

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

(повна назва факультету)

кафедра автоматизації технологічних процесів і виробництв

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: «Розробка та дослідження автоматизованої системи діагностування
редукторів верстатів - качалок»

Виконав(ла): студент(ка) VI курсу, групи КАМ-61
спеціальності 151 «Автоматизація

та комп'ютерно-інтегровані технології»

(шифр і назва спеціальності)

Гривнак Д.О.
(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник

(підпис)

Трембач Р.Б.
(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Козбур В.Р.
(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Савків В.Б.
(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

Чихіра І.В.
(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2020

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії
(повна назва факультету)

Кафедра автоматизації технологічних процесів і виробництв
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Савків В.Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2020р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»
(шифр і назва спеціальності)

студенту Гривнак Денису Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка та дослідження автоматизованої системи діагностування редукторів верстатів - качалок»

Керівник роботи к.т.н., доцент Трембач Р.Б.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «30» вересня 2020 року № 4/7-705

2. Термін подання студентом завершеної роботи 21 грудня 2020 року

3. Вихідні дані до роботи _____

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ	5
ВСТУП	6
1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	8
1.1 Опис об'єкту діагностування	8
1.2 Загальні питання аналізу стану редукторів	10
1.3 Нормування рівня вібрації в редукторах	12
1.4 Аналіз сучасного програмного забезпечення для діагностування редукторів	15
2 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА	24
2.1 Особливості діагностування редукторів верстатів-качалок	24
2.2 Проведення практичної вібраційної діагностики технічного стану редукторів верстатів-качалок і аналіз результатів	28
2.3 Вибір і обґрунтування методу обробки діагностичної інформації	35
3 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	40
3.1 Типові дефекти редукторів	40
3.2 Діагностичні ознаки дефектів	43
3.3 Методи діагностики, що застосовуються до зубчатих пар	45
4 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	60
4.1 Методика діагностування зубчатих передач	60
4.2 Технічне забезпечення для проведення вимірювання	75
5 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	78
5.1 Розробка програмного забезпечення	78
6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	84
6.1 Аналіз потенційних небезпек і шкідливих факторів виробничого середовища	84

6.2 Забезпечення нормальних умов праці	87
6.3 Стійкість роботи комбінату в надзвичайних ситуаціях	91
ВИСНОВКИ	95
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	96
Додаток А. Текст програми діагностування редукторів верстатів-качалок	99

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

ВК	– Верстат-качалка
НКТ	– Нососно-компресорні труби
НШ	– Насосні штанги
СКЗ	– Середньо квадратичне значення
СТД	– Системи технічного діагностування
ШГН	– Штанговий глибинний насос
ШГНУ	– Штангова глибинно насосна установка

ВСТУП

Видобування нафти за допомогою штангових глибинно-насосних установок (ШГНУ) широко розповсюджене у вітчизняній та зарубіжній нафтовій промисловості і відіграє провідну роль у порівнянні з іншими методами нафтовидобування. Це зумовлене насамперед простотою конструкції та невибагливістю в експлуатації верстата-качалки. На території України розташована значна кількість нафтових свердловин, обладнаних ШГНУ, причому спостерігається тенденція до зростання кількості відмов та аварійних станів, що пояснюється насамперед тривалим терміном їх експлуатації (20-30 років) [1]. Сьогодні діагностування ШГНУ здійснюється переважно з використанням переносних гідравлічних динамографів, які є складними в експлуатації та не забезпечують можливості автоматизованої обробки вимірних даних.

Проте окрім діагностування глибинного обладнання, діагностування потребують і інше обладнання. До них відносяться як електродвигун (електропривід верстату-качалки) так і редуктор для зменшення частоти обертання і збільшення обертового моменту, адже значна кількість відмов ШГНУ відбувається через поломку саме редуктора верстата-качалки.

У зв'язку з цим, актуальним є розробка як технічних засобів діагностування редукторів верстатів-качалок так і розробка програмного забезпечення що дозволить проводити аналіз вібраційного сигналу отриманого в результаті вібраційного діагностування.

Малоефективна експлуатація технологічного обладнання і недосконалість технології одного із найпоширеніших способів видобутку нафти – з використанням глибиннонасосних штангових установок (ШГНУ), вимагає розробки сучасних методів і засобів підвищення надійності ШГНУ та ефективності видобутку нафти. Один із основних напрямів вдосконалення нафтовидобутку штанговими глибинними насосами полягає в скороченні

витрат на ремонт підземного обладнання, шляхом переходу від існуючої системи планово-попереджувальних ремонтів до системи обслуговування обладнання за фактичним технічним станом, що вимагає застосування методів і засобів діагностування ШГНУ – системи технічної діагностики на основі сучасних засобів мікропроцесорної техніки.

Використання СТД стосовно обладнання ГНШУ дозволяє крім основних задач: контролю роботоздатності (запасу роботоздатності); пошуку дефектів; прогнозування технічного стану, або поєднання вказаних задач, також приймати участь у вирішенні задач оптимізації процесу видобутку нафти та оцінки його ефективності; оптимізації ремонтно-профілактичних робіт; контролю якості ремонтних робіт; створенні і веденні інформаційного архіву по робочому фонду свердловин та інші.

Актуальність обумовлена необхідністю створення засобів підвищення ефективності ШГНУ.

Новизна кваліфікаційної роботи полягає в створенні методології, програмного забезпечення діагностування редукторів ШГНУ за допомогою сучасних методів програмування, реалізації алгоритму виділення характерних частот роботи редукторів верстатів-качалок ШГНУ.

В даній роботі при написанні програми використовувалось об'єктно-орієнтоване програмування. Яке було реалізоване на мові програмування Borland C++ .

1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Опис об'єкту діагностування

Штангова глибинно-насосна установка (ШГНУ) призначена для видобутку нафти із свердловин з відносно низьким дебітом при відсутності вільного фонтанування плунжерним способом.

Характерною особливістю штангової глибинної насосної установки є в тому, що в свердловині встановлюють плунжерний (поршневий) насос, який приводиться в рух поверхневим приводом шляхом колони штанг (рис. 1.1).

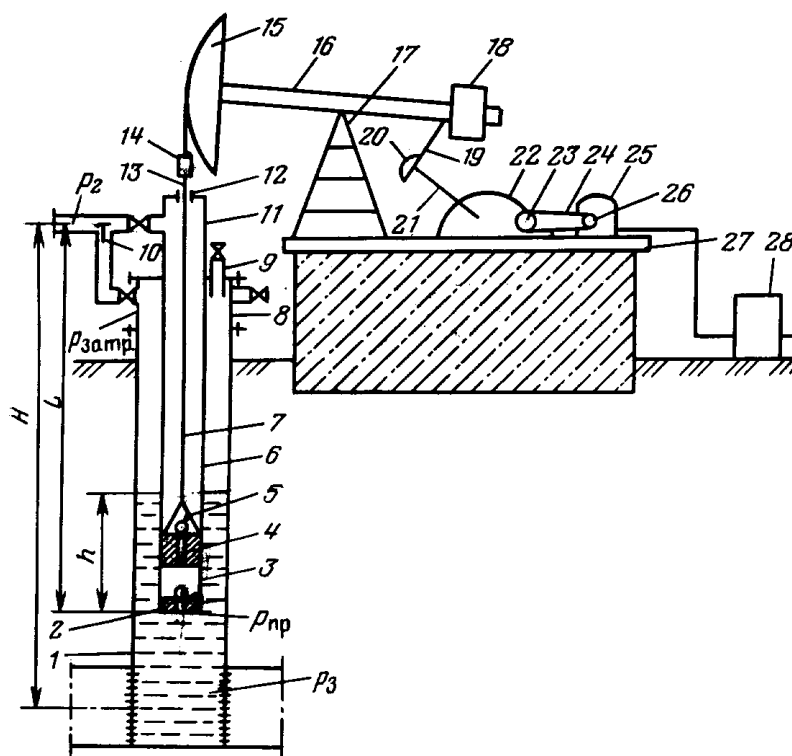


Рисунок 1.1 - Схема штангової свердловинно-насосної установки

На рисунку 1.1 використані наступні позначення: 1 – експлуатаційна колона; 2 – всмоктуючий клапан; 3 – циліндр насоса; 4 – плунжер; 5 –

нагнітаючий клапан; 6 – насосно-компресорні труби; 7 – насосні штанги; 8 – трійник; 9 – гирловинний патрубков; 10 – зворотній клапан для перепуску газу; 11 – трійник; 12 – гирловинний сальник; 13 – гирловинний шток; 14 – канатна підвіска; 15 – головка балансира; 16 – балансир; 17 – стійка; 18 – балансирний вантаж; 19 – шатун; 20 – кривошипний вантаж; 21 – кривошип; 22 – редуктор; 23 – ведений шків; 24 – клинопасова передача; 25 – електродвигун; 26 – ведучий шків; 27 – рама; 28 – блок управління.

ШГНУ включає наступне обладнання: а) наземне – верстат-качалку (ВК), обладнання свердловини; б) підземне – насосно-компресорні труби (НКТ), насосні штанги (НШ), штанговий глибинний насос (ШГН) і різні захисні пристрої, що покращують роботу установки в ускладнених умовах.

Основними елементами ВК являються стійка 17 з балансиром 16, два кривошипа 21 з двома шатунами 19, редуктор 22, клинопасова передача 24, електродвигун 25 і блок управління 28, який підключається до промислової лінії силової електропередачі.

ШГН складається з циліндра 3, плунжера 4, всмоктуючого 2 і нагнітаючого 5 клапанів. Циліндр ШГН кріпиться до НКТ 6. На нижньому кінці циліндра встановлений нерухомий всмоктуючий клапан, що відривається при ході плунжера вгору. Плунжер пустотілий (зі скрізним каналом) має нагнітальний кульковий клапан, що відкривається при ході плунжера вниз.

Електродвигун 25 через клинопасову передачу 24 і редуктор 22 передає двом масивним кривошипам 21, розміщеним з двох сторін редуктора, колові рухи. Кривошипно-шатунний механізм в цілому перетворює обертовий рух в зворотно-поступальний рух балансира 16, який коливається на опорній вісі, закріпленій на стійці 17. Балансир надає зворотно-поступальний рух штангам 7 і через них плунжеру 4 ШГН.

При ході плунжера вгору нагнітальний клапан під дією рідини закривається і вся рідина, що знаходиться над плунжером, піднімається вгору на висоту, рівну довжині хода плунжера. В цей час свердловинна рідина через всмоктуючий клапан заповнює циліндр насоса [2].

При ході плунжера вниз всмоктуючий клапан закривається, рідина під плунжером стискається, і відкривається нагнітальний клапан. В циліндр занурюються штанги, з'єднані з плунжером. Таким чином, ШГН – поршневий насос одиночної дії, а в цілому комплекс із насоса і штанг – подвійної дії.

Рідина з НКТ витісняється через трійник 11 в нафтозбиральний трубопровід.

1.2 Загальні питання аналізу стану редукторів

Технічний стан будь-який, навіть практично ідеально виготовленої, зубчастої пари може бути оцінене в процесі роботи за допомогою аналізу вібросигналів. Така заява справедлива як для одиначної зубчастої пари, так і для складних редукторів і мультиплікаторів. Достоїнством вібродіагностичних методів, при застосуванні їх для аналізу стану редукторів, є те, що діагностика виробляється “безрозбірно”, у робочих режимах. Всі інші методи, за винятком аналізу по складі домішок у маслі, вимагає розбирання встаткування. При проведенні реєстрації вібросигналів, генерованих зубчастими парами необхідно враховувати основні характерні риси їхньої роботи, такі як:

Вібросигнали від зубчастих пар містить у собі як синхронні компоненти (гармоніки), пропорційні оборотній частоті обертання ротора (шестерні), так і несинхронні, пов'язані з резонансними процесами й не пропорційні частоті обертання ротора. Вся основна потужність у вібросигналі від зубчастої пари зосереджена в досить високочастотній області. Основна частота щеплення зубців зубчастої пари $F_{зп}$ дорівнює добутку оборотної частоти ротора шестерні на кількість зубців на ній і може досягати одиниць або навіть десятка кілогерців. На практиці, при проведенні реєстрації вібросигналів, припускаючи їхнє подальше застосування для діагностики стану зубчастих пар, бажано починати з реєстрації спектроаналізатором максимально високих частот.

Гармоніки, властиві щеплення зубців, мають невисокий енергетичний рівень. Причин цьому дві. В - перших енергія, виділювана в процесі обкатування зубців, сама по собі не дуже велика. В - других, місця установки вібродавачів, у силу конструктивних особливостей редукторів, значно вилучені від зони щеплення зубців. У результаті шлях передачі енергії вібрації щеплення зубців досить великий й сигнали в ньому сильно загасають. Тому, як мінімум, необхідне використання для діагностики стану зубчастих передач сигналів у розмірності віброшвидкості, а в більшості випадків, для підвищення інформативності вібросигналів, доводиться використовувати вібросигнали в розмірності віброприскорення.

Амплітуда гармонік у спектрі, викликаних вібраціями від зубчастих пар, у значній мірі залежать від переданою зубчастою парою навантаження. На холостому ходу редуктора гармоніки відщеплення зубців реєструються дуже погано. З ростом зусиль, переданих редуктором, зростають вібрації відщеплення зубців. Така особливість роботи зубчастої пари для виявлення тенденцій зміни стану вимагає, по можливості, проведення вимірів при однакової, бажано великий, навантаженню. Якщо навантаження буде маленькою - дефекти можуть не виявитися. Якщо виміру, що різняться за часом проведення, будуть виконані при різних навантаженнях редуктора - то всі ці виміри виявляться непридатними для порівняння один з одним, для пошуку змін, що відбулися в редукторі.

Вібрації розщеплення зубців є нестационарним у тому плані, що має у своєму складі кілька фаз “обкатування”, точніше кажучи “проковзування” зуба по зубі, що різняться в різних типів зубчастих зачеплень. Кожна із цих фаз збуджує коливання різної частоти, близькі до частоти щеплення зубців. Кожний із зубів, у силу своїх специфічних відмінностей від інших зубів, генерує свої частоти. На це все накладається те, що пари “ обкатуються взаємно”, зубці постійно міняються, тому що шестерні мають не однакову кількість зубців. Всі ці важливі особливості приводять до появи у вібрації неоднорідного “білого шуму” поблизу частоти щеплення зубців. Цим терміном у техніку звичайно

називають суміш коливань різних частот. Ідеальним джерелом “білого шуму” є падаюча вода у водоспаді, що й дало назву цьому терміну. Правда є версія, що як багато кольорів у сумі дають білий колір, так і в білому шумі складаються всі коливання. Таке походження терміна “білий шум”, при більш докладному його розгляді, менш переважно. В “білому шумі” є присутнім дуже багато частот, а в білому кольорі змішуються кілька фіксованих частот. На спектрі вібросигнала “білий шум” проявляється у вигляді підняття загального рівня всього спектра в досить широкій смузі частот поблизу характерної частоти щеплення зубців. Безпосередньо сам “білий шум” складається практично повністю з несинхронних компонентів.

Дуже часто таке ж загальне підняття спектра від “білого шуму” відбувається не тільки на частоті щеплення зубців, але й на частоті власних резонансів елементів зубчастої пари або редуктора. Це виникає з наступної причини. Мікроудари в щепленні зубців збуджують коливання досить широкого діапазону, але максимальна амплітуда коливань буде, що повністю відповідає стандартній фізичній картині коливань, на частоті власного резонансу того або іншого близько розташованого елемента редуктора. Ця частота власного резонансу визначається конструкцією редуктора. Користуватися діагностикою стану зубчастої пари не по частоті щеплення зубців, а по частотах власного резонансу елементів редуктора, доводиться у швидкохідних мультиплікаторах, де сама частота щеплення зубців може бути дуже високої, вона буде дуже сильно загасати в конструкції і її іноді неможливо навіть зареєструвати.

1.3 Нормування рівня вібрації в редукторах

Більші проблеми при діагностуванні дефектів щеплення зубців в редукторах і мультиплікаторах різного типу на практиці викликає відсутність

нормативної інформації із припустимих рівнів як усього вібросигнала, так і окремих його гармонік. Тому дуже велике значення в діагностиці стану зубчастих пар здобуває процедура порівняння спектра поточного вібросигнала зі спектром вібросигнала, зареєстрованого в попередньому вимірі, або у вимірі, що був виконаний на свідомо справному редукторі.

Такий підхід іноді називають “порівнянням з опорним спектром”, причому вважається, що як опорний спектр необхідно використовувати сигнал з редуктора, стан якого свідомо повинне бути гарним, бездефектним. Такий підхід до діагностики редукторів, хоча й викликає у звичайних умовах досить суперечливі думки, стосовно до оцінки стану редукторів, напевно, є майже єдино можливим.

Спектр вібросигнала від зубчастої пари редуктора, що перебуває в досить гарному стані має приблизно такий вид, що показаний на рисунку

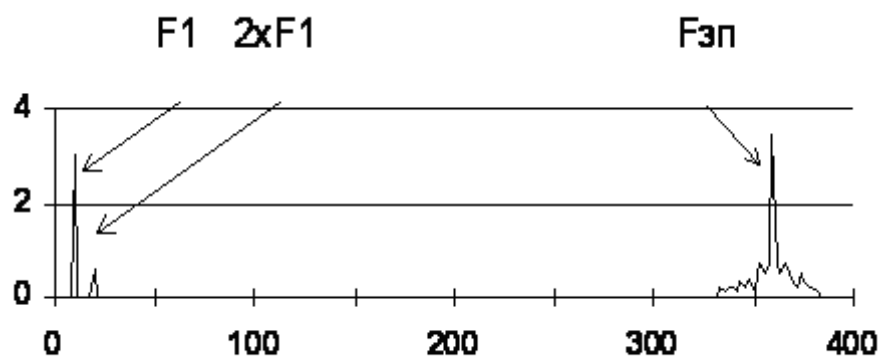


Рисунок 1.2 – Спектр вібрації зубчастої пари

Основними гармоніками на такому спектрі звичайно є перша, F_1 і, може бути, друга $2 \times F_1$ гармоніка оборотної частоти контрольованого вала, викликувані звичайними механічними проблемами, такими як дизбаланс, розцентровка й т.д. На цьому ж спектрі може також перебувати й перша гармоніка оборотної частоти другого вала зубчастої пари. Вона пов'язана із частотою обертання вала через коефіцієнт передачі зубчастої пари. На спектрі може бути виявлена й друга гармоніка від оборотної частоти другого вала.

Природно, що при наявності на спектрі двох систем оборотних гармонік, що переважають, по своїй потужності, будуть частоти того вала редуктора, що буде ближче розташований до місця установки вібродавача. За інших рівних умов максимальні будуть ті піки, на шляху яких до вібродавача буде мінімальне загасання.

На частоті гармоніки щеплення зубців зубчастої пари, що однакова для першого й другого валів цієї зубчастої пари, завжди буде мати місце явно виражений пік. Цей пік може мати кілька бічних гармонік вище й нижче по частоті, поява яких у спектрі або збільшення їхньої амплітуди звичайно говорить про появу й розвиток у зубчастій парі якого - або дефекту.

Співвідношення піка гармоніки щеплення зубців й першої оборотної гармоніки залежить від багатьох причин, особливо від типу використовуваного подання вібросигнала - віброшвидкість або вібропереміщення. Як уже говорилося вище співвідношення цих гармонік є індивідуальною величиною для кожного редуктора.

Поблизу піка гармоніки щеплення зубців може мати місце загальне підняття спектра від сукупності коливань багатьох частот, названої звичайно в літературі "білим шумом". Поза залежністю від того, є чи бічні смуги в частоті щеплення зубців чи ні, є чи загальне підняття від "білого шуму" чи ні, основна гармоніка щеплення зубців звичайно має розширений у нижній частині пік. Це є результатом загальної нестационарності процесу тертя при щепленні зубців.

Усе піки на спектрі зубчастої пари, що перебуває в гарному стані, мають порівняно низьку амплітуду. Ще раз хочеться сказати, що поняття малих амплітуд гармонік щеплення зубців в діагностиці завжди відносне, потребуюче для своєї оцінки використання порівняння декількох вимірів і застосування всього індивідуального досвіду вібродіагноста.

1.4 Аналіз сучасного програмного забезпечення для діагностування редукторів

Ринок сучасного програмного забезпечення для діагностування редукторів представлений невеликою кількістю програмних продуктів. Більшість з них вузько спеціалізовані і орієнтовані на певні типи редукторів або обмежені у своїх можливостях. Як в кваліфікаційній роботі розгляну найбільш вдалі розробки даного програмного забезпечення.

Експертна діагностична система «ДИЭС» - система діагностування устаткування (компресорів, насосів, вентиляторів, турбін, колісних пар локомотивів і тому подібне), що обертається, призначена для визначення технічного стану об'єктів діагностування фахівцями замовника за допомогою обладнання і по методиці, ЗАТ "Промсервіс", що поставляються (рис. 1.3) [12].

Система виконує діагностування в автоматичному режимі. Вона дозволяє користувачеві визначати дисбаланси і неспіввісності валів, дефекти підшипників кочення і ковзання, зубчатих зачеплень, дефекти муфт, незакріпленій агрегату і ін., не вимагає наявності висококваліфікованих фахівців в області вібродіагностування.

Серед найбільших користувачів: Алтайський коксохімічний завод, Молдавський, АТ "АВТОВАЗ", Магнітогорський і Старооскольський металургійні комбінати, АТ "Сібінафта Ноябрьськнафтогаз", ВАТ "ГАЗ", Ульяновський, Володимирський, Тольяттінський водоканали і ін.

Процес діагностування відбувається наступним чином. Фахівець замовника за допомогою переносного спектроаналізатора записує характеристики сигналів пьезоакселерометрів на кожній опорі об'єкту діагностування. Інформація вводиться із аналізатора в ПЕОМ. Запускається програма діагностування. Інформація про зафіксовані несправності або їх відсутність виводиться на екран дисплея.

