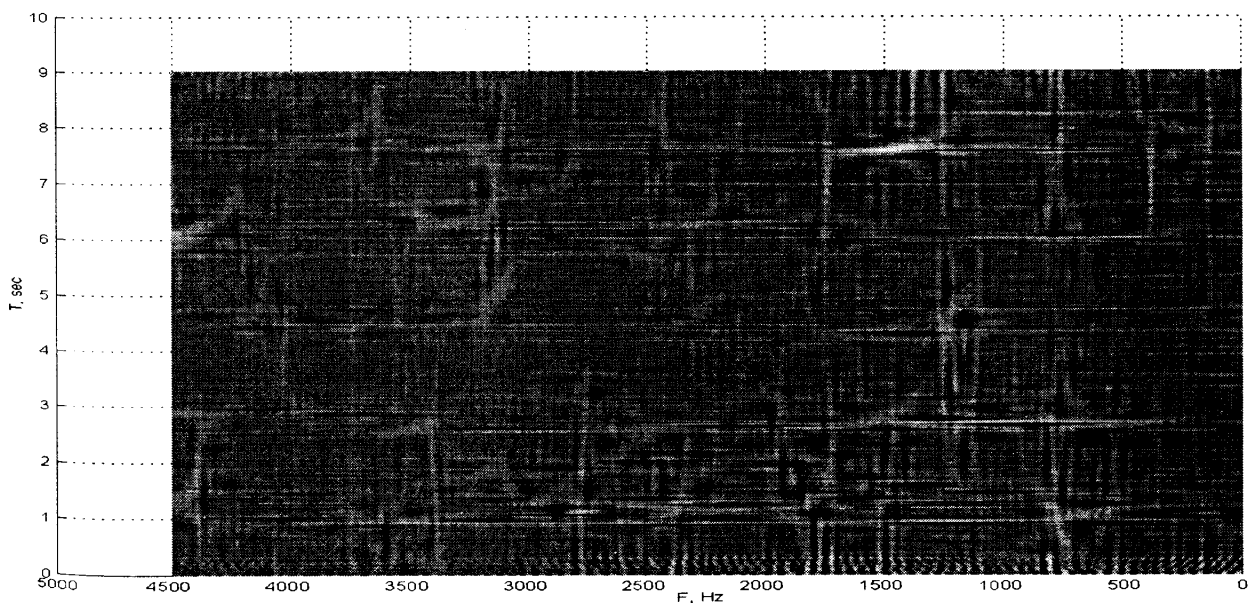


Рис. 4.10. Частотно-часовий розподіл енергії вібрисигналу після усунення дефектів кріплення та фундаменту

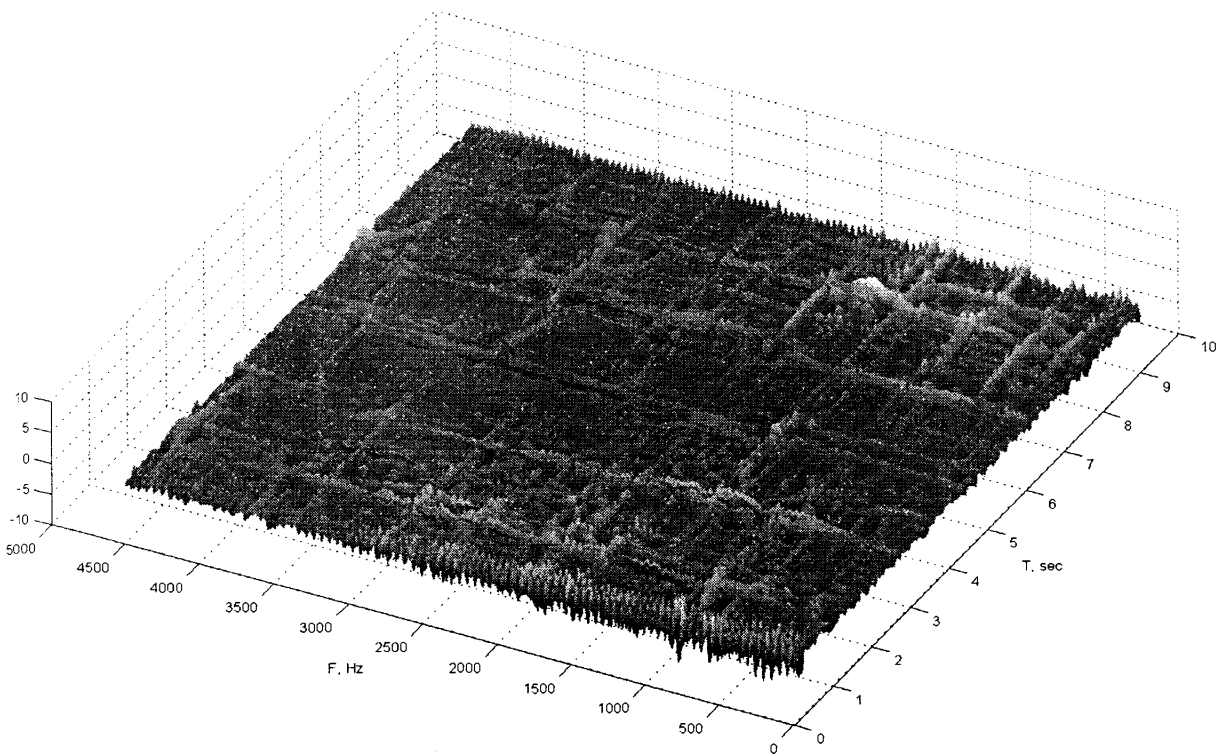
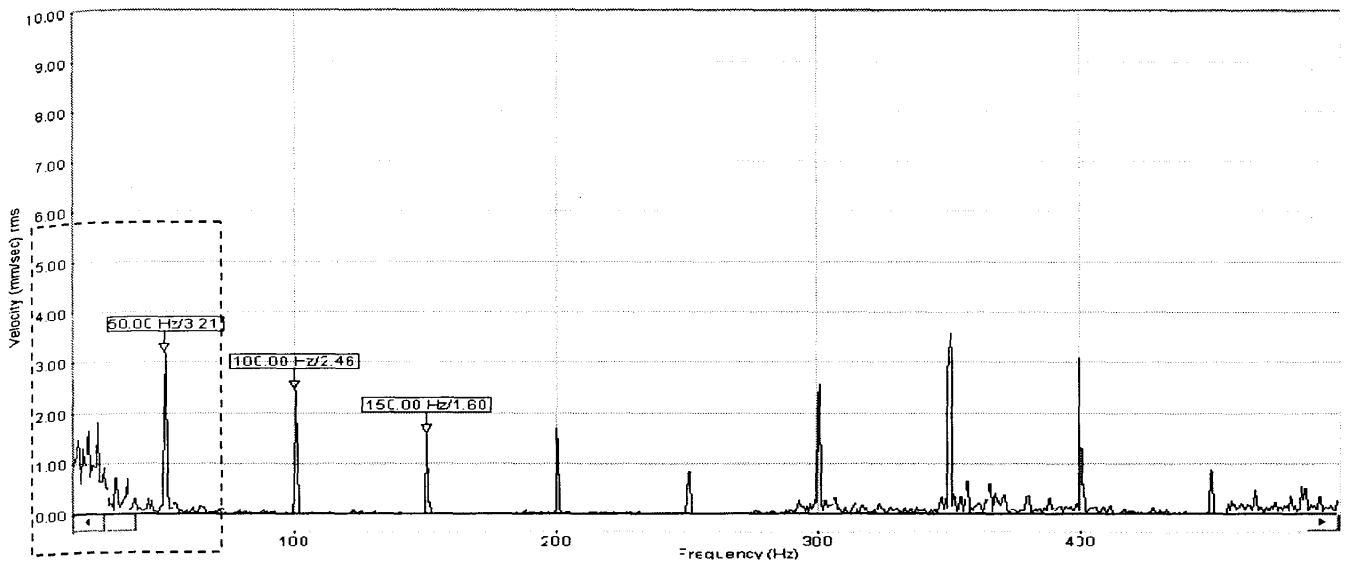


Рис. 4.11. Просторове зображення частотно-часового розподілу енергії вібросигналу після усунення дефектів кріплення та фундаменту

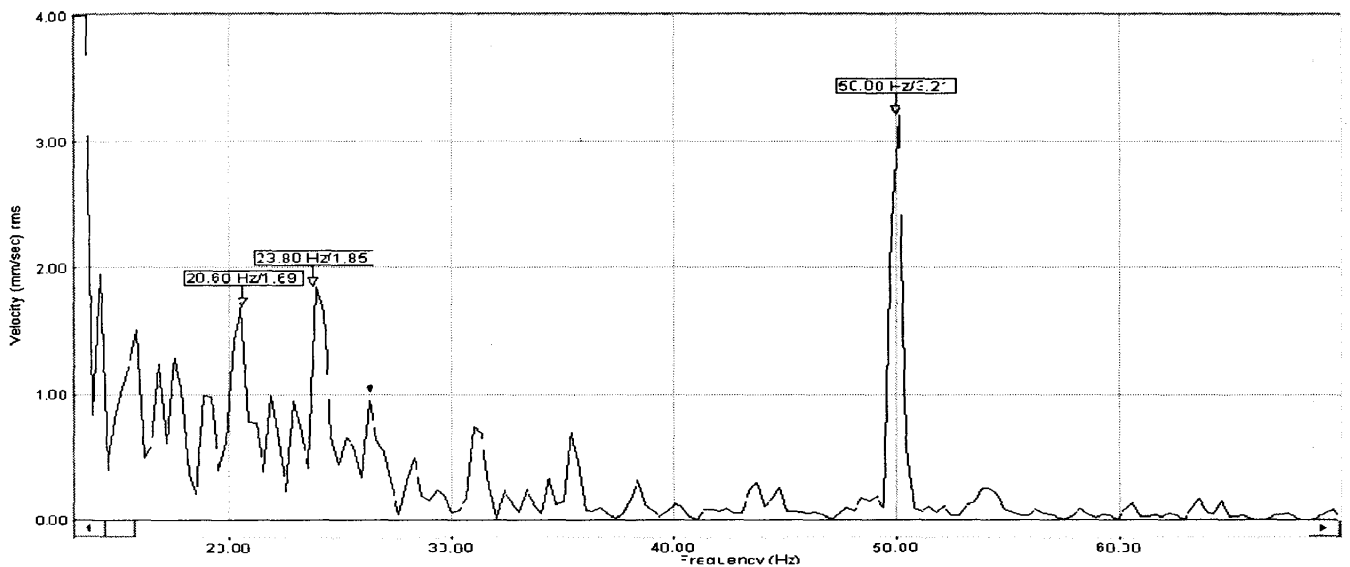
Ще одним типовим дефектом, який доволі часто зустрічається при роботі відцентрових насосів та інших обертових машин великої потужності і який мав місце при експлуатації ВНА є погіршення стану опорних підшипників ковзання. На рис. 4.12 наведено частотний спектр ВНА з присутнім дефектом підшипника на середній стадії розвитку.

Про погіршення стану підшипника свідчить наявність вібрації в діапазоні частот нижче першої гармоніки частоти обертання ротора 50 Гц (так звані масляні гармоніки), зокрема, при підвищеному загальному рівні вібрації амплітуда дробової гармоніки $\frac{1}{2} f_0$ становить 1.85 мм/сек, а дробової гармоніки $\frac{2}{5} f_0$ - 1.69 мм/сек. На спектрі також присутні цілі гармоніки з f_0 до $9f_0$, максимальною є амплітуда першої гармоніки оборотної частоти ($f_0=50$ Гц, $A = 3.21$ мм/сек) та першої лопаткової гармоніки ($f_{л}=350$ Гц, $A = 3.63$ мм/сек).

На рис 4.13 наведено частотний спектр того ж самого підшипника після напрацювання ним 18 діб, коли дефект підшипника розвинувся до передаварійної стадії, перед зупинкою агрегату та заміною підшипника.



а)



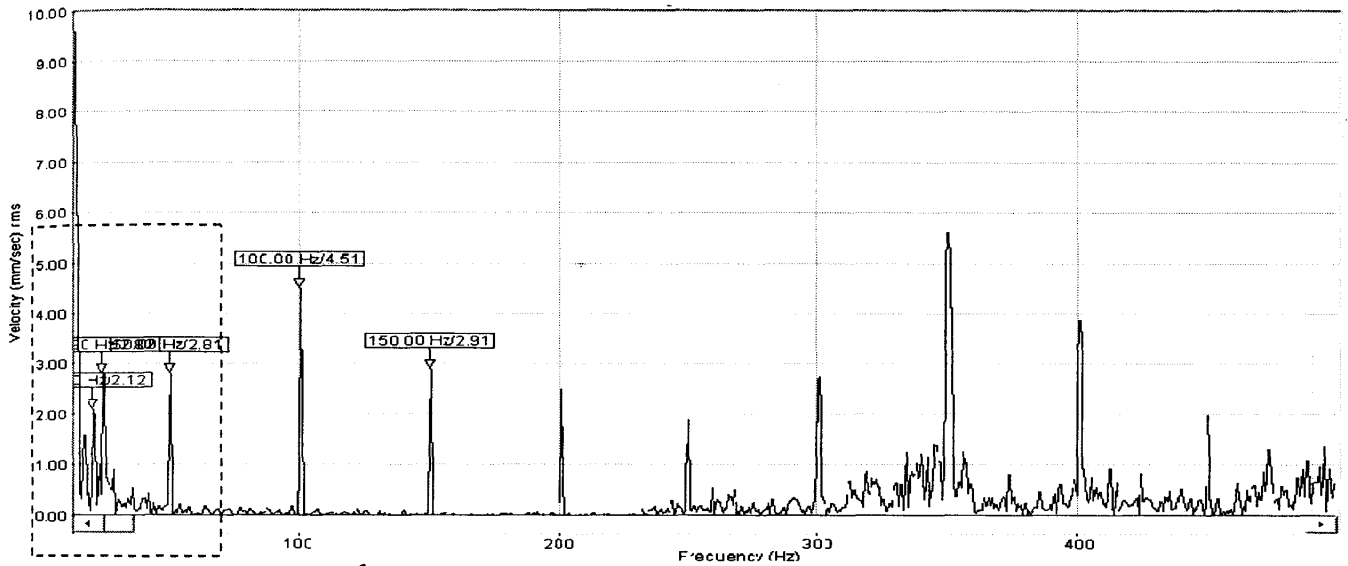
б)

Рис. 4.12. Частотний спектр віброшвидкості другого опорного підшипника ковзання ВНА № 11190 ЦВНГ-2 НЗП Старий Самбір НГВУ Бориславнафтогаз на середній стадії розвитку дефекту $T_H = 130$ діб

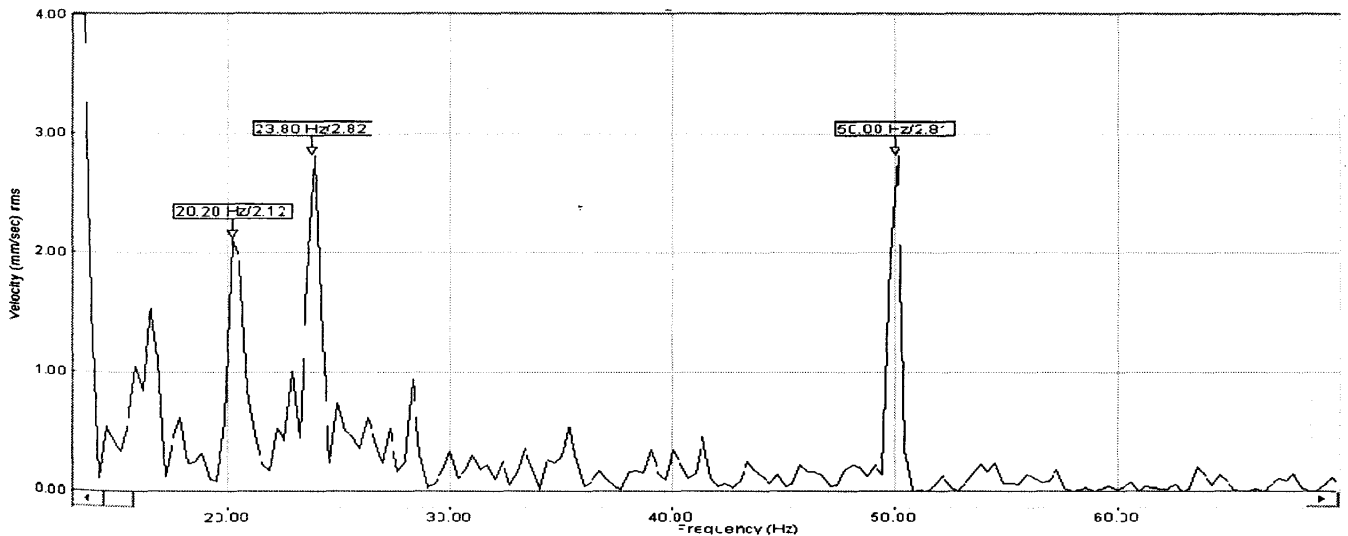
а) – в діапазоні частот 15-500 Гц, б) – низькочастотний діапазон 15-70 Гц

Аналізуючи спектральну картину вібрації на рис. 4.12-4.13, можна звернути увагу на значне зростання амплітуди дробових гармонік на частоті $\frac{1}{2} f_0$ з 1.69 мм/сек до 2.12 мм/сек (на 25%), на частоті $\frac{2}{5} f_0$ з 1.85 мм/сек до 2.82 мм/сек (на 52 %). Амплітуда цілих гармонік спектру змінилась наступним чином: рівень першої гармоніки незначно знизився на 14 % (з 3.21 мм/сек до 2.81 мм/сек), натомість,

одночасно із зростанням загального рівня вібрації у діапазоні вище 250 Гц, зростає також і амплітуда першої лопаткової гармоніки з 3.62 мм/сек до 5.77 мм/сек (на 60%). Проте найбільше змінився рівень другої оборотної гармоніки на частоті 100 Гц - із 2.46 мм/сек до 4.51 мм/сек (понад 80%), аналізуючи цю зміну було визначено також крім дефекту власне самого підшипника (збільшений масляний зазор, руйнування робочої поверхні вкладишів) ще й дефект зміни форми поперечного перерізу валу (елліпсність шийки).



а)



б)

Рис. 4.13. Частотний спектр віброшвидкості другого опорного підшипника ковзання ВНА № 11190 ЦВНГ-2 НЗП Старий Самбір НГВУ Бориславнафтогаз на передаварійній стадії розвитку дефекту $T_H=197$ діб

а) – в діапазоні частот 15-500 Гц, б) – низькочастотний діапазон 15-70 Гц

Загалом можна сказати, що основними ознаками при контролі наявності дефекту підшипника та валу насоса є дві дробові гармоніки $2/5f_0$ та $1/2f_0$, а також гармоніки f_0 , $2f_0$, $3f_0$, $4f_0$, $5f_0$ та перша лопаткова гармоніка $f_{\text{л}}$ ($7f_0$). Ключовою в даному випадку можна назвати гармоніку $1/2f_0$, при розвитку дефекту рівень якої наближається до рівня основної гармоніки. Якщо її рівень становить 50% від значення амплітуди f_0 потрібно формувати попереджувальний сигнал, при вирівнюванні рівнів $1/2f_0$ та f_0 агрегат необхідно зупиняти.

Результати проведених досліджень узагальнено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Розподіл інформативних гармонік у частотному спектрі ВНА систем ПШТ за наявності різного роду дефектів

№	Дефект	Номер гармоніки																								
		Субгармоніки					Кратні гармоніки												Некратні							
		1/2	1/3	1/4	1/5	< 1/5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	вищі									
1	Порушення форми робочого колеса																		↑						↑ $f_0 \cdot n$	↑
2	Торцева розцентровка валів						▲	▲	▲	▲	▲															
3	Радіальна розцентровка валів							▲																		
4	Прогин (вигин) валу насоса						▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	
5	Дефект підшипника ковзання	▲			▲		▲	▲	▲	▲	▲				▲											
6	Розбаланс						▲																			
7	Дефект муфти*						↑	↑																	▲ $f_0 \cdot N$	
8	Дефекти двигуна						▲	▲																		
9	Ослаблення мех. кріплення насоса	↑	↑	↑			▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	
11	Наявність масляного клину	▲	↑	↑	↑		↑																			↑

↑ - зростає повільно ▲ – зростає різко f_0 – частота обертання ротора (3000 хв^{-1})

N – кількість зубів на шестерні муфти ($N = 30$)

n – кількість лопаток на робочих колесах ($n=7$)

* – підвищення загального рівня вібрації на середніх частотах ($> 1 \text{ кГц}$)

З таблиці видно, що за кількістю інформативних гармонік найбільше на частотному спектрі віброшвидкості проявляють себе дефекти валу, ослаблення кріплення насоса (в т.ч. і дефекти фундаменту) та дефекти підшипників ковзання. Натомість дефект розбалансу проявляє себе переважно тільки на частоті обертання ротора. Дефекти муфти яскраво проявляються на частотах кратних добутку значення частоти обертання ротора на кількість зубців муфти. Дефекти радіальної розцентровки (кутового зміщення осей валів насоса та двигуна) проявляють себе на 2-ій гармоніці, торцевої розцентровки (паралельного зміщення осей валів насоса та двигуна) – з 1-ої по 5-ту гармоніки. Дефекти робочих коліс частіше всього проявляються на лопаткових гармоніках, які кратні добутку частоти обертання ротора $f_0 = 50$ Гц на кількість лопаток в робочих колесах (для даних ВНА $n = 7$).

4.2 Вибір, обґрунтування та дослідження характеру зміни діагностичної ознаки стану агрегату ЦНС-180-1900

За діагностичні ознаки зміни вібростану будь-якого агрегату можуть бути використані як безпосередньо самі параметри вібрації, так і функції та характеристики параметрів вібрації (наприклад, напівсума і напіврізниця оборотної вібрації в двох вибраних точках, відношення значень декількох параметрів вібрації у різних напрямках, частотні спектри вібрації, просторово-часові розподіли вібрації) [110]. У ряді випадків необхідно вимірювати і враховувати також технологічні параметри роботи агрегату, які впливають на зміну рівня його вібрації.

Як показали результати експериментальних досліджень, кожен з дефектів, що виникають у ВНА призводить до збільшення або зменшення амплітуди відповідних гармонік у частотному спектрі, при цьому загальний рівень вібрації, значення якого, оцінюючи технічний стан ВНА, сьогодні переважно використовують як діагностичну ознаку, з ростом ступеня розвитку дефекту може змінюватись мало. Тому при розробці методу контролю технічного стану ВНА необхідним є визначення додаткової діагностичної ознаки із врахуванням визначених вище

закономірностей зміни окремих гармонічних, субгамонічних чи інших складових частотних спектрів та її застосування при розробці портативної системи контролю.

Для зручності аналізу у табл. 4.2 було зведено наведені вище результати вимірювання зміни рівнів вібрації ВНА при розвитку дефектів. Аналізуючи дану таблицю можна стверджувати що розвиток дефектів викликає зміну відповідних гармонічних складових у частотному спектрі. Зокрема, спостерігається за результатами експериментів, що дефекти робочих коліс призводять до росту амплітуди перших трьох лопаткових гармонік, при їх значеннях вище 4.5-5.0 мм/с дефект переходить у значну ступінь розвитку.

Другий вид дефектів - зачіпання робочими колесами направляючих апаратів також викликає значну зміну амплітуд перших трьох лопаткових гармонік вище 3.5-5.5 мм/с (згідно проведених досліджень), проте на відміну від дефекту робочих коліс, наявність якого викликає приблизно однакову зміну їхнього рівня, при явищі зачіпання рівень третьої лопаткової гармоніки зростає швидше в порівнянні із рівнем 1-ої лопаткової гармоніки.

Аналізуючи розвиток дефекту розцентровки можна зробити висновки що при постановці діагнозу розцентровки можна користуватись значеннями 2-ої 3-ої та 4-тої гармонік основної оборотної частоти. При одночасному перевищенні ними рівня у 6 мм/с варто проводити зупинку агрегату для обстеження. В той же час, такий поширений дефект як дисбаланс, проявляється практично тільки на основній частоті обертання ротора, незначною мірою зросла також друга гармоніка основної частоти та перша лопаткова гармоніка на 1-му підшипнику.

Як можна побачити, не існує прямого зв'язку між зміною значення конкретної однієї гармоніки та технічним станом ВНА, потрібно враховувати тенденцію зміни різних гармонік при розвитку різних дефектів, тому, при виборі діагностичної ознаки, варто враховувати найбільш інформативні гармоніки частотного спектру. Проаналізувавши вплив дефектів на зміну частотного спектру вібраційних процесів у ВНА, можна зробити висновок, що такими, зокрема, є 1, 2, 3 та 4 цілі гармоніки частоти обертання ротора f_0 а також 1, 2, 3 лопаткові гармоніки (оскільки на робочому колесі ВНА розташовані 7 лопаток, тому 1 лопаткова

гармоніка проявляється на частоті $7f_0$, друга - на частоті $14f_0$, третя – на частоті $21f_0$, відповідно, і.т.д.) які й можуть бути покладені в основу раціональної діагностичної ознаки стану ВНА.

В процесі вибору діагностичної ознаки Ξ було розглянуто декілька варіантів її формування. При цьому користувались двома критеріями: по-перше - якомога меншою складністю обчислення ДО (адже для оперативної оцінки технічного стану варто обчислювати значення ДО безпосередньо на місці після проведення записів вібросигналів за допомогою портативних приладів) і по-друге - бажаним був би відносно незначний розкид зміни значення ДО, щоб не виражати зміну технічного стану значеннями у сотні чи тисячі одиниць. В результаті, як оптимальний варіант що задовольняв обидвом вимогам, було прийнято рішення за діагностичну ознаку використати суму добутків значень амплітуди віброшвидкості на відповідні зважуючі коефіцієнти.

Для вибору останніх, було проаналізовано характер зміни значень гармонік частотного спектру при різних типах та ступенях розвитку дефектів (табл. 4.2.) Умовно їх було розділено на три групи: нижче основної частоти обертання ротора, основні гармоніки частоти обертання ротора та лопаткові гармоніки (рис. 4.14).

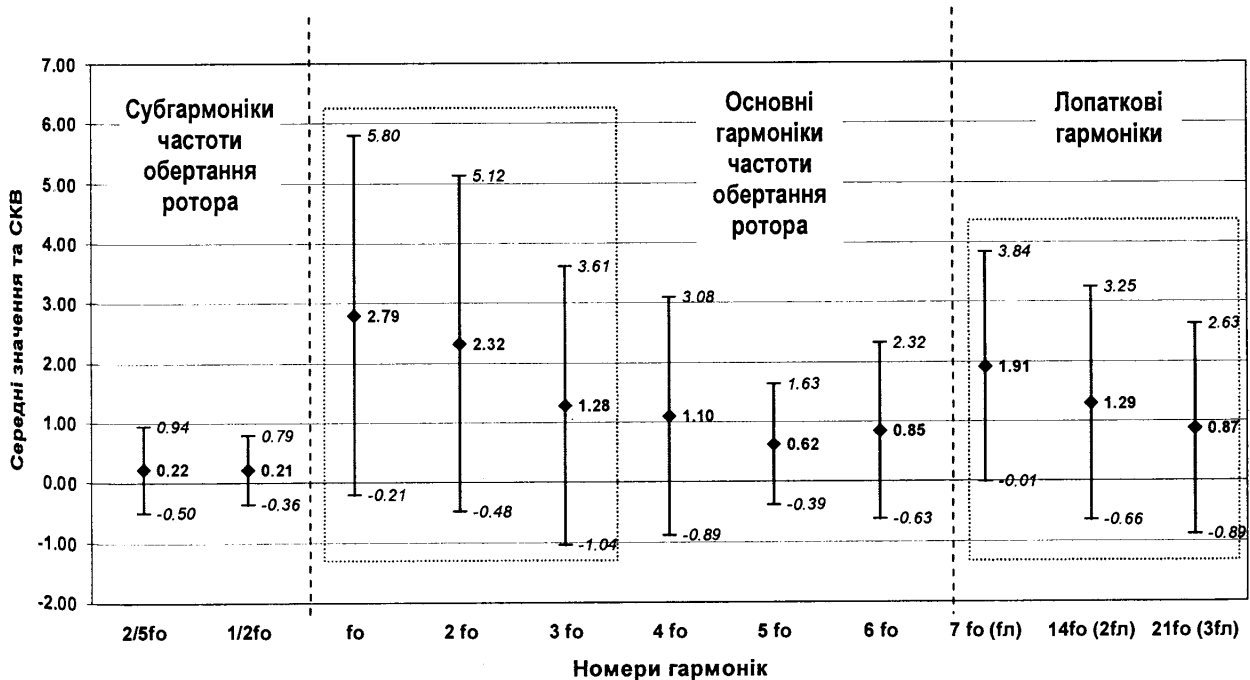


Рис. 4.14. Середні значення та середньоквадратичні відхилення значень амплітуди для вибраних гармонік частотного спектру

Таблиця 4.2 – Результати вимірювання рівнів вібрації та значення діагностичної ознаки

Номер гармоніки	Дефект робочого колеса										Знач. ДО			
	2/5f ₀	1/2f ₀	f ₀	2 f ₀	3 f ₀	4 f ₀	5 f ₀	6 f ₀	7 f ₀ (f _п)	14f ₀ (2f _п)		21f ₀ (3f _п)	СКЗ, мм/с	Знос
Частота, Гц	20	25	50	100	150	200	250	300	350	700	1050			
початковий ступінь	0.083	0.295	0.02	0.024	0.026	0.025	0.058	2.333	0.631	0.753	2.55	10%	2.51	
середній ступінь T _н =50 дБ	0.003	0.044	0.002	0.153	0.027	0.012	0.024	2.447	5.487	0.558	6.04	50%	4.80	
розвинутий дефект T _н =120 дБ	0.003	0.09	0.03	0.001	0.006	0.1	0.076	5.653	5.062	4.074	8.61	70%	7.89	
пердаварійн. ступінь T _н =135дБ	0.007	0.105	0.056	0.003	0.01	0.119	0.097	5.838	5.251	4.758	9.18	95%	8.32	
Заціпання робочими колесами направляючих апаратів														
норм.стан	0.001	0.33	0.004	0.11	0.33	0.48	0.65	1.28	0.16	0.21	1.61	10%	1.52	
поч. ступінь. деф. T _н =55 дБ	0.001	0.007	0.002	0.43	1.24	0.26	0.31	2.05	0.82	2.17	3.39	30%	2.78	
середн. ступінь.деф T _н =80 дБ	0.002	0.009	0.003	0.21	0.11	0.13	0.33	3.34	4.35	5.72	7.94	60%	6.23	
Дефект привідного електродвигуна														
початковий ступінь деф.			2.5	4.13	1.18	0.1	0.05				4.97	30%	4.25	
середній ступінь деф. T _н =12 дБ			3.85	7.6	0.78	0.12	0.09				8.56	60%	6.90	
розвинутий деф. T _н =19 дБ			5.51	9.08	1.1	0.78	0.23				10.71	90%	9.05	
Розцентровка валів насоса та двигуна														
початковий ст.	0.01	0.55	4.07	1.28	3.67	2.48	1.23	1.55	1.02		6.56	30%	5.18	
середній ст. T _н =7 дБ	0.13	0.5	4.58	6.34	2.27	3.35	3.46	0.76	1.98		9.71	60%	6.73	
розвинутий ст. T _н =15 дБ	0.44	1.46	6.26	9.23	8.54	2.57	5.51	0.61	1.72		10.49	90%	9.56	
Розбалансування ротора (1-ий підшипник насоса)														
початковий ступінь деф.			2.9	0.25	0.11	0.03	0.02	0.03	0.53	0.01	2.96	10%	2.74	
середній ступ. деф. T _н =105 дБ			7.25	0.56	0.24	0.27	0.05	0.09	1.19	0.07	7.38	60%	6.75	
розвинутий деф. T _н =168 дБ			9.35	2.25	0.97	0.98	0.08	0.06	2.01	0.36	9.93	90%	10.18	
Розбалансування ротора (2-ий підшипник насоса)														
початковий ступінь деф.			3.58	0.33	0.01	0.01	0.02	0.02	0.09	0.02	3.60	10%	2.94	
середній ступ. деф. T _н =105 дБ			5.13	0.54	0.1	0.21	0.23	0.12	0.25	0.01	5.18	60%	4.39	
розвинутий деф. T _н =168 дБ			9.19	1.97	0.14	0.03	0.07	0.51	0.87	0.23	9.46	90%	8.74	
Дефект підшипників ковзання														
середній ступ. деф. T _н =130 дБ	1.85	1.69	3.21	2.46	1.6	1.79	0.81	2.51	3.62		6.71	60%	7.62	
пердаварійн. ступ. T _н =197 дБ	2.82	2.12	2.81	4.51	2.91	2.48	1.87	2.74	5.77		9.57	95%	10.62	
Вагові коефіцієнти	0.1	0.1	0.75	0.5	0.25	0.1	0.1	0.1	0.75	0.5	0.25			

Амплітуда, мм/с

Виділення окремої третьої групи (лопаткових гармонік) зумовлено особливістю ВНА, як об'єкта контролю, оскільки, як вказано у розділі 2, розвиток дефектів робочих коліс призводить до виникнення значної вібрації, тому очевидною є необхідність врахування в процесі контролю технічного стану ВНА значень амплітуди лопаткових гармонік.

Як видно з рис. 4.14, вплив субгармонік частоти обертання ротора, що входять до першої групи, є незначним, а у двох інших групах максимальні середні значення та розкид мають (в порядку спадання) 1,2 і 3 гармоніки основної частоти обертання ротора та 1,2 і 3 лопаткові гармоніки. Тому очевидно, що значення вагових коефіцієнтів для цих гармонік повинні бути також проранжовані в порядку спадання, а для інших гармонік, крім вищеперерахованих (табл. 4.2), вагові коефіцієнти потрібно вибирати значно меншими, мінімізуючи їх вплив.

Фактичні значення вагових коефіцієнтів для ВНА типу ЦНС-180-1900 були визначені експериментальним шляхом, дотримуючись вищенаведених рекомендацій, використовуючи зібрані статистичні дані для різних типів та ступенів розвитку дефектів, а також враховуючи відмінності в умовах роботи насосних агрегатів на досліджуваних нафтопромислах. Так, виходячи з того, що найбільш інтенсивними гармоніками є 1-ша роторна та 1-ша лопаткова гармоніки (для них відповідно було встановлено $K_{зв\text{аж}}=0.75$) далі в порядку спадання: для 2-ої основної та 2-ої лопаткової гармоніки $K_{зв\text{аж}}=0.5$, для третьої основної та лопаткової гармонік $K_{зв\text{аж}}=0.25$ і для всіх решти цілих та дробових гармонік $K_{зв\text{аж}}=0.1$ відповідно. В загальному можна записати:

$$\begin{aligned} \Xi = & 0.1 \cdot A_{2/5f_0} + 0.1 \cdot A_{1/2f_0} + 0.75 \cdot A_{f_0} + 0.5 \cdot A_{2f_0} + 0.25 \cdot A_{3f_0} + 0.1 \cdot A_{4f_0} + 0.1 \cdot A_{5f_0} + 0.1 \cdot A_{6f_0} + \\ & + 0.75 \cdot A_{f_n} + 0.5 \cdot A_{2f_n} + 0.25 \cdot A_{3f_n} = 0.75 (A_{f_0} + A_{f_n}) + 0.5 (A_{2f_0} + A_{2f_n}) + 0.25 (A_{3f_0} + A_{3f_n}) + \\ & 0.1 (A_{2/5f_0} + A_{1/2f_0} + A_{4f_0} + A_{5f_0} + A_{6f_0}) \end{aligned} \quad (4.1)$$

Розрахувавши значення діагностичної ознаки за вищенаведеним критерієм (табл. 4.2) можна стверджувати що вибрана ДО загалом точніше характеризує технічний стан ВНА, в порівнянні з загальноприйнятим критерієм - середньоквадратичним значенням (СКЗ) віброшвидкості. Графічну тенденцію зміни значень ДО для розглянутих дефектів ВНА (табл. 4.2) відображено на рис. 4.15.

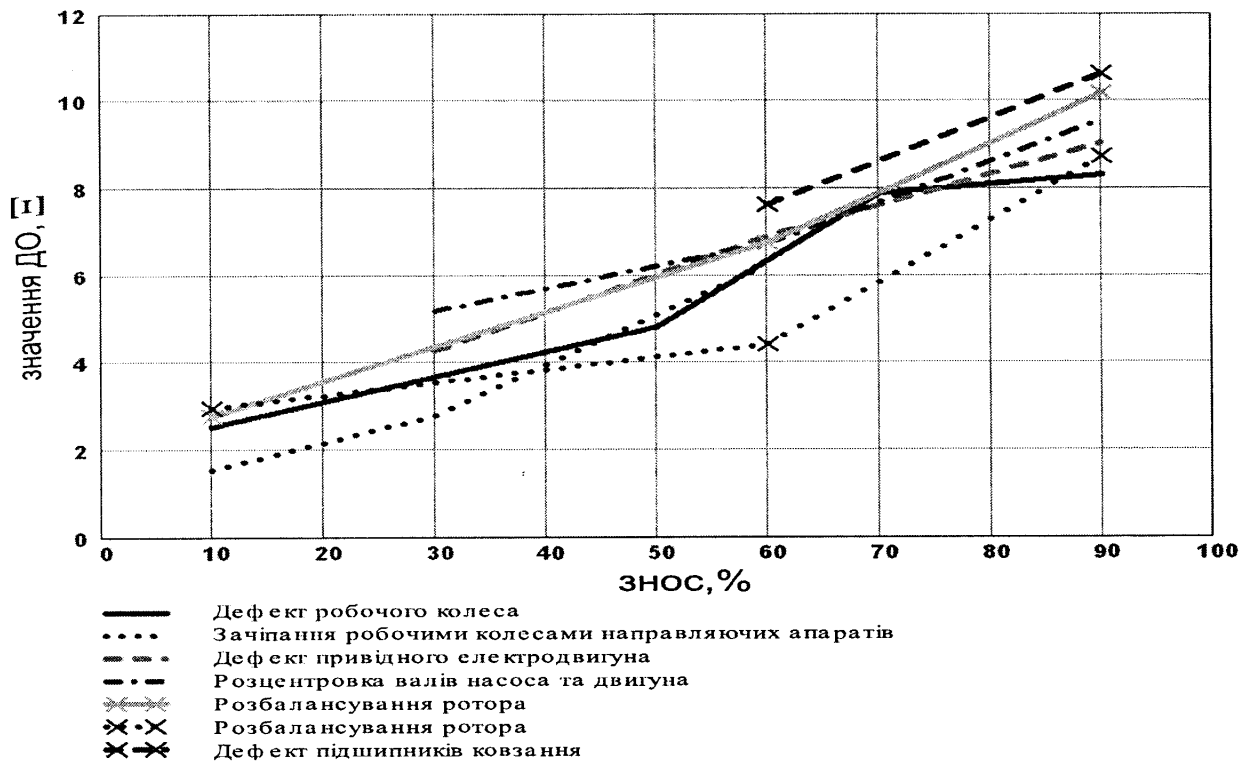


Рис. 4.15. Залежність зміни ДО від зміни технічного стану ВНА для різних дефектів

Екстраполювавши наведені залежності та усереднивши їх значення можна стверджувати що відмінному технічному стану буде відповідати значення ДО приблизно рівне 2 одиницям, а при непрацездатному стані (100% знос) значення ДО буде знаходитися в межах 11-12 одиниць. Як видно з рис. 4.15 значення ДО для різних дефектів буде дещо відрізнятися, проте чітко можна виділити 5 умовних діапазонів ДО для приблизної оцінки розвитку дефекту та загального технічного стану (табл. 4.3)

Таблиця 4.3 – Якісна оцінка технічного стану та ступеня розвитку дефекту при різних значеннях ДО для ВНА типу ЦНС-180-1900

№ діапазону	Технічний стан ВНА	Ступінь розвитку дефекту	Значення ДО	Відповідність критерію у табл 1.3
1	відмінний	до 10% (нормальний стан)	< 2	Нижче рівня «А»
2	добре	10-40% (початкова ступінь)	2 - 4	Діапазон «А»-«Б»
3	задовільно	40-70% (середня ступінь)	4 - 8	Діапазон «Б»-«В»
4	незадовільно	70-90% (розвинутий дефект)	8 - 10	Діапазон «В»-«Г»
5	недопустимо	понад 90% (передаварійний стан)	> 10	Вище рівня «Г»

4.3 Прогнозування залишкового ресурсу роботи агрегатів ЦНС-180-1900 за результатами експериментальних досліджень

На основі результатів періодичного контролю вібрації на конкретному ВНА досить часто постає актуальна задача прогнозування його залишкового ресурсу до наступного ремонту, яка може розв'язуватись із застосуванням методів екстраполяції або класифікації [112]. Аналізуючи ці два класи методів можна сказати що перевагою методів екстраполяції є їх більша точність та можливість адаптації до кожного конкретного агрегату, а до недоліків варто віднести їх складність та дотримання необхідної умови монотонності зміни в часі його робочих параметрів згідно обраного закону. При застосуванні методів класифікації, які є відносно простішими, потрібно обробити значний об'єм статистичних даних, які отримані в результаті експлуатації об'єктів або виконати спеціальні експерименти, що не завжди є можливим. Крім того, як свідчить практика, застосування статистичних методів часто не дає точного прогнозу в зв'язку з великою розбіжністю режимів роботи агрегатів та різними властивостями перекачуваної рідини, тому було прийнято рішення при вирішенні даної задачі користуватись методом побудови та екстраполяції часового тренду зміни робочих параметрів ВНА. Аналіз літератури на дану тему з метою пошуку прикладів прогнозування залишкового ресурсу обладнання нафтогазового комплексу значних результатів не дав. Більшість публікацій [113,114,115] розкривають суто теоретичні підходи до даної задачі, а в роботі [19] описано лише її загальний випадок, який було взято за основу при вирішенні задачі прогнозування стану відцентрових насосних агрегатів типу ЦНС-180-1900.

При отриманні вибірки експериментальних значень робочих параметрів ВНА для побудови часового тренду постало три питання: визначення необхідного розміру вибірки, оптимального інтервалу вимірювання та вибір контрольованого діагностичного параметру. При виборі останнього було прийнято рішення скористатися рівнем вібрації [94].

Довжина вибірки залежно від способу вимірювання вібрації може бути різною. Так на об'єктах, обладнаних стаціонарними системами контролю вібрації, вимірювання вібрації можна проводити кілька разів в добу. Там же, де контроль проводять за допомогою переносної апаратури, вимірювання, як правило, виконують значно рідше — один раз в місяць, для особливо відповідального устаткування — частіше, один раз в тиждень, в сумнівних випадках — один раз в добу [19]. Кількість вимірювань, яка дозволяє провести аналіз з достатньою точністю, залежить від величини випадкової компоненти, тобто розкиду рівнів вібрації на короткому часовому інтервалі, від зміни середнього значення за контрольований період. Як показує практика, число вимірювань повинно бути не менше 15 і складати 30-60 вимірювань. При повільній зміні вібрації слід усереднювати значення вібрації за добу і розглядати зміну тільки середньодобових рівнів. При малих значеннях тренда необхідно провести ще один ступінь стиснення інформації — усереднити добові значення вібрації за місяць і користуватися для аналізу середньомісячними величинами. Користуючись рекомендаціями [38] вимірювання рівня вібрації ВНА для подальшої побудови часового трендів та забезпечення можливості усереднення даних проводились раз у тиждень за допомогою того ж переносного обладнання що застосовувалось в попередніх дослідженнях.

При ручному контролі кількість вимірювань обмежена і аналіз ряду, як правило, проводять вручну, що призводить до виникнення різного роду неточностей та помилок вимірювання. У такому випадку для отримання достовірного результату потрібно використовувати ефективні критерії оцінки надійності вимірювань. Для виділення тренда з часового ряду виміряних рівнів вібрації необхідно перш за все переконатися в його наявності, для чого можна скористатися статистичними методами.

Як відомо, рівні вібрації, зміряні в різні моменти часу, можуть бути реалізаціями однієї і тієї ж випадкової величини, що відповідає незмінному технічному стану механізму. Тому за нульову гіпотезу приймається, що впорядкована послідовність результатів контролю вібрації є наслідком статистично

незалежних вимірювань деякої випадкової величини, тобто маємо вибірку з генеральної сукупності з невідомими характеристиками. Якщо нульова гіпотеза не підтверджена, то передбачається наявність неперіодичного тренда.

Найпростіше перевірку нульової гіпотези можна провести за допомогою підрахунку серій, тобто множин послідовних моментів часу, при яких значення ряду лежать вище або нижче за медіанний рівень, тобто рівень, який задовольняє умові, що кількість спостережень, що перевищують цей рівень, дорівнює кількості спостережень, що не перевищують його.

Більш адекватний та достовірний спосіб — це перевірка ряду на відсутність тренда за критерієм Стюдента. При цьому ряд з числом членів n розбивають довільно на дві частини з числом точок m і $n-m$. Для кожної частини нормально розподіленої величини підраховують емпіричні середні значення [19]

$$\bar{L}_I = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m L_i; \quad \bar{L}_{II} = \frac{1}{n-m} \sum_{i=m+1}^n L_i \quad (4.2)$$

Та середньоквадратичні відхилення

$$s_I^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (L_i - \bar{L}_I)^2; \quad s_{II}^2 = \frac{1}{n-m-1} \sum_{i=m+1}^n (L_i - \bar{L}_{II})^2 \quad (4.3)$$

Порівнюють отримані значення. Їх різниця вважається значимою, якщо величина

$$|t| = \frac{|\bar{L}_{II} - \bar{L}_I|}{\sqrt{m \cdot s_I^2 + (n-m) \cdot s_{II}^2}} \sqrt{\frac{m(n-m)(n-2)}{n}} \quad (4.4)$$

перевищить значення коефіцієнта Стюдента, визначеного для довірчої імовірності P та кількості ступенів свободи $n-2$, тобто $|t| > t(P, n-2)$. Значення коефіцієнта Стюдента наведені в [116]. Існує також ряд інших критеріїв, обчислення яких є більш трудомістким, проте вони не дають істотних переваг в точності результату.

Застосовуючи критерій Стюдента для двох експериментальних вибірок значень віброшвидкості (всього було проведено 40 вимірювань) відцентрового насоса ЦНС-180-1900 № 274 встановленого на кушовій насосній станції (КНС) №7

НГВУ “Долинанафтогаз” (табл. 4.4), які були отримані в результаті щотижневого контролю вібрації протягом майже 11 місяців, їх було розбито на дві різні вибірки з $m=15$ та $n-m=25$. Згідно критерію Стюдента для вибірки усереднених значень емпіричні середні значення і дисперсії дорівнюють відповідно $L_1 = 6.154$, $L_2 = 6.916$, $s_1^2 = 0.025$, $s_2^2 = 0.125$.

Обчислене за (4.4) значення критерію Стюдента становить 7.69, тоді як табличні значення для довірчих ймовірностей $P=0.95$ та $P=0.99$ відповідно $t(0.95,38) = 2.024$ і $t(0.99,38) = 2.712$, тобто підтверджується наявність тренда в вибірці усереднених значень. Спростовується нульова гіпотеза про відсутність тренда також і для вибірки пікових значень віброшвидкості для якої: $L_1 = 6.505$, $L_2 = 7.381$, $s_1^2 = 0.028$, $s_2^2 = 0.153$ та значення $t = 8.03 > 2.712$

Побудувавши графік (рис. 4.16) вимірних значень усереднених (а) та пікових (б) значень віброшвидкості даного насоса, в якому почав поступово розвиватись дисбаланс ротора, можна помітити що різниця між двома вибірками є дуже незначною.

Таблиця 4.4. Значення усередненого та пікового рівнів вібрації ВНА

№ ВИМ.	A_c ММ/С	$A_{пик}$ ММ/С	$A_{пик}-A_c$	№ ВИМ.	A_c ММ/С	$A_{пик}$ ММ/С	$A_{пик}-A_c$
1	5,83	6,21	0,38	21	6,52	6,89	0,37
2	6,03	6,43	0,4	22	6,57	7,31	0,74
3	5,89	6,32	0,43	23	6,61	7,23	0,62
4	6,16	6,53	0,37	24	6,83	7,51	0,68
5	6,03	6,28	0,25	25	6,92	7,16	0,24
6	6,21	6,68	0,47	26	6,81	7,12	0,31
7	6,21	6,41	0,2	27	6,95	7,69	0,74
8	6,19	6,61	0,42	28	7,04	7,53	0,49
9	6,18	6,41	0,23	29	6,93	7,34	0,41
10	6,1	6,44	0,34	30	7,13	7,5	0,37
11	6,25	6,54	0,29	31	7,18	7,72	0,54
12	6,26	6,54	0,28	32	7,23	7,45	0,22
13	6,23	6,8	0,57	33	7,12	7,42	0,3
14	6,28	6,71	0,43	34	7,11	7,72	0,61
15	6,46	6,66	0,2	35	7,26	7,83	0,57
16	6,31	6,72	0,41	36	7,22	7,81	0,59
17	6,36	6,85	0,49	37	7,23	7,86	0,63
18	6,36	6,48	0,12	38	7,34	7,67	0,33
19	6,52	6,91	0,39	39	7,34	7,64	0,3
20	6,54	7,06	0,52	40	7,49	7,97	0,48

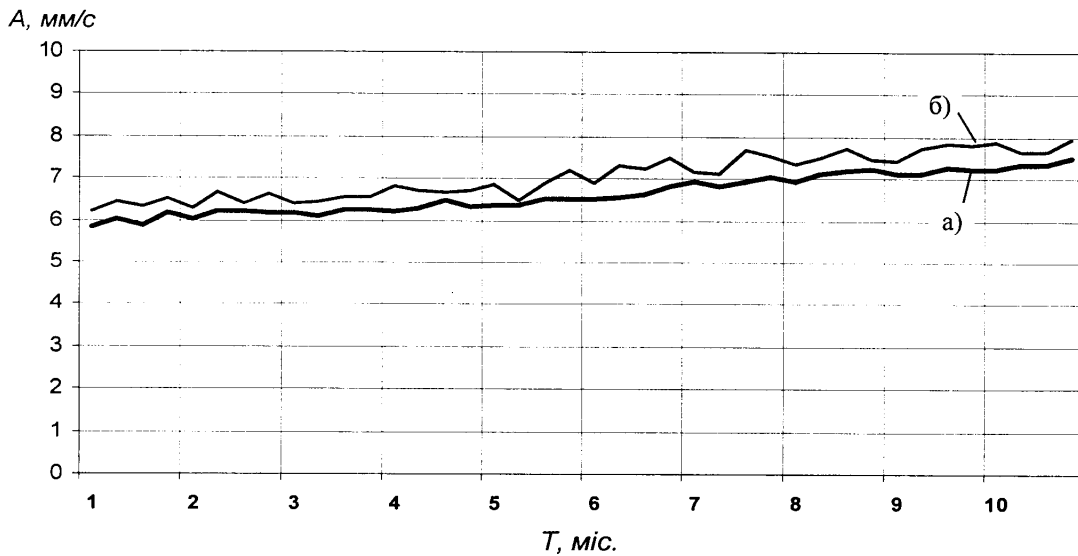


Рис. 4.16. Залежність зміни рівня віброшвидкості (A) від часу (T)
а) усереднених б) пікових значень віброшвидкості ВНА

Ще менш помітною є ця відмінність на загальноприйнятому в діагностиці усередненому та визначеному додатково піковому (максимальне значення амплітуди на кожній частоті протягом усього інтервалу) частотних спектрах контрольної точки на другому підшипнику насоса, в районі якого почав розвиватись дисбаланс (рис 4.17).

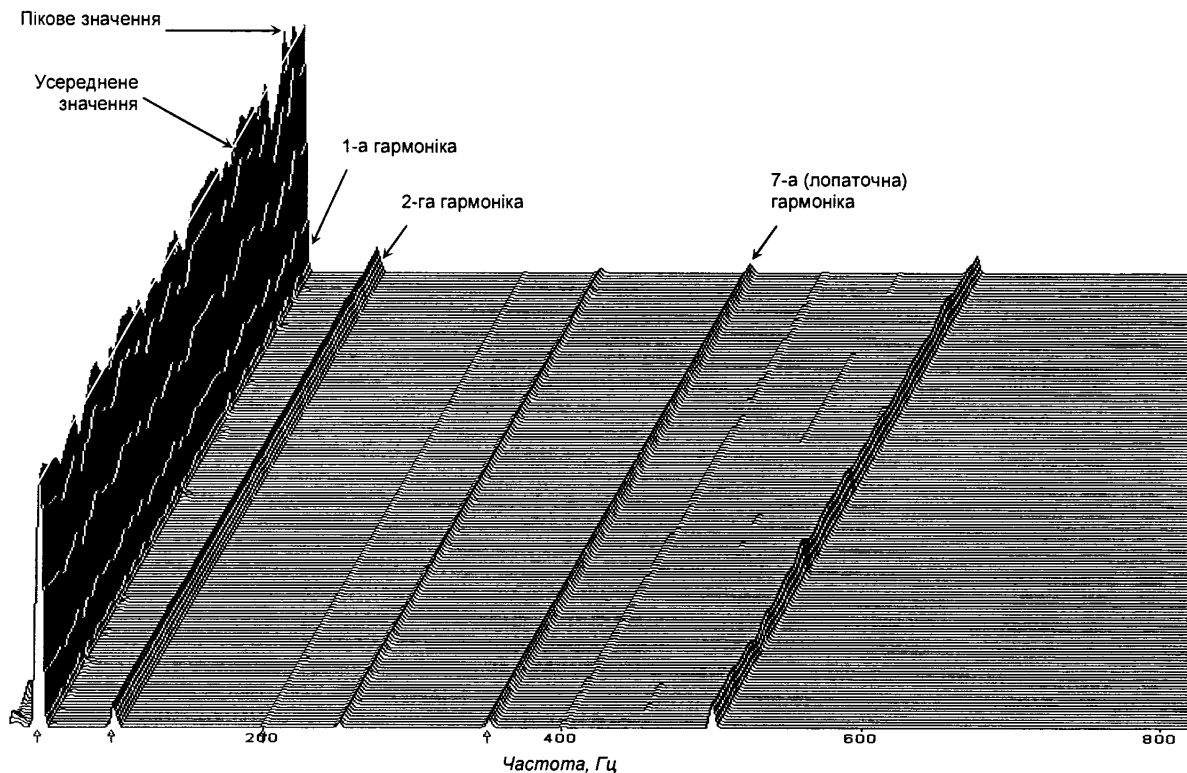


Рис. 4.17. Піковий та усереднений частотні спектри ВНА

Вибір для розрахунків двох вибірок зумовлений тим, що на миттєвій реалізації частотного спектру значення амплітуд гармонік не завжди є максимальними (рис. 4.17.), що пов'язано зі значною кількістю різних факторів (довжина вибірки, розмір перетворення Фур'є, вплив періодичності вібраційного процесу, різного роду похибки та ін.) Використання при діагностуванні усередненого спектру дає з однієї сторони більш згладжені значення амплітуд, проте з іншої сторони “маскує” максимальні пікові значення амплітуд за рахунок тих реалізацій спектру, де амплітуда гармонік є меншою за їх усереднене значення. Тому застосування при постановці діагнозу усереднених спектрів зумовлює значну імовірність заниження ступеня розвитку дефекту, що може бути особливо небезпечним для агрегатів, які вичерпують свій паспортний технічний ресурс, або працюють у важких режимах із значними навантаженнями. Виходячи з цього, можна констатувати, що використання частотних спектрів максимальних значень амплітуд гармонік також є доцільним.