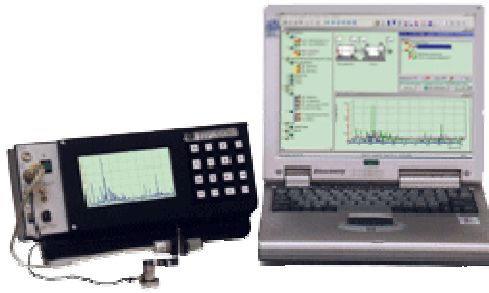


Рисунок 1.3 – Технічне забезпечення системи діагностування

У систему входять наступні компоненти - переносний аналізатор спектру віброакустичних сигналів PR200EX (можливе використання приладів фірм-виготовлювачів ДІАМЕХ, ОРГТЕХДІАГНОСТИКА, ІНКОТЕС); два давачі віброприскорення (пезоакселерометри); фотодавач (для проведення балансування); методика і програма діагностування, що реалізовує її, розроблена ЗАТ "Промсервіс"; створена і підготовлена до роботи база даних устаткування замовника (кількість устаткування практично не обмежується).

Комплект постачання, перелік устаткування, що діагностується, і його несправностей, а також форми вихідних документів узгоджуються із замовником. Навчання персоналу відбувається в процесі дослідної експлуатації системи на базі устаткування замовника або розробника по вибору.

Структура бази даних повторює реальну структуру підприємства і містить перелік всього устаткування замовника, що діагностується, повністю налагоджена і готова до роботи, у зв'язку з чим можливе отримання зведених звітів про стан устаткування підрозділів, видача зведених нарядів на ремонти і обстеження (рис.1.4).

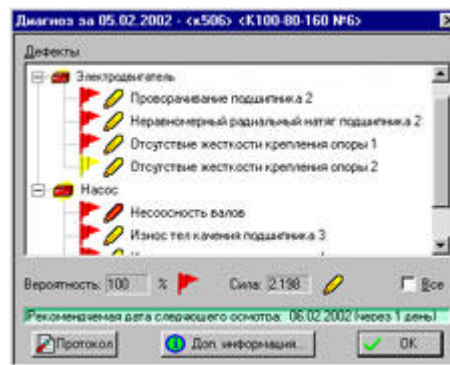


Рисунок 1.4 – База даних системи

При діагностуванні кожен агрегат розглядається як єдина конструкція. На підставі висновків про наявність або відсутність дефектів окремих вузлів (підшипник, зубчате зачеплення, вал і так далі) робиться висновок про працездатність всього агрегату в цілому. Результати діагностування зберігаються в архівах, що дозволяють проглядати стан агрегату за будь-яку дату.

Протокол діагностування відображає перелік виявлених несправностей, значення віброшвидкостей на опорах і дата наступного огляду, що рекомендується, а також список необхідних ремонтних робіт.

Програма має багатофункціональний аналізатор спектрів, що виконує наступні функції (рис.1.5):

- автоматичний розрахунок характеристичних частот дефектів;
- сумісний перегляд і аналіз акустичних функцій;
- повний гармонійний аналіз сигналів.

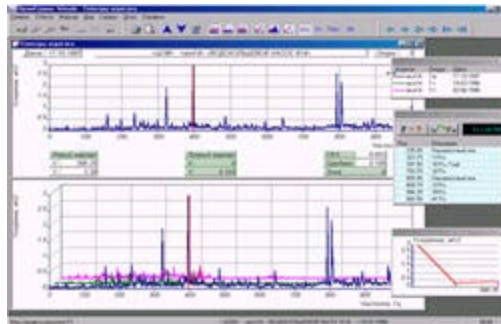


Рисунок 1.5 – Вікно побудови спектру вібросигналу

Програма дозволяє проглядати, аналізувати і друкувати тренди вібрацій на опорах, тренди розвитку дефектів і тренди зміни параметрів.

Система прогнозує стан устаткування, що діагностується, на певний термін, наприклад, до чергового діагностування, визначає дату наступного огляду, відстежує розвиток дефектів агрегату(рис.1.6).



Рисунок 1.6 – Прогнозування технічного стану

Наявна можливість проводити балансування валів агрегатів по місцю їх установки. Достовірність діагностування 89%.

Фірма виконує підтримку версій програмного забезпечення, що поставляється, проводить доопрацювання згідно з вимогам замовника. Значний економічний ефект використання системи досягається за рахунок:

- раннього виявлення несправностей і своєчасного вживання заходів по запобіганню їх розвитку;
- відмови від проведення регламентних робіт на справному устаткуванні;
- правильного планування ремонтів устаткування що діагностується;
- запобігання раптовим відмовам і аваріям на об'єктах діагностування;
- продовження ресурсу роботи об'єктів| діагностування.

Правильна організація роботи із системою діагностування дозволяє уникнути необґрунтованих ремонтів, своєчасно виводити в ремонт устаткування, заздалегідь готувати до ремонту необхідні для конкретного устаткування запчастини, значно зменшити число або навіть уникнути незапланованих зупинок із-за раптових відмов устаткування.

ВАТ "СКБ" Індикатор" пропонує діагностичний приладовий комплекс "ДІАКІН", що об'єднує в собі три різні прилади (рис.1.7):

- кінематомір;
- лазерний інтерферометр;

- прилад для контролю кутових коливань і деформацій валопроводів.

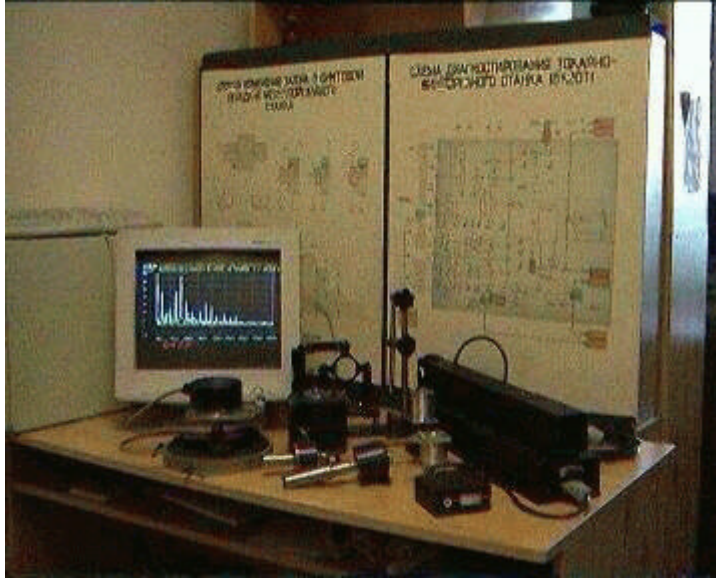


Рисунок 1.7 – Діагностичний комплекс ДІАКІН

Комплекс виготовлений на базі персонального комп'ютера (ПК) і окрім ПК включає три плати введення і обробки сигналів, що встановлюються в материнську плату ПК, програмне забезпечення і необхідні споживачеві імпульсні датчики кутових або лінійних переміщень (в т.ч., при необхідності, лазерний лінійний датчик). У основі методу, реалізованого в приладовому комплексі, лежить обробка сигналів імпульсних датчиків, що встановлюються на вхідній або вихідній ланках контрольованого кінематичного ланцюга. Сигнали датчиків надходять в ПК, де апаратно-програмними засобами перетворюються в одну з вибраних функцій (кінематичну погрішність, кутову вібрацію, величину переміщення, деформацію і тому подібне) [13].

Подальший аналіз отриманих даних виконується відомими методами, використовуваними при аналізі будь-яких коливальних процесів в тимчасовій і спектральній областях.

Сфера застосування комплексу:

- контроль кінематичної точності зубооброблюваних верстатів всіх типів;

- контроль точності кінематичних ланцюгів будь-яких інших зубчатих і гвинтових передач (редукторів, коробок швидкостей, приводів верстатів по координатах і тому подібне);
- контроль точності позиціонування і постійності швидкості виконавчих вузлів приводів, зокрема верстатів із ЧПУ;
- контроль малих лінійних переміщень при оцінці геометрії верстатів;
- контроль кутових коливань, а також статичних і динамічних деформацій різних валопроводів;
- виявлення дефектів підшипникових вузлів (особливо ефективний в разі низькооборотних механізмів), а також різних заїдань і зачіпань рухомих частин механізмів об нерухомі.

За результатами контролю комплекс в автоматизованому режимі здійснює діагностування технічного стану контрольованих механізмів. При цьому, без розбирання виявляються дефекти механічних вузлів устаткування, такі як зазори в гвинтових і зубчатих передачах, зазори в підшипниках, ексцентриситет і пошкодження зубів зубчатих коліс, перекося і неспіввісності ланок, дефекти підшипників і тому подібне, інформація про яких видається користувачеві у вигляді роздруківок на дисплеї і принтері. Пропонований комплекс має ряд принципів переваг, що виділяє його серед відомих засобів діагностування. Зокрема з його допомогою забезпечуються:

- можливість отримання інформації про безпосередню величину дефекту без додаткового тарування вимірювальної системи;
- можливість контролю із високою чутливістю низькооборотних механізмів (нижня межа частотного діапазону близька до 0 Гц);
- висока завадозахищеність (у спектрі погрішності не можуть бути присутніми складові, що належать ланкам механізмів, що не входять в контрольований кінематичний ланцюг);
- можливість використання всього лише два або навіть одного датчика для діагностування складного кінематичного ланцюга (в порівнянні з іншими методами істотно зменшується кількість датчиків, необхідних

для здійснення безперервного контролю механізму, що відповідно призводить до спрощення системи діагностування і значного зниження її вартості);

- можливість використання штатних імпульсних датчиків, що вже наявні на об'єктах, вживаних, наприклад, в керованих слідкуючих приводах.

Залежно від виду вирішуваних завдань споживачеві пропонується чотири основні модифікації комплексу (табл.1.1).

Різні модифікації комплексу експлуатуються в даний час на ряді машинобудівних підприємств, зокрема: ВАТ "Калузький турбінний завод"; ВАТ "Завод"редуктор"; ГОК р. Навої; ВАТ "АВТОВАЗ"; ВАТ "Іжорські заводи"; МГТУ "СТАНКІН".

Таблиця 1.1 – Модифікації комплексу

Назва	Модифікація
ДІАКІН-2С	для контролю кінематичної точності зубооброблюваних верстатів
ДІАКІН-2Р	для контролю кінематичної точності і діагностування редукторів, коробок передач, зубчатих передач
ДІАКІН-2П	для контролю точності позиціонування верстатів з ЧПУ за допомогою лазерного датчика лінійних переміщень, контролю і діагностування гвинтових передач
ДІАКІН-універсал	Забезпечує контроль всіх параметрів, що реалізуються трьома розглянутими вище модифікаціями

У таблиці 1.2 представлені технічні параметри системи.

Таблиця 1.2 – Технічні параметри системи

Технічні параметри	Значення
Безперервний час роботи, год	8
Живлення приладу	220 В; 50 Гц
Максимальна споживана потужність, ВА	500
Вага приладового комплексу з ЕОМ	не більше 15 кг

Калькулятор частот зубчатих передач призначений для обчислення характерних частот що генеруються, при взаємодії елементів зубчатих передач [14].

Результати, отримані автором при тестуванні даної програми показали, що по характерних частотах можна достатньо точно виявляти дефекти зубчатих передач при аналізі спектрів.

Проте щоб ефективно і правильно користуватися даною програмою фахівець повинен володіти теорією по діагностиці зубчатих передач, оскільки результати розрахунків, що видаються програмою, тільки полегшують інтерпретацію даних і трудомісткість розрахунків при аналізі, а не видають однозначну відповідь(рис.1.8).

У області «Вихідні дані» необхідно ввести дані для розрахунку (табл.1.3).

Таблиця 1.3 – Вихідні дані

Дані	Призначення
Число зубів 1-го колеса Обертова 1-го колеса Число зубів 2-го колеса Проміжна на частота	Дані безпосередньо для розрахунку
Менше колесо	Враховується для визначення методу розрахунку (розраховується редуктор або мультиплікатор), за замовчуванням визначається автоматично

Проміжна частота - це найчастіше власна частота коліс.

Після введення всіх значень можна проводити обчислення натиснувши на кнопку **ВЫЧИСЛИТЬ**, розташовану в області «Калькулятор». Результати розрахунків будуть відображені в області «Результаты».

Якщо аналізується багатоступінчатий агрегат, то дані за розрахунком поточної пари можна зберегти натиснувши кнопку **Далее >**, і тільки тоді вводити дані для другої пари зачеплення. При натисненні на кнопку **< Назад**, в початкові дані будуть завантажені зведення по попередній парі зачеплення.

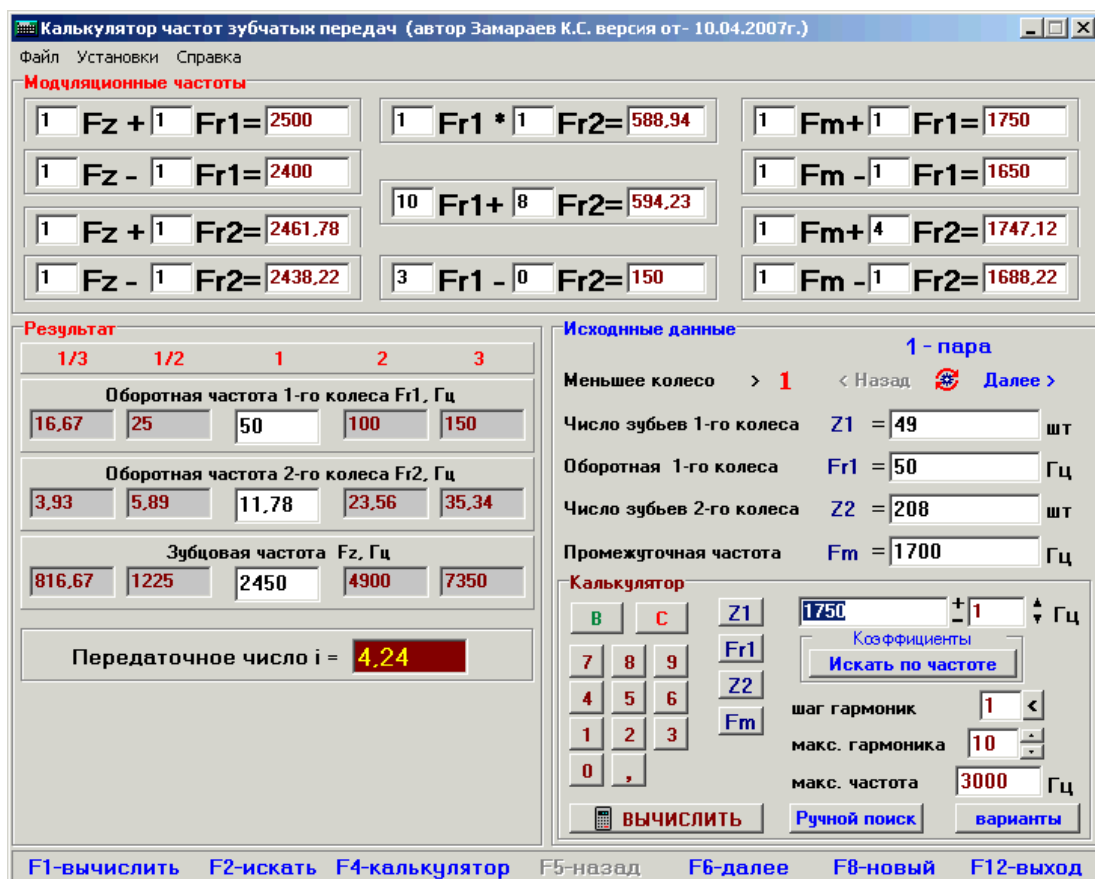


Рисунок 1.8 – Вікно програми

2 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

2.1 Особливості діагностування редукторів верстатів-качалок

Так як в кваліфікаційній роботі ми повинні розробити програмне забезпечення для діагностування редукторів верстатів-качалок, то одним із кроків для виконання даної роботи було аналіз типових несправностей редукторів виходячи із реальної статистики проведених ремонтів а також аналіз роботи редукторів у після ремонтний період. Із всього наземного обладнання ШГНУ найнижчу ймовірність безвідмовної роботи вузлів і деталей має редуктор [18].

Оскільки при експлуатації деталі редуктора піддаються змінним за величиною і знаку навантаженням, то найбільше розповсюдження в даному випадку має нерівномірне спрацювання (рис.2.1). Найшвидше в редукторах спрацьовуються підшипники. Спрацювання підшипників є причиною інтенсивного спрацювання корпусів підшипників і корпуса редуктора в місці спряження з корпусом підшипника. Причини спрацювання підшипників:

- неправильне або недостатнє технічне обслуговування;
- надмірна вібрація через невідповідність встановлення елементів верстата- качалки на раму, дисбаланс зубчатих валів;
- експлуатація при більшому обертовому моменті порівняно з технічною характеристикою даного редуктора;
- якість ремонту: балансування зубчатих валів, регулювання радіального бокового зазору, дотримання відповідних посадок у спряженнях.

Не менш важливою причиною виходу з ладу редуктора є спрацювання швидкохідного вала. В більшості випадків зуби вала зминаються або викришуються. Причина - невідповідність матеріалу або неякісна термічна обробка зубів вала, а також якість складання редуктора.

Проміжний і тихохідний вали з ладу виходять рідше, так як в процесі експлуатації на них діють менші навантаження.

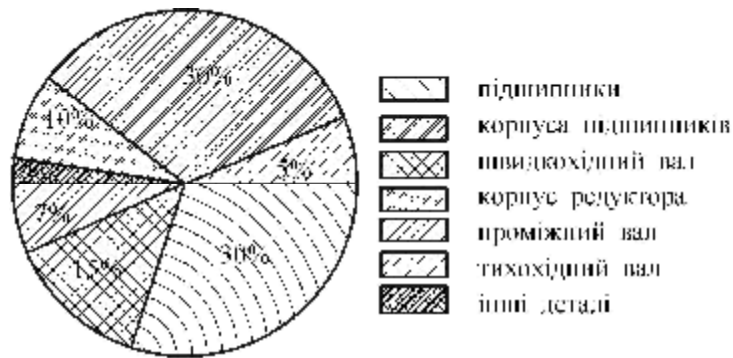


Рисунок 2.1 - Характерні відмови деталей редуктора верстата-качалки

Визначаємо необхідну кількість спостережень:

$$n = \left(\frac{\kappa \cdot \sigma}{\lambda \cdot T_{сер}} \right)^2, \quad (2.1)$$

де $\kappa = 1,645$ при $\lambda = 10\%$ (0,1) - коефіцієнт інтегралу ймовірності;

σ - середнє квадратичне відхилення;

$T_{сер}$ - середній наробіток до відмови чи на відмову.

$$T_{сер} = \sum_{n=1}^n \frac{N}{n}, \quad (2.2)$$

$$T_{сер} = \frac{81540}{15} = 5436,4 \text{ год.}$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{n=1}^n (t - T)^2} \quad (2.3)$$

$$\sigma = 2981 \text{ год.}$$

$$n = \left(\frac{1,645 \cdot 2984}{0,1 \cdot 5436,4} \right)^2 = 81, \text{ тобто прийнята кількість спостережень (15)}$$

зменшить довірчу ймовірність

Весь діапазон роботи до відмови розбиваємо на інтервали за формулою Стокса $Z = 1 + 3.3 \lg \sum n = 1 + 3.3 \lg 15 = 4$, або $Z = \sqrt{\sum n} = \sqrt{15} \approx 4$, приймаємо $z = 4$.

Визначаємо довжину інтервалу:

$$\Delta N = \frac{N_{\max}}{z} \quad (2.4)$$

$$\Delta N = \frac{9854}{4} = 2473 \approx 2500 \text{ год.}$$

Згідно розрахунків будемо гистограму тривалості безвідмовної роботи (рис. 2.2).

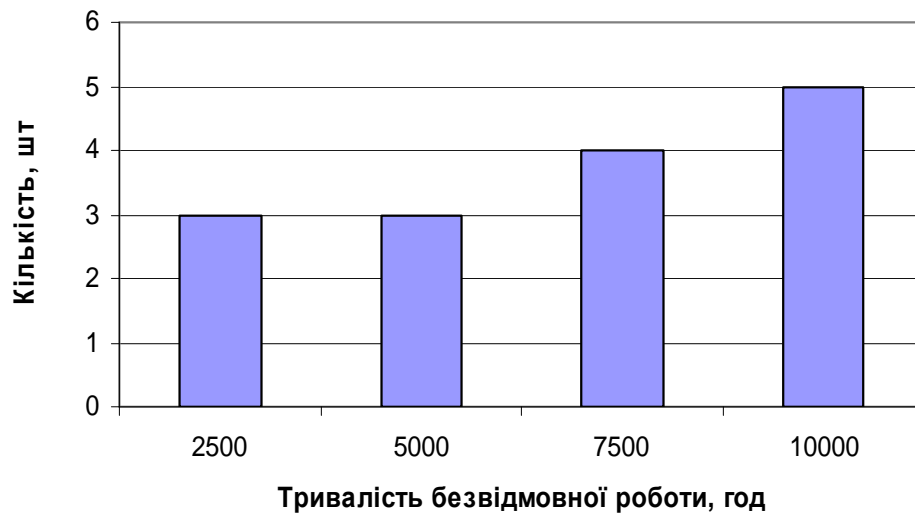


Рисунок 2.2 - Гистограма тривалості безвідмовної роботи редукторів

Розраховуємо ймовірність безвідмовної роботи в кінці кожного інтервалу:

$$P(t) = 1 - \frac{n(t)}{N(0)} \quad (2.5)$$

$$P(t)1 = 1 - \frac{3}{15} = 0.8 \text{ (80\%)}$$

$$P(t)2 = 1 - \frac{6}{15} = 0.6 \text{ (60\%)}$$

$$P(t)3 = 1 - \frac{10}{15} = 0.33 \text{ (33\%)}$$

$$P(t)4 = 1 - \frac{15}{15} = 0$$

За розрахунковими даними побудовано криву ймовірності безвідмовної роботи редукторів (рис. 2.3).