Для виділення тренда було використано метод найменших квадратів (МНК), що полягає в мінімізації суми квадратів різниць значень функції регресії і величин членів часового ряду. Метод найменших квадратів має ряд переваг перед іншими методами виявлення зв'язку між експериментальними значеннями і вибраною теоретичною кривою [113,115]. Як функція регресії при використанні МНК можуть бути використані лінійні залежності, поліноми різних ступенів, експоненти та ін. При виборі останньої слід добиватися максимального спрощення залежності при мінімальній похибці апроксимації. Як показує практика, в період нормальної експлуатації (після закінчення процесу обкатки і до початку аварійного руйнування) абсолютні рівні вібрації механізмів зростають в більшості випадків лінійно або експоненційно, тому дослідимо використання для побудови тренда як лінійної та експоненційної залежності.

На рис. 4.18 зображено отримані вихідні вибірки усереднених значень (1) і її лінійний (6) та експоненційний (5) тренди, а також вибірку пікових значень (2) з лінійним (4) та експоненційним (3) трендами

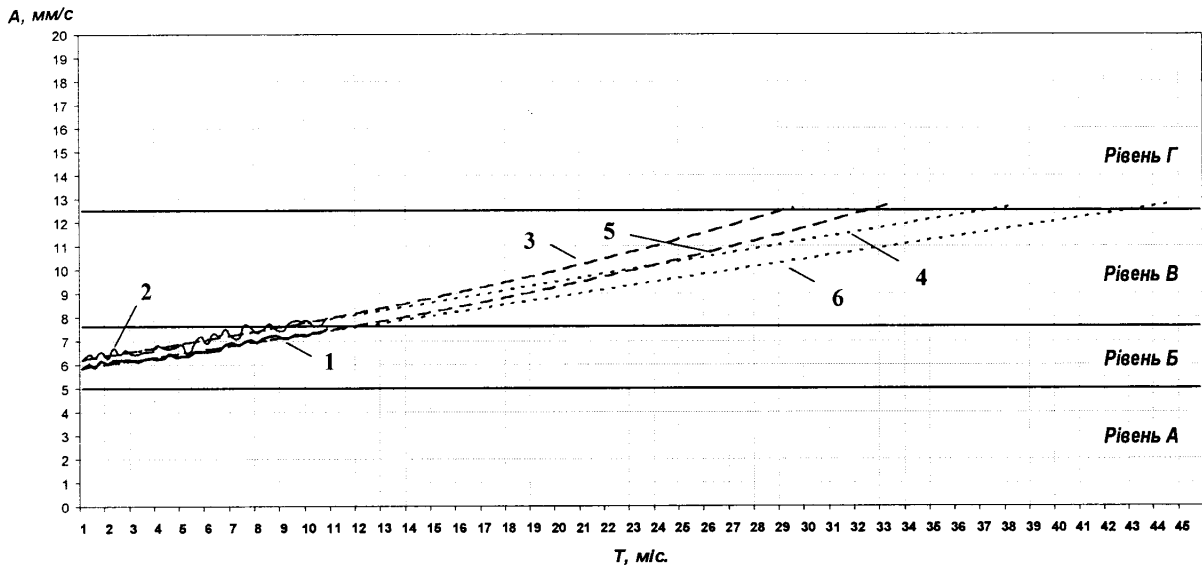


Рис. 4.18. Лінійні та експоненційні часові тренди для вибірок усереднених та пікових значень

Для вибірки усереднених значень було отримано лінійну апроксимуючу функцію $y = 0.0398x + 5.8149$ та експоненційну $y = 5.8496e^{0.006x}$, для вибірки пікових (максимальних) значень амплітуд відповідно $y = 0.0437x + 6.1572$ та $y = 6.1939e^{0.0062x}$.

Перед тим як використати отримані тренди для прогнозування потрібно провести їх перевірку на адекватність. Функція регресії, що описує тренд, буде адекватна реальному фізичному процесу, у випадку коли дисперсія, що вноситься трендом, значно перевищує дисперсію випадкової компоненти процесу.

Найбільш поширеним способом перевірки надійності апроксимації тренда побудованою функцією регресії є перевірка за критерієм Фішера [117]:

$$F = \frac{n-p}{p-1} \frac{\sum_{k=1}^n (\tilde{L}_k - \bar{L})^2}{\sum_{k=1}^n (L_k - \tilde{L}_k)^2} \quad (4.5)$$

де \bar{L} - середнє значення рівнів вібрації в даній вибірці; \tilde{L}_k - рівень вібрації, розрахований за рівнянням регресії; L_k - експериментальне поточне значення; p - кількість ступенів свободи полінома в рівнянні регресії. Параметр

F є підпорядкований розподілу Фішера з степенями свободи $(p-1, n-p)$. Приймається, що функція регресії $\tilde{L}_k = f(t_k)$ адекватна аналізованому процесу з рівнем значимості q , якщо параметр F перевершує табличне значення коефіцієнта Фішера для ступенів свободи $(p-1, n-p)$ і рівня значимості q .

Перевірку тренда на адекватність також можна виконати, оцінивши істотність кореляції вимірних значень вібрації і часу вимірювань. Коефіцієнт кореляції в даному випадку [19]

$$r = \frac{\sum_{k=1}^n (L_k - \bar{L})(t_k - \bar{t})}{\sqrt{\sum_{k=1}^n (L_k - \bar{L})^2 \sum_{k=1}^n (t_k - \bar{t})^2}} \quad (4.6)$$

Для перевірки істотності кореляції (при нормальному законі розподілу випадкової компоненти) визначається значення t -розподілу Стьюдента [19] для:

$$t(P) = \frac{r\sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r^2}} \quad (4.7)$$

Якщо отримане значення $t(P)$ більше табличного коефіцієнта Стьюдента при $n-2$ ступенях свободи, то коефіцієнт кореляції істотно відрізняється від нуля і одержане рівняння регресії відображає реально існуючий тренд вібраційного процесу.

Перевіривши надійність апроксимації тренда другим способом (за значенням коефіцієнта кореляції) для різної кількості членів ряду, послідовно збільшуючи число членів даного ряду від 5 до 40 було отримано графічну залежність зміни $t(P)$ від кількості вимірювань (рис.4.19). На рисунку також приведені значення коефіцієнта Стьюдента для імовірності 0,95 і 0,99. При кількості вимірювань $N \geq 38$ отримані тренди визнаються достовірними з імовірністю 0,99. Тренди, побудовані по менше як 36 вимірюваннях як видно з графіку в даному прикладі можуть призвести до помилкових результатів при оцінці залишкового ресурсу.

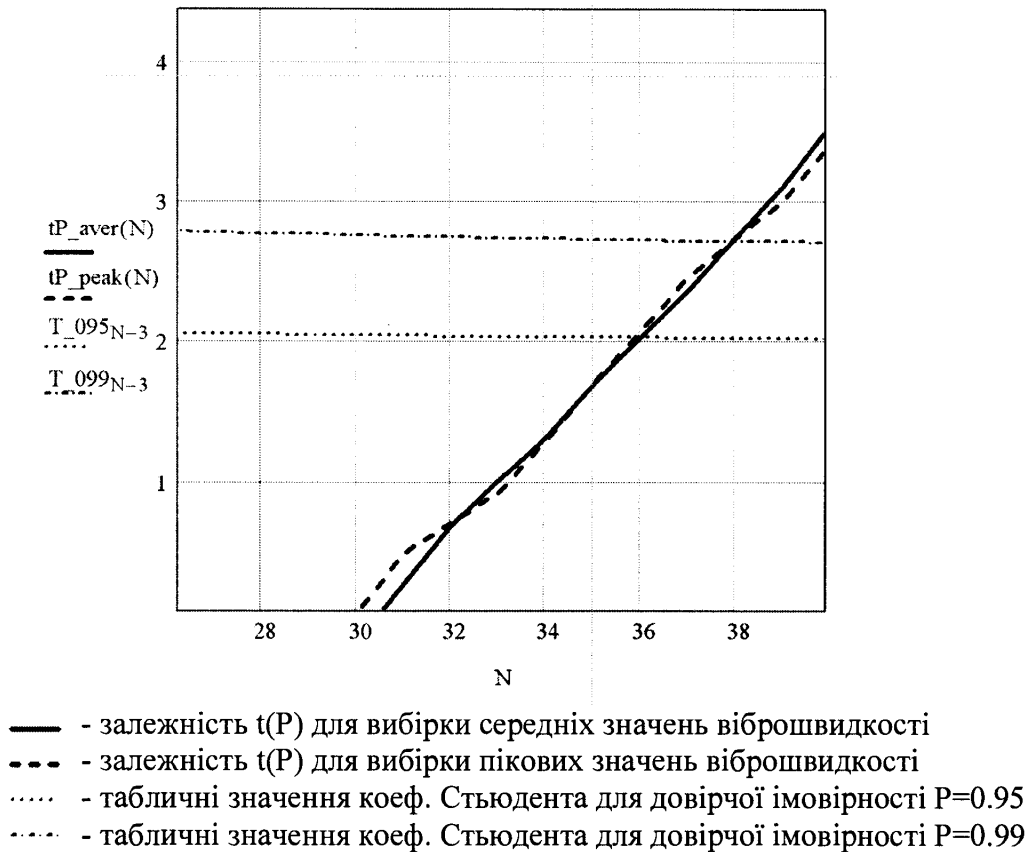


Рис. 4.19. Залежність зміни $t(P)$ від кількості вимірювань N

Довівши таким чином достовірність побудованих трендів, можна оцінити приблизний залишковий ресурс ВНА. Прогнозуючи зростання рівня амплітуди вібрації до максимально допустимого для даного ВНА рівня для різних функцій трендів було отримано наступні значення часу роботи ВНА до моменту досягнення порогового значення T_{\max} та залишкового ресурсу роботи $T_{\max} - T_{\text{роб}}$ ($T_{\text{роб}} = 11$, оскільки насос уже відпрацював 11 місяців) за умови збереження прогнозованої залежності зміни вібрації (таблиця 4.5).

Таблиця 4.5. Прогнозування залишкового ресурсу роботи ВНА

Вибірка	Залежність	Функція	T_{\max} , міс	$T_{\max} - T_{\text{роб}}$, міс	Достовірність апроксимації
усереднених значень	лінійна	$y = 0.0398x + 5.8149$	43	32	0,959
	експоненційна	$y = 5.8496e^{0.006x}$	32.5	21,5	0,9612
пікових значень	лінійна	$y = 0.0437x + 6.1572$	37	26	0,902
	експоненційна	$y = 6.1939e^{0.0062x}$	29	18	0,9032

Аналізуючи дану таблицю можна відмітити, що за різними оцінками залишковий ресурс роботи ВНА може коливатись у межах від 18 до 32 місяців. Використання лінійної або експоненційної залежності для побудови тренду дає приблизно однакову розбіжність за часом як для вибірки усереднених значень ($\Delta T = 10.5$ місяців) так і для пікових значень ($\Delta T = 8$ місяців) при майже однаковій достовірності апроксимації. Цей розмах може змінюватись як в одну так і в іншу сторону шляхом збільшення вибірки, проте для цього необхідний значний час. Враховуючи, що при значному розвитку дефекта та передаварійному стані рівень вібрації, як свідчать результати експериментів, зростає переважно експоненційно, то більш доцільним буде вибір для прогнозування експоненційного тренду. Тому, в даному випадку можна стверджувати, що прогнозований ресурс ВНА буде коливатись в межах від 18 до 22 місяців, а беручи до уваги той факт, що середній термін експлуатації ВНА типу ЦНС-180-1900 на даному промислі, як показує практика, становить 6 років замість 10 згідно паспорту, стає очевидним, що варто користуватись при розрахунку дати проведення його ремонту меншим з цих двох прогнозованих значень. Тобто оптимальним рішенням при прогнозуванні залишкового ресурсу роботи даних ВНА є використання експоненційного тренду на основі вибірки максимальних (пікових) значень віброшвидкості[94].

Висновки до розділу:

1. Проведено дослідження впливу дефектів на зміну частотного спектру вібраційних процесів у ВНА, що дало змогу визначити закономірності їх зміни з розвитком дефекту.

2. Доведено що не існує зв'язку між зміною рівня будь-якої однієї гармонічної складової частотного спектру віброшвидкості та технічним станом ВНА, та відповідно визначено основні інформативні гармоніки і показано що необхідно враховувати тенденцію зміни їх усіх одночасно.

3. Визначено комплексну діагностичну ознаку стану ВНА як суму добутків значень амплітуди віброшвидкості на відповідні зважуючі коефіцієнти, визначені

експериментальним шляхом, виходячи з величини впливу найбільш інтенсивних гармонікам на технічний стан ВНА. Встановлено допустимі межі зміни ДО, що дозволило використати її як основу нового методу контролю технічного стану ВНА

4. На основі експериментальних даних здійснено прогнозування залишкового ресурсу роботи ВНА, визначено оптимальний тип часового тренду для розрахунку залишкового ресурсу роботи ВНА та обчислено його залежність для конкретного випадку.

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБЛЕННЯ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АГРЕГАТУ ЦНС-180-1900

В даному розділі, з врахуванням вимог до технічних засобів контролю вібрації, розглянутих в розділі 1, та особливостей запропонованого в розділі 4 методу контролю стану ВНА розробляється система контролю технічного стану, що складається з портативного приладу-реєстратора, ПЕОМ та програмного забезпечення верхнього рівня для зберігання та аналізу отриманих віброзаписів.

5.1 Обґрунтування вимог до системи, що проектується та її основні технічні характеристики

Виходячи з конструктивних особливостей ВНА типу ЦНС-180-1900, які детально розглянуті в розділі 1, а також питання їх контролепридатності, що обумовлює відсутність штатних давачів вібрації і не дозволяє встановлювати серійні технічні засоби контролю віброактивності ВНА, що випускаються промисловістю, та виходячи з результатів експериментальних досліджень, викладених у розділі 4, сформулюємо основні вимоги до проектованої системи контролю технічного стану ВНА :

- забезпечення вимірювання параметрів вібрації (віброприскорення, віброшвидкості, вібропереміщення) в режимі реального часу з стандартних давачів за допомогою лінійного входу (або входу з попереднім підсилювачем) ;
- наявність додаткових каналів вимірювання напруги/струму для підключення додаткових давачів (температури, кількості обертів, фазовідмітчика, тощо) ;
- простота користування реєстратором для обслуговуючого персоналу, наявність інтерактивного меню користувача та вбудованої клавіатури;
- автоматична постановка попереднього діагнозу одразу після завершення запису вибірки на основі запропонованої комплексної діагностичної ознаки;
- наявність достатнього об'єму вбудованої енергонезалежної пам'яті для збереження результатів обстеження;

- можливість усереднення результатів декількох вимірювань та задання об'єму вибірки
- наявність графічного дисплею для візуалізації часових та частотних характеристик вібросигналів з можливістю масштабування;
- можливість синхронізації та обміну даними із ПЕОМ через один або декілька стандартних периферійних інтерфейсів;
- можливість програмування на визначений час для автоматичного ввімкнення та запису вибірки даних із заданою тривалістю (для поглибленого діагностичного обстеження та побудови часових трендів).

Бажаними технічними характеристиками системи є:

Кількість входів	2 (лінійний та з попереднім підсилювачем)
Кількість ліній у спектрі	100,200,400,800,1000,2000,4000
Частота дискретизації	до 8 кГц
Розрядність АЦП	12...16 біт
Інтерфейси розширення	USB, RS-232C

Для забезпечення можливості подальшого удосконалення та розширення системи пропонується розділити її на два функціональні блоки – блок перетворення та обробки даних (аналогову частину) та блок керування та збереження інформації (цифрову частину). Аналогова частина повинна забезпечувати узгодження давачів із вхідними колами, виконувати фільтрацію сигналів на низьких та високих частотах, їх попереднє підсилення та нормалізацію. Також у цьому блоці виконуватиметься процедура аналогово-цифрового перетворення.

Цифрова частина повинна забезпечувати функції керування аналоговим блоком (установка коефіцієнту підсилення, ввімкнення/вимкнення фільтрів, установка параметрів аналогово-цифрового перетворення), зчитування команд користувача з вбудованої клавіатури, відображення інформації на графічному дисплеї, обміну даними з вбудованою енергонезалежною пам'яттю та ПЕОМ, виконувати всі математичні операції із вхідними даними (обчислення частотних спектрів, комплексної діагностичної ознаки, інших показників та параметрів), вести

реєстрацію дати та часу проведення вимірювань, тому очевидним є використання для побудови даного блоку одного з сучасних програмованих мікроконтролерів.

5.2 Розроблення структурної схеми системи контролю технічного стану агрегату ЦНС-180-1900

Дотримуючись наведених вище у п 5.1 вимог, враховуючи тенденції розвитку ринку програмованих мікроконтролерів та беручи за основу окремі технічні рішення, які використовуються у аналогічних системах провідних фірм-виробників, було розроблено структурну схему системи контролю технічного стану, наведену на рис 5.1.

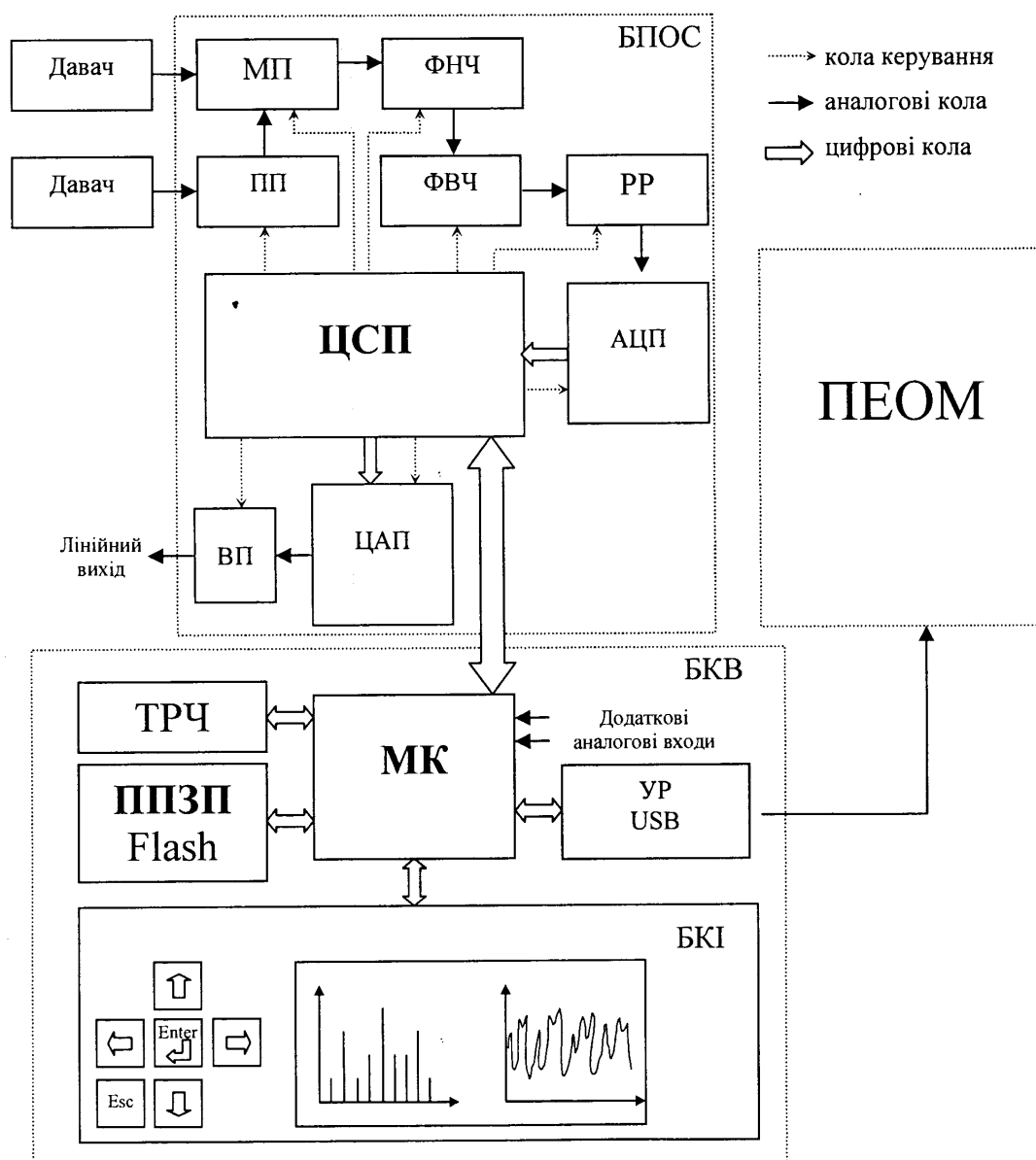


Рис. 5.1. Структурна схема системи контролю технічного стану ВНА

На схемі прийнято наступні умовні позначення :

БПОС – блок попередньої обробки сигналів;

ПП – попередній підсилювач;

МП – мультиплексор;

ФНЧ – фільтр низьких частот;

ФВЧ – фільтр високих частот;

РР – регулятор рівня;

АЦП – аналогово-цифровий перетворювач;

ЦСП – цифровий сигнальний процесор;

ЦАП – цифро-аналоговий перетворювач;

ВП – вихідний підсилювач;

БКВ – блок керування та відображення інформації;

МК – мікроконтролер;

ТРЧ – таймер реального часу;

БКІ – блок клавіатури та індикації;

ППЗП – перепрограмований постійний запам'ятовуючий пристрій;

УР – узгоджувач рівня;

ПЕОМ – персональна електронно-обчислювальна машина.

Блок попередньої обробки сигналів має два входи для підключення давачів вібрації, один з яких має власний попередній підсилювач. Вибір входу здійснюється за допомогою керованого мультиплексора. З виходу мультиплексора аналоговий сигнал проходить через керовані фільтри високих та низьких частот, які здійснюють його попередню фільтрацію та поступає на вхід цифрового регулятора рівня, коефіцієнт передачі якого може змінюватися в межах від 0 до 1. Далі нормалізований аналоговий сигнал оцифровується за допомогою АЦП та поступає на вхід цифрового сигнального процесора, який виконує функції попередньої обробки (при потребі) та передає оцифрований потік даних на блок керування де відбувається подальша обробка сигналу. Передбачено також і зворотній варіант: при потребі цифровий потік даних, що були записані та збережені раніше, поступає із

зовнішньої пам'яті на ЦСП де перетворюється за допомогою ЦАП і через вихідний підсилювач може бути відтворений у вигляді аналогового сигналу для подальшого лабораторного аналізу. Цифровий сигнальний процесор також повинен виконувати функції керування попереднім та вихідним підсилювачами, мультиплексором, фільтрами високих та низьких частот і регулятора рівня.

Основним вузлом блоку керування та відображення інформації є програмований мікроконтролер, який керує блоком попередньої обробки сигналу, а також блоком клавіатури та індикації.

Через паралельну шину контролер з'єднується з таймером-лічильником реального часу, з якого отримує інформацію про поточний час та дату для ведення хронологічного журналу подій, а також для реалізації функції автоматичного ввімкнення/вимкнення у заданий час. Таймер-лічильник має власне автономне літєве джерело живлення, що забезпечує його безперебійну роботу на протязі 10 років.

До контролера через послідовну шину під'єднується енергонезалежна постійна flash-пам'ять, що може оперативно замінюватись. Це є однією з характерних відмінностей системи, що проектується, від інших промислових зразків, які мають незмінну вбудовану пам'ять даних, при заповненні якої в польових умовах потрібно переривати подальшу роботу системи. Обмін даними також можна реалізовувати через USB –інтерфейс, вхід якого через узгоджувач рівня підключений до контролера.

Для забезпечення можливості підключення до системи додаткових давачів для вводу допоміжної інформації використовуються можливості вбудованого в контролер АЦП.

Для вводу-виводу даних призначені вбудований графічний рідкокристалічний дисплей із підсвіткою та шестикнопкова клавіатура (4 клавіші управління курсором, клавіша підтвердження вводу даних та клавіша відмови від виконання операції). В перспективі використання системи, за потреби, можна розширити клавіатуру числовими клавішами.

5.3 Розроблення принципової електричної схеми блоку попередньої обробки сигналів

Згідно структурної схеми системи, наведеної на рис. 5.1, було розроблено принципову електричну схему блоку попередньої обробки сигналів (БПОС), наведену на рис. Д.1 (додаток Д). Основним елементом схеми блоку є спеціалізований цифровий сигнальний процесор (ЦСП) VS1003 (DD1 на схемі) призначений для обробки та перетворення звуку, основні характеристики та можливості якого наведено у [118]. Процесор ввімкнений за штатною схемою підключення з деякими модифікаціями у вхідних колах вводу сигналів. Вхідний аналоговий сигнал поступає на лінійний вхід LINE IN ЦСП через ланку C12-R19. Сигнал з низьким рівнем з роз'ємів XT2, XT3 через схему узгодження на елементах C4-C5, R5-R8, C1-C3, R17 поступає на входи MICP MICN попереднього підсилювача. Далі аналогові сигнали комутуються, нормалізуються, перетворюються у цифрову форму та зберігаються в проміжному буфері ЦСП. Службові входи/виходи ЦСП SO, SI, SCLK, xCS, DREQ, xCDS/BSYNC через роз'єм XT1 з'єднані з відповідними контактами блоку керування, який задає обмін на шині даних (зчитує/заповнює проміжний буфер даних), задає значення конфігураційних регістрів ЦСП, тощо. Додатково на роз'єм XT4 також розведені виходи ЦСП GPIO 0, GPIO 1, GPIO 2/DCLK та GPIO 3/SDATA які можуть використовуватися для тестового режиму роботи ЦСП та відладки. Для усунення хибного спрацьовування, ці виходи через резистори R1-R4 з'єднані із загальною шиною. З виходів LEFT, RIGHT, GBUF на роз'єм XT5 виводиться відтворений за допомогою ЦАП аналоговий сигнал. Ланки C6-R9, C7-R10, C8-R11 – коректуючі, згідно штатної схеми. Внутрішня логіка ЦСП тактується вбудованим тактовим генератором, до входів XT1/MCLK та X2 якого під'єднано кварцовий резонатор Z1 з ланками корекції на елементах C9-C10, R14. При потребі, стандартний кварцовий резонатор з частотою 12.288 МГц може бути замінений іншим на частоту 24.576 МГц, що дасть змогу збільшити максимальну частоту дискретизації та швидкодію. Елементи VD1, C13 та R13 формують ланку автоматичного скидання ЦСП при подачі живлення.