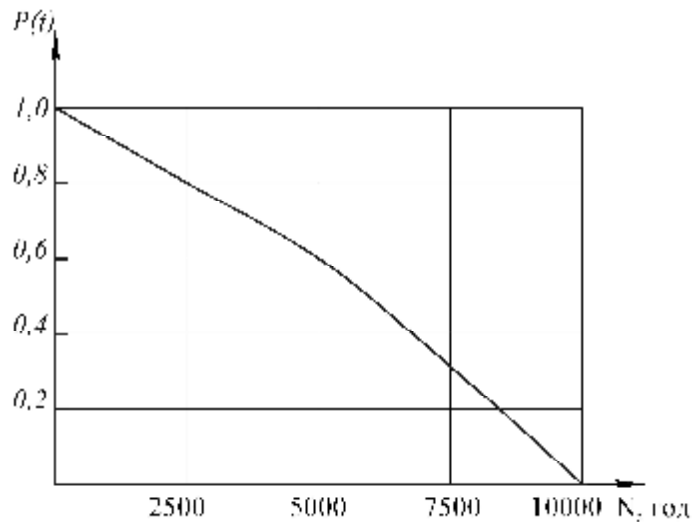


Рисунок 2.3- Крива ймовірності безвідмовної роботи редукторів

Інтенсивність відмов в кінці кожного інтервалу визначається за формулою:

$$\lambda(t) = \frac{n(\Delta t)i}{N(t)\Delta t}, \quad (2.6)$$

де N – число редукторів, які не вийшли з ладу;

Δt – довжина інтервалу.

$$\lambda(t)1 = \frac{3}{12 \cdot 2500} = 0.0001 \text{ год.}^{-1}$$

$$\lambda(t)2 = \frac{3}{9 \cdot 2500} = 0.00024 \text{ год.}^{-1}$$

$$\lambda(t)3 = \frac{4}{2 \cdot 2500} = 0.00032 \text{ год.}^{-1}$$

$$\lambda(t)4 = \frac{5}{1 \cdot 2500} = 0.00067 \text{ год.}^{-1}$$

За розрахунковими даними побудовано графік інтенсивності відмов (рис. 2.4).

З графіка інтенсивності відмов видно, що за час експлуатації обладнання на першому і другому етапі інтенсивність відмов зростає повільно, а в середині третього етапу і протягом четвертого відбувається катастрофічне спрацювання.

На основі проведених досліджень виникає потреба у вирішенні деяких важливих питань.

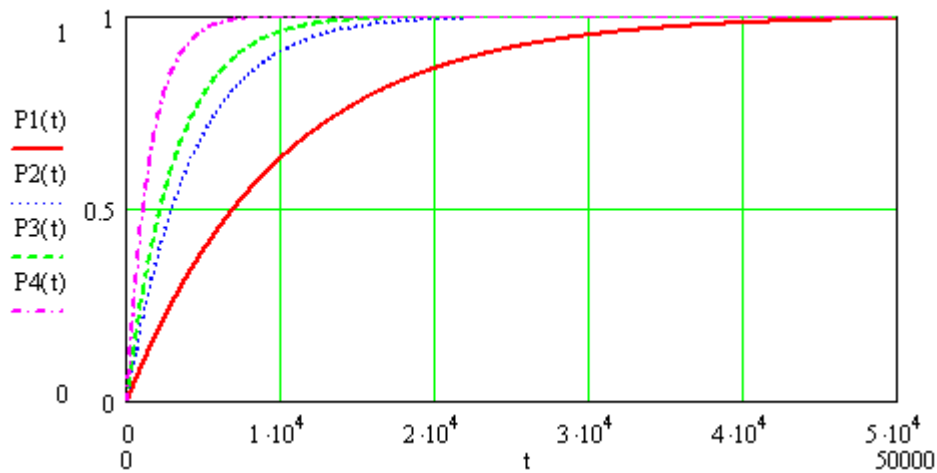


Рисунок 2.4 - Графік інтенсивності відмов

Тому, на наш погляд, підвищення надійності роботи і зменшення інтенсивності відмов редукторів верстатів-качалок повинно вирішуватись в таких напрямках:

- розробити прогресивну технологію ремонту;
- підняти рівень системи контролю якості ремонтних робіт;
- комплексна діагностика редукторів під час експлуатації, зокрема з допомогою вібродіагностичних систем;
- розробка нових методів аналізу вібродіагностичної інформації з метою збільшення вірогідності постановки правильного діагнозу технічного стану;
- удосконалення системи ремонтних робіт, при яких ремонт редукторів буде проводитись не напрацьованих годинах а по поточному технічному стані, що оцінюється шляхом діагностування.

2.2 Проведення практичної вібраційної діагностики технічного стану редукторів верстатів-качалок і аналіз результатів

При тривалій роботі машини зміну її стану фіксують на основі збору та обробки статистичної інформації про параметри вібрації. На практиці часто використовують як діагностичний параметр дисперсію рівня вібрації. Норми на

допустимі рівні вібрації для окремих видів механізмів і машин стандартизовані [20], однак подібна стандартизація викликає складності для редукторів, оскільки рівень їх вібрації значною мірою залежить від навантаження на валу та швидкості обертання, тому більш прийнятною є процедура порівняння спектру вібросигналу, виміряного на діагностованому обладнанні, із спектром вібросигналу, виміряного раніше на цьому ж обладнанні, або на гарантовано справному обладнанні з аналогічними характеристиками і режимами роботи .

Однаковий час напрацювання для редукторів свердловин дозволяє провести порівняння вібраційних характеристик редукторів з різними типами зачеплення.

Порівняльні технічні характеристики редукторів R-55 та Ц2НШ-750 наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Порівняльні технічні характеристики редукторів

Показники	R-55	Ц2НШ-750Б
1	2	3
Найбільший обертовий момент, кНм	55	40
Норм. модуль :		
I ступені	5,114	5,000
II ступені	6,749	8,000
Число зубів шестерні:		
I ступені Z_1	20	15
II ступені Z_3	27	15
Число зубів колеса:		
I ступені Z_2	130	94
II ступені Z_4	150	89
Торцевий модуль:		
I ступені	6	-
II ступені	8	-
Кут I / II ступені	31°/32 °	-
Передавальне число	36,100	37,180
Об'єм масляної ванни, л	200	150
Маса , кг	4450	2820

Давач під час тестування встановлювався на корпус редуктора поблизу

вихідного вала. Середня частота обертання вхідного вала редукторів R-55 та Ц2НШ-750Б складала під час проведення віброобстежень відповідно: $f_{вх} = 3,9$ Гц та $f_{вх}' = 3,53$ Гц.

Обробка результатів проводилась в середовищі MathCad. Спектри будувались на основі вибірки довжиною близько 1 млн. значень, що дозволяє досягти роздільної здатності по частоті біля 0.04 Гц. Отримані спектральні характеристики вібраційного сигналу редукторів, наведені на рис. 2.5, 2.6, 2.7, свідчать про суттєве підвищення рівня вібрації практично в усьому діапазоні частот для зношеного редуктора R-55 в порівнянні з недавно відремонтованим. Також спостерігається велика різниця між амплітудами вібрації редукторів з евольвентним зачепленням та зачепленням Новікова, яка досягає 3...3,5 разів. Однак складний характер спектру сигналів потребує більш детального їх дослідження з врахуванням будови і принципу роботи всієї наземної частини верстата-качалки.

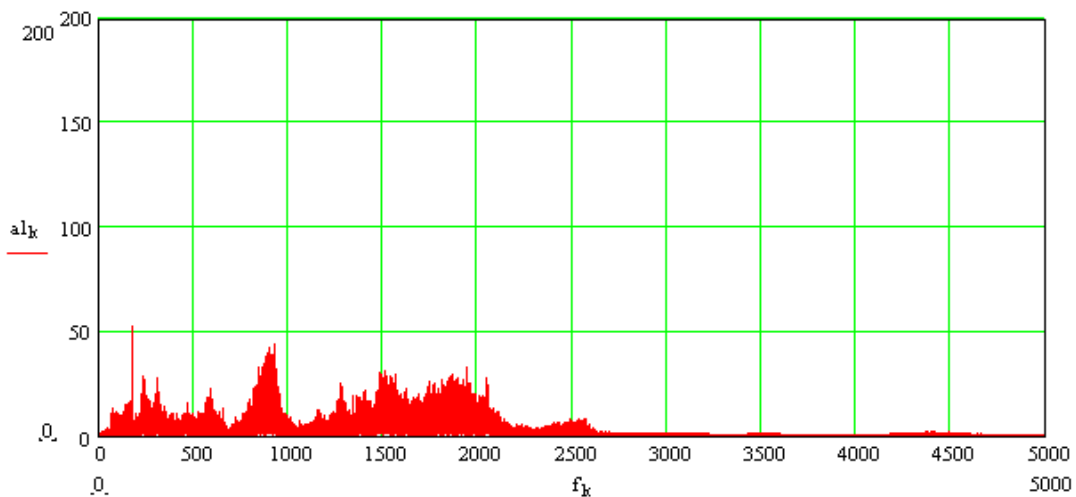


Рисунок 2.5 - Спектр вібрації редуктору R-55 після ремонту

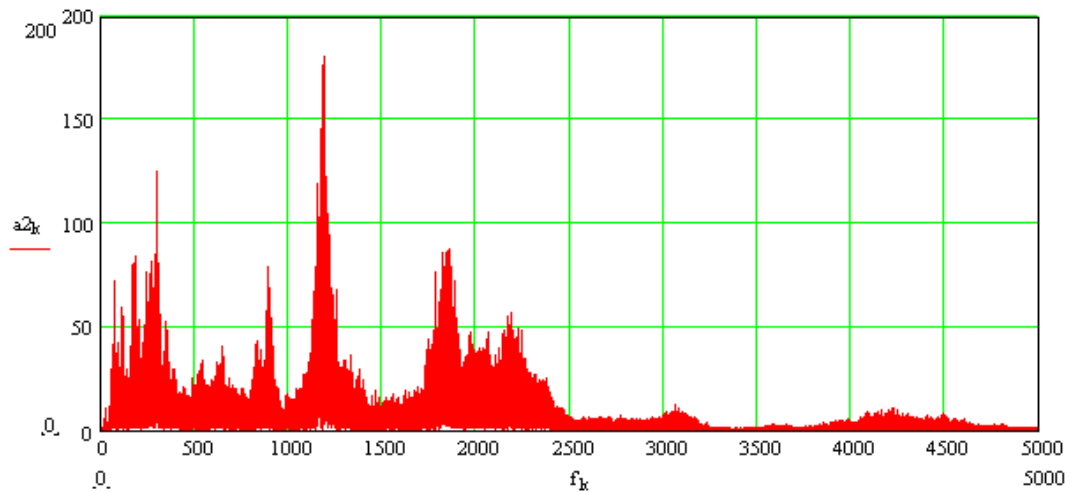


Рисунок 2.6 - Спектр вібрації редуктору R-55, зношений

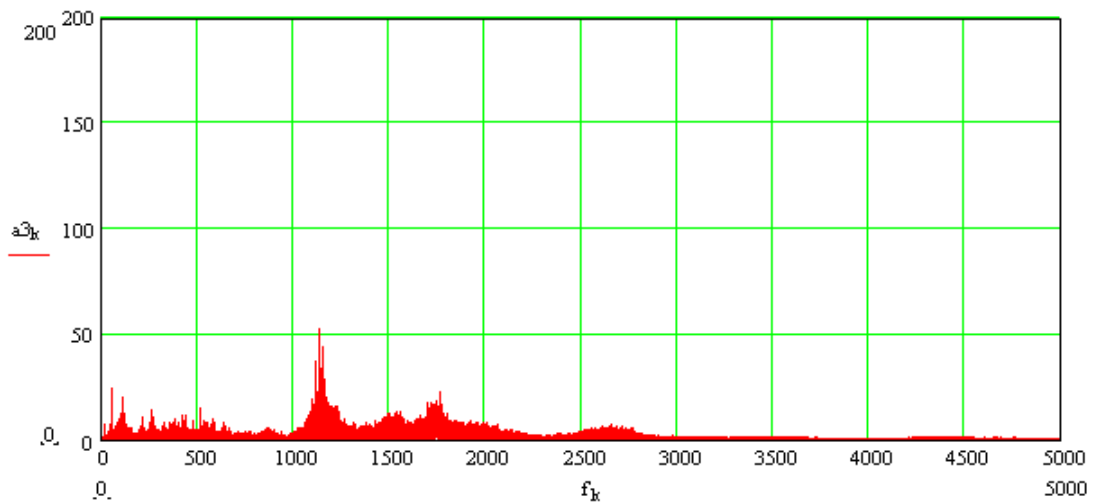


Рисунок 2.7 – Спектр вібрації редуктору Ц2НШ-750Б, зношений

Спектр вібросигналу зубчатої передачі, яка перебуває в задовільному технічному стані, зазвичай містить складові на частотах обертання вхідного та вихідного валів, а також складову на частоті зачеплення [21].

Редуктори верстатів-качалок є двоступеневими передачами, де генеруються дві частоти зачеплення f_{31} та f_{32} :

для редуктора R-55

$$f_{31} = 20 f_{\text{вх}} \text{ та } f_{32} = \frac{Z_3}{i_1} f_{\text{вх}} = \frac{20}{130} \cdot 27 f_{\text{вх}} ,$$

для редуктора Ц2НШ-750Б

$$f_{31}' = 15 f_{\text{вх}}' \text{ та } f_{32}' = \frac{z_3'}{i_1} f_{\text{вх}}' = \frac{15}{94} 15 f_{\text{вх}}' ,$$

де i , i_1 – передавальне відношення I ступені, z_3 , z_3' – кількість зубів шестерні II ступені.

Таким чином, для редуктора R-55 частоти зачеплення складають $f_{31}=78,1\text{Гц}$ та $f_{32}=16,3\text{Гц}$, а для редуктора Ц2НШ-750Б – відповідно $f_{31}'=52,9\text{Гц}$ та $f_{32}'=88,5\text{Гц}$.

Дослідження отриманих спектрів в діапазонах, близьких до частот зубозачеплення, дозволяє виявити виражені максимуми на частоті f_{31} (рис. 2.8 і 2.9).

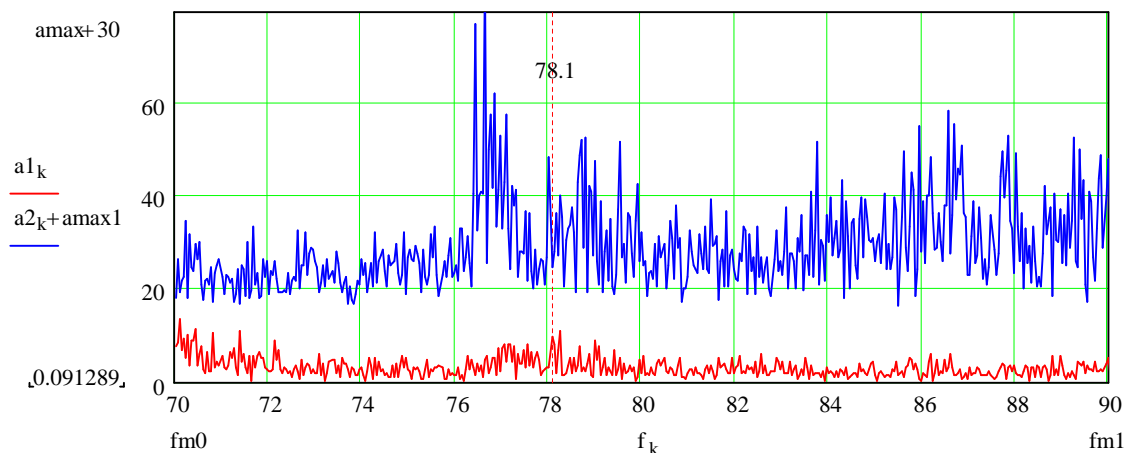


Рисунок 2.8 - Спектри вібросигналів на частоті зубозачеплення для редуктора R-55

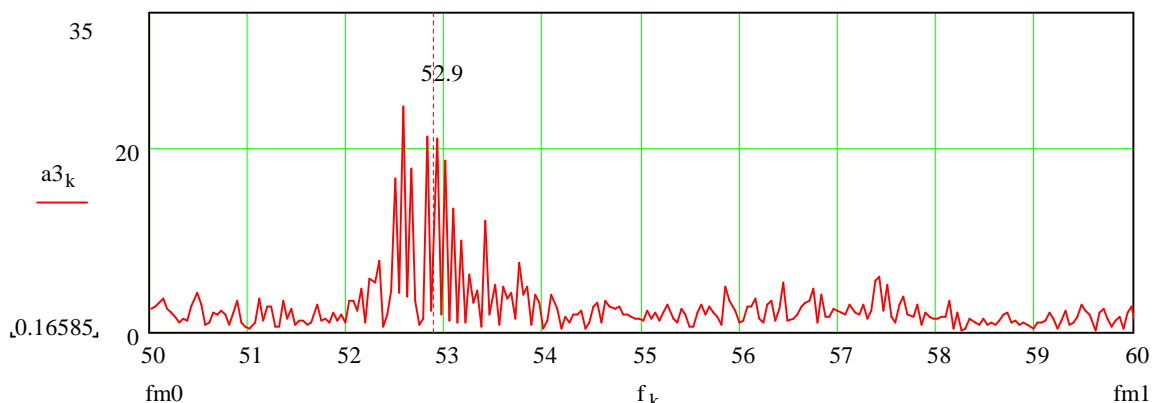


Рисунок 2.9 - Спектр вібросигналів на частоті зубозачеплення для редуктора Ц2НШ750Б

На рис. 2.8 спектри для нового і зношеного редуктора приведено на одному графіку. Для нового редуктора максимум не досить чітко виражений і має невелику амплітуду, на відміну від зношеного. Привертає увагу деяка «розмитість» максимуму по смузі частот 76.2...80.1Гц. Слід зауважити, що для асинхронних двигунів, які використовуються в приводі верстатів-качалок, частота обертання слабо залежить від навантаження на валу [22]. На протязі періоду качання, що відповідає одному оберту вихідного валу редуктора, навантаження суттєво відрізняється для першого півперіоду (хід вниз – колона штанг розвантажена) та другого півперіоду (хід вгору – колона штанг навантажена вагою стовпа нафти всередині колони НКТ), що, очевидно, відповідає двом швидкостям обертання двигуна і відповідно двом «горбам» на частотній характеристиці зліва і справа від середньої частоти зубозачеплення. Також в обох випадках для зношених редукторів спостерігаються бокові смуги, віддалені від частот зубозачеплення на частоту обертання вихідного валу редуктора, та, менш виражено – на частоту обертання проміжного валу. Як відомо [23], наявність таких бокових гармонік є ознакою дефекту зубчатого колеса, що обертається з відповідною частотою (в даному випадку вихідного та проміжного валів). У випадку редуктора Ц2НШ-750Б це підтверджується і часовою діаграмою вібросигналу, де чітко видно ударні імпульси, що слідує із частотою обертання вихідного валу (рис. 2.10).

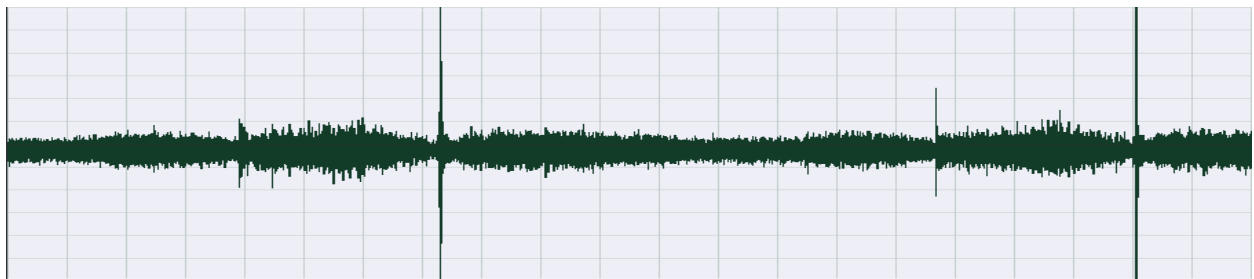


Рисунок 2.10 – Вібросигнал редуктора Ц2НШ-750Б

Окрім частоти зубозачеплення, в спектрі вібросигналу наявна велика кількість «піків» і «горбів», на перший погляд, незрозумілого походження. Причиною їх наявності є коливання всіх елементів конструкції верстата-

качалки на власній частоті кожного з елементів під дією ударних імпульсів, причому, як свідчать проведені дослідження [24], вібрація окремих елементів верстата-качалки і навіть підземної частини ШГНУ (редуктор, кривошип, опора, балансир, полірований шток штангової колони), виявляє кореляцію порядку 0.48...0.54. Максимальний вклад у вібрацію, виміряну на корпусі редуктора, окрім власних коливань валів зубчатих передач, вносять в першу чергу власні коливання підшипників, а також, імовірно, шківів клинопасової передачі, та, меншою мірою, всіх інших перелічених елементів.

Окремо слід виділити частотну смугу 1100-1800Гц, в якій виявляються широкі максимуми в спектрі вібрації. Згідно, наприклад, [25], ця смуга частот відображає процеси тертя між елементами конструкції підшипників, причому при погіршенні умов тертя внаслідок потрапляння механічних домішок у мастило (що зумовлено зносом елементів) амплітуда спектральних складових суттєво збільшується. В даному випадку можна спостерігати таку смугу частот в області 1100...1300Гц для зношених редукторів обох типів, в той час як для нового редуктора R-55 суттєво виражений максимум відсутній.