При необхідності, за допомогою джампера RJ1, вхід скидання може бути скомутований з сигналом EXT_RESET, що надходить із блоку керування. Для уникнення хибного спрацьовування, вхід xCS через резистор R12 підключений до шини живлення, як і, за рекомендацією виробника, вхід RX.

Для формування двох необхідних напруг живлення ЦСП +2.8 В та +2.5 В призначені стабілізатори напруги DA1 IRU1117 та DA2 IRU1117-25 відповідно. Ланка R15-R16 у схемі включення керованого стабілізатора DA1 служить для задання вихідної напруги в межах 2.8-2.85 В. Схема ввімкнення DA2 – стандартна. Для усунення пульсацій та завад по колах живлення у схемі пристрою використано електролітичні C14-C18, C25, C27 та керамічні конденсатори C19-C24, C26, C28, що розташовані по всій платі пристрою.

Загальний вигляд друкованої плати БПОС наведено в додатку Е. Друкована плата розведена односторонньою в режимі ручного трасування в середовищі PCAD з невеликою кількістю зовнішніх перемичок зі сторони деталей. Топологія загального провідника GND в районі контролера вибрана таким чином, щоб з'єднати виводи 37,40,41,47 "аналогової" землі AGND та виводи 4,16,20,21,22 "цифрової" землі DGND в одній точці, як рекомендується виробником цифрового сигнального процесора.

5.4 Розроблення принципової електричної схеми блоку керування та відображення інформації

В ході розроблення схеми блоку керування потрібно було спочатку визначитись з вибором програмованого логічного мікроконтролера (МК) як основного елемента схеми. Вибір було зроблено на користь сучасного МК типу AT91SAM7S, який розроблено фірмою Atmel [119]

AT91SAM7S позиціонується виробником як сімейство мікроконтролерів з вбудованою флеш-пам'яттю в основу яких закладено 32-бітове RISC ядро ARM7TDMI. Характерними відмінностями цих контролерів є наявність вбудованої високошвидкісної флеш-пам'яті (FLASH) і статичної пам'яті (SRAM), великий набір

периферійних вузлів і модулів, включаючи порт USB2.0 (окрім AT91SAM7S32) для роботи в режимі пристрою, і повний набір системних функцій, що скорочують число зовнішніх компонентів. Мікроконтролери цього сімейства є ідеальною заміною 8-бітовим мікроконтролерам, застосування яких вже стає неможливим для реалізації складніших завдань, що вимагають пам'яті більшого розміру і вищої продуктивності, зокрема проведення побудови частотного спектру за допомогою швидкого перетворення Фур'є та його відображення на вбудованому дисплеї. Останнє є однією з вимог до системи, яка проектується.

Для мікроконтролерів цього сімейства існує можливість внутрішньосхемного перепрограмування вбудованої флеш-пам'яті через інтерфейс JTAG-ICE або через паралельний інтерфейс на зовнішньому програматорі. Вбудовані захисні біти і біт секретності прошивки захищають від випадкового перезапису флеш-пам'ять і дають змогу зберегти конфіденційність програми.

З даного сімейства було вибрано контролер AT91SAM7S64 який має наступні особливості та характеристики[119]:

- ядро ARM7TDMI ARM Thumb з високопродуктивною 32-бітовою архітектурою RISC та 16-бітовою системою команд;
- найвище співвідношення продуктивності до споживаної потужності
- 64 кБайт, (512 сторінок по 128 байт) внутрішньої високошвидкісної флеш-пам'яті з частотою роботи до 30 МГц і 16 кБайт внутрішньої високошвидкісної статичної пам'яті (SRAM) з циклом читання/запису за один такт на максимальній частоті роботи процесора
- 20-бітовий програмований лічильник з додатковим 12-бітовим лічильником інтервалів часу та таймер реального часу (RTT)
- 32 порти вводу-виводу, мультиплексованих з внутрішніми периферійними модулями з можливістю переривання по зміні стану кожного порту
- повношвидкісний порт USB2.0 з швидкістю до 12 Мбіт/сек
- два універсальних синхронно-асинхронних прийомо-передатчики (USART) з індивідуальним для кожного каналу дільником тактової частоти для управління швидкістю обміну та можливістю апаратної модуляції/демодуляції IrDA сигналів

- послідовний периферійний інтерфейс (SPI) Програмована довжина слова даних: 8-16 біт
- 8-канальний 10-бітовий АЦП, з них чотири канали мультиплексовані з портами вводу-виводу
- вбудований завантажувач SAM-BA™
- робота при частоті до 55 МГц

Системний контроллер AT91SAM7S має в своєму складі контроллер скидання, що керує послідовністю процесу включення і запуску процесора. Коректність цих дій контролюється вбудованим супервізором напруги живлення і сторожовим таймером, що тактується від незалежного внутрішнього RC-генератора.

Кожен мікроконтролер з сімейства AT91SAM7S має можливість роботи від одного джерела живлення з вихідною напругою 3,3В. Внутрішній стабілізатор напруги підключається до цього джерела і формує на своєму виході напругу, яка подається на виводи VDDCORE і VDDPLL.

Взявши за основу даних контролер, було розроблено принципову електричну схему блоку керування та відображення інформації, яка наведена на рис Ж.1 (Додаток Ж). Контролер DD1 під'єднаний за поширеною схемою включення і тактується внутрішнім тактовим генератором, з частотою 18.432 МГц, яка задається зовнішнім кварцовим резонатором Z1. Конденсатори C5, C6 включені для узгодження ємності на вході. Ланка R9, C10, C12 використовується для роботи системи ФАПЧ (PLL) генератора. Входи JTAGSEL, TST та NRST під'єднані до джамперів RJ1-RJ3, положення яких потрібно змінювати відповідним чином під час програмування та внутрішньосхемної відладки контролера. Входи/виходи JTAG інтерфейсу TDI, TDO, TMS, TCK виведені окремо на роз'єм XT1 підтягнуті через опори R4-R7 47к до загальної шини живлення. Для згладження пульсацій напруги призначені елементи C7,C9,C11,C13,C15.

Для зв'язку контролера з ПЕОМ використовується інтерфейс USB. Схема його обв'язки для контролера проста і складається всього з двох ланок: C1,R1,R8 і C2,R2. Резистор R8 служить для розпізнавання моменту підключення пристрою на шину операційною системою.

Разом з контактами підключення до шини USB на роз'єм XT3 виведені чотири контакти для підключення сигналів від додаткових давачів до внутрішнього АЦП контролера. Для енергонезалежного збереження записаних даних, як згадувалось вище, служить MMC або SD флеш-пам'ять U1, обмін даними з якою здійснюється по спільній з цифровим процесором блоку попередньої обробки сигналів послідовній шині SPI з окремими виходами вибору пристрою CS. Входи/виходи даних та керування блоком попередньої обробки сигналів виведені на схемі на роз'єм XT6.

Ввід інформації здійснюється за допомогою інтегрованої клавіатури, показаної на рис 5.1.

Кнопками SB1-SB4 виконується управління курсором на дисплеї та навігація по пунктах меню, кнопка SB5 призначена для підтвердження а кнопка SB6 – для скасування виконання операції. Для підвищення зручності управління системою, функції кнопок SB1-SB5 виконує 5-ти позиційний (5WAY) малогабаритний джойстик, подібні використовуються в мобільних пристроях. Кнопка SB6 (ESC) винесена окремо.

Для відображення інформації та спрощення організації діалогу з оператором в системі використано два світлодіодних індикатори: VD3 (зелений), VD4 (червоний) та графічний рідкокристалічний дисплей (на схемі не показаний) розміром 128x128 точок з розміром видимого поля приблизно 70x70 мм. Дисплей керується вбудованим контролером типу T6963C, розробленим компанією TOSHIBA [120] і має власний знакогенератор. Також на платі дисплею знаходиться вбудований генератор від'ємної напруги для корекції контрасту. Обмін даними між дисплеєм та мікроконтролером відбувається по 8 розрядній паралельній шині даних через роз'єм LCD DATA (на схемі XT4). Додатково на роз'єм XT5 виводяться управляючі сигнали запису в контролер дисплею (WR) читання (RD) вибору кристалу (CS) розділення присутності на шині команд/даних (CD) та скидання RESET. Підключення шини даних, шини команд, живлення та підсвітки до дисплею наведено на рис 5.2. Входом FONT SELECT можна вибирати розмір екранного шрифту.

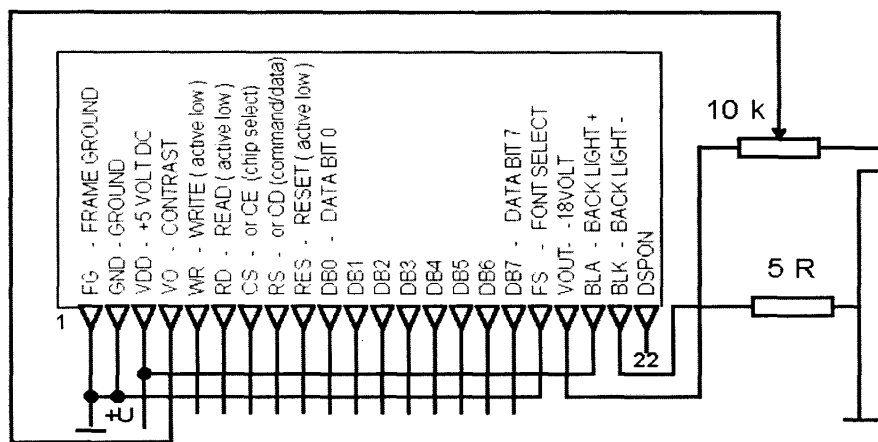


Рис. 5.2. Схема під'єднання контактів дисплею та організації регулювання контрасту

На відміну від попередніх поколінь мікроконтролерів, у AT91SAM7S64 є вбудований таймер-лічильник реального часу (Real-time Timer - RTT), що здатен інкрементуватись з кроком 1 сек. Ним зручно користуватись при відліку часових інтервалів, проте при пропаданні напруги живлення його стан не зберігається, тому у системі використовується зовнішній таймер-лічильник DS12887 фірми Dallas Semiconductor (DD2 на схемі), функціональна схема якого наведена на рис. 5.3. Як видно з рисунку, всередині мікросхеми знаходиться вбудований генератор із кварцевим резонатором та незалежне джерело електроживлення, яке може забезпечувати його автономну роботу протягом 10 років[121].

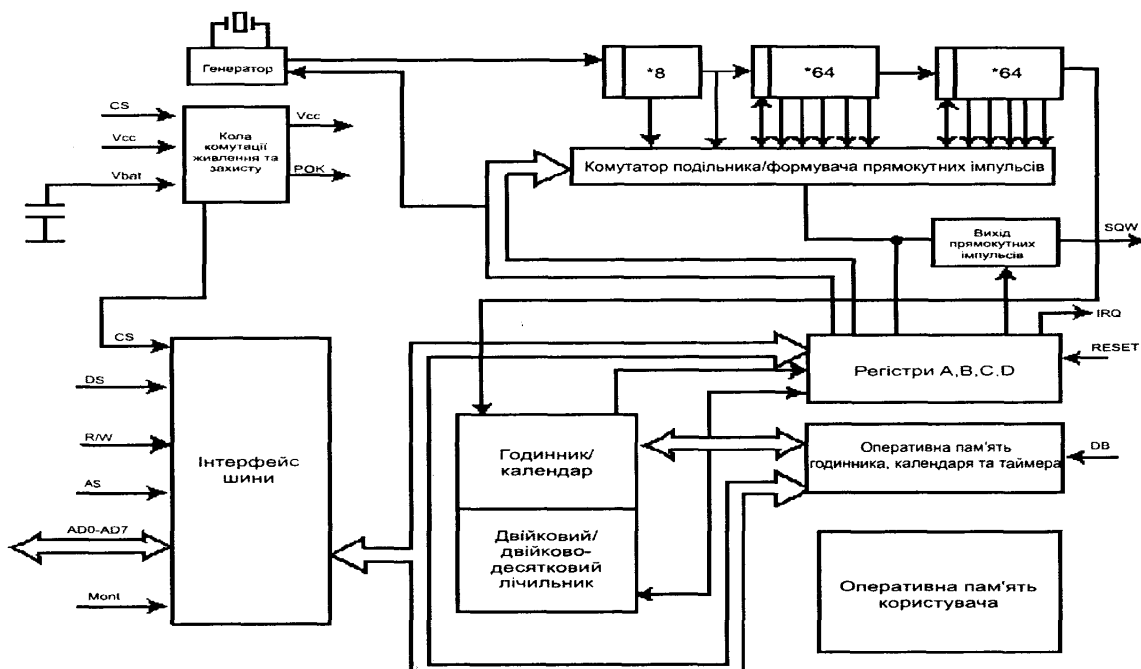


Рис. 5.3. Функціональна схема таймера-лічильника реального часу DS12887

Для обміну даними між мікроконтролером та таймером використовується 8-ми розрядна паралельна шина даних/адреси AD0-AD7, яка на схемі (рис. Ж.1) об'єднується з шиною даних графічного дисплею. В ході роботи пристрою даний таймер використовується, в основному, для отримання даних про поточну дату/час для відображення їх на дисплеї та при записі інформації на флеш-карту. В інших випадках використовується вбудований таймер реального часу мікроконтролера.

Для отримання стабілізованої напруги живлення блоку керування та відображення інформації +3.3 В використовується стабілізатор DA1 IRU1117-33 включений за типовою схемою з фільтрами на елементах C3,C4 C16,C17. На вхід стабілізатора може поступати напруга з шини USB через діод VD1 або, за відсутності зв'язку з шиною, з зовнішнього джерела напруги через діод VD2.

Окрема друкована плата для даного блоку не розроблялась, його було зібрано на серійній макетній платі для даного типу контролера [122] (Додаток 3)

5.5 Розроблення програмного забезпечення системи

5.5.1 Програмне забезпечення нижнього рівня для управління контролером та периферією

Програмне забезпечення нижнього рівня було розроблено в середовищі Keil на мові С. Вибір останньої в якості мови високого рівня був зумовлений тим, що в ході роботи потрібно виконувати складні математичні обчислення, зокрема реалізовувати процедуру швидкого перетворення Фур'є для побудови частотних спектрів. Несуттєвим недоліком такого вибору є деяке збільшення обсягу вихідних машинних кодів в порівнянні з ПЗ, написаним за допомогою мови асемблера, проте, при потребі, застосовуючи один в видів оптимізації коду, наявний у середовищі розроблення, можна скоротити цю різницю до мінімуму.

Загальний графічний алгоритм програмного забезпечення наведено на рис. 5.4.

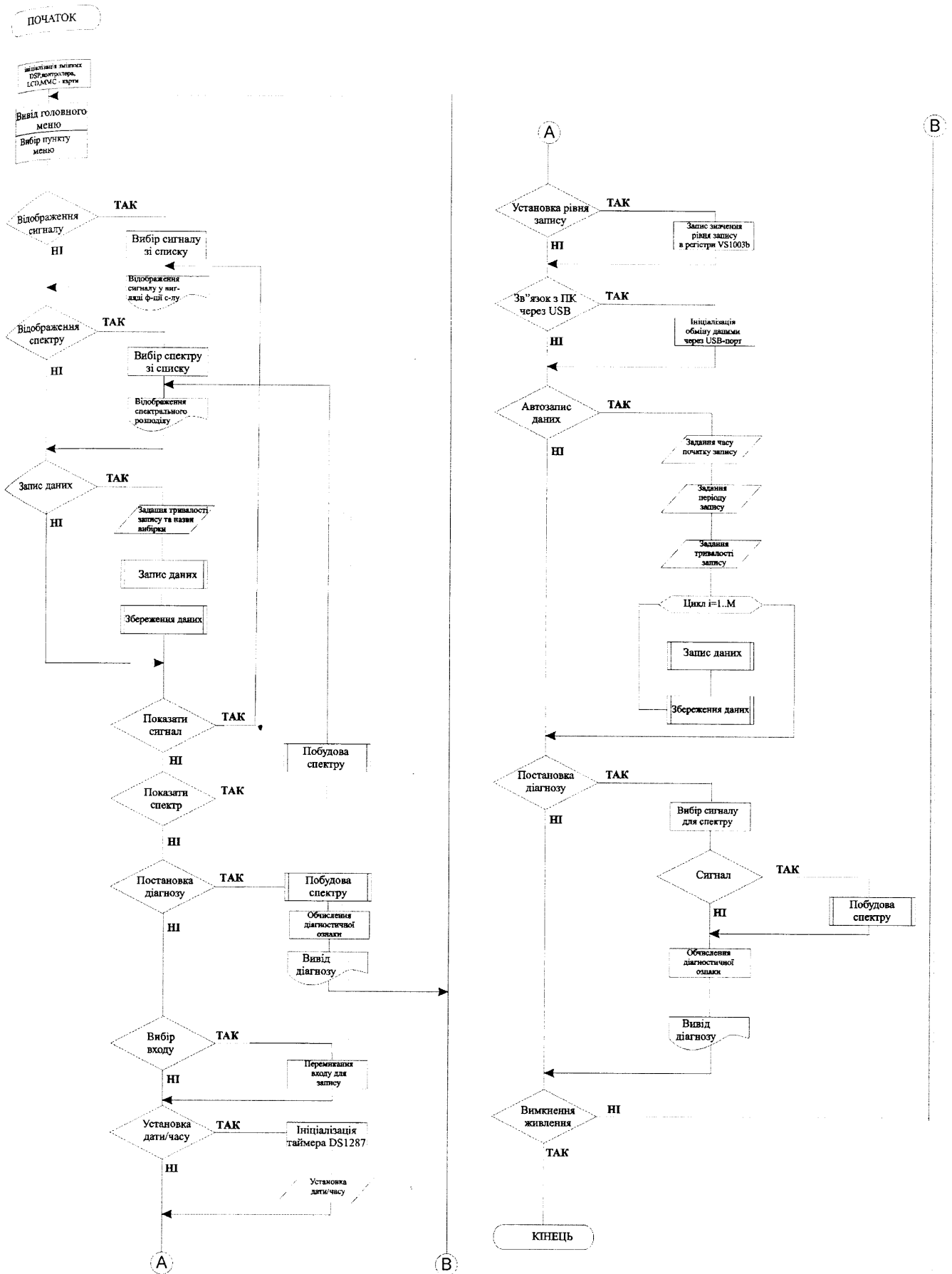


Рис. 5.4. Графічна блок-схема алгоритму роботи програмного забезпечення нижнього рівня

Після ввімкнення живлення системи відбувається початкова ініціалізація контролера, після чого він проводить опитування та ініціалізацію цифрового сигнального процесора, дисплею, таймера реального часу та карти пам'яті. При збої в процедурі ініціалізації робота програми тимчасово припиняється. Якщо ініціалізація пройшла успішно – на графічний дисплей буде виведено головне меню користувача та виконання програми призупиниться поки не буде вибрано один з пунктів меню. Якщо вибрано пункт меню “Відображення сигналу” то виконується процедура вибору конкретної часової вибірки та її відображення на дисплеї у вигляді функції часу. Аналогічні дії виконуються при виборі пункту меню “Відображення спектру”.

Вибір пункту “Запис даних” викликає діалогове вікно, де задається необхідна тривалість запису вибірки та її ім'я. До введеного імені автоматичного додається значення системної дати та часу початку запису. Далі по чергово виконуються процедури запису та збереження даних. Після збереження вибірки користувачу пропонується можливість одразу переглянути записаний сигнал або його спектр, а також одразу виконати постановку діагнозу на основі обчислення значення запропонованої в розділі комплексної діагностичної ознаки.

Якщо вибрано пункт меню “Вибір входу” то виконується процедура перемикання входів цифрового сигнального процесора, згідно вибору. При виборі пункту меню “Установка дати/часу” виконується ініціалізація таймера DS1287 та ввід за допомогою клавіатури поточної дати/часу та їх збереження в регістрах таймера . Пункт “Установка рівня запису” служить для запису потрібного коефіцієнта підсилення в регістри цифрового сигнального процесора VS1003b. Процедура встановлення зв'язку з ПЕОМ за допомогою інтерфейсу USB виконується за допомогою відповідного пункту головного меню “зв'язок з ПК через USB”.

Окремим пунктом меню винесено процедуру автозапису даних. Як свідчить практика, в ряді випадків, зокрема при побудові часових трендів, потрібно проводити постійний періодичний контроль вібрації. Використовуючи вбудований таймер-годинник реального часу, цю можливість було реалізовано в даній системі.

Для активації цієї функції потрібно вибрати пункт меню “Автозапис даних”, де задати час початку запису, період між послідовними записами та тривалість запису вибірки даних.

Після вводу вказаних параметрів реєстратор переходить в циклічний режим послідовного виконання процедур запису та збереження даних. Процедура може бути перервана в будь-який час при натисканні кнопки Esc на клавіатурі або при заповненні записаними даними карти пам'яті. При виборі пункту “Постановка діагнозу” проводиться вибір записаного раніше сигналу або спектру, на основі якого буде ставитись діагноз. Якщо вибрано сигнал то додатково виконується процедура побудови його частотного спектру. Далі обчислюється значення діагностичної ознаки та вивід її значення та висновку про стан агрегату на дисплей.

Для переведення реєстратора в режим очікування та низького енергоспоживання потрібно вибрати пункт меню “Вимкнути живлення”. Подальше ввімкнення реєстратора відбувається при натисканні та утриманні протягом 2 секунд будь-якої кнопки на клавіатурі.

На рисунку 5.5 наведено структурну схему графічного меню реєстратора.

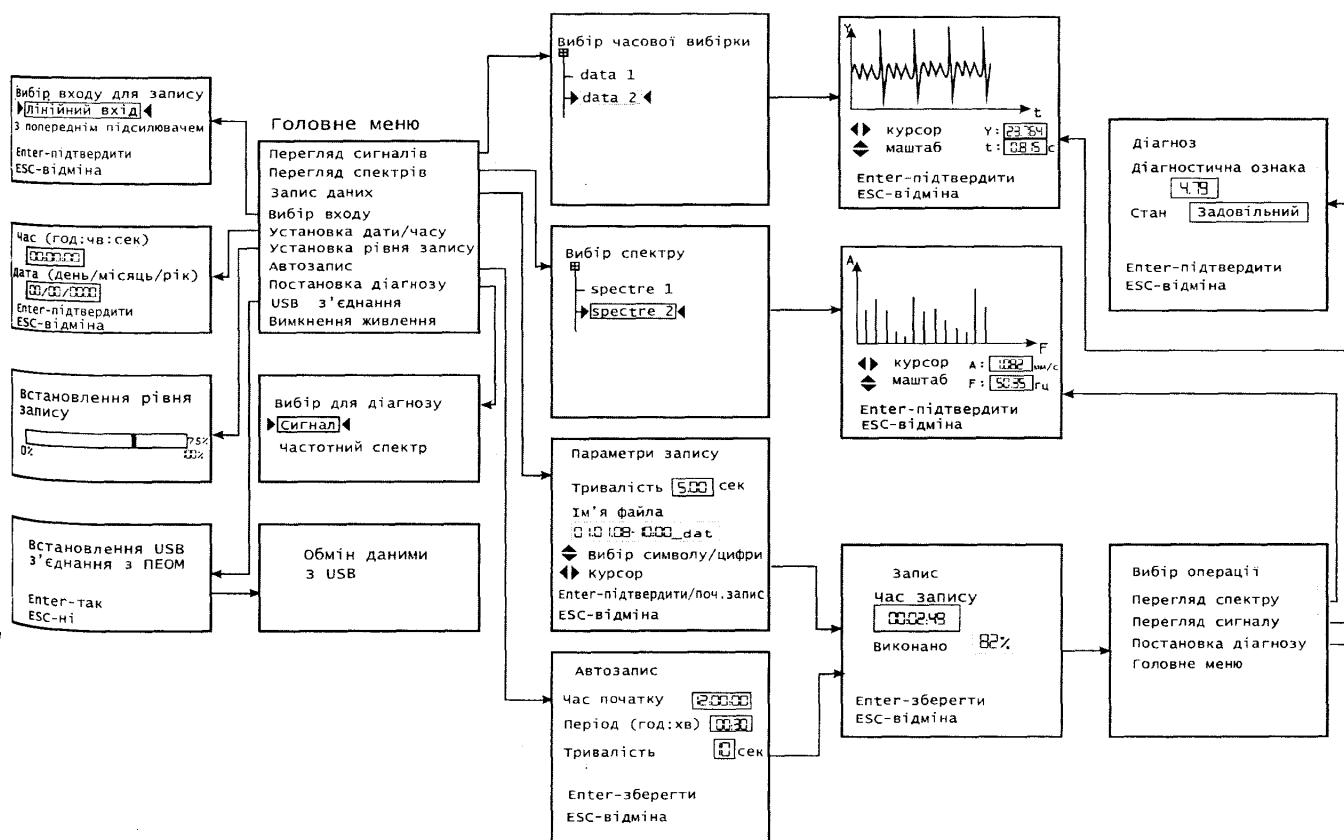


Рис. 5.5. Структурна схема графічного меню реєстратора

5.5.2 Програмне забезпечення верхнього рівня

При розробці програмного забезпечення верхнього рівня було використано раніше розроблені для проведення експериментальних досліджень два програмних модулі: модуль збору вібросигналів та модуль запису вібросигналів а також розроблено решту модулів згідно зі схемою на рис. 3.3.

На відміну від модулів для проведення експериментальних досліджень, реалізація інших програмних модулів не вимагає використання ніяких системних API – функцій, за винятком модуля побудови та аналізу частотних спектрів де API – функція `Application.OnMessage` використовується для перехоплення моменту натискання користувачем клавіш.

Особливістю модуля управління апаратною частиною системи автоматизованого діагностування (8) (рис. 3.3) є забезпечення доступу до паралельного порта комп'ютера для формування коду вибраного давача та його ввімкнення/вимкнення. Для обміну даними було вибрано порт LPT1, з адресою #378h який є наявний у більшості комп'ютерів. Робота з портом проводилась за допомогою процедур з асемблерними вставками, де використовуються команди роботи з портами типу `IN reg,reg` та `OUT reg,reg`. [123].

Для пришвидшення читання даних та запису даних було використано метод перенаправлення потоків з файлу та в файл за допомогою класу `TFileStream`, який використовується в модулях запису вібросигналів, перегляду результатів запису та автопобудови спектрів.

Модуль автоматичної побудови частотних спектрів (2) був написаний для реалізації процедури побудови в автоматичному режимі частотних спектрів вибірок, які були отримані через модуль збору вібросигналів. Виконаний як окрема форма, що викликається або автоматично, якщо встановлений флажок “Будувати спектри після завершення збору даних або” на формі установок або натиснувши на кнопку “Спектри” на інформаційній панелі, розміщеній внизу під схемою ВНА.

Модуль графічного відображення результатів запису вібросигналів (9) дає змогу після проведення запису вібраційних шумів безпосередньо переглянути їх. Якщо перед початком запису встановити відмітку “Переглядати графік зібраних

даних” на закладці модуля побудови, то після завершення процесу запису програма відкриває вікно де на графіку можна побачити часову розгортку сигналу.

Модуль занесення записів в базу даних (4) дає користувачу змогу оперативно додавати записи в базу даних з файлів записаних раніше в WAV-форматі або в текстовому форматі шляхом вибору точки, до якої потрібно прив’язати цей файл, після чого відкривається вікно модуля побудови спектрів,

Останній, проте найбільш важливий та значимий модуль програмного забезпечення системи – модуль побудови та аналізу спектрів на основі записаних спектрів за допомогою класичного або швидкого перетворення Фур’є (5). Вхідними даними для модуля служить або щойно записана вибірка, яка передається в програму з модуля автопобудови спектрів або дані зчитані з файлу.

Розрахунок частотних спектрів побудованих вибірок за допомогою перетворення Фур’є здійснюється за двома методами: класичним та швидким. Класичний метод перетворення Фур’є [124] є більш повільним, оскільки він виконує два вкладені цикли розмірністю N , де N -кількість точок у вибірці, причому в циклі здійснюється обчислення тригонометричних функцій $\sin(x)$ та $\cos(x)$, що також сповільнює процес обробки. Проте класичне перетворення Фур’є дає точніші результати, оскільки він перераховує амплітуду для кожної точки спектру. Швидке перетворення Фур’є [125] в багато разів прискорює процес обробки, оскільки виконується тільки один цикл, однак перед його виконанням дані підлягають перекодуванню за принципом перестановки індексів елементів масиву (власне перестановки бітів один відносно одного, тому швидке перетворення Фур’є здійснюється, як правило, по модулю 2, тобто об’єм вибірки повинен бути цілим степенем двійки), а також перекодуванню обробленої вибірки за зворотним алгоритмом. Проте застосування швидкого перетворення Фур’є дає деяку похибку, яка зменшується з ростом обсягу вибірки. Тому було прийнято рішення застосовувати обидва типи, в залежності від того, чи потрібна більша швидкість чи більша точність в конкретному випадку.

Тип перетворення Фур’є (класичне чи швидке) а також розмір вибірки для перетворення, який можна змінювати в межах від 32 (2^5) до 131072 (2^{17}) точок

можна задавати в вікні програми (рис 5.6), причому після зміни або типу або розміру перетворення буде автоматично перераховано спектр з відповідними параметрами. В правій частині форми міститься інформаційна панель, на якій показуються значення 1, 2, 3, 4 цілих та 1/2, 2/5, 1/3, 1/4 субгармонік сигналу.

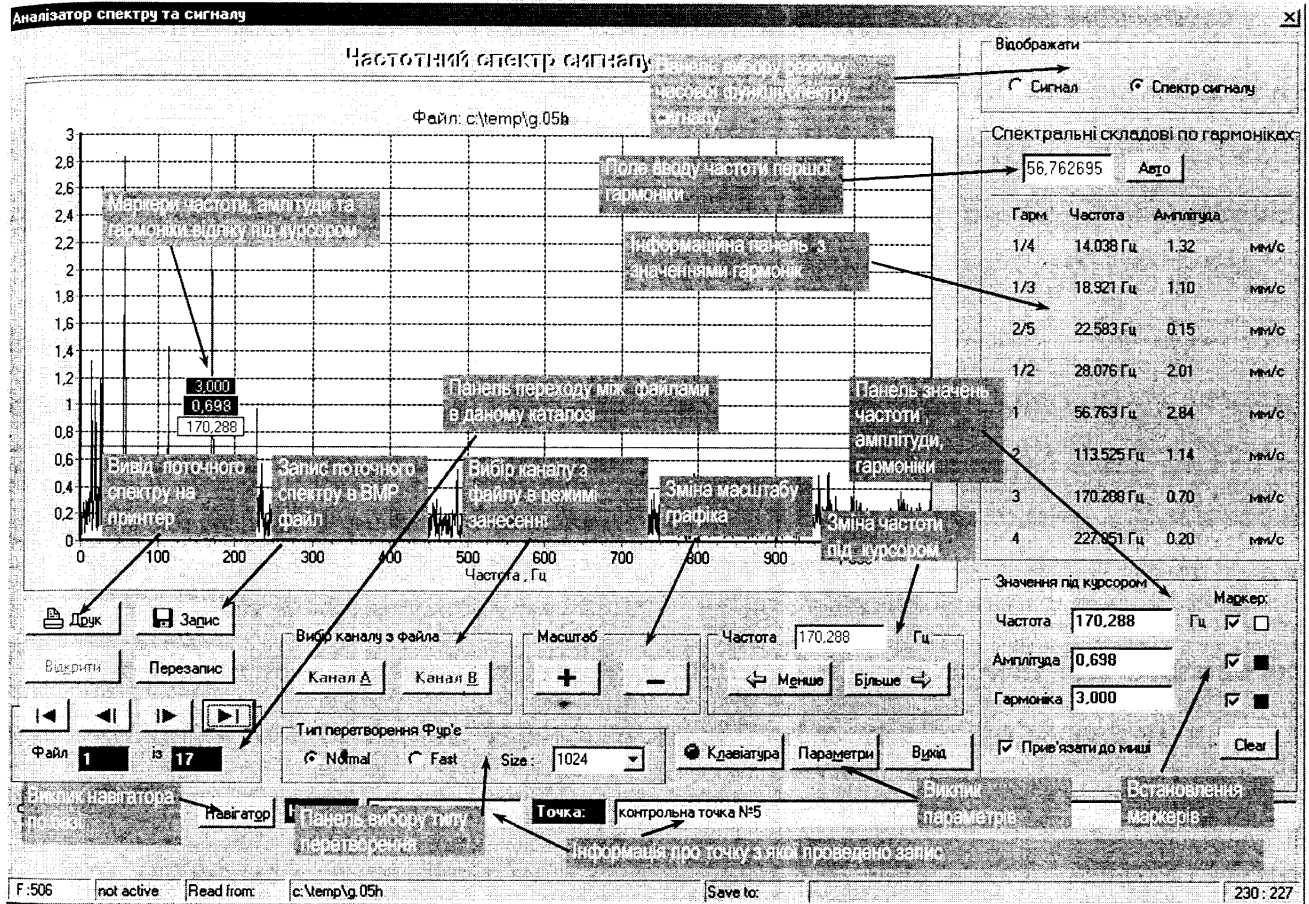


Рис. 5.6. Вікно модуля побудови та аналізу спектрів

В режимі огляду часової розгортки сигналу, який можна включити переставивши мітку на панелі, що знаходиться в верхньому правому кутку вікна. В верхній частині панелі розміщене поле в яке програма автоматично вносить значення частоти першої гармоніки, обчислене як індекс елемента масиву з максимальним значенням амплітуди у спектрі – оскільки, як правило найбільшу потужність у спектрі має перша гармоніка. Якщо ж значення частоти першої гармоніки, що було обчислене автоматично не є вірним, що може статися за сильного впливу завад на канал зв'язку або інших факторів, то можна ввести власне значення частоти в цьому полі, і програма автоматично перерахує частоти та амплітуди інших гармонік відносно нового значення частоти. При необхідності

також можна змінити значення частоти інших гармонік, підвівши курсор на значення частоти гармоніки та два рази клікнувши мишою. Після редагування натиснувши комбінацію Ctrl+Enter можна вийти з режиму зміни частоти.

Під інформаційною панеллю розміщена ще одна панель, на якій користувач може переглядати поточне значення частоти, амплітуди та гармоніки під курсором. На цій же панелі можна поставити відмітки навпроти маркерів, які будуть присутні на графіку спектру. Якщо поставити відмітку в полі “Прив’язати курсор до миші” то це дає можливість, рухаючи курсор по графіку, одночасно переміщувати маркери. Кнопки “+”, “-” дають можливість масштабувати графік, відповідно збільшуючи та зменшуючи масштаб. Кнопки “Менше”, “Більше” дають змогу змінювати значення частоти, при натисканні на кнопку “Клавіатура” можна вмикати/вимикати режим так званих “гарячих клавіш”, які спрощують керування програмою, так, наприклад, щоб збільшити значення частоти, потрібно натиснути клавішу “вправо”, щоб зменшити - клавішу “вліво” на клавіатурі і т.д.

Модулі огляду та навігації по базі даних (3,6) призначені для ведення бази даних записів. Виконані як окрема форма, яка є головною формою програми (рис. 5.7).

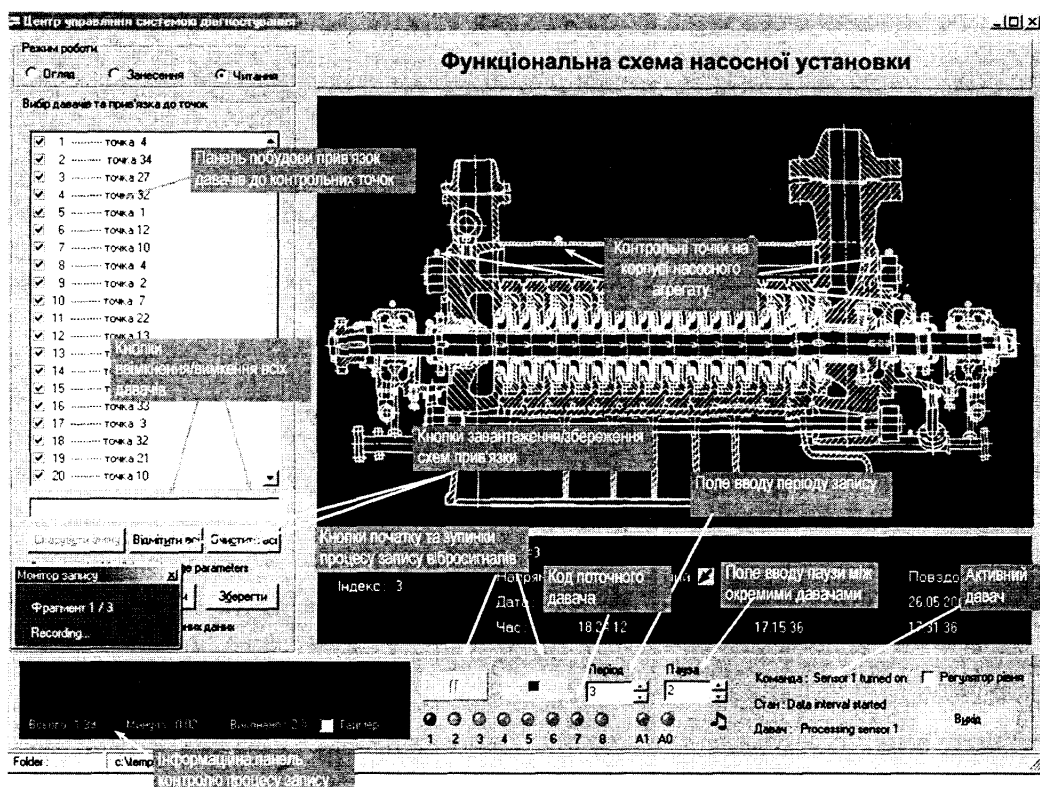


Рис. 5.7. Вікно головної форми програми верхнього рівня

Розроблене програмне забезпечення верхнього рівня дає змогу автоматизувати процес аналізу вібросигналів, безпосередньо їх проглядати, на їх основі будувати частотні спектри з різною роздільною здатністю, заносити в базу даних, переглядати базу даних та аналізувати зміни, що відбулися в спектрах за час, що минув між записами. До переваг розробленого програмного забезпечення можна також віднести те, що воно складається з окремих програмних модулів, які об'єднані в один загальний пакет, хоча кожен з них може працювати окремо, незалежно від інших, завантажуючи при потребі необхідні модулі, що робить його універсальним.

5.6 Визначення загальної похибки вимірювання системи, що проектується

Достовірність експериментальних результатів, забезпечується контролем точності окремо кожного приладу чи ланки, що входить в систему вимірювань.

Похибка аналогового сигнального тракту, спрощена схема якого наведена на рис 5.8 складається з наступних складових похибок: давача вібрації $\Delta_{ДВ}$, попереднього підсилувача мікрофонного входу $\Delta_{ПМВ}$, мультиплексора $\Delta_{М}$, регулятора рівня сигналу $\Delta_{РР}$ та аналого-цифрового перетворювача (АЦП) $\Delta_{АЦП}$.

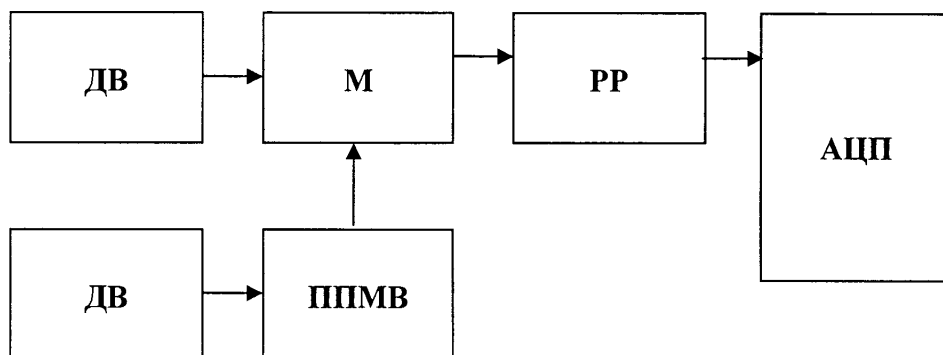


Рис. 5.8. Спрощена структурна схема аналогового сигнального тракту

Узагальнена схема накопичення похибки аналогового тракту системи наведена на рис 5.9.

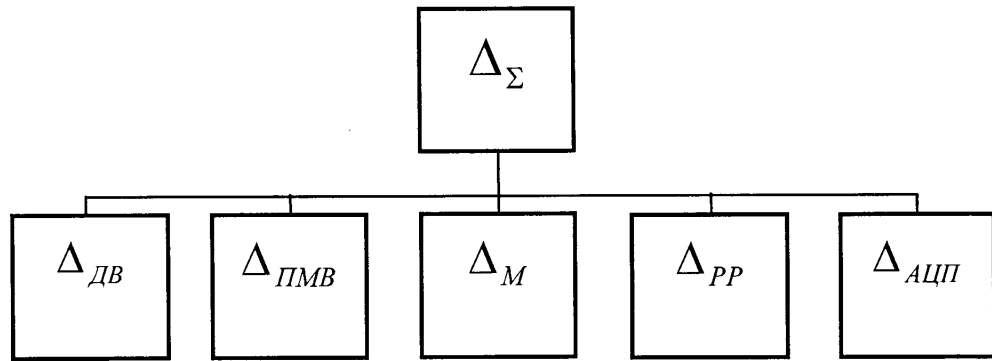


Рис. 5.9. Схема накопичення похибки аналогового тракту системи

Основна зведена похибка давача вибраного давача вібрації типу АР-21 $\gamma_{д}=5\%$ при його роботі в допустимому діапазоні зміни температури від -60°C до $+150^{\circ}\text{C}$ [118]. Похибкам даного типу властивий нормальний закон розподілу [126], для якого ентропійний коефіцієнт $k_{e_n} = 2.066$. Тоді середньоквадратичне відхилення (СКВ) дорівнюватиме:

$$\sigma_{д} = \frac{\gamma_{д}}{k_{e_n}} = \frac{5}{2.066} = 2.42\% \quad (5.1)$$

Похибка коефіцієнта підсилення мікрофонного підсилювача та регулятора рівня (який схемотехнічно є підсилювачем зі змінним коефіцієнтом підсилення) залежить від властивостей використаних для їх реалізації активних та пасивних елементів і стабільності напруги живлення.

Оскільки обидва блоки конструктивно виконані на одному кристалі цифрового сигнального процесора VS1003, що зводить до мінімуму вплив властивостей їх схемних елементів на сумарну похибку коефіцієнта підсилення і, відповідно, робить неможливою оцінку похибки, зумовленої цим впливом, тому нехтуємо цією складовою. Сигнальний мультиплексор теж виконаний на цьому ж кристалі, тому нехтуємо також і його похибкою.

Похибка коефіцієнта підсилення від коливань напруги підлягає трикутному закону розподілу $k_{e_t} = 2.02$. Максимальне приведені значення при коливаннях напруги становить для регулятора рівня $\gamma_{рр} = 0.3\%$, для попереднього підсилювача мікрофонного входу $\gamma_{пмв} = 0.1\%$, а їх СКВ будуть дорівнювати відповідно:

$$\sigma_{PP} = \frac{\gamma_{PP}}{k_{e_r}} = \frac{0.3}{2.02} = 0.15\%, \quad (5.2)$$

$$\sigma_{ПМВ} = \frac{\gamma_{ПМВ}}{k_{e_r}} = \frac{0.1}{2.02} = 0.05\% \quad (5.3)$$

Максимальна допустима основна приведена похибка внутрішнього аналого-цифрового перетворювача (АЦП) цифрового сигнального процесора VS1003 становить 0.3% [118]. Ця похибка складається з мультиплікативних похибок від зміщення нуля АЦП, нелінійності АЦП і впливу температури навколишнього середовища, а також адитивної похибки, яка визначається одиницею молодшого двійкового розряду.

Для АЦП, властивий рівномірний закону розподілу похибки, відповідно його СКВ становитиме:

$$\sigma_{АЦП} = \frac{\gamma_{АЦП}}{k_{e_p}} = \frac{0.3}{1.73} = 0.173\%. \quad (5.4)$$

Розрахунок результуючого СКВ зводиться до геометричного сумування СКВ похибок давача, підсилювачів та АЦП, тобто

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_{ПМВ}^2 + \sigma_{PP}^2 + \sigma_{АЦП}^2} = \sqrt{2.42^2 + 0.05^2 + 0.15^2 + 0.173^2} \approx 2.43\%. \quad (5.5)$$

Ентропійний коефіцієнт цієї композиції можна прийняти рівним 2,066 в зв'язку з тим, що сукупність значної кількості (більше трьох) складових похибки дає розподіл, близький до нормального [126, 127]. Отже, ентропійне значення сумарної відносної похибки складає

$$\gamma = K_e \cdot \sigma_p = 2.066 \cdot 2.43 = 5.02\% \quad (5.6)$$

Проведений раніше аналіз показав, що технічні дані аналогічної вимірювальної апаратури інших виробників забезпечували вимірювання з похибкою 0,5...5 %. У проектованій системі, як і в інших розглянутих вище аналогах, основний вклад у похибку вимірювань вносять давачі вібрації. Отримане значення сумарної похибки можна вважати задовільним.

5.7 Розрахунок ефективності контролю технічного стану

Ефективність контролю являє собою міру доцільності застосування контролю технічного стану, тобто міру цінності інформації, яку одержують при контролі. Показником ефективності контролю є величина затрат [128]

$$E = 1 - \frac{B^*}{B_n}, \quad (5.7)$$

де B^* - вартість затрат на контроль, грн;

B_n – вартість втрат при помилковому рішенні при відсутності контролю, грн.

Вартість затрат на контроль B^* складається з вартості давачів B_d , мікроконтролерного блоку $B_{мкб}$, вартості монтажних робіт $B_{монт}$ і експлуатаційних витрат $B_{експл}$, грн:

$$B^* = B_d + B_{мкб} + B_{монт} + B_{експл}. \quad (5.8)$$

Підставивши у вираз (5.8) значення B_d , B_k , $B_{монт}$, $B_{експл}$, які отримані для розробленої системи контролю з урахуванням даних НГВУ “Долинанафтогаз” маємо:

$$B^* = 400 + 800 + 100 + 20 = 1320 \text{ грн.}$$

Вартістю втрат при помилковому рішенні при відсутності контролю технічного стану ВНА будемо вважати затрати на ліквідацію аварії, пов’язаної з капітальним ремонтом насосного агрегату внаслідок руйнування робочих коліс та валу. Такі затрати по НГВУ “Долинанафтогаз” ВАТ “Укрнафта” складають в середньому $B = 15\,000$ грн.

Отже, показник ефективності контролю складає:

$$E = 1 - \frac{1320}{15000} \approx 0.91,$$

що підтверджує доцільність застосування розробленого методу контролю технічного стану ВНА.

5.8 Результати промислової апробації розробленого методу

Методика контролю технічного стану, розроблена на основі запропонованого методу успішно пройшла випробування на нафтопромислах НГВУ “Долинанафтогаз” (додаток К) і може бути рекомендована до впровадження. З метою перевірки запропонованого методу на практиці, починаючи з 2007р., здійснювався контроль технічного стану тих самих відцентрових насосних агрегатів, на яких раніше проводились експериментальні дослідження. Зокрема, під контроль було взято агрегати кущових насосних станцій КНС-2ПД та КНС-7 НГВУ “Долинанафтогаз”, напрацювання після ремонту яких знаходилося в межах від 6 до 30 діб. Враховуючи тенденцію наростання рівня вібрації, поточний контроль за технічним станом проводився щотижнево при загальному рівні вібрації до 3 мм/с та щоденно при рівні вібрації вище 3 мм/с. Постійний контроль вібрації ВНА дозволив в більшості випадків агрегатам відпрацювати більший ніж звичайно міжремонтний період і мати задовільний технічний стан, а в декількох випадках – вже через 15-20 діб роботи вийти в аварійний ремонт.

Вимірювання вібрації проводилось при різних ступенях розвитку дефекту з метою охопити максимально можливий діапазон зміни діагностичної ознаки. При обробці даних проводилось порівняння вимірних рівнів вібрації в контрольних точках з нормативними значеннями, детальне вивчення часової форми сигналу. На частотному спектрі досліджувались та виявлялись основні джерела віброактивності, визначались ділянки спектру із збільшеними рівнями складових, в порівнянні із спектром нормального стану контрольованого ВНА. Далі проводилась ідентифікація дефектів деталей і вузлів складових частин агрегату.

Разом із персоналом цеху підтримання пластового тиску була поставлена та частково вирішена задача по розробці заходів щодо зниження вібрації, на місці приймалися рішення про необхідність, доцільність і об'єм робіт по усуненню дефектів і зниженню вібрації до прийнятних рівнів на основі аналізу помилок, допущених при виконанні ремонтних робіт на контрольованих агрегатах.

Після постановки остаточного діагнозу приймалось рішення про можливість

подальшої роботи агрегату чи вивід його в ремонт за фактичним технічним станом. Під час ремонту агрегату, поставлений раніше діагноз, як правило, повністю підтверджувався, за винятком декількох випадків. Завдяки використанню методу було запобігнуто передаварійній ситуації, вчасно виявивши дефект зубчатої муфти. Результати контролю технічного стану ВНА з використанням запропонованого методу наведено в таблиці 5.1, а відповідні їм частотні спектри – в додатку Л.

Таблиця 5.1– Результати апробації запропонованого методу

Агрегат	Прогнозований дефект	Значення ДО	Технічний стан, що відповідає ДО	Напряцювання до ремонту, діб	Дефект підтверджено	Виявлений дефект
КНС-7 ЦНС 180-1900 зав.№274 інв № 40-1752	Розбаланс	7.89	задовільно	16	Так	
КНС-7 ЦНС 180-1900 зав.№338 інв № 40-8339	Дефект робочих коліс	9.04	незадовільно	7	Так	
КНС-7 ЦНС 180-1900 зав.№274 інв № 40-1752	Розбаланс	8.19	незадовільно	4	Ні	Руйнування валу
КНС-2ПД ЦНС 180-1900 зав. №25 інв № 40-8460	Розбаланс	3.65	добре	39	Так	
КНС-7 ЦНС 180-1900 зав.№274 інв № 40-1752	Дефект муфти	14.33	недопустимо	2	Так	
КНС-7 ЦНС 180-1900 зав.№338 інв № 40-8339	Дефект робочих коліс	6.48	задовільно	28	Так	
КНС-2ПД ЦНС 180-1900 зав. №25 інв № 40-8460	Розцентровка	9.41	незадовільно	8	Ні	Зачіпання направляючих апаратів
КНС-7 ЦНС 180-1900 зав.№338 інв № 40-8339	Ослаблення кріплення агрегату	3.82	задовільно	5	Так	

Аналізуючи таблицю, можна стверджувати що розроблений метод дає високу достовірність результатів, при перебуванні агрегату в межах технічного стану “відмінно”-“задовільно”. Окремі помилки при постановці діагнозу мали місце за наявності сильно розвинутих дефектів при незадовільному технічному стану агрегату, де точному визначенню типу дефекту заважав підвищений рівень вібрації.

Результати співставлення прогнозованих дефектів з виявленими фактично, при проведенні ремонту, показали, що достовірність контролю складає 75-80%. Очікується, що по мірі накопичення кількості еталонних вибірок в процесії експлуатації, достовірність контролю зростатиме.

Висновки до розділу

1. Сформульовано основні вимоги до системи контролю технічного стану ВНА, що проектується та бажані технічні характеристики системи.

2. На основі проведеного аналізу, розроблено структурну схему системи контролю технічного стану ВНА, здійснено вибір елементної бази та обґрунтовано конструкцію основних вузлів пристрою.

3. Розроблено принципову електричну схему блоків попередньої обробки сигналів, блоку керування та відображення інформації та програмне забезпечення верхнього та нижнього рівня системи.

4. Визначено загальну похибки вимірювання та оцінку ефективності контролю технічного стану ВНА за допомогою розробленої системи.

5. Проведено промислову апробацію та доведено результативність запропонованого методу. Достовірність контролю складає 75-80%.

ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

У дисертації подано нове рішення науково-технічного завдання, яке полягає в розробці методу та засобів контролю технічного стану відцентрових насосних агрегатів системи підтримання пластового тиску для підвищення надійності їх експлуатації та забезпечення більш повного використання закладеного в них ресурсу.

Основні результати роботи полягають в наступному:

1. На основі аналізу сучасного стану задачі контролю технічного стану ВНА систем ППТ, встановлено, що існуючі методи параметричного контролю є надто складними в реалізації на практиці, оскільки не дають змоги визначати стан окремих вузлів і деталей ВНА, а дають інтегральну оцінку стану ВНА в цілому. Доведена та обгрунтована доцільність методів вібродіагностики для вирішення поставлених в роботі задач.

2. Розроблено логічну причинно-наслідкову модель ВНА, використання якої дає змогу відслідкувати найслабші ланки у ВНА і детально дослідити послідовність розвитку дефектів та їх зв'язок між собою.

3. Обгрунтовано використання функції передачі ВНА для оцінки зміни його ККД в процесі експлуатації, так показано можливість застосування частотно-часових розподілів (ЧЧР), зокрема ЧЧР Вігнера-Вілля для розширеного аналізу вібраційних процесів у ВНА при наявності у частотних спектрах складних коливань, що дозволяє здійснювати пошук дефектів робочих коліс та ущільнень на початкових стадіях їх розвитку.

4. Розроблено методичне, технічне та програмне забезпечення для проведення експериментальних досліджень з врахуванням особливостей та умов роботи ВНА, обгрунтовано вибір вібродавачів для системи контролю та розташування контрольних точок вимірювання вібрації на корпусі насосних агрегатів системи ППТ типу ЦНС-180-1900, що дозволяє оперативно проводити комплекс цілеспрямованих досліджень та обробку отриманих даних в режимі реального часу.

5. Досліджено вплив дефектів вузлів та елементів ВНА на зміну частотного спектру вібраційних процесів, що генеруються роботою ВНА, визначено закономірності їх зміни з розвитком дефектів та доведена необхідність врахування визначеної сукупності гармонічних складових частотного спектру при обґрунтуванні вибору діагностичної ознаки стану.

6. Розроблено новий метод контролю технічного стану ВНА на базі запропонованої комплексної діагностичної ознаки стану ВНА як суми добутків значень амплітуди віброшвидкості на відповідні зважуючі коефіцієнти, визначені експериментальним шляхом, виходячи з величини зміни найбільш інтенсивних гармонік частотного від зміни технічного стану ВНА та встановлено допустимі межі зміни діагностичної ознаки.

7. Сформульовані основні вимоги до системи контролю технічного стану ВНА, розроблена її структурна схема та принципові електричні схеми її складових: блоку попередньої обробки сигналів, блоку керування та відображення інформації, а також програмне забезпечення верхнього та нижнього рівнів системи. Розраховано сумарну похибку системи та показник ефективності контролю, які становлять 5.02 % та 0.91 відповідно.