Аналіз вібраційних характеристик редукторів різних типів свідчить, що загальний рівень вібрації для редуктора з зачепленням Новікова в даному випадку є суттєво меншим, що свідчить про його високу експлуатаційну надійність. В добре приробленому зачепленні Новікова зуби торкаються по лінії, завдяки тому, що приведений радіус кривизни в перерізі, перпендикулярному до лінії контакту, в багато раз (~100) перевищує приведений радіус кривизни евольвентної передачі. При цьому зростає площа плями торкання зубів, що і забезпечує більшу несучу здатність зачеплення Новікова. Проте технологія виготовлення зубчастої передачі з зачепленням Новікова складніша і потребує високої точності. В практиці експлуатації редукторів верстатів – качалок спостерігались їх масові відмови через низьку точність виготовлення. В останні роки було опубліковано ряд статей, в яких дискутуються переваги і недоліки зачеплення Новікова [26] та доцільність його використання в різних галузях промисловості. З дискусії на сторінках і форумі

сайту журналу «Редуктори і приводи» (<http://www.reduktor-news.ru/forum/>) можна зробити висновок, що за умови дотримання належної технології виготовлення та з використанням деяких вдосконалень дане зачеплення дійсно має ряд переваг над евольвентним (підвищена контактна міцність, менші маса і розміри при однаковій потужності, зниження шуму та ін.), хоча більшість із них суттєві, наприклад, для авіаційної техніки, для якої первісно подібні редуктори і розроблялися. Тим не менше ряд заводів СНД продовжують випускати редуктори з зачепленням Новікова для верстатів-качалок поруч із редукторами з евольвентним зачепленням.

Проведені дослідження дозволяють зробити висновок, що підвищення достовірності діагностування редукторів верстатів-качалок можна досягти шляхом врахування при спектральному аналізі вкладу власних коливань всіх елементів конструкції ШГНУ та особливостей її роботи, що спричиняють нестационарність вібросигналу на протязі періоду качання.

2.3 Вибір і обґрунтування методу обробки діагностичної інформації

На даний час існує велика кількість методів для обробки і представлення діагностичної інформації [27], проте не завжди ці методи забезпечують необхідну роздільну здатність, точність і необхідну швидкодію. На даний час сучасна методика оцінки технічного стану редуктора не є достатньою для оцінки реального технічного стану. Тому перед науковцями постає задача розробки нових і вдосконалення існуючих методів оцінки технічного стану редуктора.

Вібраційний метод дослідження на даний час є достатньо ефективним для оцінки технічного стану редуктора. Проте значна його ефективність досягається із використанням новітніх і значно досконаліх методів обробки і представлення інформації. Тому актуальним є на даний час розробка нових та

вдосконалення існуючих методів представлення вібраційної діагностичної інформації. З цією метою вирішено використати метод спектрограми і звичайного спектру.

Було вирішено сумістити спектр і спектрограму. Такий крок дозволить оцінити переваги того чи іншого методу і тим самим сформулювати відповідні висновки. Тому для початку розглянемо суть перетворення звичайної спектрограми основою якої є віконне перетворення Фур'є [29].

Спектральне представлення періодичного сигналу комплексним рядом Фур'є, а рівно і довільного кінцевого сигналу, якщо нас не цікавить його поведінка за межами задання, відповідає виразу :

$$s(t) = \sum_{n=0}^N S_n \exp(jtn\Delta\omega), \quad S_n = (1/T) \int_0^T s(t) \exp(-jtn\Delta\omega). \quad (2.7)$$

Ряд Фур'є, як правило, є наближенням і обмежується певною кількістю членів ряду N , що забезпечує необхідну точність обробки даних.

З позицій точного представлення довільних сигналів і функцій, перетворення Фур'є має ряд недоліків, які привели до появи віконного перетворення Фур'є і стимулювали розвиток вейвлетного перетворення. Відмітимо основні із них:

- обмежена інформативність аналізу нестационарних сигналів і практично повна відсутність можливостей аналізу їх особливостей (сингулярностей), так як в частотній області відбувається «розмазування» особливостей сигналів (розривів, сходинок, піків і т. п.) по всьому частотному діапазону спектра;
- поява ефекту Гібса на скачках функцій, при врізанні сигналів і при вирізанні відрізків сигналів для локального детального аналізу;
- гармонічний характер базисних функцій, визначених в інтервалі від $-\infty$ до $+\infty$.

Неспроможність перетворення Фур'є здійснювати часову локалізацію сингулярностей сигналів може бути частково видалена введенням в перетворення так званої пересувної віконної функції. Використання віконної

функції дозволяє представляти результат перетворення у вигляді функції двох змінних - частоти і часового положення вікна.

Короткочасне перетворення Фур'є. Повний часовий інтервал сигналу, особливо при великій його тривалості, розділюється на підінтервали – часові вікна, і перетворення проводиться послідовно для кожного вікна окремо. Тим самим здійснюється перехід до частотно-часового (частотно-координатного) представлення сигналів і в якійсь-то мірі дозволяє виділяти на координатній вісі і аналізувати особливості нестационарних сигналів.

Віконне перетворення виконується у відповідності з виразом:

$$S(\omega, b_k) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) w(t-b_k) \exp(-j\omega t) dt. \quad (2.8)$$

Функція $w(t-b)$ представляє собою функцію вікна зсуву перетворення по координаті t , де параметром b задаються фіксовані значення зсуву. При зсуві вікон з рівномірним кроком $b_k = k\Delta b$. В якості вікна перетворення може використовуватися як просте прямокутне вікно ($w(t) = 1$ в межах вікна і 0 за його границями), так і спеціальні вагові вікна (Бартлетта, Гаусса, Кайзера і ін.), які забезпечують малі спотворення спектру за рахунок граничних умов вирізки віконних відрізків сигналів і нейтралізуючи явище Гібса. При цьому для кожного положення вікна на часовій вісі сигналу обчислюється свій комплексний спектр. Ефективна ширина віконної функції, як правило, зберігається постійною по всьому інтервалу сигналу.

Приклад віконного перетворення для нестационарного сигналу на значному рівні шуму приведений на рис. 2.11 і рис. 2.12. За зміною спектру сигналу в цілому можна судити про наявність в його складі гармонічних коливань на трьох частотах. Віконне перетворення не лише підтверджує дане заключення, але і показує конкретну локальність коливань по інтервалу сигналу і співвідношення між амплітудами цих коливань.

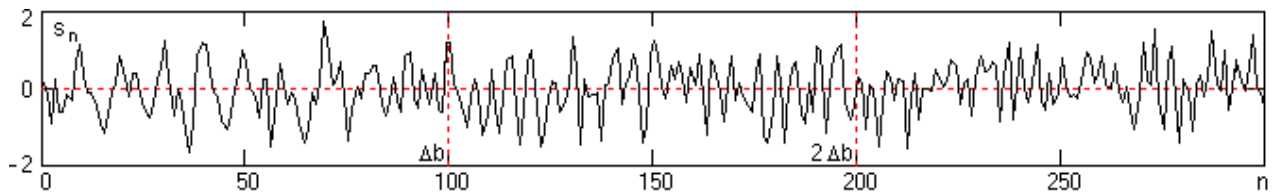


Рисунок 2.11 – Вхідний нестационарний сигнал

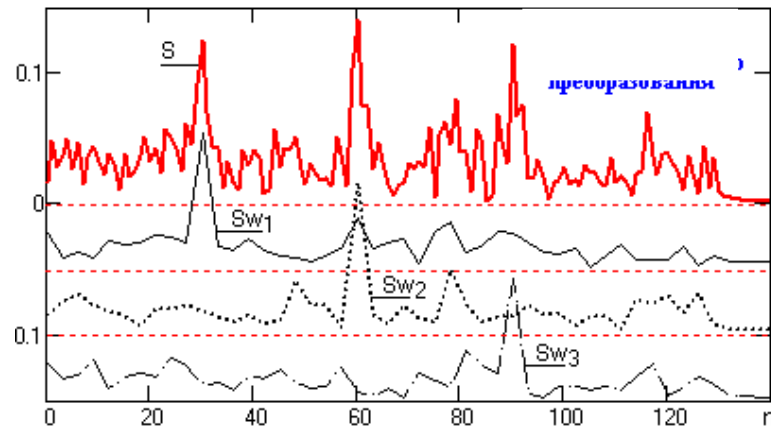


Рисунок 2.12 – Віконне перетворення нестационарного сигналу

Координатна роздільна здатність віконного перетворення визначається шириною віконної функції i , в силу принципу невизначеності Гейзенберга, обернено пропорційна частотній роздільній здатності. При ширині віконної функції, рівній b , частотна роздільна здатність визначається значенням $\Delta\omega = 2\pi/b$. При необхідній величині частотної роздільності $\Delta\omega$ відповідно ширина віконної функції повинна бути рівна $b = 2\pi/\Delta\omega$. Для віконного перетворення Фур'є ці обмеження є принциповими. Так, для рис. 2.42 при розмірі масиву даних $N=300$ і ширині віконної функції $\Delta b=100$ частотна роздільна здатність результатів перетворення зменшується в $N/\Delta b=3$ рази в порівнянні з вхідними даними, і графіки $Sw(n\Delta\omega_{Sw})$ по координаті n для наочного співставлення з графіком $S(n\Delta\omega_S)$ побудовані з кроком по частоті $\Delta\omega_{Sw}=3\Delta\omega_S$, тобто по точкам $n = 0, 3, 6, \dots, N$.

Частотно-часове віконне перетворення. Функція віконного перетворення (2.7) може бути переведена в трьохвимірний варіант з незалежними змінними i по часу, i по частоті:

$$S(t, \omega) = \int_{\tau} s(t-\tau) w(\tau) \exp(-j\omega\tau) d\tau. \quad (2.9)$$

На рис. 2.13 і 2.14 приведений приклад обчислення і представлення (модуль правої частини головного діапазону спектру) результатів трьохвимірної спектрограми при дискретному заданні вхідного сигналу $sq(n)$. Сигнал представляє собою суму трьох послідовних радіоімпульсів з різними частотами без пауз, з співвідношенням сигнал/шум, близьким до 1. Віконна функція w_i задана у односторонньому варіанті з ефективною шириною вікна $b \approx 34$ і повним розміром $M=50$. Встановлений для результатів крок по частоті $\Delta\omega=0.1$ трохи вище фактичної роздільної здатності $2\pi/M=0.126$. Для забезпечення роботи віконної функції по всьому інтервалу сигналу задавались початкові і кінцеві умови обчислення (продовження на M точок обох кінців сигналу нульовими значеннями).

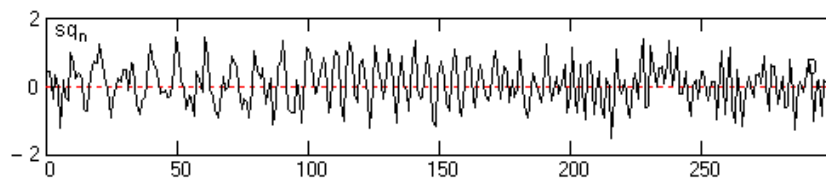


Рисунок 2.13 - Вхідний радіоімпульс

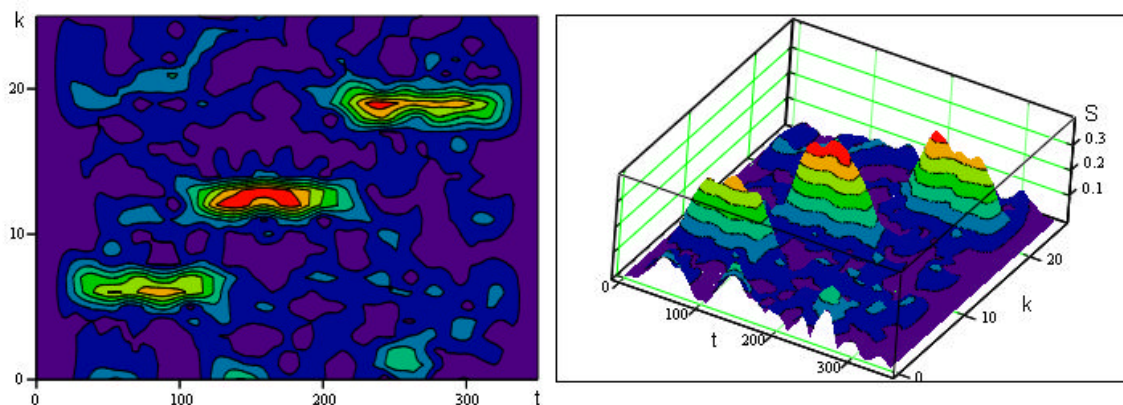


Рисунок 2.14 - Спектрограма радіоімпульсу

Як видно по результатам обчислень, віконне перетворення дозволяє достатньо точно локалізувати інформативні особливості сигналу і по часу, і по частоті.

3 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

3.1 Типові дефекти редукторів

Роботу будь-якої зубчатої пари в редукторі або мультиплікаторі супроводжує цілий ряд характерних вібрацій, що викликаються тертям і ударами при обкатуванні зуба однієї шестерні зубом іншої шестерні. Аналіз цих вібрацій дозволяє в працюючому устаткуванні достатньо успішно діагностувати цілий ряд різних дефектів зубозачеплення.

Неодмінною умовою коректної оцінки поточного технічного стану зубчатих пар і успішної діагностики можливих дефектів редукторів і мультиплікаторів є наявність спектроаналізатора із високою частотною роздільністю, не менше 1600 ліній в спектрі, і датчиків, що дозволяють реєструвати як високочастотні, так і низькочастотні вібрації.

У даному розділі розглядаються основні особливості діагностики специфічних проблем зубчатих передач, пов'язаних тільки з проблемами зубозачеплення. Загальні проблеми обладнання, що є універсальними і що також зустрічаються в редукторах, такі як небаланс, неправильна посадка коліс, дефекти підшипників редукторів і т. д. тут не розглядаються.

Технічний стан будь-якої, навіть практично ідеально виготовленої, зубчатої пари може бути оцінено в процесі роботи за допомогою аналізу вібросигналів. Така заява справедлива як для одиначної зубчатої пари, так і для складних редукторів і мультиплікаторів. Перевагою вібродіагностичних методів, при застосуванні їх для аналізу стану редукторів, є те, що діагностика проводиться “безрозбірно”, в робочих режимах. Решта всіх методів, за винятком аналізу по складу домішок в маслі, вимагає розбирання обладнання.

Причини вібрації зубчатих пар. При проведенні реєстрації вібросигналів, що генеруються зубчатими парами необхідно враховувати основні характерні особливості їх роботи [15], такі як:

- вібросигнали від зубчатих пар містять в собі як синхронні компоненти (гармоніки), пропорційні частоті обертання ротора (шестерні), так і несинхронні, пов'язані з резонансними процесами і не пропорційні частоті обертання ротора. Вся основна потужність у вібросигналі від зубчатої пари зосереджена в достатньо високочастотній області. Основна частота зубозачеплення зубчатої пари F_{zn} дорівнює добутку оборотної частоти ротора шестерні на кількість зубців на ній і може досягати одиниць або навіть десятка кілогерц. На практиці, при проведенні реєстрації вібросигналів, плануючи їх подальше застосування для діагностики стану зубчатих пар, бажано починати з реєстрації спектроаналізатором максимально високих частот;

- гармоніки, що властиві зубозачепленню, мають невисокий енергетичний рівень. Причин цьому дві. По-перше енергія, що виділяється в процесі обкатування зубів, сама по собі не дуже велика. По-друге, місця встановлення вібродавачів, через конструктивні особливості редукторів, значно віддалені від зони зубозачеплення. В результаті шлях передачі енергії вібрації зубозачеплення достатньо великий і сигнали в ній сильно затухають. Тому, як мінімум, необхідне використання для діагностики стану зубчатих передач сигналів в розмірності віброшвидкості, а в більшості випадків, для підвищення інформативності вібросигналів, доводиться використовувати вібросигнали в розмірності віброприскорення;

- амплітуда гармонік в спектрі, викликаних вібраціями від зубчатих пар, в значній мірі залежить від передаваною зубчатою парою навантаження. На холостому ході редуктора гармоніки від зубозачеплення реєструються дуже погано. Із зростанням зусиль, що передаються редуктором, зростають вібрації від зубозачеплення. Така особливість роботи зубчатої пари для виявлення тенденцій зміни стану вимагає, по можливості, проведення вимірювань при однаковому, бажано великому, навантаженню. Якщо навантаження буде

маленьким - дефекти можуть не виявитися. Якщо вимірювання, що розрізняються за часом проведення, будуть виконані при різних навантаженнях редуктора - то всі ці виміри виявляться непридатними для порівняння один із одним, для пошуку змін, що відбулися в редукторі;

- вібрації від зубозачеплення є нестационарними в тому плані, що має в своєму складі декілька фаз “обкатування”, точніше кажучи “прослизання” зуба по зубу, зубчатих зачеплень, що розрізняються у різних типів. Кожна з цих фаз збуджує коливання різної частоти, близькі до частоти зубозачеплення. Кожен із зубів, через свої специфічні відмінності від інших зубів, генерує свої частоти. На це все накладається те, що пари “взаємно обкатуваних” зубів постійно міняються, оскільки шестерні мають не однакову кількість зубців. Всі ці важливі особливості призводять до появи у вібрації неоднорідного “білого шуму” поблизу частоти зубозачеплення. Цим терміном в техніці зазвичай називають суміш коливань різних частот. Ідеальним джерелом “білого шуму” є падаюча вода у водоспаді, що і дало назву цьому терміну. На спектрі вібросигналу “білий шум” виявляється у вигляді підняття загального рівня всього спектру в достатньо широкій смузі частот поблизу характерної частоти зубозачеплення. Безпосередньо сам “білий шум” складається практично повністю із несинхронних компонент;

- дуже часто таке ж загальне підняття спектру від “білого шуму” відбувається не тільки на частоті зубозачеплення, але і на частоті власних резонансів елементів зубчатої пари або редуктора. Це виникає з наступної причини. Мікроудари в зубозачепленні збуджують коливання достатньо широкого діапазону, але максимальна амплітуда коливань буде, що повністю відповідає стандартній фізичній картині коливань, на частоті власного резонансу того або іншого поблизу розташованого елемента редуктора. Ця частота власного резонансу визначається конструкцією редуктора. Користуватися діагностикою стану зубчатої пари не по частоті зубозачеплення, а по частотах власного резонансу елементів редуктора, доводиться в швидкохідних мультиплікаторах, де сама частота зубозачеплення може бути

дуже високою, вона буде дуже сильно затухати в конструкції і її іноді неможливо навіть зареєструвати. Реєстрація високочастотної частоти зубозачеплення ускладнена, з одного боку проблемами вимірювання за допомогою вібродатчиків, і, з іншого боку, інтенсивним затуханням високочастотних коливань всередині мультиплікатора, особливо на зазорах підшипників.

3.2 Діагностичні ознаки дефектів

При появі дефектів зубозачеплення відбувається не тільки зростання амплітуди гармоніки зубозачеплення, але і поблизу частоти зубозачеплення, вище і нижче за неї по частоті, з'являються бічні гармоніки.

Зсув по частоті між основним піком гармоніки зубозачеплення і бічною гармонікою говорить про те, яке зубчате колесо має передбачуваний дефект. Якщо зсув частот дорівнює оборотній частоті вхідного валу - то дефект перебуває на нім, якщо зсув дорівнює частоті вихідного валу - то дефект розташований на нім. Іноді мають місце бічні смуги від обох валів, при цьому найбільш дефектним буде той вал, сімейство бічних гармонік від якого матиме великі амплітуди.

Причина виникнення в спектрі вібрації зубчатої пари бічних смуг досить просто фізично з'ясовна. Це пояснення включає два аспекти.

По-перше, при проходженні дефекту через зону контакту шестерень у вібросигналі буде спостерігається сплеск амплітуди. Цей імпульс повторюватиметься у вібросигналі через час, пропорційний одному оберту шестерні із дефектним зубцем. Іншими словами кажучи відбуватиметься модуляція частоти зубозачеплення частотою ротора із дефектною шестернею.

По-друге. При проходженні дефекту через зону контакту зубів в обертанні вихідного валу спостерігається дуже маленьке уповільнення, а потім

таке ж прискорення. При деяких дефектах спочатку може бути і навпаки - спочатку прискорення, а потім уповільнення частоти обертання валу. На спектрі і те і інше призводить до появи бічних, найчастіше симетричних, зубців поряд з частотою зубозачеплення, зсунутих на частоту повторення такого процесу. Якщо бічні гармоніки зліва і справа розрізняються по амплітуді - це говорить про різну інтенсивність процесів уповільнення і прискорення при проходженні дефекту через зону контакту зубів шестерень.

Якщо дефект розташований на вхідному валу, то процес проходження дефекту через зону зубозачеплення відбувається через один оберт цього валу, і зсув бічних гармонік відносно гармоніки зубозачеплення пропорційний частоті обертання саме вхідного валу. При розташуванні дефекту на вихідному валу, повторивши аналогічні міркування, отримуємо, що зсув бічних гармонік має дорівнювати оборотній частоті вихідного валу.

На перших етапах розвитку дефектів зубозачеплення частота зубозачеплення і бічні гармоніки, що є синхронними компонентами, містять в собі практично всю потужність вібросигналу. У міру свого розвитку дефект стає більш нестационарним, розподіленим по частоті, виникають багато процесів, що призводять до "розмазування" потужності вібросигналу на спектрі в проміжках між частотою зубозачеплення і бічними гармоніками. У вібросигналі починають переважати несинхронні компоненти.

Відбувається процес, коли синхронні компоненти не зростають, а вся додаткова потужність від дефекту зосереджена в несинхронних гармоніках. Так відбувається до тих пір, поки несинхронні гармоніки не порівнюються по амплітуді із синхронними. Це буде у момент цілковитої деградації зубчатої пари, коли замість процесів тертя при ковзанні зуба по зубу, що мають місце в зубчатій парі, в ній відбуватимуться тільки динамічні удари.

Вимоги до місць встановлення вібродавачів. Місця для встановлення вібродавачів (п'єзоакселерометрів) слід вибирати так, щоб вібродавач знаходився якомога ближчим до зони зубозачеплення. Бажано знати внутрішню конструкцію редуктора і встановлювати датчик в такому місці, де затухання

зубцевих вібрацій буде мінімальним. На шляху проходження вібросигналів від зони зубозачеплення до вібродавача має бути якомога менше меж розділу різних середовищ і особливо зазорів. Використання для установки вібродавачів щупів небажано, необхідне, як мінімум, використання для установки давачів на редукторі сильних, рідкоземельних, постійних магнітів.

Вібродавач необхідно встановлювати в або напрямі лінії, що сполучає центри валів редуктора, або перпендикулярно їй. Все залежить від конкретного типу редуктора, оскільки потрібно вибрати напрям дії максимальних зусиль зубозачеплення.

3.3 Методи діагностики, що застосовуються до зубчатих пар

Діагностування зубчатих передач є достатньо складним, трудомістким, зазвичай вельми тривалим, за часом, процесом. Діагностичний математичний апарат, який повинен використовувати спеціаліст для оцінки стану і пошуку причин підвищеної вібрації зубчатих пар в редукторах і мультиплікаторах достатньо складний і включає практично весь арсенал спектральних методів аналізу вібросигналів.

Коротко розглянемо можливе призначення цих методів стосовно проблем зубчатих пар.

- часовий вібросигнал вібрації на зубчатих парах зазвичай є по своїй формі дуже складним, “зашумленим” великою кількістю коливань різної частоти і амплітуди. За формою тимчасового вібросигналу можна (але достатньо складно) виявляти такі “значні” дефекти, як тріщина в одному або декількох зубцях, досить добре діагностується відсутність зуба. Всі останні, “дрібніші” дефекти стану зубчатих пар, по тимчасовому вібросигналу діагностуються важко;

- спектр вібросигналу є найбільш простим і поширеним практичним діагностичним апаратом, що дозволяє визначати всі основні дефекти зубозачеплення. Застосування діагностики по спектрах вібросигналів вимагає обов'язкового знання внутрішніх конструктивних особливостей редукторів.

- кепстр вібросигналу застосовний на перших фазах діагностики і дозволяє виявляти найбільш дефектні зубчаті пари в складних редукторах, порівнювати їх між собою по рівню зносу по вірогідності наявності дефекту. При використанні кепстрального аналізу можна одночасно діагностувати декілька зубчатих пар за допомогою інформації, що знімається з одного вібродатчика.

- спектр що огинаючої вібросигналу дозволяє виявляти багато дефектів в редукторах. Діагностика по спектру огинаючої достатньо складна для фізичного тлумачення дефектів зубозачеплення. Тому вона зазвичай вимагає хорошої теоретичної підготовки спеціаліста або наявності в його технічному арсеналі спеціалізованої комп'ютерної експертної системи, що вирішує ці проблеми.

- модальний аналіз дає високу ефективність при діагностиці стану зубчатих пар, але він є найскладнішим з погляду інтерпретації фізичних процесів і вимагає достатньо хорошої математичної підготовки спеціаліста.

Найкращі ж результати при оцінці стану і діагностиці причин підвищеної вібрації складних редукторів і мультиплікаторів методами вібродіагностики досягаються при комплексному використанні всіх вище перелічених методів. При комплексному підході можливості різних методів доповнюють один одного.

Ще раз хочеться нагадати, що дуже великий вплив на точність оцінки поточного технічного стану і на достовірність діагностики дефектів стану зубчатих пар надає особистий практичний досвід спеціаліста, його знання внутрішнього устрою контрольованого обладнання.

Нормування рівня вібрації в редукторах. Великі проблеми при діагностуванні дефектів зубозачеплення в редукторах і мультиплікаторах

різного типу на практиці викликає відсутність нормативної інформації по допустимих рівнях як всього вібросигналу, так і окремих його складових і гармонік. Тому дуже велике значення в діагностиці стану зубчатих пар набуває процедура порівняння спектру поточного вібросигналу із спектром вібросигналу, зареєстрованого в попередньому вимірі, або у вимірі, який був виконаний на свідомо справному редукторі.

Такий підхід іноді називають “порівнянням з опорним спектром”, причому вважається, що як опорний спектр необхідно використовувати сигнал з редуктора, стан якого свідомо має бути бездефектним. Такий підхід до діагностики редукторів, хоча і викликає в звичайних умовах достатньо суперечливі думки, стосовно оцінки стану редукторів, напевно, є майже єдино можливим.

Складність в нормуванні рівнів вібрації зубозачеплення полягає в тому, що в редукторі реєструється не весь вихідний, “первинний” вібросигнал, який генерується процесом зубозачеплення, а тільки та його частина, яка змогла передатися по складних шляхах усередині редуктора до вібродавача. Параметри цього шляху в кожному редукторі або мультиплікаторові різні.

Шляхи передачі вібросигналів від зони зубозачеплення до вібродатчика мають великий розкид як по своїй тривалості, так і по мірі затухання вібросигналу в кожному типі редуктора і сильно залежать від місця установки вібродавача. Крім того різним типам форми зубчатих пар відповідають свої, відповідні бездефектному стану, рівні вібрації. У результаті в різних редукторах, навіть близьких по потужності, завжди різні віброрівні оцінки стану зубчатої пари, такі як “тривожний”, “аварійний”.

Кажучи дуже “приземлено”, слід з жалем сказати, що практично допустимих норм на граничний рівень вібрації зубчатих пар, редукторів і мультиплікаторів немає. Перше завдання практичних спеціалістів, контролюючих таке обладнання, полягає в наборі їх із практики.

У практиці “масової” експлуатації редукторів і мультиплікаторів слід орієнтуватися, в основному, на норми по СКЗ віброшвидкості. Це буде рівень,

розрахований на контроль “загальнономеханічних” проблем обладнання, таких як небаланс, розцентровки, знос підшипників і так далі. Створення універсальних норм на спектральний склад вібросигналів від зубозачеплення, на амплітуду основних і бічних гармонік частоти зубозачеплення, дуже складно.

Дефекти зубозачеплення виявляються в СКЗ віброшвидкості на своїй фінальній, кінцевій, зазвичай вже незворотній фазі розвитку. Тому за допомогою використання цих норм хоча зазвичай вдається уникнути аварій з великими наслідками, але “часовий зазор” до зупинки обладнання на ремонт малий, і не завжди достатній для нормальної підготовки до ремонтних робіт або по технологічних причинах.

“Нормальний” спектр зубчатої пари. Спектр вібросигналу від зубчатої пари редуктора, яка знаходиться в достатньо хорошому стані має приблизно такий вигляд, який показаний на рис. 3.1.

Основними гармоніками на такому спектрі зазвичай є перша, обертова F_1 і, можливо, друга $2 \cdot F_1$ гармоніка частоти контрольованого валу, що викликаються звичайними механічними проблемами, такими як небаланс, розцентровка і так далі від валу, на підшипнику якого проводиться вимірювання вібрації. На цьому ж спектрі може також знаходитися і перша гармоніка оборотної частоти другого валу зубчатої пари. Вона пов'язана з частотою обертання валу через коефіцієнт передачі зубчатої пари. На спектрі може бути виявлена і друга гармоніка від оборотної частоти другого валу (на рис. 2.1 гармоніки від другої частоти обертання не показані, а є тільки перша і друга гармоніка від частоти обертання першого валу).

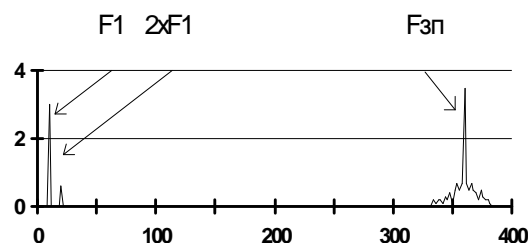


Рисунок 3.1 – Спектр вібрації зубчатої пари при нормальному стані

Природно, що за наявності на спектрі двох систем гармонік частоти обертання, переважаючими, по своїй потужності, будуть частоти того валу редуктора, який буде ближче розташований до місця встановлення вібродавача. За інших рівних умов максимальні будуть ті піки, на шляху яких до вібродавача буде мінімальне загасання.

На частоті гармоніки зубозачеплення зубчатої пари, яка однакова для першого і другого валів цієї зубчатої пари, завжди матиме місце явно виражений пік. Цей пік може мати декілька бічних гармонік вище і нижче по частоті, поява яких в спектрі або збільшення їх амплітуди зазвичай говорить про появу і розвиток в зубчатій парі якого - або дефекту.

Співвідношення піку гармоніки зубозачеплення і першої оборотної гармоніки залежить від багатьох причин, особливо від типу використовуваного представлення вібросигналу - віброшвидкість або вібропереміщення. Як вже мовилося вище співвідношення цих гармонік є індивідуальною величиною для кожного редуктора.

Поблизу піку гармоніки зубозачеплення може мати місце загальне піднімання спектру від сукупності коливань багатьох частот, так званої зазвичай в літературі "білим шумом". Незалежно від того, чи є бічні смуги біля частоти зубозачеплення чи ні, чи є загальне піднімання від "білого шуму" чи ні, основна гармоніка зубозачеплення зазвичай має розширений в нижній частині пік. Це є результатом загальної нестационарності процесу тертя при зубозачепленні.

Всі піки на спектрі зубчатої пари, що знаходиться у хорошому стані, мають порівняно низьку амплітуду. Ще раз хочеться сказати, що поняття малих амплітуд гармонік зубозачеплення в діагностиці завжди відносне, вимагаючи для своєї оцінки використання порівняння декількох вимірів і застосування всього індивідуального досвіду спеціаліста.

Спектральні особливості дефектів редукторів. Амплітуда гармоніки на частоті зубозачеплення F_{zn} зазвичай дуже чутлива до навантаження.

Вібродіагностика не повинна лякати висока амплітуда цієї гармоніки, особливо за підсумками проведення найпершого виміру вібрації на даному редукторі.

Висота піку частоти F_{zn} на спектрі залежить від достатньо багатьох параметрів, основними із яких можна вважати:

- якість виготовлення зубчатої пари, її гартування, шліфування;
- якість, достатність і чистота змащувального мастила;
- завантаження зубчатої пари моментом навантаження, що передається від двигуна у виконавчий механізм.

Практично завжди перший вимір на редукторі або мультиплікаторові є не діагностичним, а оцінним, особливо якщо це стосується піку гармоніки частоти зубозачеплення.

Основна увага при вимірюванні вібрації і діагностиці стану зубчатої пари має бути приділена не самому піку F_{zn} , а іншим, важливішим особливостям і параметрам спектру. Саме ці, дуже різноманітні особливості спектру вібросигналу, характерні для деяких дефектів, характеризують стан редуктора. Часто це навіть просто зовнішні особливості форми спектру, які навіть при малих амплітудах можуть говорити про дуже грізні дефекти зубчатих пар.

Найбільш серйозна увага при аналізі спектрів вібросигналів має бути приділена:

- наявності в спектрі вібрації поблизу гармоніки зубозачеплення бічних гармонік від основної частоти зубозачеплення, розташованих зліва і справа, по частоті, від піку F_{zn} ;

- відносній величині амплітуди цих бічних гармонік частоти зубозачеплення по відношенню до амплітуди піку основної частоти зубозачеплення;

- величині частотного кроку чергування бічних гармонік частоти зубозачеплення, на скільки вони зміщені відносно один одного і відносно основної гармоніки;

- наявності в спектрі характерного горба (горбів) “білого шуму” поблизу частоти зубозачеплення, його усередненому рівню відносно самої гармоніки

частоти зубозачеплення, відносному рівню потужності, зосередженому в кожному горбі;

- наявності в спектрі піків і “білого шуму” у всіх інших частотних діапазонах спектру вібрації, розташованих в зонах, на перший погляд не пов'язаних з частотою зубозачеплення.

Пояснимо ще раз причини виникнення піків і горбів “білого шуму” від зубозачеплення в різних зонах спектру, пропорційно не пов'язаних з частотою зубозачеплення.

При достатньо серйозних, а іноді навіть і слабких, ударах в зубчатій парі на зубчаті колеса і на конструкцію редуктора впливає ударний імпульс сили. Цей імпульс збуджує в конструкції механічні коливання, які, в загальному випадку, затухають по експоненціальному закону. Частота, із якою коливатимуться елементи конструкції, тобто частота “внутрішнього заповнення” таких експоненціальних ударів, визначається власним механічним резонансом елементу зубчатої пари, що коливається. Зазвичай ця частота не є строго фіксованою, а являє собою сукупність близько розташованих частот, співвідношення амплітуд яких достатньо випадкове.

Образно кажучи конструкція є резонансним контуром, в якому вібрації збуджуються динамічними ударами, обумовленими процесом передачі обертаючого моменту через зубчаті пари. Якщо тепер зареєструвати спектр коливань конструкції із таким резонансним контуром, то на ній, поряд з піком на частоті зубозачеплення, буде пік, або горб із “білим шумом”, розташований на частоті власного резонансу елементу конструкції. Часто на спектрі вібросигналу від зубчатої пари цей резонансний пік, по своїй амплітуді, а тим більше і по потужності, виявляється навіть значніше самого піку гармоніки частоти зубозачеплення. Часто на спектрі буває декілька таких резонансних піків від частот різних елементів редуктора.

Цей резонансний гармонійний пік (горб), збуджений на частоті власного резонансу зубчатої пари, зручно використовувати для оцінки стану і діагностики дефектів редукторів. У практиці зустрічається багато випадків,

коли по ряду специфічних особливостей, не вдається зареєструвати саму частоту зубозачеплення, а доводиться користуватися гармоніками в резонансних зонах.

Зазвичай це відноситься до швидкісних мультиплікаторів, в яких частота зубозачеплення висока і вібросигнал сильно затухає в конструкції. Достатньо зручно, а іноді і єдино можливо, таким підходом до діагностики користуватися діагностики і дуже тихохідних редукторів, де також часто бувають проблеми із реєстрацією частоти зубозачеплення, правда вже обумовлені великою тривалістю необхідної тимчасової вибірки.

Розглянувши загальні особливості прояву дефектів в редукторах і мультиплікаторах приступимо до розгляду приватних дефектів, віддаючи перевагу таким, що найчастіше зустрічається в практиці.

Знос зубчатої пари.

Найбільш відомим діагностичним і, напевно, найпершим показником появи загального зносу зубчатих пар є поява в спектрі вібросигналу спочатку однієї пари, а потім і цілого ряду дрібних бічних гармонік, інтервали між якими в значній мірі заповнюються рівнем “білого шуму”. Як вже мовилося вище ці бічні гармоніки зазвичай розташовані симетрично основної гармоніки зубозачеплення.

У міру того, як процеси зносу в зубчатій парі все більш прогресуватимуть, все більш явно вираженими ставатимуть піки бічних гармонік частоти зубозачеплення. При подальшому зносі зростатиме амплітуда “білого шуму”, яка, при подальшому розвитку дефектів, може порівнюватися по амплітуді із гармонікою зубозачеплення і із бічними гармоніками.

Процес зростання амплітуди бічних гармонік і “білого шуму” практично пропорційний мірі розвитку дефекту, але і, що декілька ускладнює діагностику, рівню навантаження, передаваного через редуктор. Як вже було сказано вище, бічні гармоніки виникають при появі невеликих локальних дефектів на поверхнях зубозачеплення шестерень зубчатої пари. Загальне число бічних гармонік, залежно від форми прояву дефекту, може досягати 4 - 6, і навіть

більше, причому у міру віддалення від центрального піку гармоніки зубозачеплення їх амплітуда буде приблизно монотонно зменшуватись.

Для ілюстрації цих міркувань розглянемо два умовних спектри вібросигналів, що відповідають зубчатій мультипінаторній парі із наступними параметрами:

- частота обертання вхідного валу - 10 Гц;
- частота обертання вихідного валу - 30 Гц;
- число зубців вхідного валу - 36;
- число зубців вихідного валу - 12.

Перший спектр показаний на рис. 3.2 і відповідає початковій фазі появи і розвитку найбільш поширеного дефекту зубозачеплення - зносу зубчатого колеса вхідного валу.

Цей дефект виявляється на спектрі вібросигналу у вигляді появи трьох бічних гармонік $F_{бг}$ (не парних!), зміщення від основної частоти зубозачеплення $F_{зп}$ (360 Гц) на інтервал, рівний частоті обертання вхідного валу.

Три ці бічні гармоніки добре видно на спектрі вібросигналу у вигляді явних виражених піків. Четверта бічна гармоніка на частоті 380 Гц носить характер не явно виражений, хоча, за бажання, її можна диференціювати в загальному шумі.

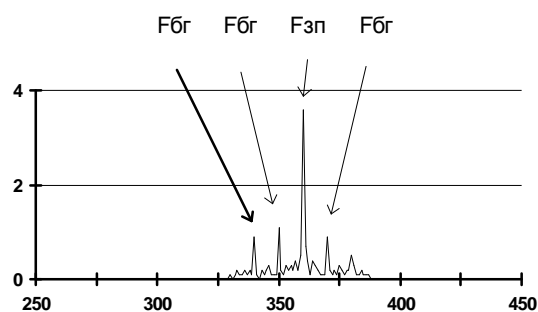


Рисунок 3.2 – Спектр вібрації зубчатої пари з дефектом на вхідному валі

На спектрі рис. 3.3 показаний аналогічний дефект, але розташований вже на вихідному, більш швидкохідному валу. Як видно із спектральної картини цей дефект є значно сильніше розвиненим.

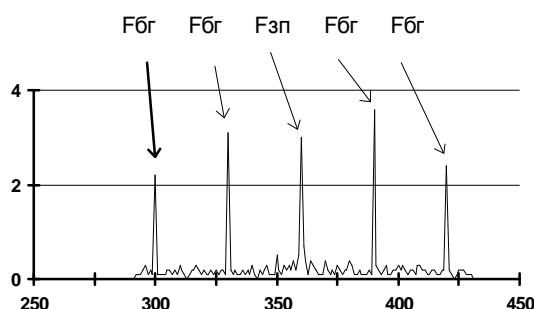


Рисунок 3.3 – Спектр зубчатої передачі з дефектом на вихідному валі

На рисунку добре видно, що при збереженні загальної картини прояву дефекту змінився частотний крок між бічними гармоніками і частотою зубозачеплення. Тепер він рівний не 10 Гц, як на рис. 3.2, а складає вже 30 Гц.

На цих двох рисунках приведені спектри, що достатньо ідеалізуються, вібрації, що містять дефект тільки на одному валу. На практиці найчастіше цей дефект має місце на двох валах, тому в спектрі вібросигналу присутні бічні гармоніки як від одного валу, так і від іншого. В цьому випадку спектр ще більш “зашумляється” частотами биття двох сімейств гармонік, вхідного і вихідного валів.

При одночасній наявності на спектрі вібрації бічних гармонік відразу від двох валів, порівняно, найбільш дефектним слід визнати той вал, бічні гармоніки якого більше по своїй амплітуді і потужності. При використанні спектрального аналізу цьому відповідає велика амплітуда гармоніки із періодом часу, “квєфренцією”, відповідною часу одного обороту найбільш дефектного валу.

Достатньо часто на спектрах вібросигналів від зубчатих пар присутні гармоніки від “биття” бічних частот різних валів. Це виражається у присутності нових бічних гармонік, віддалених від піку гармоніки частоти зубозачеплення

на величину dF , рівну сумі або різниці частот обертання вхідного і вихідного валу. У приведеному прикладі це частоти 20 і 40 Гц.

Приведені вище два спектри вібрації зубозачеплення відповідають двом стадіям розвитку дефектів. У першому випадку ми маємо справу із приблизно початковою стадією загального зносу робочої поверхні зубозачеплення вхідного валу. Другий спектр відповідає сильнішому ступеню зносу вихідного валу. У обох випадках безпосередньо сам дефект розподілений не рівномірно по всьому колу шестерень, а зосереджений тільки в районі декількох сильно зношених зубців, має вузьку локалізацію в певних зонах.

Ще раз слід сказати, що дуже часто дефект зубчатої передачі краще всього діагностувати не по величині основного піку частоти зубозачеплення, а саме по бічних гармоніках і “білому шумі”, співвідношенню їх із основною гармонікою. Це пояснюється тим, що пік частоти зубозачеплення сильно залежить від навантаження, передаваного зубчатою парою, а амплітуди бічних гармонік і рівня “білого шуму” трохи менше залежать від навантаження. Співвідношення ж амплітуд бічних гармонік і “білого шуму” із величиною основної гармоніки зубозачеплення залежить від навантаження редуктора в ще меншій мірі.

Порівняно частою причиною підвищеної вібрації зубчатих пар є дефект, який, умовно кажучи, можна назвати “шестерінчастий ексцентриситет”. Під таким дефектом слід розуміти неправильну посадку зубчатого вінця на вал, вигин валу шестерні, непаралельність валів зубчатої пари або інший дефект, що призводить до ексцентриситету зубчатого вінця шестерні відносно дійсного центру обертання зубчатого валу.

Схожу спектральну картину розподілу гармонік в спектрі може дати і значне збільшення зазорів в опорних підшипниках зубчатого валу, коли за рахунок зусиль зубозачеплення або інших причин відбувається значний зсув і вібрація валу відносно ідеальної, розрахункової осі обертання. Тобто в кінцевому результаті і цей дефект можна умовно прийняти за ексцентриситет шестерні.