8. Проведена промислова апробація розробленого методу та системи контролю технічного стану ВНА систем ППТ на нафтопромислах НГВУ “Долинанафтогаз”, результати якої підтвердили їх ефективність та надійність експлуатації. За попередніми оцінками, достовірність контролю складає 75-80%. Даний метод є універсальний, тому також може бути використаний для контролю технічного стану інших типів насосів різних галузей промисловості.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Солдатов А.М. Интенсификация добычи нефти / Солдатов А.М., Тимофеев А.И., Спирин П.В. – Куйбышев: кн.изд-во, 1968. –96 с.
- 2 Савенков Г.Д. Расчет процессов интенсификации притока, освоения и эксплуатации скважин / Г.Д. Савенков, В.С. Бойко – Львов. Вища школа, 1986. – 160с.
- 3 Сургучев М.Л. Влияние теплофизических методов воздействия на призабойные зоны на нефтеотдачу / М.Л. Сургучев, Э.М. Симкин, С.А. Жданов // Нефтяное хозяйство –1977 – №6 – С. 35-37.
- 4 Лапшин В.И. Поддержание пластового давления путем закачки воды в пласт / Лапшин В.И. – М.: Недра, 1986.
- 5 Беззубов А.В. Машинисту рабочей станции по закачке рабочего агента в пласт / А.В. Беззубов , В.Н. Шаров, В.И. Дубовой – М.: Недра, 1988. –175с.
- 6 Интенсификация добычи нефти и газа: Труды международного технологического симпозиума. – Москва, 2003.
- 7 Стан та напрямки удосконалення систем розробки родовищ нафти і газу ВАТ "Укрнафта"/ Палиця І.П., Гнип М.П., Прокопів В.Й., Дорошенко В.М. //Вісник національної газової спілки України – 2004 – №3 – С. 9-11.
- 8 Ястребов П.И. К вопросу создания насосных установок с высокооборотными центробежными насосами для систем поддержания пластового давления/ П.И. Ястребов, Е.П. Макаров, Ф.И. Мутин // “Опытно-конструкторские и научно-исследовательские работы в области нефтепромыслового оборудования” . Казань , Тат. кн. Издательство – 1976 – С 40–41.
- 9 Хушпулян М.М. Современные высокоэффективные насосы, применяемые в нефтяной промышленности за рубежом (Обзорная информ. Сер. машины и нефтяное оборудование) / Хушпулян М.М. – М.: ВНИИОЭНГ, 1982.
- 10 Чачин Э.И. Методы технической диагностики центробежных насосов систем поддержания пластового давления (Обзорная информ. Сер. машины и нефтяное оборудование) /Чачин Э.И – М.: ВНИИОЭНГ, 1986.

- 11 Агрегаты электронасосные типа ЦНС-180 . Технический паспорт –104 с.
- 12 Исхаков А.Р. Научные основы повышения надежности промышленных центробежных насосов (Обзорная информ. Сер. ХМ-3)/ А.Р. Исхаков, Н.П. Уманчик, Р.М. Бикчентаев – М.: ЦИНТИХИМнефтьемаШ, 1988.
- 13 Протасов В.Н. Повышение надежности центробежных насосов для закачки воды в пласт (Обзорная информ. Сер. машины и нефтяное оборудование) /Протасов В.Н. – М.: ВНИИОЭНГ, 1978.
- 14 Гутман Э.М. Защита нефтепромыслового оборудования от коррозии/ Гутман Э.М. – М.:Недра, 1983.
- 15 Заневский С.С. Условия эксплуатации и способы повышения долговечности насосов при перекачке промышленных сточных вод (Обзорная информ. Сер. машины и нефтяное оборудование)/ Заневский С.С. – М.: ВНИИОЭНГ, 1980.
- 16 Клюкин И.И. Справочник по судовой акустике / Клюкин И.И. – Л.:Судостроение, 1978.
- 17 Баженов Д.В. О вихревом звуке лопаточных машин.Сб. “Акустико-аэродинамические исследования” / Баженов Д.В. –М.: Наука, 1975.
- 18 Генкин М.Д. Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами /М.Д. Генкин, Э.Л. Айрапетов – М.: Наука, 1976.
- 19 Попков В.И. Виброакустическая диагностика в судостроении / Попков В.И., Мышинский Э.Л., Попков О.И. – Л.:Судостроение, 1983 – 256с.
- 20 Попков В.И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов / Попков В.И. – Л.: Судостроение,1974.
- 21 Шубов И.Г. Шум и вибрация энергетических машин / Шубов И.Г. – Л.: Энергия, 1974.
- 22 Артоболевский И.И. Введение в акустическую динамику машин / Артоболевский И.И., Бобровницкий И.И., Генкин М.Д. – М.:Наука, 1979. – 296с.

- 23 Золотарь А.И. Отказы и меры по повышению надежности насосов, гидромоторов и другого оборудования мобильных машин / Гольдбухт А.Е., Соколова Г.А. – М.: ЦИНТИХИМнефтемаШ, 1990 – 60 с.
- 24 Мынцов А.А. Комплексный подход к решению задач вибродиагностики [Электронный ресурс] / А.А. Мынцов, О.В. Мынцова: http://psv.vinf.ru/paper_003.html.
- 25 Есьман И.Г. Центробежные насосы для нефтяной промышленности / Есьман И.Г. – М.: Гостоптехиздат, 1951.
- 26 Киселев И.И. Крупные осевые и центробежные насосы. Монтаж, эксплуатация и ремонт / Киселев И.И. – М.: Машиностроение, 1977.
- 27 Применение полимерных материалов в качестве покрытия / [Генель С.В., Белый В.А., и др.] М.: Химия, 1966.
- 28 Задонцев В.А. К расчёту развитых кавитационных автоколебаний / Задонцев В.А. // в сб. научн. трудов “Динамика насосных систем” АН УССР. – К., Наукова думка – 1980 – С 27–31.
- 29 Перник А.А. Проблемы кавитации / Перник А.А. – Л.: Судостроение, 1966.
- 30 Серебренников В.В. Справочник машиниста насосных и компрессорных установок / В.В. Серебренников, В.Ф. Быков – К.: Техніка, 1973.
- 31 Колпаков Л.Г. Кавитация в центробежных насосах при перекачке нефтей и нефтепродуктов / Л.Г. Колпаков, Ш.И. Рахматуллин – М.: Недра, 1980.
- 32 В. С. Будник Кавитационные автоколебания в насосных системах / В.С. Будник – Киев: Наукова думка, 1976.
- 33 Покровский Б.В. Шум и вибрация центробежных электронасосных агрегатов и методы их снижения (Обзорная информ. Сер. ХМ-4) / Б.В. Покровский, В.Я. Рубинов – М.: ЦИНТИХИМнефтемаШ, 1981.
- 34 Калнин В.М. Нагружение ротора шнеко-центробежного насоса при автоколебаниях в системе / В.М. Калнин, В.А. Шерстянников // сб. научн. трудов “Динамика насосных систем” АН УССР – К.: Наукова думка – 1980 – С 22 – 26.

35 Алексапольский Д.Я. Защита нефтепромыслового оборудования от коррозии / Алексапольский Д.Я. – М.: Недра, 1983.

36 А.Э. Головнев Гидроакустическая диагностика технического состояния центробежных насосов / А.Э. Головнев // сб. материалов семинара “Новые методы и средства виброакустических исследований и диагностики” – Л., 1990 – С 75 – 78.

37 Канатьев Л.И. Разработка термодинамического метода контроля КПД насосных агрегатов магистральных нефтепроводов с целью повышения эффективности эксплуатации: Автореф. дис. на соискание степени канд. техн. наук / Л.И. Канатьев – М.: МИНХ и ГП им. И.М.Губкина, 1985.

38 Шолом А.М., Средства контроля КПД объемных гидромашин термодинамическим методом / А.М. Шолом, Р.А. Макаров // Строительные и дорожные машины — М. – 1981 – № 1 – С 14 – 18.

39 Канатьев Л.И. Термодинамические особенности работы нефтяных магистральных насосов / Канатьев Л.И. // РНТС. Сер. Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов – М.: ВНИИОЭНГ, 1982. – Вып.8.

40 Канатьев Л.И. К вопросу о температурных измерениях на магистральных нефтепроводах / Канатьев Л.И. // РНТС. Сер. транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов – М.: ВНИИОЭНГ, 1982. – Вып. 9.

41 Колосов Б. В. Определение параметров высоконапорных насосов в рабочих условиях / Колосов Б. В. // РНТС. Сер. машины и нефтяное оборудование – М.: ВНИИОЭНГ, 1981. – Вып.11.

42 Телков Ю.А. Нормирование допустимых уравнений вибрации и шума машин, агрегатов и трубопроводов в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности (Обз. инф. ЦНИИТЭНефтехим, темат. обзор) / Телков Ю.А., Ниркин А.З., Максимов О.П. – М., 1974. – 50с.

43 А.С. Гольдин. К вопросу о нормах и принципах нормирования вибрации вращающихся машин / А.С. Гольдин. // Контроль. Диагностика. – 2000. – №4 – С. 3 –10.

- 44 International Organization for Standardization [Электронный ресурс] : <http://www.iso.org/>
- 45 Mechanical vibration. Evolution of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1-5 (ISO 10816).
- 46 Mechanical vibration of non-reciprocating machines. Measurements on rotating shafts and evolution criteria. Part 1-5 (ISO 7919).
- 47 Методика проведения технического диагностирования центробежных насосных агрегатов системы поддержания пластового давления –(РД-39-0148222-231-87Р) – ЗапСибНИИДнефть, 1987.
- 48 Обзор некоторых стандартов ISO/TC 108 в области диагностики машинного оборудования. [Электронный ресурс]: <http://www.vibration.ru/iso-view/iso-view.shtml>
- 49 Баркова Н.А. Современное состояние виброакустической диагностики машин [Электронный ресурс]: <http://vibrotek.com/russian/articles/sovrkost/index.htm>
- 50 Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова – М.: Машиностроение, 1987. – 288с.
- 51 Балицкий Ф. Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Балицкий Ф. Я., Иванова М. А., Соколова А. Г. – М.: Наука, 1984 – 120с.
- 52 Анализ современных методов диагностирования компрессорного оборудования нефтегазохимических производств / Гриб В.В., Соколова А.Г., Еранов А.П., Давыдов В.М., Жуков Р.В. // Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт – 2002г. – №10 – С 57 – 65.
- 53 Оргтехдіагностика. Каталог продукції [Электронный ресурс]: <http://www.oeg.ru/otg/p4/index.htm>.
- 54 Каталог продукції фірми Діамех [Электронный ресурс]: <http://www.diamech.ru/products.html>
- 55 Сайт компанії “ВиброЦентр” [Электронный ресурс]: www.VIBROCENTER.ru
- 56 Сайт ІТЦ "Вібродіагностика" [Электронный ресурс]: www.vibro.lg.ua
- 57 НТЦ "Діатос" [Электронный ресурс]: www.kpi.ua/science/ri_diatos.html

- 58 Огляд систем контролю стану [Електронний ресурс]: <http://www.vibrotek.com/russian/articles/intelect-rus/>
- 59 Сайт фірми “Технекон” [Електронний ресурс]: <http://www.tehnekon.ru>
- 60 Гроховский Д.В. Динамика центробежных многоступенчатых насосов (Обзорная информ. Сер. ХМ-4) / Гроховский Д.В. – М.: ЦИНТИХИМнефтемаш, 1990.
- 61 О математическом моделировании колебаний прямозубых колес в связи с задачей их акустической диагностики / [Балицкий Ф.Я., Генкин М.Д. и др.] // В кн.: Акустическая динамика машин и конструкций – М., Наука – 1973 – С 44 – 50.
- 62 Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов / Павлов Б.В. – М.: Машиностроение, 1971 – 224с.
- 63 Глухоманюк Г.Г. Мониторинг технического состояния сетевых центробежных насосов ЦН 1000-180 посредством вибродиагностики / Глухоманюк Г.Г. – Отчёт ТС ОАО «Дальэнерго» –1997 – 66 с.
- 64 Давыдов П. С. Техническая диагностика радиоэлектронных устройств и систем / Давыдов П. С. – М.: Радио и связь, 1988. – 256 с.
- 65 Кузнецов Е. В. Моделирование осевых сил в насосных агрегатах с учетом конструктивно-технологических факторов / Кузнецов Е. В. – Красноярск, 2004 – 119 с.
- 66 Гликман Б.Ф. Математические модели пневмо-гидравлических систем / Гликман Б.Ф. – М.: Наука, 1986. – 366 с.
- 67 Костишин В.С. Моделювання режимів роботи відцентрових насосів на основі електрогідравлічної аналогії / Костишин В.С. – Івано-Франківськ, 2000. – 163 с.
- 68 Заякин В.В. Основные методы вибрационной защиты насосных агрегатов в блочно-комплектном исполнении / Заякин В.В., Шварев А.А., М.Н.Сафиуллин // М.: ВНИИОЭНГ – 1986 – Вып.4.

- 69 Будхрам Д. Упрощенный способ наблюдения за эффективностью работы насосов / Будхрам Д., Рассек М., Петерс Р. // Нефтегазовые технологии.– №6. –2002. – С.79-82.
- 70 Электрооборудование и электроснабжение блочных кустовых насосных станций для закачки воды в нефтяной пласт / [Бак С.И. и др.] – М.: ВНИИОЭНГ. – 1977.
- 71 Методика определения КПД центробежных насосов системы поддержания пластового давления / А.Г. Богатырев, А.В. Лямин, Ю.А. Левин, И.Н. Елисеенко // Нефтепромысловое дело. – 2004. – №5. – С. 22 – 25.
- 72 Чхартишвили Г.С. Идентификация динамических объектов управления с применением псевдослучайных сигналов / Г.С. Чхартишвили, В.И. Доценко – М.: МЭИ, 1976. – 80с.
- 73 Гроп Д. Методы идентификации систем / Гроп Д. – М.: Издательство «Мир», 1979. – 203 с.
- 74 Симою М.П. Определение передаточных функций по временным характеристикам линеаризованных систем. / Симою М.П // Приборостроение –1958 – № 3.
- 75 Аязян Г.К. Определение параметров модели методом площ Симою / Аязян Г.К. – Уфа, 2002. –15с.
- 76 Симою М.П. Определение коэффициентов передаточных функций линеаризованных звеньев систем регулирования / Симою М.П. // Автоматика и телемеханика– 1957 г. – № 6 – С. 514 – 527.
- 77 Волгин В.В. Методы расчета систем автоматического регулирования Учебное пособие. / Волгин В.В. – М.: Изд-во МЭИ, 1972г. – 192 с.
- 78 Сулейманов Р.Н. К вопросу о связи КПД с вибрацией насосных агрегатов / Сулейманов Р.Н. // Нефтепромысловое дело – 2004. –№5. – С. 30 – 36.
- 79 Блейхут Р. Быстрые алгоритмы цифровой обработки сигналов / Блейхут Р. – М.: Мир, 1989. – 448 с.

- 80 Claassen T. A. C. M. The Wigner distribution - a tool for time-frequency signal analysis / Claassen T. A. C. M., Mecklenbrauker W. F. G. // Philips J. Res. – 1980. – V.35 – P. 217 – 250, 276 – 300, 372 – 389.
- 81 Коэн Л. Время – частотные распределения /Коэн Л. // Обзор. – ТИИЭР – Т. 77 – 1989. – №10 – С. 72 – 121.
- 82 Cohen L. Proc. IEEE. / Cohen L. – 1989 – V.77 – P.941.
- 83 Rihaczek A. W. Signal energy distribution in time and frequency / Rihaczek A. W. // IEEE Trans. on IT – 1968 – Vol. 14. – No. 3. – P. 369–374.
- 84 Cohen L. Time-frequency Analysis / Cohen L. – Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1995.
- 85 Технічне діагностування та контроль технічного стану. Терміни та визначення ДСТУ 2389-94 01.040.19; 19.100.
- 86 Choi H. Improved time – frequency representation of multicomponent signals using exponential kernels / Choi H., Williams W // IEEE Trans. Acoust., Speech, Signal Processing. vol. ASSP-37 – 1987 – №10.
- 87 L. Cohen On a fundamental property of the Wigner distribution / L. Cohen // IEEE Transactions ASSP -1983. – P. 559 – 561.
- 88 P. Flandrin. Time-Frequency/Time-Scale Analysis / P. Flandrin – New York: Academic, 1999.
- 89 Janse C. P. Time-frequency distributions of loudspeakers: The application of Wigner distributions / C. P. Janse A. J. M. Kaizer // Journal of the Audio Engineering Society 31 – 1983 – P. 198-222.
- 90 Q. Meng Some new applications of Wigner distribution in machinery monitoring and diagnosis / Q. Meng and L. Qu // 6th International Symposium of IMEKO TC10, Technical Diagnostics, Prague, Czechoslovakia –1989 – 31 May-2 June – P. 89
- 91 Q. Meng Rotary machinery fault diagnosis using Wigner distribution / Q. Meng and L. Qu // Mechanical systems and signal processing – 1991. – №5(3). – P.155-166.

92 Проблема загазованості в Україні: на прикладі прикарпатського нафтопромислового району (Підсумковий звіт в рамках програми INTERREG IIIA) / [Мирка Я.М., Гвоздевич О.В., Подольський М.Р., Стефанік Ю.В.] – Львів – 2008 [Електронний ресурс]: www.ekshalacje.eu/ecs/sites/publikacje/pdf/studium_ua.pdf

93 Заміховський Л.М. Методика діагностичного обстеження вібраційного стану відцентрових насосних агрегатів системи підтримання пластового тиску / Л.М. Заміховський, Ю.В. Паньків // Наукові вісті ІМЕ – 2004. – №6. – С. 216 – 221.

94 Паньків Ю.В. Прогнозування залишкового ресурсу відцентрового насосного агрегату ЦНС-180-1900 за його вібраційними показниками / Паньків Ю.В. // Наукові вісті ІМЕ – 2006. – №10. – С. 83 – 89.

95 Y.Pankiv. Development of automatized monitoring and diagnostic system of centrifugal pumps for the stratum pressure support / Y.Pankiv. // 36. матеріалів конф. CADSM-2005 – С.362 –364.

96 Общий обзор отечественных приборов вибрационного контроля. [Електронний ресурс]: <http://vibrocenter.ru/vibro00.htm>

97 Стеценко А.А Системы мониторинга и диагностики машин / Стеценко А.А., Бедрий О.И., Долгов Е.А. [Електронний ресурс]: http://www.vibration.ru/sys_mon.shtml

98 Сайт фірми Mathworks. [Електронний ресурс]: <http://www.mathworks.com/>

99 Програмний продукт MathCad [Електронний ресурс]: <http://www.mathcad.com>

100 Програмний продукт SpectraLab [Електронний ресурс]: <http://spectraplus.com/>

101 Програмний продукт WaveLab [Електронний ресурс]: <http://www.steinberg.net/en/home.html>

102 Полищук Е.С. Измерительные преобразователи / Полищук Е.С. – Киев: Вища школа., 1981. – 296 с.

103 Ширман А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / Ширман А.Р., Соловьев А.Б. – Москва, 1996. – 276 с.

- 104 Каталог продукції Metrix [Електронний ресурс]: <http://www.metrix1.ru/>
- 105 Каталог продукції Bruel&Kjaer [Електронний ресурс]: http://meter.com.ua/files/object/bruel/BK_Vibro/
- 106 Трехкомпонентные вибропреобразователи AP20, AP21, AP22, AP38, AP80, AP81 –Каталог фирмы “ОКТАВА” [Електронний ресурс]: <http://www.octava.ru>
- 107 Сайт фірми Мікронікс (Росія) [Електронний ресурс]: <http://mx-omsk.ru/content/view/30>
- 108 Сайт фірми “Технекон” [Електронний ресурс]: <http://www.tehnekon.ru>
- 109 Заміховський Л.М. Вдосконалення стратегії розміщення вібродавачів на корпусі ГПА при контролі його вібростану / Заміховський Л.М., Іванишин В.П., Паньків Ю.В. // МНТЖ “Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах” технологічний ун-т Поділля. –м. Хмельницький. – 2004. – №2 – С.118 – 123.
- 110 Гольдин А.С. Вибрация роторных машин / Гольдин А.С. – М.: Машиностроение, 2000. –344 с.
- 111 Русов В.А. Спектральная вибродиагностика / Русов В.А. – Пермь: «Вибро-Центр», 1996. – 174 с.
- 112 Заміховський Л.М. Основи теорії надійності і технічної діагностики систем: Нав. посібник. / Л.М. Заміховський, В.П. Калявін – Івано-Франківськ: вид-во “Полум’я”, 2004. – 360 с.
- 113 Румшицкий Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента / Румшицкий Л. З. – М., Наука, 1971.
- 114 Четыркин Е. М. Статистические методы прогнозирования / Четыркин Е. М. – М.: Статистика, 1977.
- 115 Смирнов Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики / Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И. В. – М., Наука, 1969.
- 116 Большев Л.Н. Таблицы математической статистики / Л.Н. Большев, Н.В. Смирнов – М.,Наука, 1983.

- 117 Вайну Я. Я. Корреляция рядов динамики / Вайну Я. Я. – М., Статистика, 1977.
- 118 Сайт фірми VLSI [Електронний ресурс]: vlsi.fi
- 119 Сайт фірми Atmel [Електронний ресурс]: www.atmel.com
- 120 T6963C - Lcd Graphic Display Driver [Електронний ресурс]: - www.toshiba.com
- 121 Сайт фірми Dallas-Semiconductor [Електронний ресурс]: www.dallas-semi.com
- 122 Засоби розробки для ARM [Електронний ресурс]: www.rusar.net
- 123 Новиков Ю.В. Разработка устройств сопряжения для ПК типа IBM PC / Новиков Ю.В., Калашников О.А., Гуляев С.Э. – М. Эком, 2000 – 224 с.
- 124 Рабинер Л. Теория и применение цифровой обработки сигналов / Л. Рабинер, Б. Гоулд – Москва: Мир, 1978. – 848 с.
- 125 Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов / Сергиенко А.Б. – СПб, Питер, 2002. — 608 с.
- 126 Новицкий П.В. Оценка погрешностей результатов измерений / П.В. Новицкий, И.А. Зограф – Л.: Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.
- 127 Рабинович С.Г. Погрешности измерений / Рабинович С.Г. – Л.: Энергия, 1978. – 262 с.
- 128 Палагушкин В.А. Автоматизация производственных процессов / Палагушкин В.А. – Уфа: Из-во Баш. гос. университета. –1976. – 54 с.
- 129 Алексеев А. А. Технический анализ сигналов и распознавания радиоизлучений / А. А. Алексеев, А. Б. Кириллов – С.-Пб.: ВАС, 1998 – 368 с.
- 130 Алексеев А.А. Анализ сигналов на основе функций распределения мощности в условиях многосигнального воздействия / Алексеев А.А., Чеченёв С.Н., Кириллов А.Б. // Радиотехника – 1993 – № 10 – С. 32–37.
- 131 Автоматизированная система контроля интенсивности физических полей рассеивания сигналов / [Алексеев А.А., Железняк В.К., Комарович В.Ф., Дворников С.В.] // Научное приборостроение – 2000 – Т. 10 – № 3 – С. 77 – 87.

132 Заміховський Л.М. Розробка програмного забезпечення автоматизованої системи моніторингу стану відцентрових насосів систем підтримання пластового тиску / Заміховський Л.М., Паньків Ю.В. // Вісник Хмельницького національного університету – 2005– №4.– Частина 1. – том 1.– С. 19 – 22.

133 Заміховський Л.М. Діагностична модель відцентрового насосного агрегату як основної складової системи підтримання пластового тиску / Заміховський Л.М., Паньків Ю.В. // Методи та прилади контролю якості. – 2005. – №15.– С.43 – 45.

134 Паньків Ю.В. Особливості насосного агрегата ЦНС-180-1900 як об'єкта діагностування при роботі в системі підтримання пластового тиску / Паньків Ю.В. // Вісник Східноукраїнського національного університету ім.В.Даля. – 2006р. – №1(95) – С.161–168.

135 Заміховський Л.М. Повышение достоверности результатов диагностирования центробежных насосных агрегатов системы поддержания и пластового давления виброакустическими методами / Л.М. Заміховський, Ю.В. Паньків // “Методы и средства технической диагностики”. Сборник научных статей, вып. XXIII (Мар. гос. ун-т. – Йошкар-Ола – 2006. – С. 138 – 146.

136 Паньків Ю.В. Дослідження впливу дефектів на зміну частотного спектру вібраційних процесів у відцентрових насосних агрегатах систем підтримання пластового тиску / Паньків Ю.В. // Методи та прилади контролю якості. – 2007. – №18. – С.22–26.

137 Заміховський Л.М. Вибір раціональної діагностичної ознаки для контролю технічного стану відцентрових насосних агрегатів системи підтримання пластового тиску / Л.М. Заміховський, Ю.В. Паньків // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – №2(32). – С.58–61.

138 Заміховський Л.М. Логічна діагностична модель відцентрового насосного агрегату для систем підтримання пластового тиску / Л.М. Заміховський, Ю.В. Паньків // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2008. – №71. – С. 87–91.

ДОДАТКИ

Додаток А

Технічні характеристики насосних агрегатів систем підтримання пластового тиску

Таблиця А.1

Основні технічні характеристики поширених ВНА систем ППТ

Тип насосу	Подача, м ³ /год	Напір, м	Потужність, кВт	ККД, %	Кількість ступеней
ЦН-150-100	150	1000	710	70	8
ВНА-150-150	150	1500	1060	70	12
ВНА-150-200	150	2000	1420	70	16
ВНА-180-950	180	950	645	72	8
ЦНС-180-1185	180	1185	800	72	10
ЦНС-180-1422	180	1422	970	72	12
ЦНС-180-1660	180	1660	1130	72	14
ЦНС-180-1900	180	1900	1300	72	16
ЦНС-500-1900	500	1900	2800	80	8

Технічні характеристики насосного агрегату ЦНС-180-1900

1.1. Агрегати електронасосні відцентрові ЦНС 180x1900 у виконанні 2Т-М призначені для закачування в нафтоносні пласти стічні і пласти (агресивних) вод.

На насос встановлені торцеві ущільнення УТ-1.

2. ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

2.1. Подача, м ³ /год	--	180
Напір, м	--	1900
Частота обертання (об/хв)	--	3000
Допустимий кавітаційний запас, м	--	7
Тиск, що допускається, на вході, кгс/см ²	--	31
Потужність, кВт	--	1280
Ккд, %	--	73
Габаритні розміри:		
довжина, мм	--	2927
ширина, мм	--	1431
висота, мм	--	1270
маса, кг	--	4960
Габаритні розміри:		
агрегату з двигуном STD		
розімкнений цикл вентиляції		
довжина, мм	--	6277

продовження додатку А

ширина, мм	--	1990
висота, мм	--	1505
Маса, кг	--	12790
агрегату з двигуном STD замкнутий цикл вентиляції		
довжина, мм	--	6277
ширина, мм	--	1430
висота, мм	--	1505
Маса, кг	--	13670
Двигуни синхронні :		
Напруга, В	--	6000
Потужність, кВт	--	1600
Частота обертання об/хв	--	3000

2.2.У виконанні М застосовуються наступні деталі і складальні одиниці:

Апарат направляючий першої ступені	-	матеріал 12X18H10T
Апарат направляючий проміжної ступені	-	матеріал ДСВ-2Р-2М
Апарат направляючий останньої ступені	-	12X18 H 10T
Вал Н05.26.250.01	-	40 ХФА
Диск розвантажувальний Н05.03.250.07	-	20X13
Втулка диска Н 05.03.250.06	-	20X13
Кришка всмоктування 1.3000-3.122-00	-	Сталь 25 Л
Кришка напірна 1.3000-13.07-00	-	Сталь 25 Л
Кільце ущільнюоче 1.3000-3.114-05	-	Бр.АЖ Мц10-3-1,5
Колесо робоче 1.3000-3.116-00		
		1.3000-3.117-00
		1.3000-3.118-00
	-	12X18н 10Т

2.3.Хімічний склад води повинен відповідати вказаному в ТУ 26-06-1438-85.