На спектрі вібрації такий дефект, незалежно від його першопричини, виявляється у вигляді сукупності достатньо великої кількості бічних смуг поблизу частоти зубозачеплення, більше чотирьох, розділених на частотний крок, рівний частоті валу із дефектною, ексцентричною шестернею.

Часто на спектрі створюється враження, що вершини амплітуд бічних гармонік “модульовані” яким-то коливанням іншої частоти, причина якої невідома. Вершини бічних гармонік утворюють щось на зразок коливань поверхні моря. Загальне число бічних гармонік в спектрі може досягати декількох десятків.

Причина такого виникнення такого спектру вібросигналу достатньо проста і зрозуміла - один дефект накладається на інший, виникають гармоніки “взаємного биття” дефектів, модуляція, що і призводить до ускладнення спектру.

У таких умовах іноді достатньо важко виявити першопричину вібрації, визначити основною, найбільш небезпечний дефект зубчатої пари. Доводиться йти по шляху виявлення максимальних для кожного дефекту гармонік, ухвалювати рішення на основі їх аналізу. Ефективне застосування кепстрального аналізу.

Для прикладу на рис. 3.4 показаний спектр вібрації, зареєстрований на вище описаній умовній зубчатій парі. У цій зубчатій парі наявний дефект підшипника ковзання - у нього за рахунок зносу збільшений зазор.

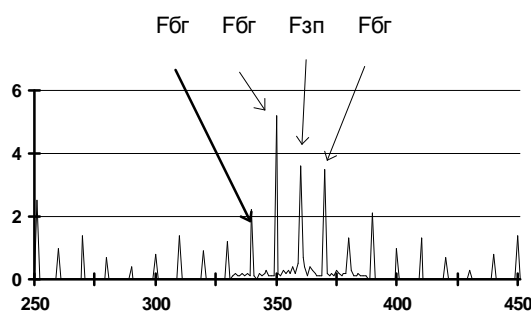


Рисунок 3.4 – Спектр вібрації зубчатої пари з дефектом підшипника ковзання

У цій спектральній картині вібрації зубчатої пари можна за бажання знайти практично будь-який можливий дефект і, напевно вельми переконливо довести, що він є.

Насправді тут має місце тільки один дефект підшипника вхідного валу - шестерінчастий ексцентриситет. Спектр вібрації за рахунок збільшеної рухливості вхідного валу, щодо ідеальної осі обертання, за рахунок частих і неперіодичних ударів, набуває такої хитромудрої картини, що діагностика перетворюється на “мистецтво”. Потрібний практичний досвід спеціаліста, щоб правильно ідентифікувати дефект і потрібна обережність в діагнозах.

Слід зазначити найголовніше, зрозуміліше і очевидніше за підсумками діагностики такого спектру:

- чітко видно, що дефект розташований на вхідному валу (крок по частоті бічних гармонік дорівнює частоті вхідного валу - 10 Гц);

- дефект вступив в стадію сильного розвитку - амплітуди бічних гармонік достатньо великі;

- мультиплікатор потребує зупинки, а вхідний вал і все що до нього відноситься - в ретельному огляді, ревізії, ремонті.

Якщо спеціаліст зробить висновок про необхідність зупинки мультиплікатора по технічному стану, він буде правий. Тут основним питанням є можливість подальшої експлуатації, а не скрупульозність поставленого діагнозу, яка і неможлива із-за неоднозначності спектральної картини.

При розцентровці редуктора або мультиплікатора із приводним двигуном або із виконавчим механізмом змінюється спектральна картина не тільки перших трьох гармонік частоти обертання розцентрованого валу, але і з'являються характерні гармоніки від частоти зубозачеплення F_{zn} .

Практично також, як при розцентровці зростають друга, а іноді і третя гармоніки оборотної частоти обертання валу, на спектрі вібросигналу зубчатої пари з'являється друга, а іноді і третя, гармоніки частоти зубозачеплення - $2 \cdot F_{zn}$.

При використанні в діагностичних правилах інформації по гармоніках частоти зубозачеплення істотно підвищується достовірність діагностики розцентровки.

На рис. 3.5 показаний спектр вібрації зубчатої передачі із розцентровкою по приєднаних до редуктора механізмах. На спектрі добре видно перша і друга гармоніки частоти зубозачеплення, оточені бічними гармоніками частоти вхідного валу.

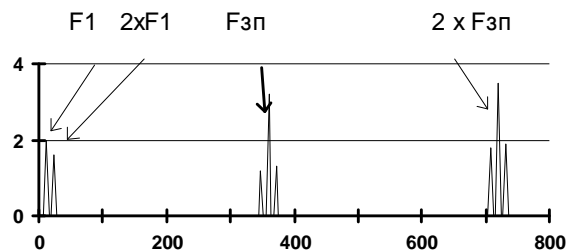


Рисунок 3.5 – Спектр вібрації зубчатої пари розцентрованої з приводним двигуном

На приведеному на рис. 3.5 спектрі друга гармоніка частоти зубозачеплення більше першої, що буває в практиці достатньо часто. Бувають випадки, коли в спектрах вібросигналів присутня і третя гармоніка зубозачеплення, причому саме вона може бути найбільшою по амплітуді.

Даний дефект носить описаний тут тому, що він носить, в основному, методичний характер, оскільки демонструє, що не тільки частота ротора модулює бічні смуги поблизу частоти зубозачеплення. “Механічні гармоніки” також можуть модулювати частоту зубозачеплення.

Зуб, що тріснув (зламаний) - це серйозний дефект зубчатої передачі. На спектрі вібрації зубчатої пари із зубом, що тріснув, іноді навіть і за наявності виламаного зуба, буде дуже багато різних гармонік. У чистому вигляді сам такий дефект визначити по спектру вібросигналу досить важко, оскільки спектр буде переобтяжений несинхронними гармоніками. По спектру видно, що стан редуктора незадовільний, але саму причину диференціювати достатньо складно.

Стан же зубчатої пари із таким дефектом буде дуже шкідливим. Діагностика полегшується тим, що такий дефект вже призводить до значного збільшення загального рівня вібрації на редукторі. При невисоких швидкостях обертання валів удари об дефектний зуб будуть чутні дуже виразно і без приладів, і можуть бути виявлені за допомогою прослуховування.

Допомога в діагностиці такого дефекту може надати форма тимчасового вібросигналу. У редукторі із підозрою на такий дефект необхідно зареєструвати і проглянути форму тимчасового сигналу вібрації зубчатої пари. Якщо дійсно матиме місце такий дефект, то часовий сигнал, в розмірності віброшвидкості, матиме приблизно такий вигляд, як це показано на рис. 3.6.

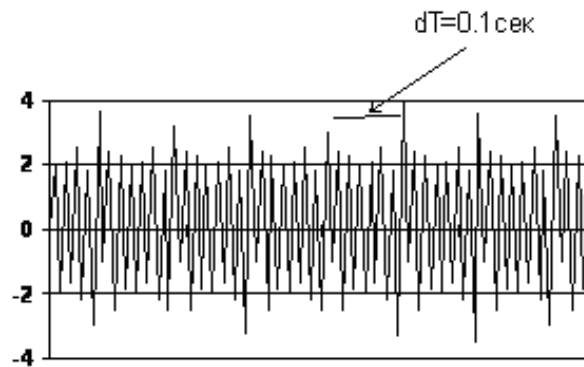


Рисунок 3.6 – Часовий сигнал вібрації зубчатої пари з розвинутим дефектом одного зуба вхідного валу

На тимчасовому сигналі добре видно періодичні удари, наступні із інтервалом часу в 0,1 сек, тобто із частотою обертання вхідного валу редуктора, яка рівна 10 Гц ($F=1/T$).

При такому виді тимчасового сигналу слід очевидно припускати значний дефект одного із зубів вхідного валу. Це як, мінімум, тріщина або скол на робочій поверхні зуба. Редуктор потребує зупинку і розбирання для перевірки його технічного стану.

При розгляді тільки спектру вібросигналу поставити такий діагноз складніше.

4 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

4.1 Методика діагностування зубчатих передач

Вібраційна діагностика є однією найбільш важливих задач у контролі зубчатих передач, виявленні дефектів і оцінці залишкового ресурсу в реальних умовах експлуатації або в умовах, максимально наближених до реальних.

У даному розділі буду розглядати систему діагностики на прикладі роботи експериментальних зубчатих передач, зокрема розглянуть можливість застосування віброакустичних методів для діагностики пошкоджень зубчатих коліс в умовах втомних випробувань. У кожній схемі вимірювань і діагностики зубчатих передач існують свої особливості і режими роботи механізмів. У розділі описуються методи обробки сигналів для стаціонарних режимів. Для детального розуміння процесів необхідно використовувати різні вимірювальні канали від різних давачів. Давачі віброприскорення (вібродавачі) встановлюються максимально близько до зони зубчатих передач. Бажано їх встановлювати в подовжньому і поперечному напрямках осі обертання. Контрольні вібродавачі встановлюються на опорах механізму приводу, сервісних двигунів, насосів. Датчик оборотів може встановлюватися на одному з валів приводу. Окрім цих параметрів також можуть контролюватися у разі потреби температура (термопара або терморезистор), тиск (давач тиску), механічна напруженість (тензодавач), напруга, частота і фаза живлячої мережі.

Випробування проводяться в умовах, коли працює велика кількість різних механізмів що створюють акустичні, вібраційні і електромагнітні перешкоди. Основним завданням застосування різних методів аналізу сигналів є можливість виділення «корисного» сигналу досліджуваного вузла на тлі чинників, що заважають [16].

Діагностику можна проводити наступними способами:

- по спектру вібросигналу;
- по надвузькосмуговому спектру;
- по взаємоспектральним характеристиках;
- по взаємкореляційним характеристиках;
- по спектру огинаючої;
- по порядковому аналізу.

4.1.1 Діагностування по спектру вібросигналу

Одним з найпоширеніших методів аналізу віброакустичних сигналів є спектральний аналіз із рівномірним або логарифмічним кроком по частоті. Суть методу полягає в розкладанні сигналу на набір гармонійних коливань. У якості прикладу розглянемо сигнал, що надходить від вібродавача, який встановлений в зоні обертання зубчатих передач. На рисунку 4.1 представлений спектр потужності сигналу із рівномірним кроком по частоті в частотному діапазоні до 100 Гц. Крок по частоті спектрального аналізу складає 0,12 Гц.

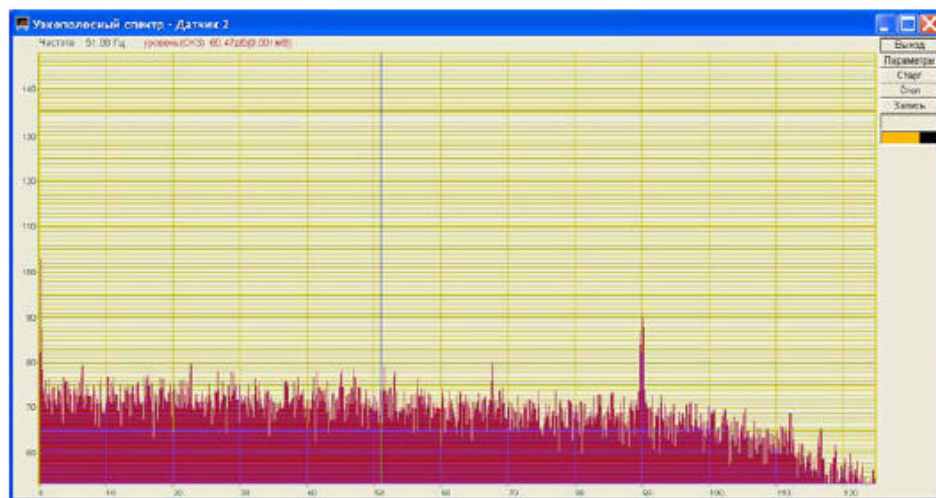


Рисунок 4.1 – Спектр потужності сигналу

На графіці спостерігається пік на частоті близько 90 Гц. Ця частота відповідає обертам валу – 5400 об/хв. Наявність цього частотного піку в спектрі сигналу вібродавача говорить про биття, що відбувається на кожному оберті валу. Причин може бути декілька. Для виявлення основного джерела

биття на вальній частоті необхідно встановити датчики поряд з підшипниками валу і порівняти отримані спектри. Також необхідно порівнювати спектри сигналів з контрольних давачів, що стоять на опорах сервісних механізмів, щоб переконатися в тому що сигнал на 90 Гц не є наведеним від інших механізмів. На рис. 4.2 представлений спектр сигналу із рівномірним кроком по частоті в частотному діапазоні до 1000 Гц.

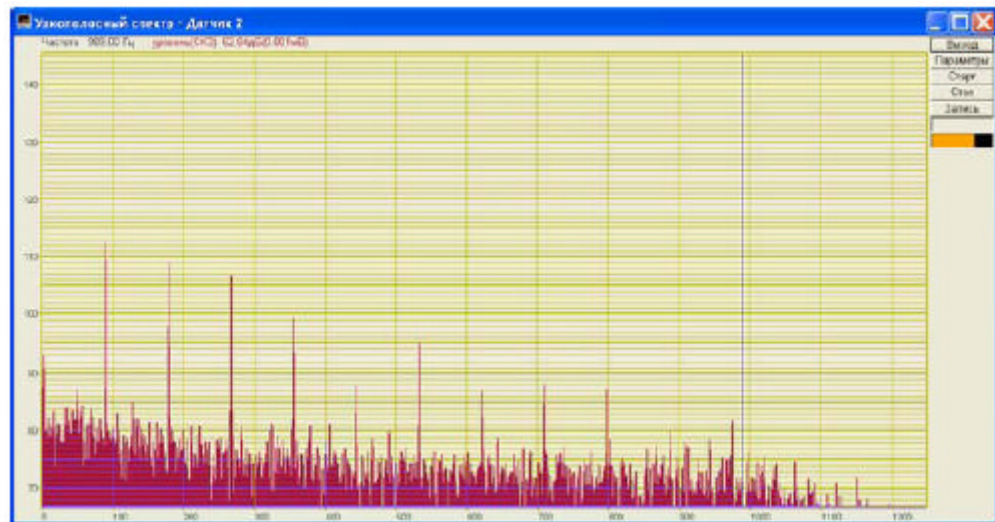


Рисунок 4.2 – Спектр сигналу із рівномірним кроком по частоті

Частотний дозвіл спектрального аналізу складає 1,2 Гц. На цьому рисунку видно піки на частотах 90, 180, 270 і так далі на кратних 90 Гц частотах. Виразно спостерігаються частотні піки до 9-ої гармоніки 90 Гц. Наявність гармонік основної частоти показує, що коливання або биття відбуваються не по гармонійному закону. Наявність парних гармонік 2, 4 і так далі говорить про несиметричні коливання. На рис. 4.3 представлений спектр сигналу із рівномірним кроком по частоті в частотному діапазоні до 10 кГц. Частотний дозвіл спектрального аналізу складає 48 Гц.

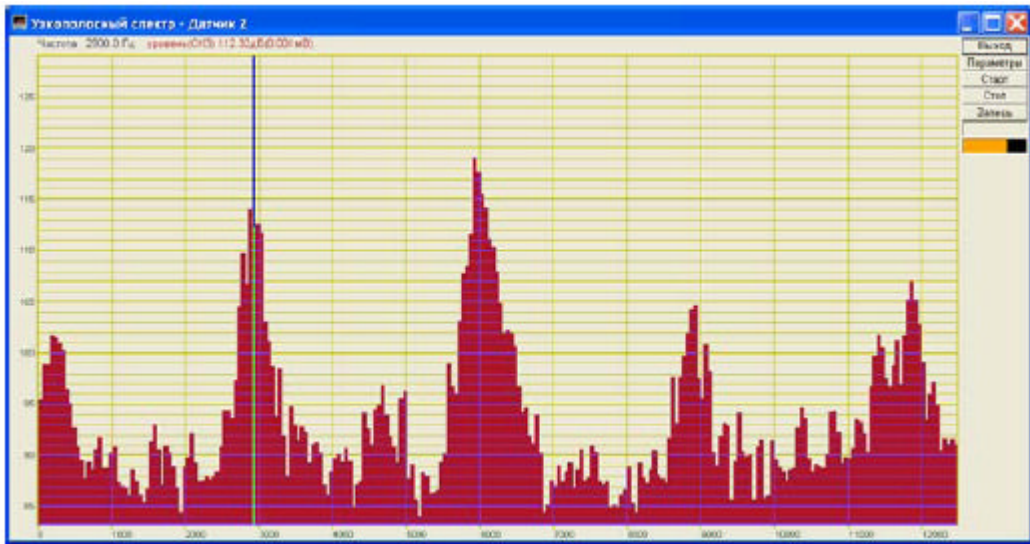


Рисунок 4.3 – Спектр сигналу в частотному діапазоні до 10кГц

На цьому рисунку вже не видно піки вальної частоти і її гармонік. Але в цьому частотному діапазоні спектрального аналізу виявляється зубцева частота в околі 3 кГц і гармоніки на частотах 6 і 9 кГц. Для оцінки частоти обертання валу можна використовувати сигнал від давача обертів і його спектр.

На рис. 4.4 представлений спектр сигналу давача обертів із рівномірним кроком по частоті в частотному діапазоні до 100 Гц.

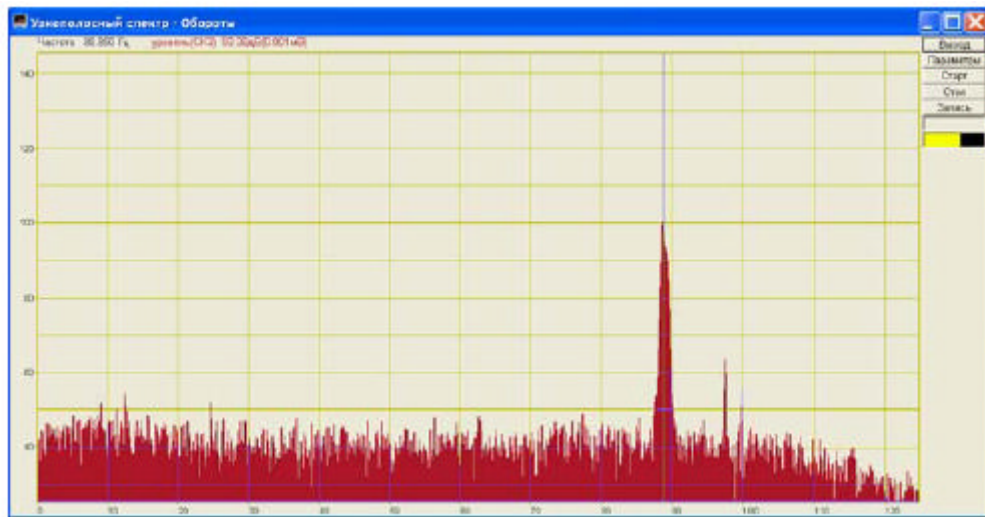


Рисунок 4.4 – Спектр сигналу в частотному діапазоні до 100 Гц

Крок по частоті і частотний дозвіл спектрального аналізу складає 0,12 Гц. Частотні піки на рис. 2.10 і 2.7 збігаються, і це підтверджує, що вібрація

пов'язана з обертанням валу. У багатьох випадках зручно представляти спектр із логарифмічним кроком по частоті. На рис. 4.5 представлений спектр потужності сигналу вібродавача, крок по частоті складає 1/24 – октави, ширина і крок по частоті складають 3% від значення частоти. Такий вид представлення спектру сигналу дозволяє спостерігати одночасно малі і великі частоти. На лівій стороні рисунку видно частотні піки вальної частоти і її гармонік 90, 180 .., на правій стороні рисунку видно частотні піки зубцевої частоти і її гармонік 3, 6 і 9 кГц.

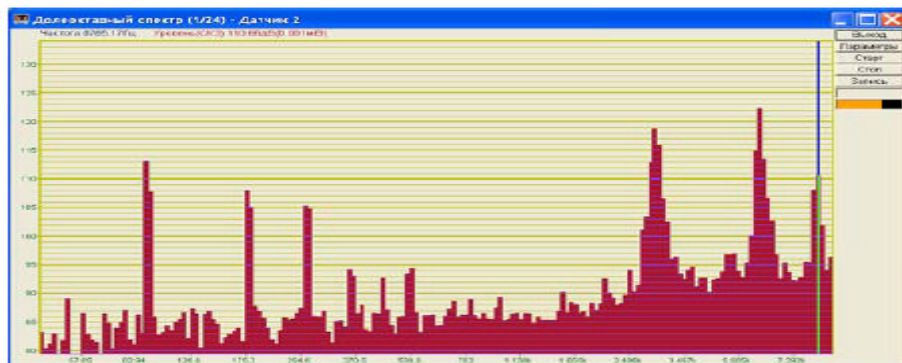


Рисунок 4.5 – Спектр потужності вібросигналу із логарифмічною шкалою по частоті

Контроль і відбракування зубчатих передач може проводитися по рівнях спектральних компонент основних і кратних гармонік вальних і зубцевих частот.

4.1.2 Діагностика по надвизькосмуговому спектру

За наявності безлічі механізмів, що обертаються приблизно із однією частотою, застосування традиційного спектрального аналізу не дає відчутних результатів. Наприклад, є декілька асинхронних двигунів – насосів, приводів, вентиляторів, що живляться від мережі 50 Гц і що обертаються із швидкістю 3000 об/хв. У спектрі потужності сигналу вібродавача в одній частотній компоненті 50 Гц із шириною 0.12 Гц будуть присутні вібрації всіх механізмів і сигнал електричного наведення, тобто в спектрі ці сигнали розділятися не будуть. Для розділення спектральних компонент різних джерел необхідно

використовувати режим лупи спектрального аналізу. На рис. 4.6 показаний графік із спектром потужності сигналу в рівномірній сітці частот із роздільною здатністю 0.01 Гц. При такому спектральному аналізі частотні компоненти розділяються, і це дозволяє проводити вимірювання вібрації кожного механізму окремо. Особливістю цього методу є вимога тривалості спостереження – до 100 секунд і стабільності частот джерел вібрації.

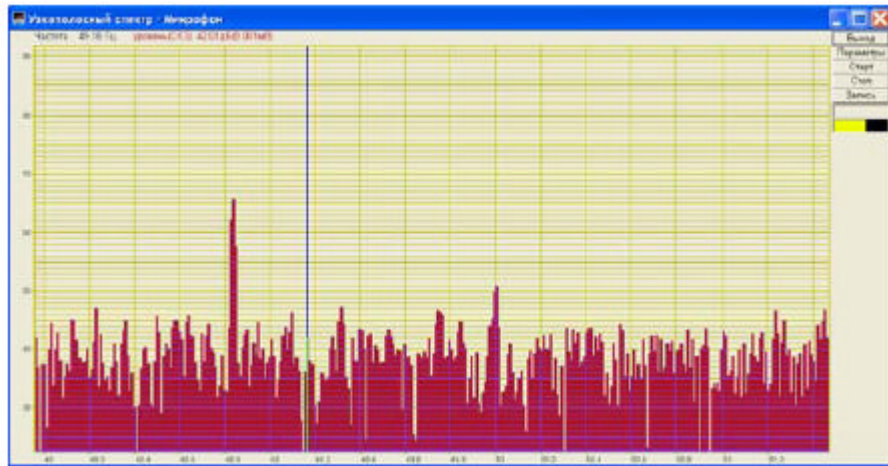


Рисунок 4.6 – Узькосмуговий спектр

Побудова наборів спектрів у вигляді спектрограм дозволяє отримувати додаткову інформацію про нестабільність по частоті і амплітуді сигналу. Спектрограма є спектрами потужності, що послідовно розраховуються і відображаються. По горизонталі відкладаються значення частот, по вертикалі час спостереження. Рівень спектральних компонент відображається кольором. Низькі рівні відображаються світлими тонами, високі – темними.

На рис. 4.7 показана спектрограма сигналу вібродавача встановленого на опорі механізму із швидкістю обертання близько 5500 об/хв. Час спостереження – 300 сек. Нестабільність частоти на інтервалі спостереження складає 0,5%. Нестабільність залежить від моменту обертання, навантаження і інших чинників.

Параметр нестабільності обертання також може бути використаний при контролі зубчатих передач.

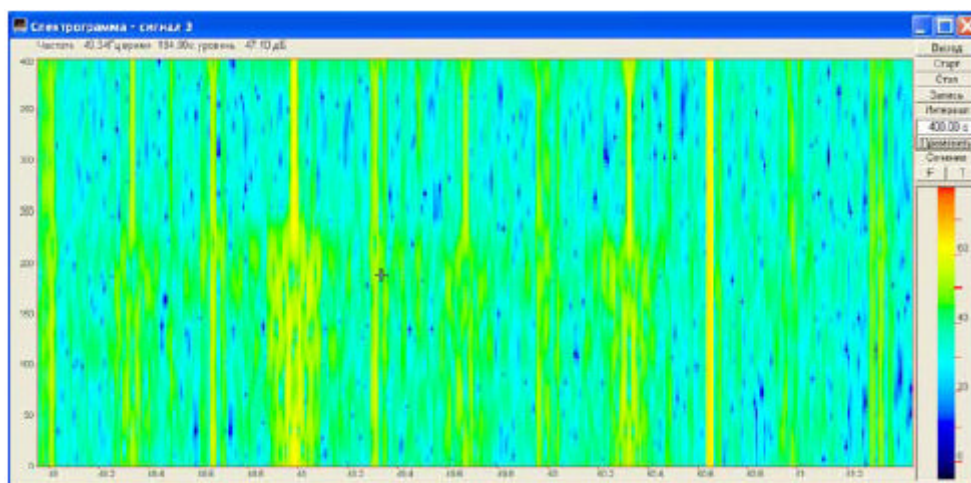


Рисунок 4.7 – Спектрограма сигналу вібродавача

4.1.3 Діагностика по взаємоспектральним характеристикам

За наявності давача обертів і вібродавачів можна визначити дисбаланс валу, його вигляд і місцеположення (вид коливань валу, підшипник на якому відбуваються великі вібрації і кут повороту, відносно мітки датчика тиску). На рис. 4.8 показана фаза взаємного спектру двох сигналів – давача обертів і вібродавача.



Рисунок 4.8 – Фаза взаємно спектру двох сигналів

У околі вальної частоти 90 Гц кут розходження двох сигналів складає біля -130 градусів. Ці дані можна використовувати для балансування валу.

Міра когерентності – відношення модуля взаємного спектру до значень спектру потужності кожного вимірювального каналу – визначає взаємозв'язок двох процесів. У даному випадку міра когерентності сигналів датчика обертів і

вібродатчика на вальній частоті близька до 100%, що говорить про те, що вібрації вимірювані вібродавачем на частоті близько 90 Гц визначаються обертанням валу.

4.1.4 Діагностування по взаємкорелюючим характеристикам

При проведенні випробувань важливо встановити вібродатчики так, щоб вони сприймали сигнал ділянки, що вивчається. Для контролю встановлення давачів можна використовувати мікрофон розташований поблизу ділянки, що вивчається. Застосовуючи взаємкореляційний метод можна локалізувати основні джерела шумів і вібросигналів. Швидкість розповсюдження по вздовжніх і поперечних коливань в металі складає декілька кілометрів в секунду. Швидкість розповсюдження акустичних коливань в повітрі складає 300 м/с. У цих умовах можна припустити, що сигнал від джерела поступає на вібродавач миттєво і на мікрофон із деякою затримкою. Взаємкореляційна функція сигналів від вібродавача і мікрофону дозволяє виміряти тимчасову затримку між сигналами. Якщо затримка розповсюдження акустичного сигналу від досліджуваної ділянки до мікрофону відповідає місцеположенню кореляційного піку, то це значить, що основний сигнал надходить від досліджуваної ділянки і вібродавач встановлений правильно. На рис. 4.9 показана взаємкореляційна функція, розрахована в смузі частот біля зубцевої частоти 3 кГц. Відстань від мікрофону до досліджуваного вузла становить 0,5 м. Кореляційний пік також знаходиться на відмітці 0,5 м.

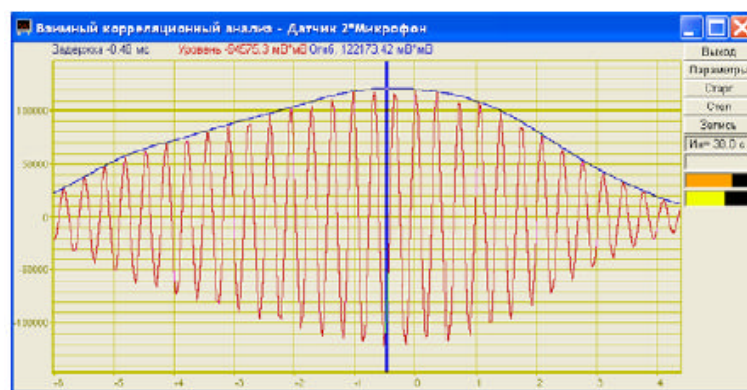
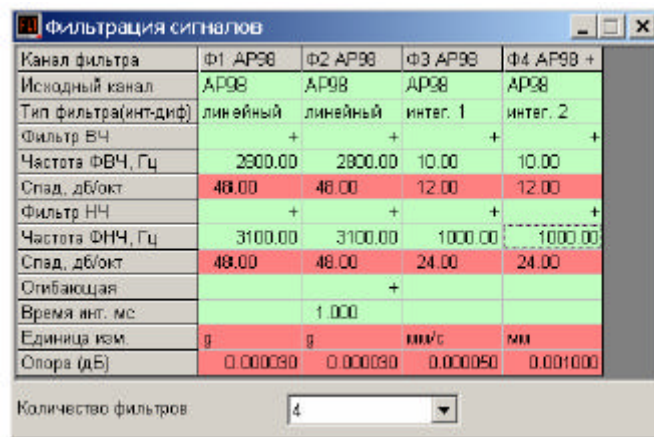


Рисунок 4.9 – Взаємкореляційна функція

4.1.5 Діагностика по спектру огинаючої

У разі виникнення і розвитку дефекту на елементі, що обертається, в шумових смугах пов'язаних з сигналами від цього дефекту, повинні спостерігатися амплітудна модуляція рівна частоті обертання. Міра модуляції залежить від рівня розвитку дефекту. Для пошуку і аналізу такого роду несправностей служить програма – огинаюча. Ця програма реалізована таким чином.

Користувач настраює цифровий фільтр (зовнішній вигляд програми фільтрації сигналів показу на рисунку 4.10) – центральну частоту фільтру і ширину смуги фільтру. Після цього фільтр із заданими параметрами обробляє вхідний потік оцифрованих даних. Після схеми фільтру працює детектор і інтегратор. Вихідний сигнал після обробки можна проглянути у вигляді графіка. На рис. 4.11 показані графіки сигналів: початковий сигнал, сигнал після фільтру і огинаюча сигналу вібродавача. Ширина смуги рівна 200 Гц, центральна частота фільтру 3 кГц – перша зубцева частота.



Канал фильтра	Ф1 АР98	Ф2 АР98	Ф3 АР98	Ф4 АР98 +
Исходный канал	АР98	АР98	АР98	АР98
Тип фильтра(инт-диф)	линейный	линейный	интег. 1	интег. 2
Фильтр ВЧ	+	+	+	+
Частота ФВЧ, Гц	2300.00	2800.00	10.00	10.00
Спад, дБ/окт	48.00	48.00	12.00	12.00
Фильтр НЧ	+	+	+	+
Частота ФНЧ, Гц	3100.00	3100.00	1000.00	1000.00
Спад, дБ/окт	48.00	48.00	24.00	24.00
Сглаживающая		+		
Время инт. мс		1.000		
Единица изм.	g	g	mm/s	mm
Опора (дБ)	0.00030	0.00030	0.00050	0.00100

Количество фильтров: 4

Рисунок 4.10 – Головне вікно програми для огинаючої

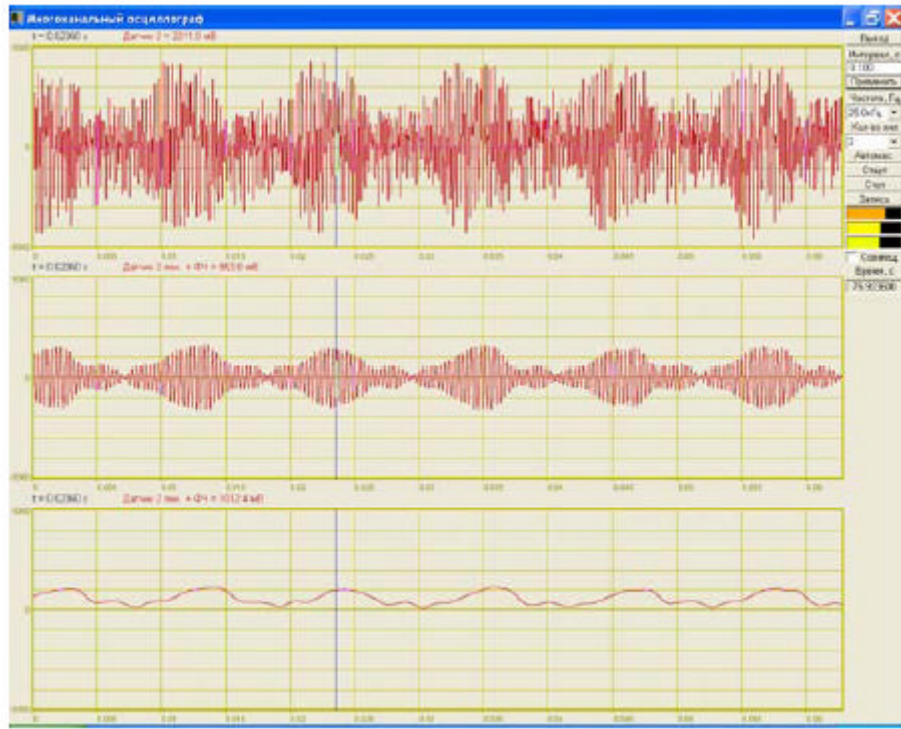


Рисунок 4.11 – Графіки сигналів

Для виділення періодичної складової із амплітудної огибаючої сигналу, використовується перетворення Фурє, і тоді одержується спектр амплітудної огибаючої. На рисунку 4.12 показаний графік спектру огибаючої. На графіку видно пік на частоті близько 90 Гц, рівній частоті обертання валу. Великий рівень цього піку, вказує про великий міру модуляції сигналу вібродатчика на зубцевій частоті і отже, це говорить про ступінь осьової несиметричної зубчатої пари.

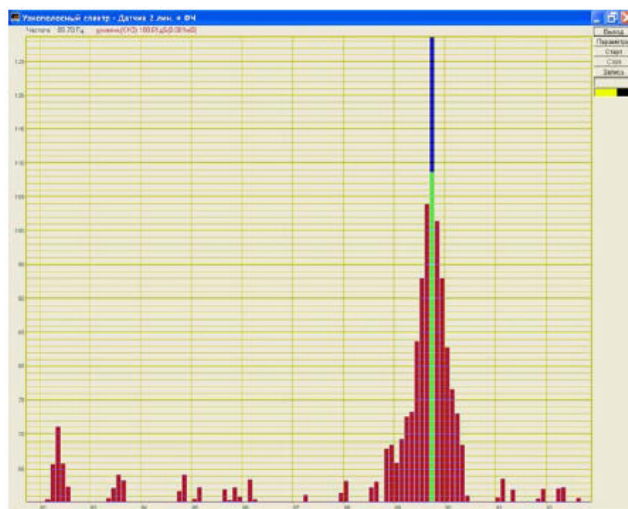


Рисунок 4.12 – Графік спектру огибаючої

По рівню модуляції амплітудної огибаючої, і відповідно, по рівню спектру огибаючої можна судити про ступінь розвитку дефекту і використовувати цей метод для пошуку несправностей і контролю вихідних виробів.

4.1.6 Діагностика по порядковому аналізу

За наявності датчиків обертів і вібродатчиків можна досліджувати тимчасові характеристики сигналів вібрації зубчатих передач. Як вже мовилося вище, сигнал вібродатчика зашумлений сигналами від інших джерел. Для того, щоб відмежуватись від сигналів, що заважають, реалізується метод синхронного накопичення сигналів. На кожному оберті валу датчик обертів дає мітку оберту. Цей сигнал є запускаючим стробом для розгортки сигналу вібродатчика. Отримувані розгортки сигналів сумуються. При цьому всі джерела сигналів пов'язані з вальною частотою (частотою оборотів) накопичуються і збільшуються в суматорі лінійно пропорційно кількості оборотів N . Решта всі сигнали, що не корелюються із вальною частотою, накопичуються пропорційно \sqrt{N} , і при великій кількості усереднювань корисний сигнал перевищує рівень перешкоди. На рис 4.13 показаний результат синхронного накопичення сигналу вібродатчика в частотному діапазоні до 10 кГц.

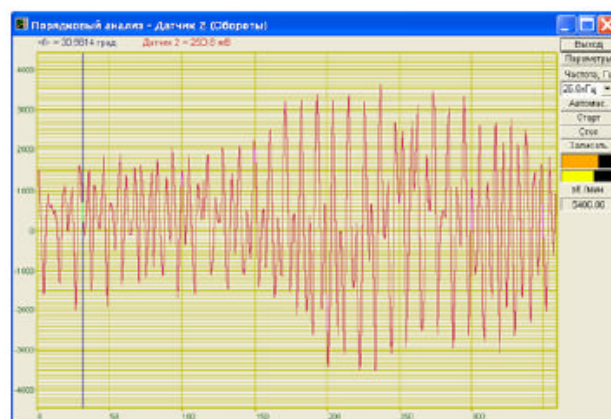


Рисунок 4.13 – Результат синхронного накопичення вібросигналу в частотному діапазоні до 10 Гц

Частота обертів близько 90 Гц. На рисунку виразно видно сигнали від зубців передачі. Кількість зубців в передачі 35. На рис. 4.14 показаний результат синхронного накопичення сигналу вібродавача в частотному діапазоні до 1 кГц.

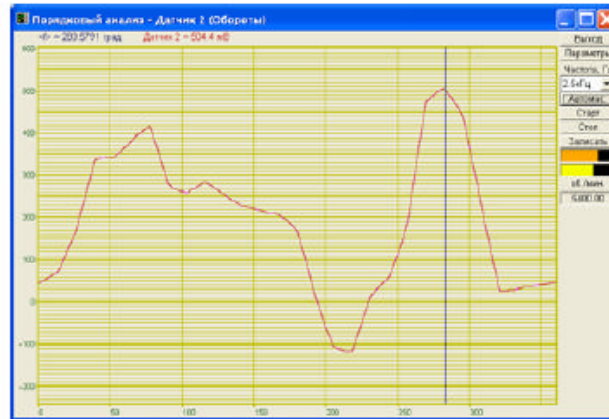


Рисунок 4.14 – Результат синхронного накопичення вібросигналу в частотному діапазоні до 1 кГц

У цьому частотному діапазоні відсутні високочастотні зубцеві частоти. І тому на рисунку не видно сигнали від зубців. Але присутні сигнали вальної частоти і їх гармоніки. На графіці видно сигнал віброприскорення валу. Якщо розрахувати інтеграл по віброприскоренню, то в результаті виходить віброшвидкість. Повторний інтеграл дозволяє отримати вібропереміщення. На рис. 4.15 і 4.16 показані віброшвидкість і вібропереміщення в місці установки давача прискорення.

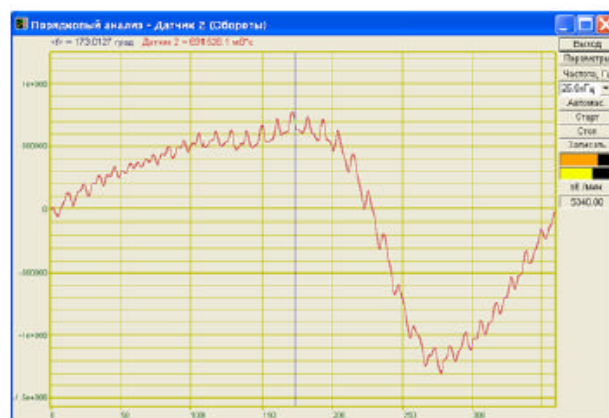


Рисунок 4.15 – Віброшвидкість

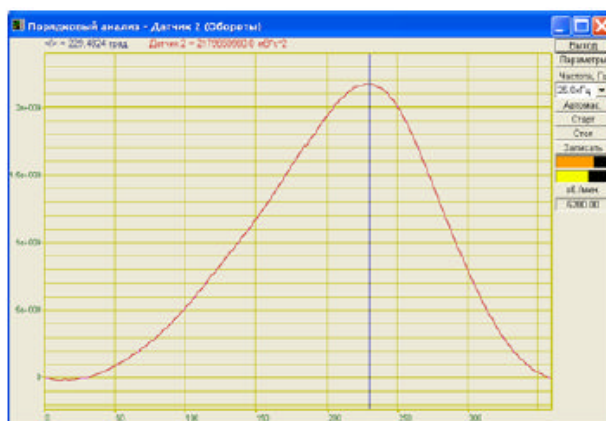


Рисунок 4.16 – Вібропереміщення

На рис. 4.17, 4.18 і 4.25 відображені графіки віброприскорення, віброшвидкості і віброперемещення в полярних координатах із накладенням на графік рисунку із зубцевою передачею. У такому вигляді відразу видно, при якій фазі кута повороту відбуваються удари при зачепленні або розчепленні зубчатої пари. На рисунку 4.19 показаний графік вібропереміщення, по якому можна визначити параметри для балансування привідного валу.