2.4.Середній ресурс до капітального ремонту 10 000 маш.год або 12 місяців з дня запуску в експлуатацію.

Додаток Б

Основні технічні характеристики промислових віброаналізаторів

Таблиця Б.1

Технічні характеристики аналізаторів "АС-3200/6400"

Параметр	Значення									
Режими роботи	Віброметр Аналізатор спектру Форма сигналу Балансування Розгін-вибіг Визначення власних частот Вимірювання по маршруту Зв'язок з ПК (вивантаження даних, завантаження маршрутів)									
Вимірювані параметри	Вібропереміщення, пік-пік в діапазоні 0.3 - 1000 Гц Віброшвидкість, скз в діапазоні 0.3 - 5000 Гц Віброприскорення, пік в діапазоні 0.3 - 20000 Гц									
Частотні діапазони										
Віброметр	1 - 300 Гц; 3 - 1000 Гц; 10 - 1000 Гц; 50 - 10000 Гц.									
Аналізатор спектру	Верхні діапазони, Гц	50	100	200	500	1000	2500	5000	10000	20000
	Нижній для віброприскорення, Гц	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	1,0	1,0	3,0	3,0
	Нижній для віброшвидкості, Гц	0,4	0,4	0,8	2,0	4,0	5,0	8,0	-	-
	Нижній для вібропереміщення, Гц	0,4	0,8	1,6	4,0	8,0	-	-	-	-
Спектральний аналіз	Вікна фільтрації: Прямокутне, Хемінг, Блекмен-харріс. Количество спектральних ліній: 200, 400, 800, 1600, 3200 і 6400 Усереднення спектрів.									
Корпус	Габарити 265 x 90/140 x 60 мм. Маса - 800 г.									
Пам'ять	Час зберігання даних не обмежений. Память для зберігання спектрів - 1,2 Мб (АС-3200); 2,0 Мб (АС-6400)									
Входи/виходи	Два незалежні аналогові канали для підключення акселерометрів. Вхід фотовідмітчика. Вихід для зв'язку з ПК по протоколу RS-232									
Монітор	Рідкокристалічний 160 x 160 точок (62 x 62 мм).									
Клавіатура	21- кнопочка мембранна клавіатура.									
Живлення	АА-1700 А/год - 5 шт. Час безперервної роботи від одного комплекту акумуляторів не менше 6 годин.									

Таблиця Б.2

Технічні характеристики вібровимірювача багатофункціонального VM-8

Параметр	Значення
Діапазон вимірюваного віброприскорення, піку m/s^2	± 500
Діапазон вимірюваного середньоквадратичного значення віброшвидкості, mm/s	0,1 - 200
Діапазон вимірюваного розмаху вібропереміщення, μm	1 - 2000
Живлення - акумулятори типу AA ємністю 2100 мА, шт.	2
Час безперервної роботи, годин	10
Габаритні розміри, мм	152x85x30
Маса, кг	0,15

Таблиця Б.3

Технічні характеристики віброколектора STD-510

Параметр	Значення
Кількість каналів	1
Віброперетворювач	ВП-9
Вимірювані величини	Віброприскорення, віброшвидкість, вібропереміщення
Вимірювані параметри	СКЗ, Пік, Пік-Пік
Діапазон частот, Гц	5-5000
Діапазон вимірювання СКЗ віброшвидкості, mm/s	0,5-70
Дозвіл спектру, ліній	3200
Об'єм вбудованої пам'яті, МБ	8 (до 500 результатів вимірювань)
Рівень власного шуму, mm/s , не більш	0,2
Нерівномірність АЧХ, дБ, не більш	1
Діапазон робочих температур $^{\circ}C$	-20.+50
Максимальна допустима відносна вологість повітря при температурі $+35^{\circ}C$	90%
Тип кріплення датчика	Магніт, щуп
Дисплей	Кольоровий РК, з підсвіткою
Можливість підключення доп. пристроїв	Стробоскоп
Зв'язок з ПК	USB
Габаритні розміри, мм	186x35x21
Маса, грам, не більш	240
Час безперервної роботи, ч	до 8
Вибухозахищеного виконання	1ExibIIBT4

Таблиця Б.4

Технічні характеристики віброаналізатора STD-3300

Параметр	Значення
Дисплей	
Тип	LCD, монохромний графічний, сенсорний
Розмір, мм	77x58
Роздільна здатність,	320x240 точок
Клавіатура	9 клавіш
Габаритні розміри, мм	170x110x35
Маса (включаючи батарею), кг	0,7
Ступінь захисту	IP 54
Діапазон температур °С	від - 20 до +70
Живлення	
Тип АКБ	NI-MH, вбудована
Ємкість батареї, А/год.	4,5
Тривалість, год.	18
Час зарядки батареї, год.	8
Параметри вібровимірювання і аналізу	
Число каналів приладу	2 віброканали (аналогові) 1 тахоканал (дискретний)
Діапазон вимірювань	Переміщення, мм Швидкість, мм/с Прискорення, м/с ²
	10 100 500
Обороти, об/хв	1 – 250 000
ШПФ	
F _{min} (вибірково), Гц	0 – F _{max}
F _{max} (вибірково), Гц	500 – 32 000
Кількість ліній у спектрі	3 200, 6 400, 12 800, 25 600
Часовий сигнал	
Число відліків	8 192, 16 384, 32 768, 65 536
Кількість усереднювань	0 – 256
Тип усереднювань	Лінійний
Шкала	Лінійна, логарифмічна, 1 і 1/3 октавна
Пам'ять	
Флеш-пам'ять, МБ	256
ОЗУ, МБ	32
АЦП	
Кількість	2
Розрядність, біт	24
Динамічний діапазон	до 109 дБ
Вибірка	до 82 кГц
Балансування	
Швидкість обертання, об/хв	10 – 60 000
Кількість площин	1 або 2
Ручне введення даних	Так
Інтерфейс зв'язку з ПК	USB

Додаток В

Перевід логарифмічних значень рівнів вібрації в значення
віброшвидкості та віброприскорення

Таблиця В.1

Співвідношення між логарифмічними рівнями
віброшвидкості (дБ) і її значеннями (м/с)

Логарифмічні рівні віброшвидкості										
Десятки децибел	Одиниці децибел									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
50	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$	$2,0 \cdot 10^{-5}$	$2,2 \cdot 10^{-5}$	$2,5 \cdot 10^{-5}$	$2,8 \cdot 10^{-5}$	$3,2 \cdot 10^{-5}$	$3,5 \cdot 10^{-5}$	$4,0 \cdot 10^{-5}$	$4,5 \cdot 10^{-5}$
60	$5,0 \cdot 10^{-5}$	$5,6 \cdot 10^{-5}$	$6,3 \cdot 10^{-5}$	$7,1 \cdot 10^{-5}$	$7,9 \cdot 10^{-5}$	$8,9 \cdot 10^{-5}$	$1,0 \cdot 10^{-4}$	$1,1 \cdot 10^{-4}$	$1,3 \cdot 10^{-4}$	$1,4 \cdot 10^{-4}$
70	$1,6 \cdot 10^{-4}$	$1,8 \cdot 10^{-4}$	$2,0 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$2,8 \cdot 10^{-4}$	$3,2 \cdot 10^{-4}$	$3,5 \cdot 10^{-4}$	$4,0 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-4}$
80	$5,0 \cdot 10^{-4}$	$5,6 \cdot 10^{-4}$	$6,3 \cdot 10^{-4}$	$7,1 \cdot 10^{-4}$	$7,9 \cdot 10^{-4}$	$8,9 \cdot 10^{-4}$	$1,0 \cdot 10^{-3}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$
90	$1,6 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$2,0 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$2,8 \cdot 10^{-3}$	$3,2 \cdot 10^{-3}$	$3,5 \cdot 10^{-3}$	$4,0 \cdot 10^{-3}$	$4,5 \cdot 10^{-3}$
100	$5,0 \cdot 10^{-3}$	$5,6 \cdot 10^{-3}$	$6,3 \cdot 10^{-3}$	$7,1 \cdot 10^{-3}$	$7,9 \cdot 10^{-3}$	$8,9 \cdot 10^{-3}$	$1,0 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-2}$	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$1,4 \cdot 10^{-2}$
110	$1,6 \cdot 10^{-2}$	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$2,0 \cdot 10^{-2}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$2,8 \cdot 10^{-2}$	$3,2 \cdot 10^{-2}$	$3,5 \cdot 10^{-2}$	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$4,5 \cdot 10^{-2}$
120	$5,0 \cdot 10^{-2}$	$5,6 \cdot 10^{-2}$	$6,3 \cdot 10^{-2}$	$7,1 \cdot 10^{-2}$	$7,9 \cdot 10^{-2}$	$8,9 \cdot 10^{-2}$	$1,0 \cdot 10^{-1}$	$1,1 \cdot 10^{-1}$	$1,3 \cdot 10^{-1}$	$1,4 \cdot 10^{-1}$
130	$1,6 \cdot 10^{-1}$	$1,8 \cdot 10^{-1}$	$2,0 \cdot 10^{-1}$	$2,2 \cdot 10^{-1}$	$2,5 \cdot 10^{-1}$	$2,8 \cdot 10^{-1}$	$3,2 \cdot 10^{-1}$	$3,5 \cdot 10^{-1}$	$4,0 \cdot 10^{-1}$	$4,5 \cdot 10^{-1}$
140	$5,0 \cdot 10^{-1}$	$5,6 \cdot 10^{-1}$	$6,3 \cdot 10^{-1}$	$7,1 \cdot 10^{-1}$	$7,9 \cdot 10^{-1}$	$8,9 \cdot 10^{-1}$	1,0	1,1	1,3	1,4

Для переведу абсолютних значень параметрів вібрації в логарифмічні рівні і назад використовуються наступні співвідношення:

$$L_A = 20 \lg \frac{A}{8 \cdot 10^{-12}}, \quad L_v = 20 \lg \frac{v}{5 \cdot 10^{-8}}$$

$$L_a = 20 \lg \frac{a}{10^{-6}}, \text{ дБ}$$

$$A = 8 \cdot 10^{-12} \cdot 10^{0,05 L_A}, \text{ м}, \quad v = 5 \cdot 10^{-8} \cdot 10^{0,05 L_v}, \text{ м/с},$$

$$a = 10^{-6} \cdot 10^{0,05 L_a}, \text{ м/с}^2,$$

де A , v , a – середньоквадратичні значення відповідно вібропереміщення, м, віброшвидкості, м/с і віброприскорення, м/с².

Додаток Г

Технічні характеристики промислових давачів вібрації

Таблиця Г.1

Основні технічні характеристики давача типу SV6300 фірми Metrix

Параметр	Значення
Чутливість (+5%)	4мВ/мм/сек
Діапазон частот (-3 дБ)	2 - 12000Гц
Резонансна частота	18000 Гц
Температурний діапазон	-54 °С...+121 °С
Матеріал корпусу	нержавіюча сталь
Тип роз'єму	Mil-C-5015; BNC
Монтажне кріплення	1/4-28"; М6 х 0,75
Чутливий елемент	кварц
Вага	91 г
Ізоляція корпусу	100 МОм
Вхідний струм	від 2 до 20 мА
Напруга живлення (пост.)	від 18 до 28 В
Повний розмах вихідного сигналу	+ 5В

Таблиця Г.2

Технічні характеристики давача VS-079 фірми Briel&Kjaer

Параметр	Значення
Чутливість	75 мВ/мс -2±5%
Поперечна чутливість	<5%
Власна частота	15 Гц ± 2%
Частотний діапазон	20..2000 Гц
Мак. переміщення	± 1 мм
Імпеданс	3 кОм
Вага (без кабелю)	близько 330 г

Таблиця Г.3

Технічні характеристики акселерометра AP-21 фірми "Октава+"

Параметр	Значення
Осьова чутливість	2 пКл/г
Максимальний удар (пікове значення)	$\pm 20\,000\text{ g}$
Робочий діапазон температур	$-60\dots+150^\circ\text{C}$
Частотний діапазон (нерівномірність ± 1 дБ)	0.5 ... 20 000 Гц
Амплітудний діапазон	$\pm 10\,000$ гпк
Деформаційна чутливість	$< 5 \cdot 10^{-3}$ г·м/мкм
Електрична ємність	600...900 пФ
Опір ізоляції в нормальних умовах	> 100 МОм
Матеріал корпусу	титановий сплав (неірж. сталь)
Маса	5 (8) г

Таблиця Г.4

Технічні характеристики давачів вібрації Вд03, Вд03а

, фірми Мікронікс (Росія, м.Омськ)

Давач	Вд03	Вд03а
Параметр	Значення	
Коефіцієнт перетворення(на частоті 159 Гц)	2 мВ·с ² /м	10 мВ·с ² /м
Діапазон прискорень	0-300 м/с ²	
Робочий діапазон частот датчика	не вужче 5-8000 Гц	
Нерівномірність частотної характеристики	$\pm 10\%$	
Нелінійність амплітудної характеристики	$\pm 4\%$	
Поперечна чутливість	5%	
Напруга живлення	-	9...15 В $\pm 1\%$
Струм споживання	-	8 мА
Габаритні розміри	d17x17x38 мм	
Маса	50 г	
Кріплення	шпилька М5	

Таблиця Г.5

Технічні характеристики акселерометрів ІТЦ "Вібродіагностика" (м.Луганськ).

Давач	АЄ-210	АЄ-321	АП-100С	АП-100В	АП-500
Параметр	Значення				
Діапазон вимірюваних значень віброприскорення, g	±10	±18	±30	±40	±8
Вбудований підсилювач	Так	Так	Так	Так	Так
Коефіцієнт поперечного перетворення %	±2	±2	±4	±4	±4
Чутливість, мВ/g	100	100	100	100	500
Частота власного резонансу, Кгц	10	5.5			
Робочий діапазон частот, Гц	0- 5000	0 - 2500	1 -5000	3 -9000	0.8-2500
Напруга живлення, В	Однополярна 2.7 - 5.25 В		Двополярна ± 5 В		
Струм споживання, мА	1	0.75	1.5	1.5	3
Робочий діапазон температур °С	0 - 70				
Діапазон вихідної напруги, В	1.5- 3.5	0,7 - 4,3	± 3	±4	± 4
Максимальна ємкість навантаження, пФ	1000				
Габаритні розміри, мм	d25x70		d21x54		d30x75
Маса, грам	120	120	100	100	180

Таблиця Г.6

Технічні характеристики давача ВП-9 Технекон (Росія)

Параметр	Значення
Дійсний коефіцієнт перетворення, мВ/мм·с ⁻¹	8
Відносний коефіцієнт поперечного перетворення %,	5
Діапазон вимірювання СКЗ віброшвидкості, мм/с	від 0,1 до 150
Максимальне значення СКЗ віброприскорення, g	50
нелінійність АХ на частоті 160 Гц в діапазоні віброприскорень до 300 м/с ² %,	0,5
Нелінійність АХ %,	1
Робочий діапазон частот, Гц	від 5 до 5000
Нерівномірність АЧХ щодо базової частоти 80 Гц, дБ,	1

Рівень власного шуму, мм/с	0,03
Зміна коефіцієнта перетворення залежно від температури %/ °С,	0.2
Струм живлення, мА,	10
Розмах вихідного сигналу при навантаженні 100 кОм, В	2
Робочий діапазон температур °С	від -40 до +85
Температура настановної поверхні °С	від -40 до +100
Діапазон напруги живлення, В	від 5,5 до 6,7
Габаритні розміри віброперетворювача, ВХД, мм, :	
- без сполучного кабелю;	60x22
- із сполучним кабелем	60x800
Маса віброперетворювача, кг, :	
- без сполучного кабелю;	0,06
- із сполучним кабелем	0,2

Таблиця Г.7

Технічні характеристики давача ВП-3 фірми Технекон (Росія)

Параметр	Значення
Коефіцієнт перетворення мВ/(м/с ²)	2,7
Нерівномірність АЧХ в діапазоні частот 2 - 7000 Гц, дБ,	1,5
СКЗ власного шуму на виході, мкВ,	30
Основна відносна погрішність на базовій частоті 160 Гц %,	1,5
Нелінійність АХ на частоті 160 Гц в діапазоні віброприскорень до 300 м/с ² %,	0,5
Нелінійність АХ в режимі ударних віброприскорень до 600 м/с ² %,	1
Відносний коефіцієнт поперечного перетворення %,	5
Вихідний електричний опір, Ом,	500
Напруга живлення, В	4,5 - 15
Струм споживання в режимі спокою, мА,	2
Робочий діапазон температур °С	-60 +100
Габаритні розміри, мм,	77x23
Маса, грам (без кабелю)	50

Таблиця Г.8

Технічні характеристики давачів вібрації Вд06а з ІСР виходом

фірми Мікронікс (Росія, м.Омськ)

Параметр	Значення
Номінальне значення коефіцієнта перетворення на базовій частоті (159 Гц)	10 мВ·с ² /м
Робочий діапазон вимірюваних віброприскорень	0-500 м/с ²
Робочий діапазон частот	1 до 10000 Гц
Нерівномірність частотної характеристики, не більш	± 10%
Нелінійність амплітудної характеристики, не більш	± 4%
Відносний коефіцієнт поперечного перетворення, не більш	± 5%
Тип виходу	ІСР
Струм споживання	4...20 мА
Діапазон робочих температур	- 50 ... + 70°С
Маса, не більш	50 г
Кріплення	шпилька М5
Габаритні розміри	d17x17x38 мм

Додаток Д

Принципова електрична схема блоку попередньої обробки сигналів

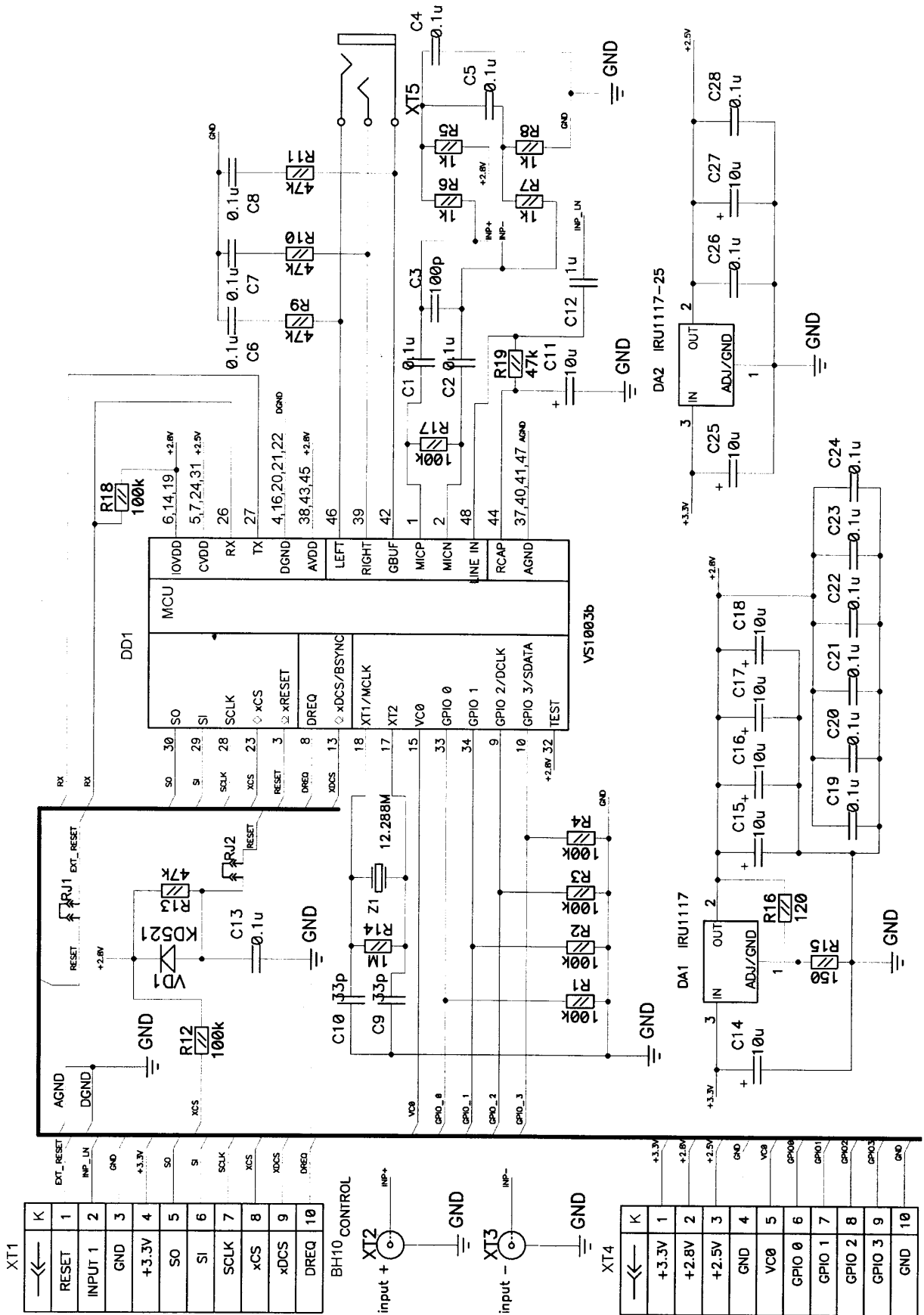


Рис. Д.1 - Принципова електрична схема блоку попередньої обробки сигналів

Додаток Е

Загальний вигляд друкованої плати блоку попередньої обробки сигналів

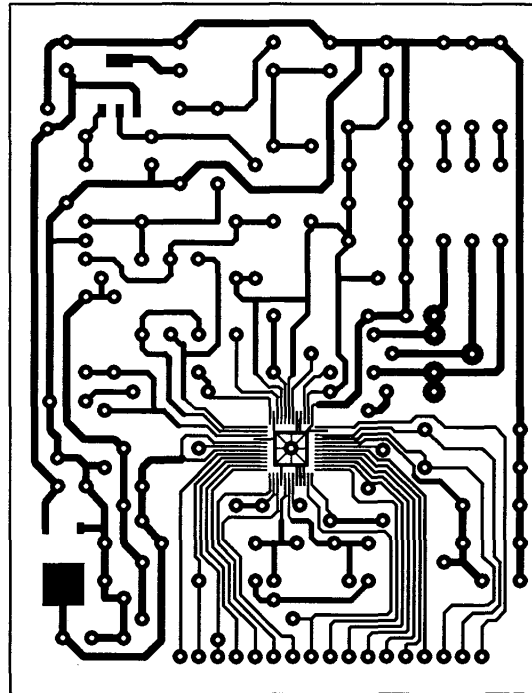


Рис. Е.1 – Топологія друкованих провідників плати (низ)

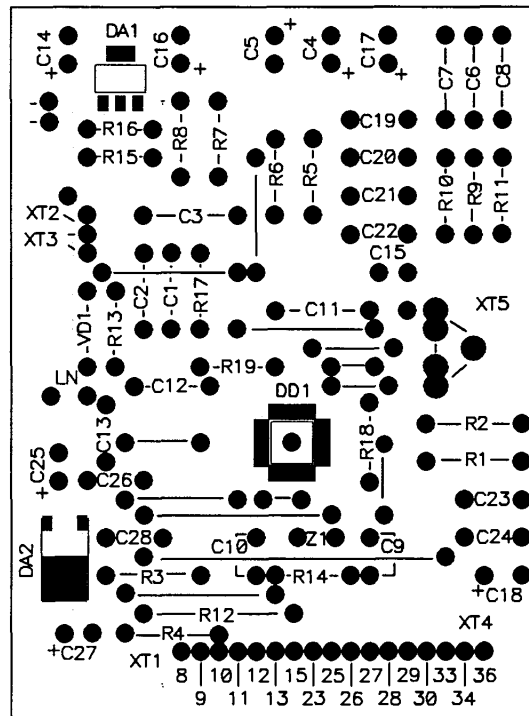


Рис. Е.2 – Розміщення елементів

Додаток Ж

Принципова електрична схема блоку керування та відображення інформації

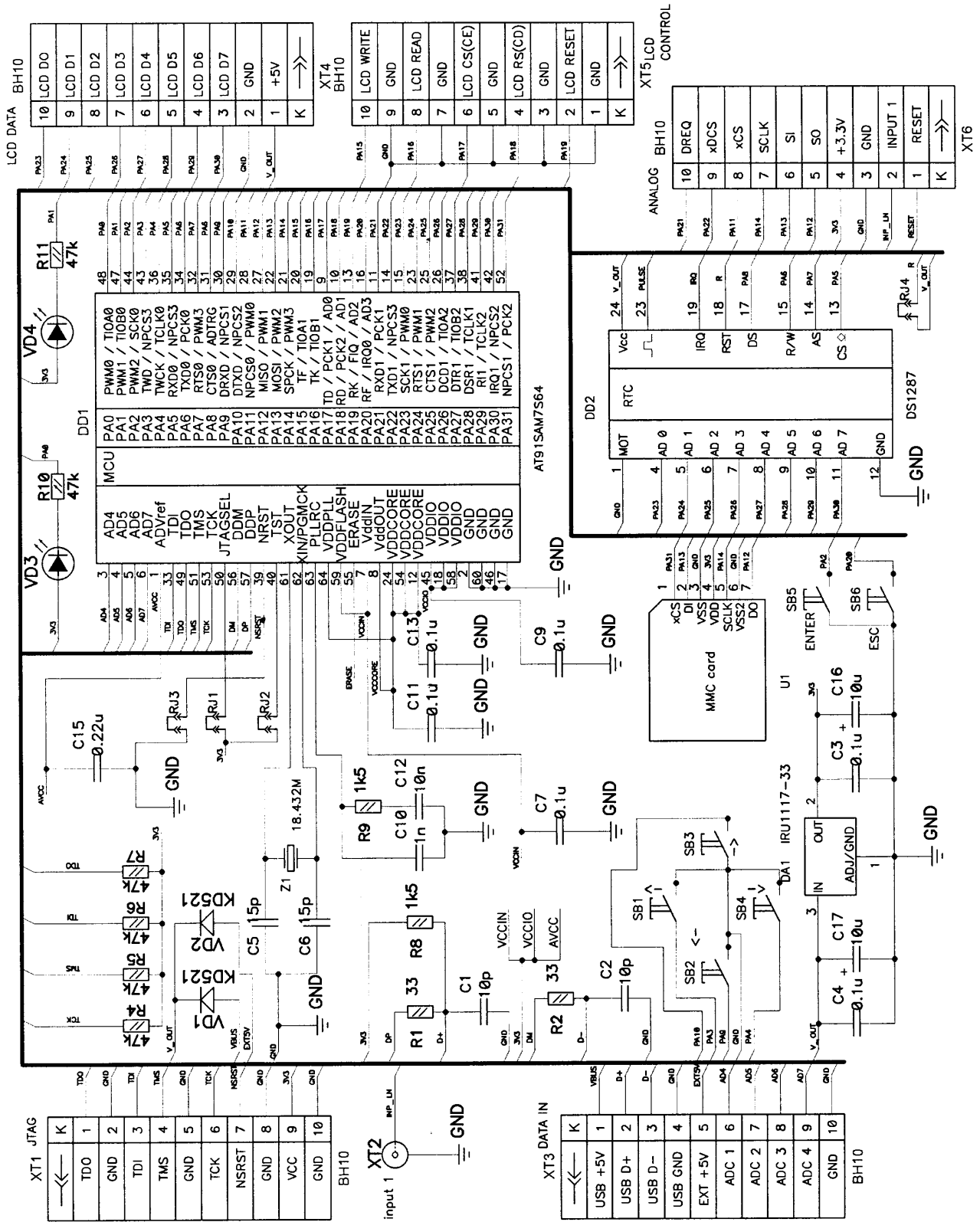


Рис.Ж.1 - Принципова електрична схема блоку керування та відображення інформації

Додаток 3

Загальний вигляд друкованої плати блоку керування та відображення інформації

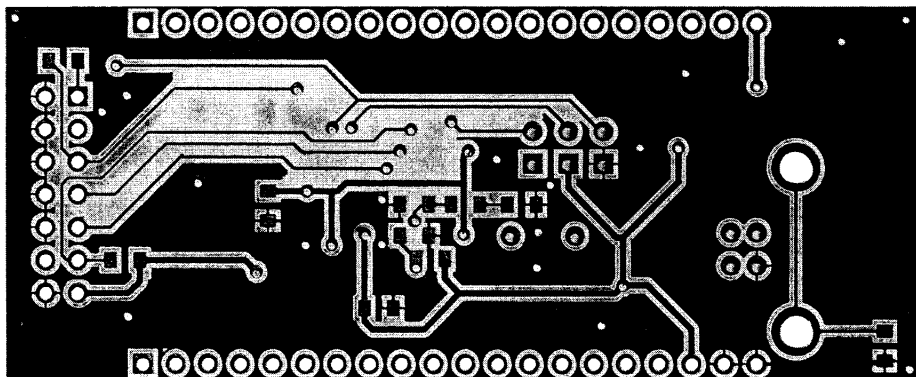


Рис. 3.1 – Топологія друкованих провідників плати (низ)

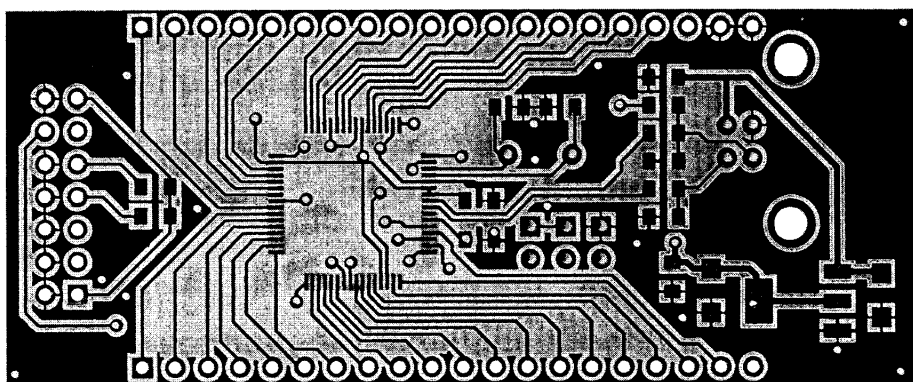


Рис. 3.2 – Топологія друкованих провідників плати (верх)

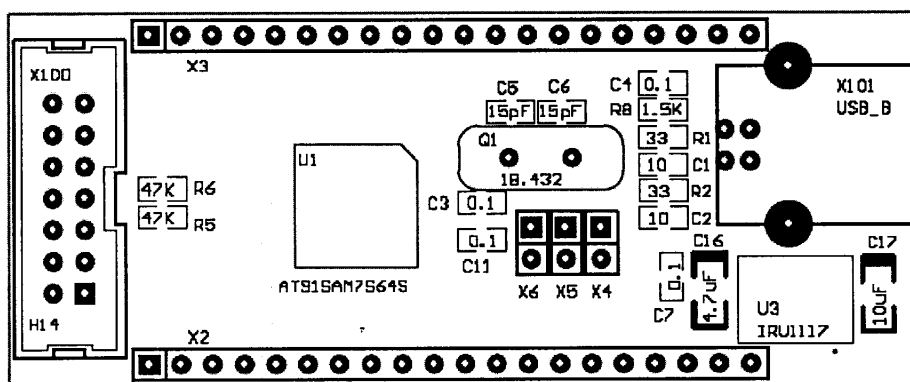


Рис. 3.3 – Розміщення елементів

Додаток К
Результати апробації

ЗАТВЕРДЖУЮ

Начальник НГВУ "Долинанафтогаз"

 Гой М.Д.

"11"  2009р.

АКТ

Ми, що нижче підписалися, представники від НГВУ "Долинанафтогаз" головний технолог І.Я. Яремко, начальник технічного відділу В.А.Ровенчак та начальник цеху підтримання пластового тиску В.Б. Долішній з одного боку, і представники кафедри комп'ютерних технологій в системах управління і автоматики (КТіСУ) Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (ІФНТУНГ) завідувач кафедри д.т.н., проф. Заміховський Л.М., асистент Паньків Ю.В., з другого боку, склали цей акт в тому, що розроблена на кафедрі КТіСУ методика контролю технічного стану відцентрових насосних агрегатів (ВНА) типу ЦНС-180-1900, як результат проведення комплексу експериментальних досліджень в умовах НГВУ "Долинанафтогаз", пройшла промислово апробацію на КНС №7 в період з січня 2007р. по березень 2009 р. і на вимогу ВАТ "Укрнафта" може бути передана для впровадження на нафтопромислах НГВУ "Долинанафтогаз".


Від НГВУ "Долинанафтогаз"

Від ІФНТУНГ


Головний технолог

 І.Я. Яремко


Завідувач кафедри КТіСУ

 д.т.н., проф. Л.М. Заміховський

Начальник технічного відділу

 В.А.Ровенчак

Асистент кафедри КТіСУ

 ас. Ю.В. Паньків

Начальник цеху підтримання

пластового тиску

 В.Б. Долішній

Додаток Л

Реалізації частотних спектрів дефектних відцентрових насосних агрегатів

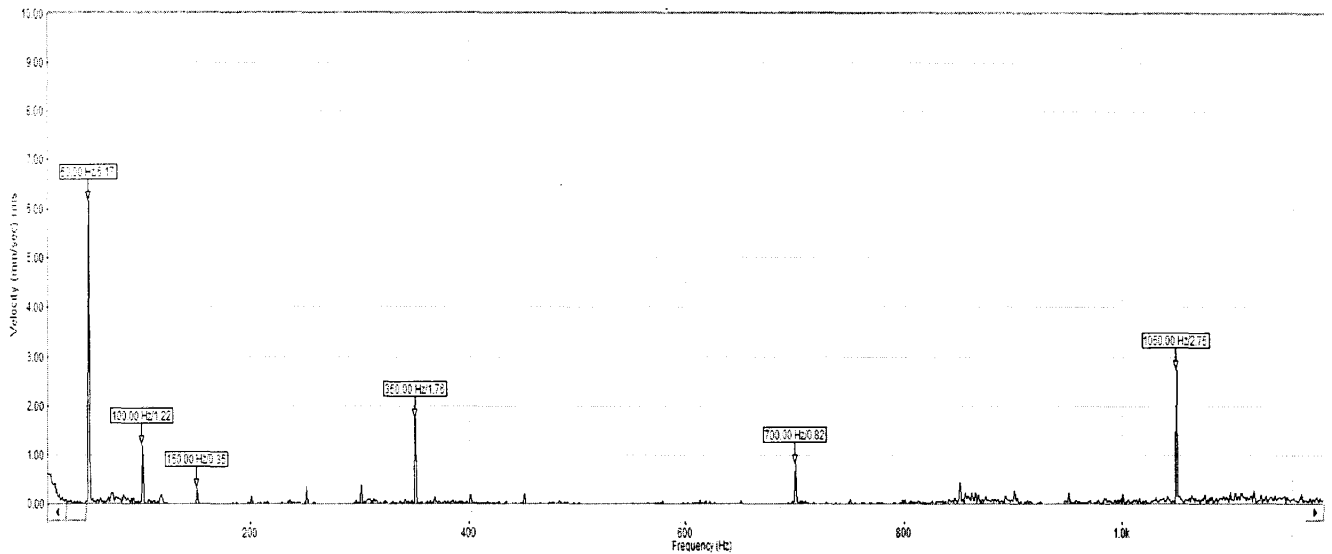


Рис. Л.1 – Частотний спектр ЦНС 180-1900 зав.№274 інв № 40-1752 (КНС-7)

Прогнозований дефект: **Розбаланс**

Фактичний дефект: **Розбаланс**

Значення діагностичної ознаки $\Xi = 7.89$

Технічний стан: **задовільно**

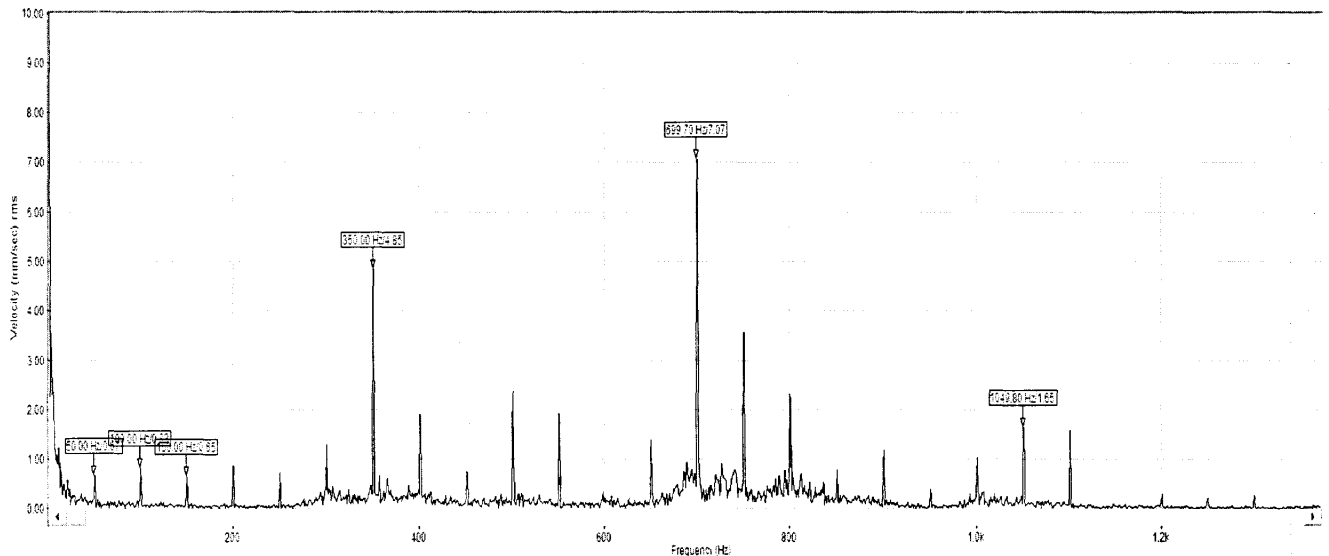


Рис. Л.2 – Частотний спектр ЦНС 180-1900 зав.№338 інв № 40-8339 (КНС-7)

Прогнозований дефект: **Дефект робочих коліс**

Фактичний дефект: **Дефект робочих коліс**

Значення діагностичної ознаки $\Xi = 9.04$

Технічний стан: **незадовільно**

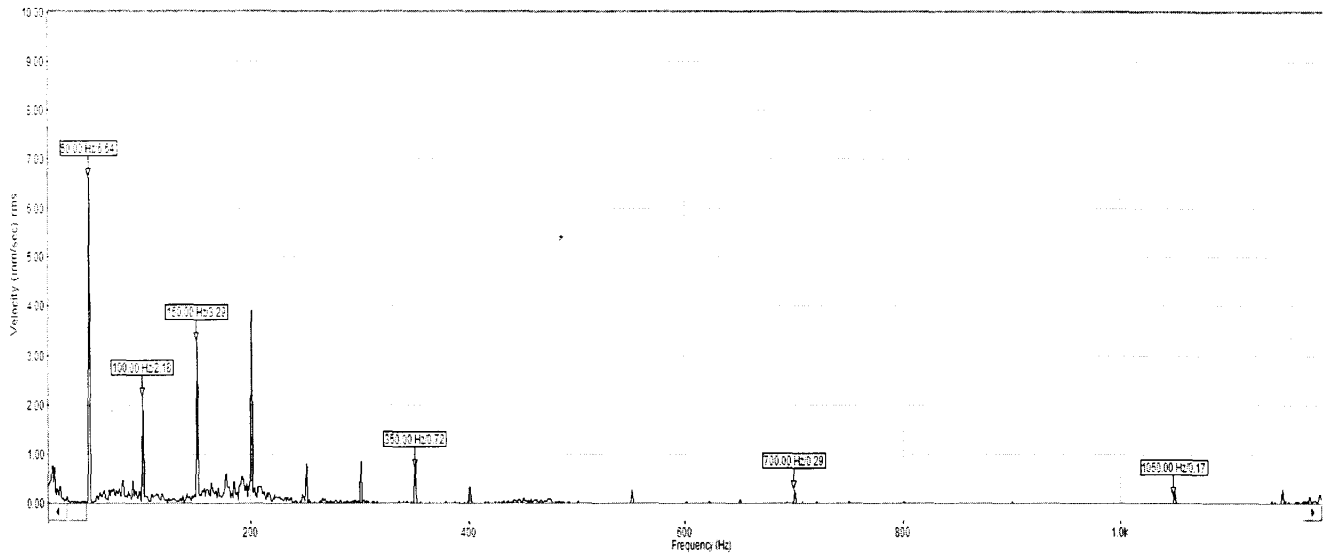


Рис. Л.3 – Частотний спектр ЦНС 180-1900 зав.№274 інв № 40-1752 (КНС-7)

Прогнозований дефект: **Розбаланс**

Фактичний дефект: **Руйнування валу**

Значення діагностичної ознаки $\Xi = 8.19$

Технічний стан: **незадовільно**

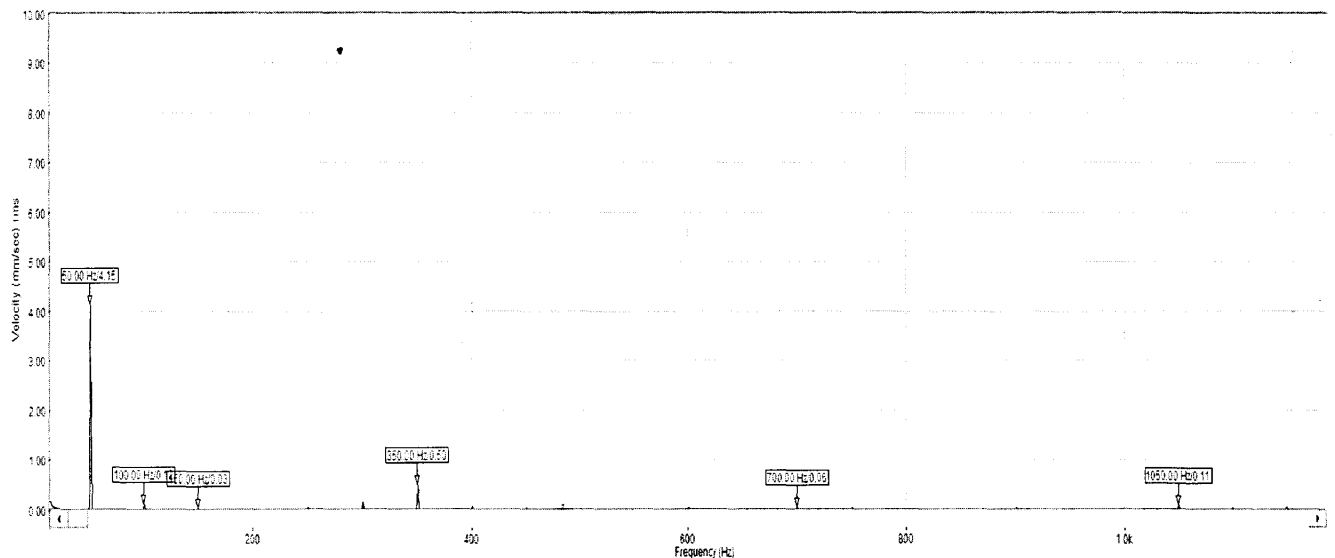


Рис. Л.4 – Частотний спектр ЦНС 180-1900 зав. №25 інв № 40-8460 (КНС-2ПД)

Прогнозований дефект: **Розбаланс**

Фактичний дефект: **Розбаланс**

Значення діагностичної ознаки $\Xi = 3.65$

технічний стан: **добре**

продовження додатку Л

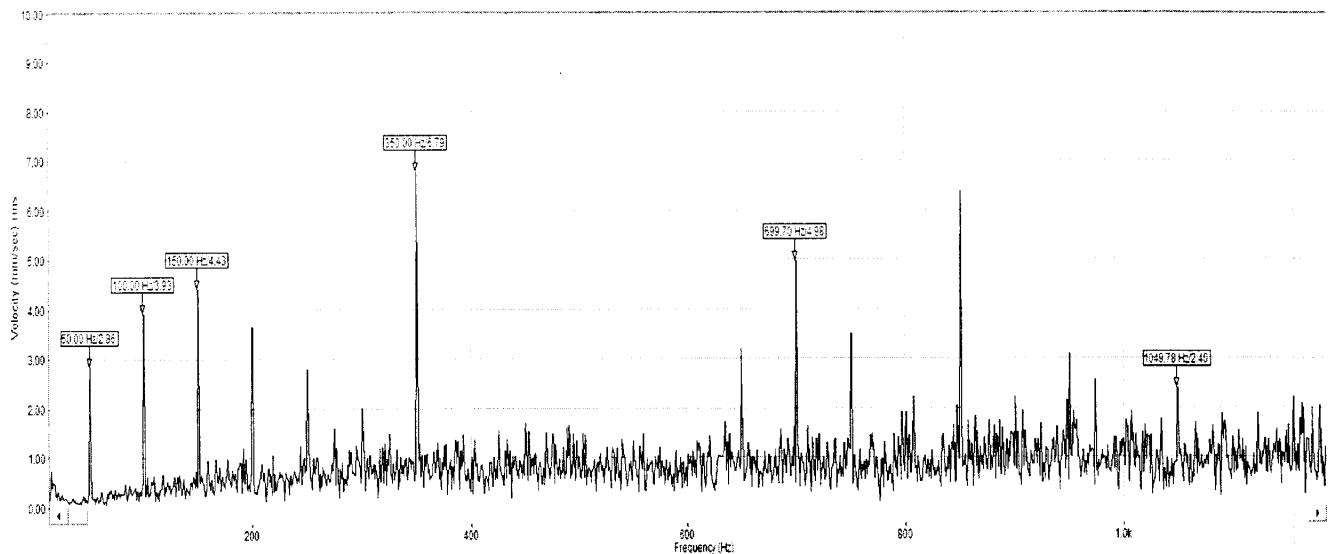


Рис. Л.5 – Частотний спектр ЦНС 180-1900 зав.№274 інв № 40-1752 (КНС-7)

Прогнозований дефект: **Дефект муфти**

Фактичний дефект: **Дефект муфти**

Значення діагностичної ознаки $\Xi = 14.33$

технічний стан: **недопустимо**

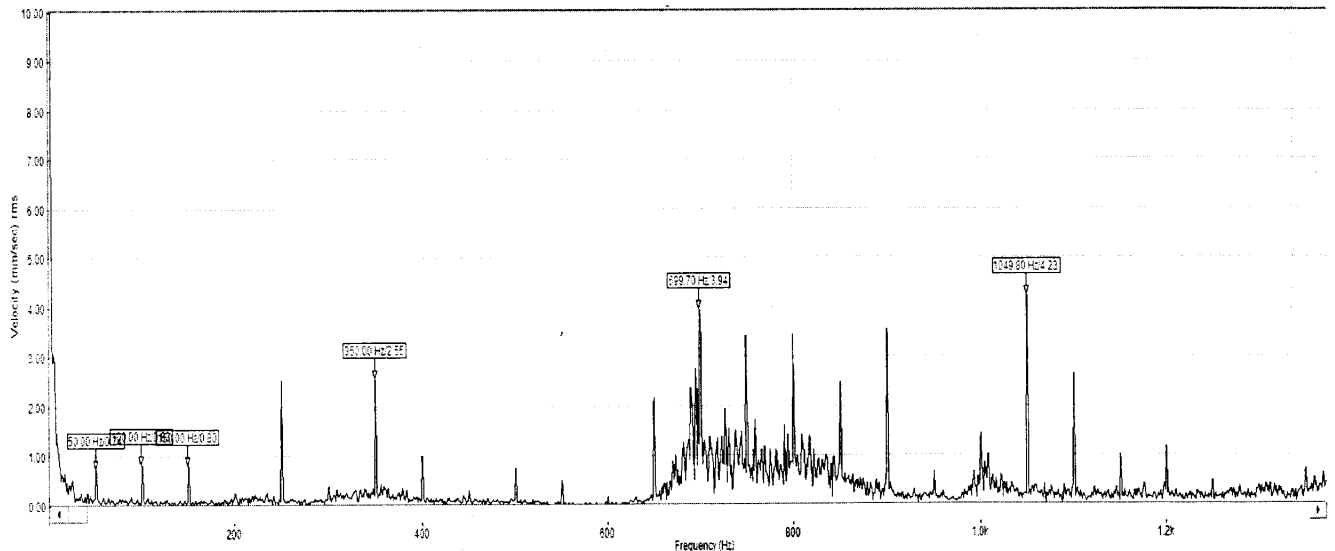


Рис. Л.6 – Частотний спектр ЦНС 180-1900 зав.№338 інв № 40-8339 (КНС-7)

Прогнозований дефект: **Дефект робочих коліс**

Фактичний дефект: **Дефект робочих коліс**

Значення діагностичної ознаки $\Xi = 6.48$

технічний стан: **задовільно**

продовження додатку Л

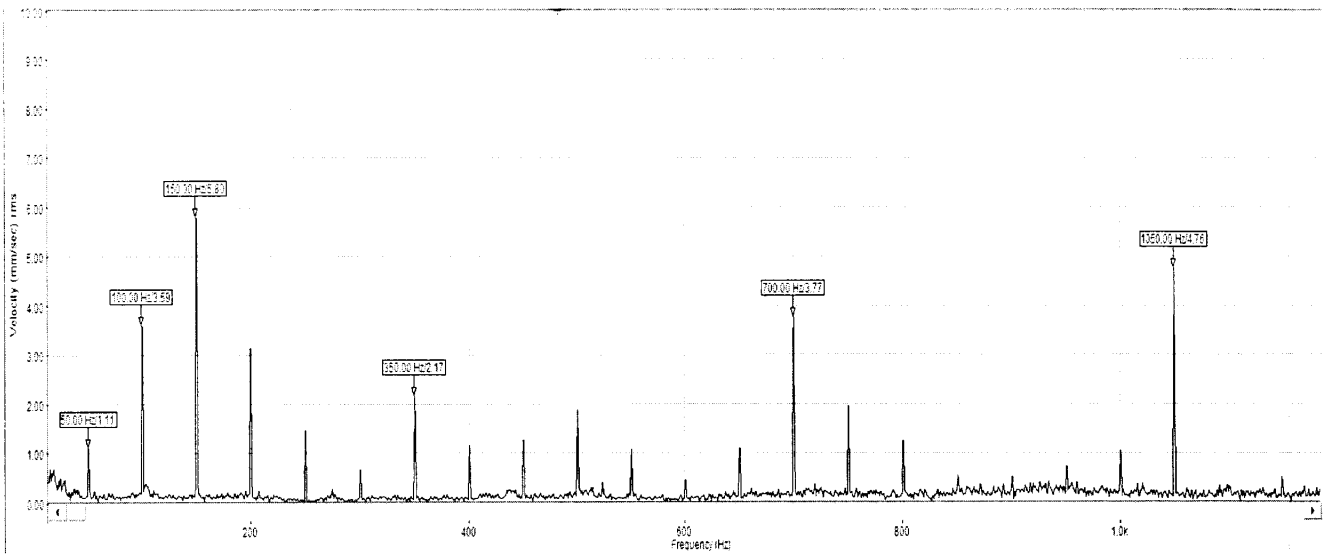


Рис. Л.7 – Частотний спектр ЦНС 180-1900 зав. №25 інв № 40-8460 (КНС-2ПД)

Прогнозований дефект: **Розцентровка**
 Фактичний дефект: **Зачіпання направляючих апаратів**
 Значення діагностичної ознаки $\Xi = 9.41$
 технічний стан: **незадовільно**

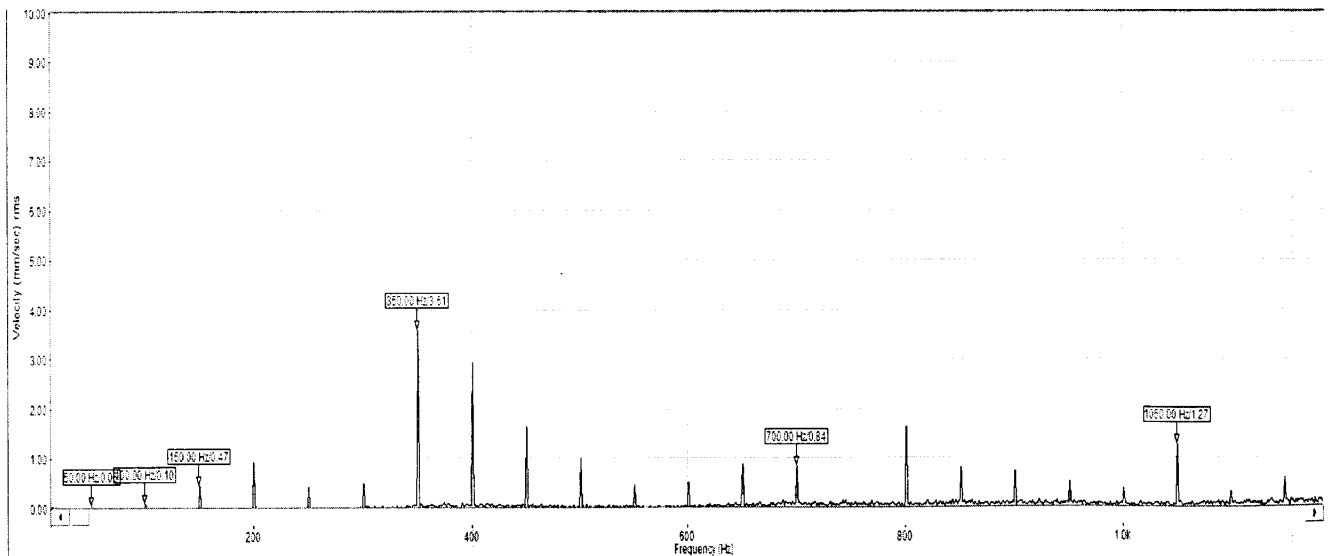


Рис. Л.8 – Частотний спектр ЦНС 180-1900 зав. №338 інв № 40-8339 (КНС-7)

Прогнозований дефект: **Ослаблення кріплення агрегату**
 Фактичний дефект: **Ослаблення кріплення агрегату**
 Значення діагностичної ознаки $\Xi = 3.82$
 технічний стан: **задовільно**