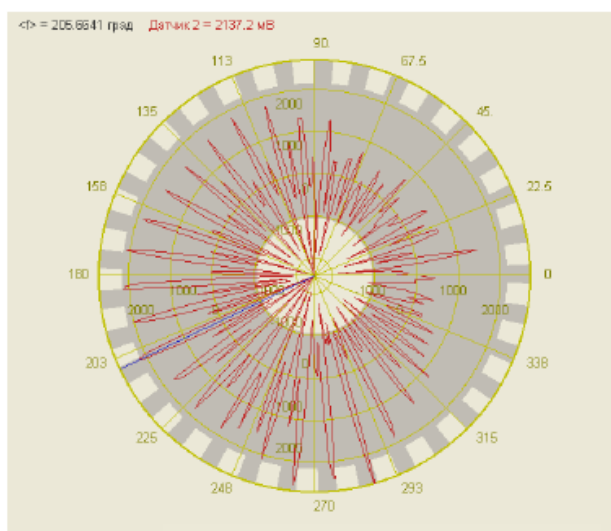


Рисунок 4.17 – Віброприскорення в полярній системі координат

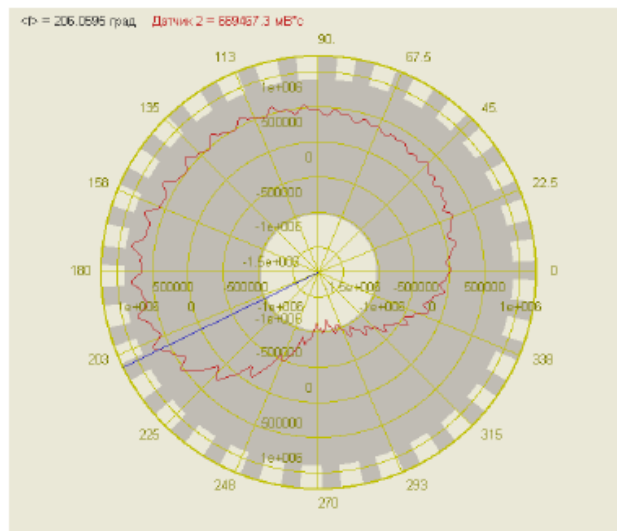


Рисунок 4.18 – Віброшвидкість в полярній системі координат

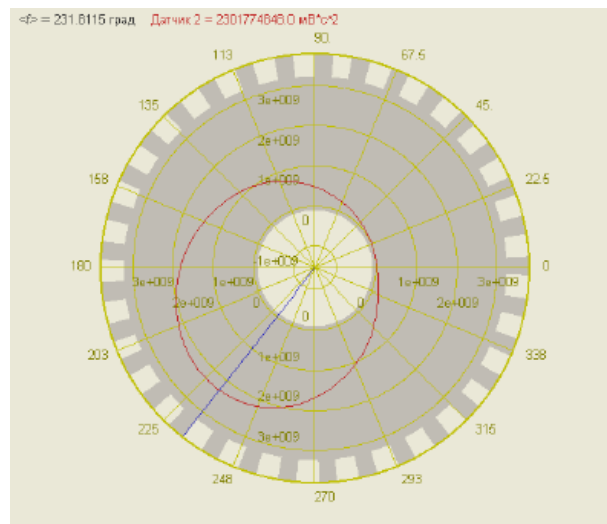


Рисунок 4.19 – Вібропереміщення в полярній системі координат

Розкладання в ряд Фурє сигналу отриманого за один оберт валу дозволяє отримати рівні вібрації для кожної гармоніки частоти обертання валу. На рис. 4.20 показані спектр сигналу до 120-ої гармоніки. На спектрі добре спостерігаються зубцеві гармоніки. Перша гармоніка дорівнює кількості зубців. Відображення спектрів в часі у вигляді спектрограми дозволяє (рис. 4.21) простежити за змінами гармонік коливань в часі. Відображення рівня вибраних гармонік в розгортці за часом (прохідні характеристики, рис. 4.22) дозволяє контролювати по рівню сигналу про степінь прироблення зубцевої пари або про початок руйнування зубцевої пари при міцнісних випробуваннях.

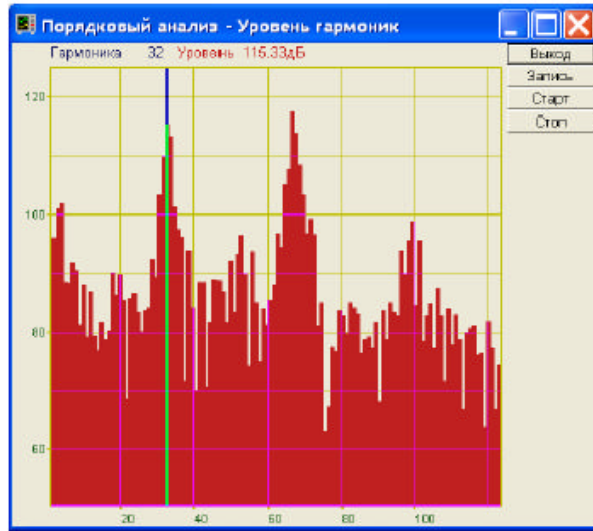


Рисунок 4.20 – Спектр сигнала до 120-ой гармоники

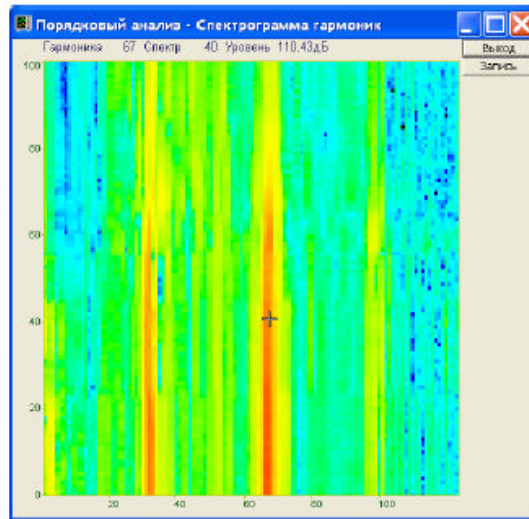


Рисунок 4.21 - Спектрограмма



Рисунок 4.22 – Прокідні характеристики

4.2 Технічне забезпечення для проведення вимірювання

З метою проведення вібродіагностування було обрано давач вимірювання вібрації AP21. Давачем вимірювання вібрації слугує трьохкомпонентний акселерометр, який дозволяє вимірювати віброприскорення об'єкта дослідження по трьох взаємо перпендикулярних осях. Мала маса вібродавача робить його унікальним на світовому ринку [17].

Особливості:

- конструкція з трьома чутливими елементами;
- нероз'ємний трьохжильний кабель;
- різьбове кріплення;
- поєднання мініатюрності і сприйнятливої чутливості.

На рис. 4.23 представлено загальний вигляд датчика. Його технічні характеристики наведені в таблиці 4.1.



Рисунок 4.23 – Загальний вигляд давача AP21

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики давача AP21

Параметр	Розмірність	Значення
Осьова чутливість	пКл/г	2
Частотний діапазон	Гц	0.5-20000
Частота резонансу	кГц	>55
Верхня границя вимірювальних прискорень	gпк	10000
Максимальний удар	gпк	20000
Температурний діапазон	°С	-60/+150
Відносна поперечна чутливість	%	<5
Деформаційна чутливість	гм/мкм	<0.005
Опір ізоляції	МОм	>10000
Ємність	пФ	600-900
П'єзоелектричний матеріал		ЦТС19
Кріплення		M5 (10-32 UNF)
Ізоляція основи		Немає
Довжина вмонтованого кабелю	м	2
Тип роз'єму		3 x 10 - 32
Місце роз'єму		збоку
Матеріал корпусу		титан (н/сталь)
Маса	г	5 (8)
Розміри	мм	9,6 x 16

На рис. 4.24 наведені геометричні розміри давача AP21, які можуть бути використані при проведенні монтажних робіт.

Вимірювання вібраційних характеристик проводилися за допомогою інформаційно-вимірювальної системи, що містить п'єзоелектричний перетворювач, підсилений вихідний сигнал якого подається на лінійний вхід плати вводу аудіосигналу (звукової плати) ноутбука (рис. 4.25). Запис сигналу здійснювався за допомогою програми CoolEdit Pro 2.1 з частотою дискретизації

44100Гц та роздільною здатністю 16 біт/відлік.

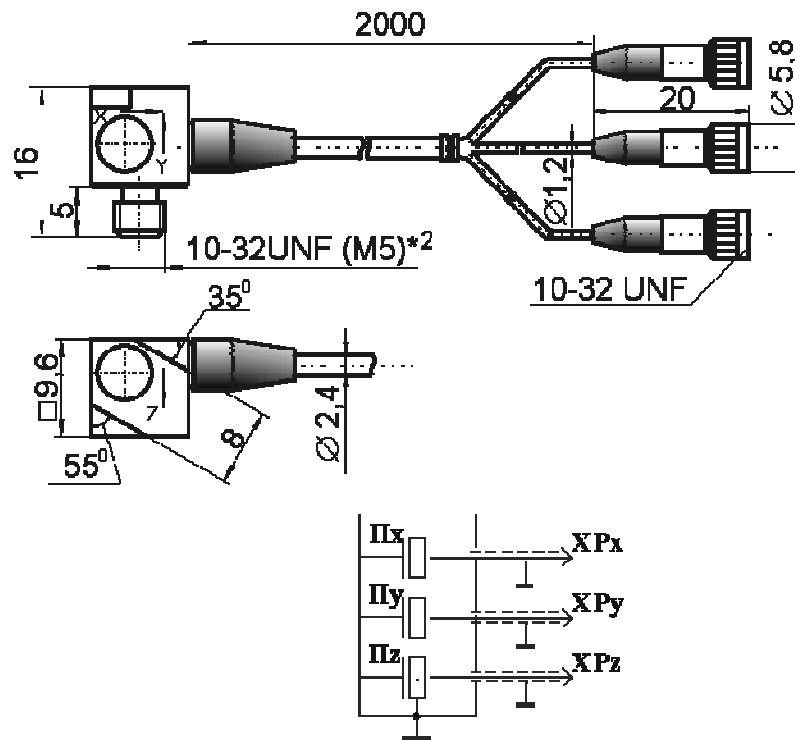


Рисунок 4.24 – Розміри давача AP21

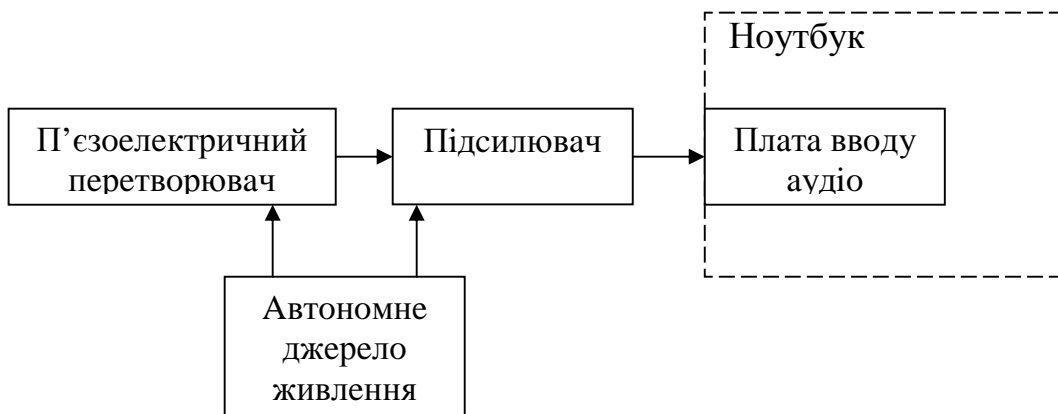


Рисунок 4.25 – Структурна схема системи вимірювання вібраційного сигналу

5 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

5.1 Розробка програмного забезпечення

Як результат проведеного аналізу типових дефектів редуктора верстата-качалки, аналізу методів діагностування, а також вибору методу аналізу діагностичної інформації, було розроблене з допомогою пакету Borland C++ програмне забезпечення що і дозволяє реалізувати усі покладені на нього завдання (Додаток А).

В результаті проведених досліджень основних методів дослідження було вирішено на основі спектрального перетворення розробити алгоритм і програму для обробки і представлення інформації, що отримана внаслідок проведеного вібраційного діагностування редуктора верстату-качалки. Вікно програми зображено на рис. 5.1. На графіку у верхній його частині зображено спектрограму а у нижній частині Фур'є перетворення. Представлення цих двох перетворень дозволяє якісніше оцінювати вібросигнал і з більшою точністю формувати діагноз.

Розроблене програмне забезпечення забезпечує кращу роздільність аналізованого сигналу, тим самим забезпечується краща інформативність. Окрім того усуваються високочастотні шуми що і забезпечує додаткове підвищення інформативності. Програма містить широкий спектр параметрів налаштування, що дозволяє провести точне налаштування, забезпечити при цьому певну точність і швидкодію а також відтворити окремий фрагмент сигналу.

Далі розглянемо основні засоби налаштування даної програми, які і забезпечують її універсальність і гнучкість у аналізі діагностичного сигналу, що характеризує той чи інший редуктор.

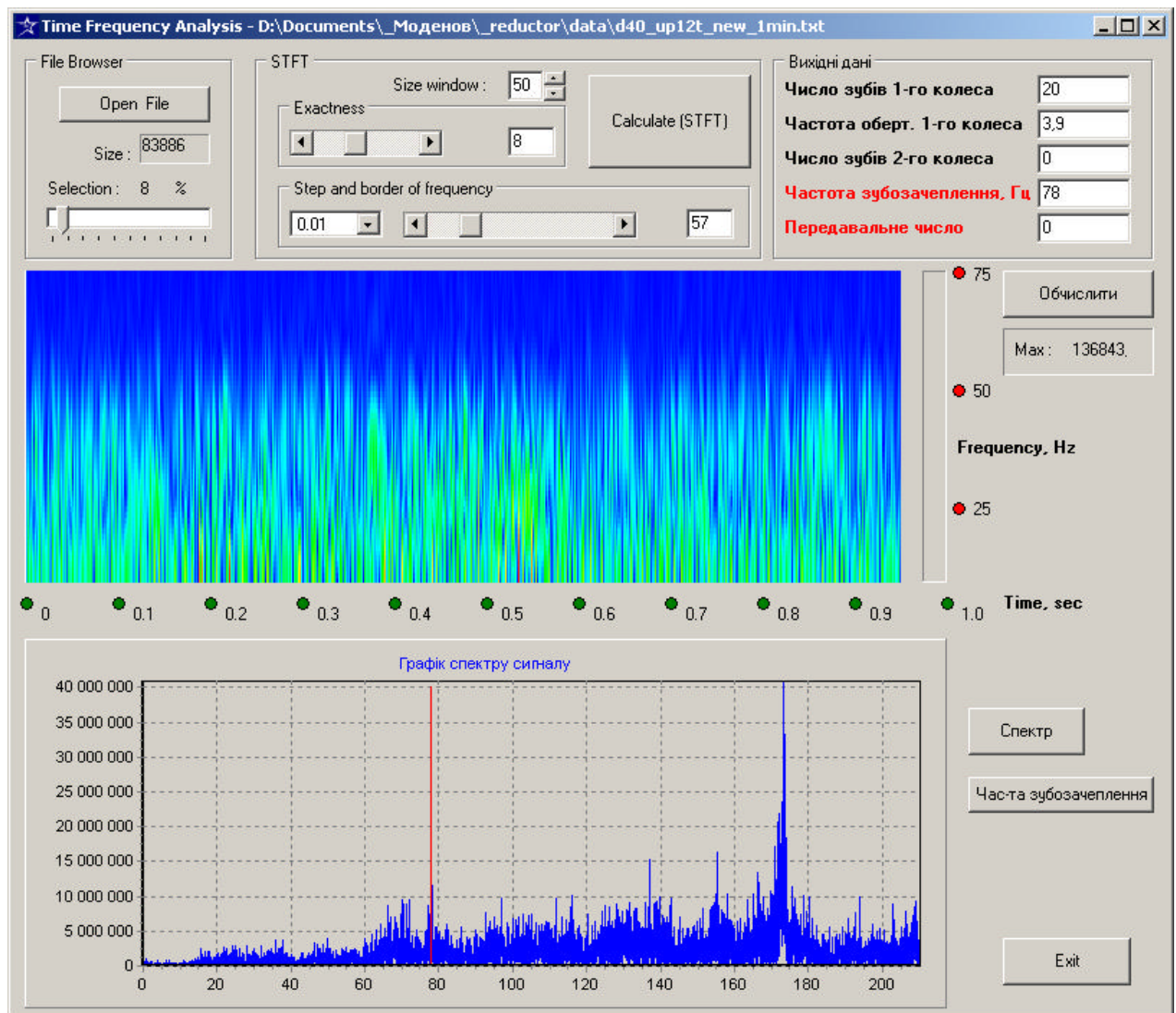


Рисунок 5.1 – Вікно програми для діагностування редукторів

Шкала Progres Bar дозволяє оцінити на якому моменті часу відбувається перетворення а також умовно оцінити швидкість перетворення. Меню завантаження файлу вібросигналу дозволяє проводити завантаження файлу, вибір довжини файлу а також індикація відсотку завантаженого файлу (рис. 5.2).

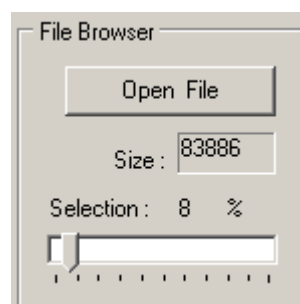


Рисунок 5.2 – Параметри для відкриття файлу

У меню налаштування спектрограми можна проводити наступні налаштування: розмір вікна для спектрограми, точність перетворення, крок по частоті перетворення, і верхня границя по частоті (рис. 5.3).

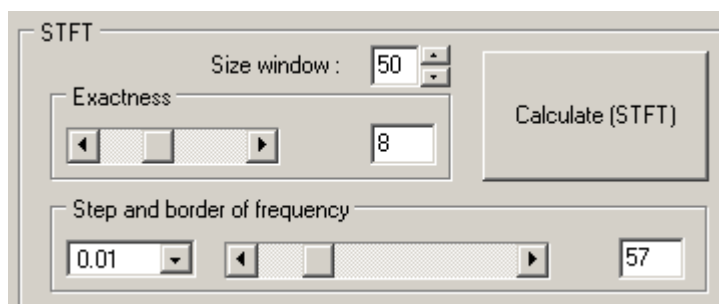


Рисунок 5.3 – Параметри налаштування спектрограми

Меню обчислення характерних частот дозволяє, при попередньому введенні числа зубів 1-го і 2-го колеса, частоти обертання 1-го колеса, одержувати частоту зубозачеплення і також передавальне число зубчатої пари (рис. 5.4).

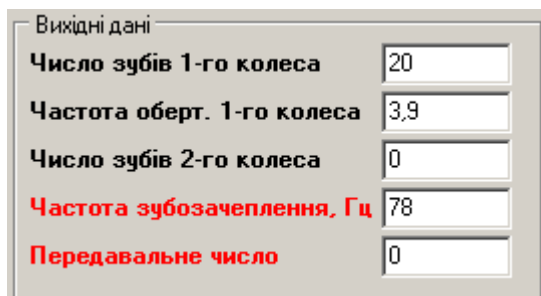


Рисунок 5.4 – Меню обчислення частоти зубозачеплення

Окрім цього у головному вікні програми представлено максимум спектрограми, що дозволяє кількісно оцінити вплив частоти у певний момент часу (рис.5.5).

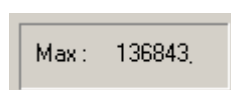


Рисунок 5.5 – Максимум спектрограми

Кнопка “Спектр” відповідає за побудову спектру у нижньому графіку, а кнопка “Частота зубозачеплення” відповідає за побудову характерної лінії, що відповідає частоті зубозачеплення на графіку (рис. 5.6).

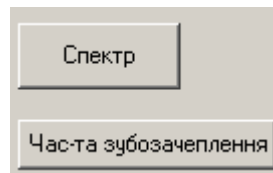


Рисунок 5.6 – Кнопки для управління спектром

Як апробацію програми було проведено аналіз трьох вібраційних сигналів отриманих із різних редукторів (2- типів) що розташовані на різних свердловинах. Тобто проведемо порівняння із результатами отриманими у середовищі MathCad. Для початку проведемо результати для свердловини Д40 яку експлуатує ШГНУ із справним редуктором R-55. Результат представлено на рис. 5.7. Аналогічно на рис. 5.8 зображено вібросигнал такого ж редуктора, проте він уже напрацював значно більше годин ніж попередній. Проаналізуємо отримані результати.

Як бачимо із спектрограми і спектру зношеного редуктора, спостерігаються бокові смуги, віддалені від частот зубозачеплення на частоту обертання вихідного валу редуктора, та, менш виражено – на частоту обертання проміжного валу. Як відомо, наявність таких бокових гармонік є ознакою дефекту зубчатого колеса, що обертається з відповідною частотою (в даному випадку вихідного та проміжного валів). Слабка наявність аналогічних частот у справного редуктора підтверджує слабкий розвиток даного дефекту. Окрім цього максимум перетворення (спектрограми) у справного редуктора становить 22457, а у несправного він становить 56732 одиниць, що свідчить про значний розвиток даного дефекту.

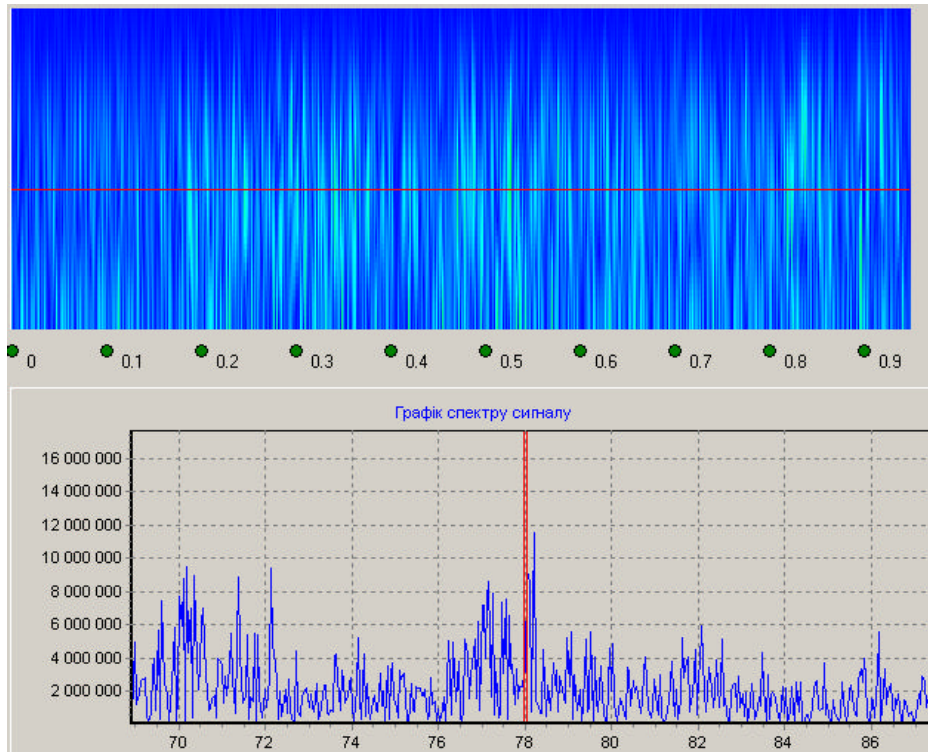


Рисунок 5.7 – Спектрограма і спектр віброцигналу із свердловини Д40 редуктора R-55

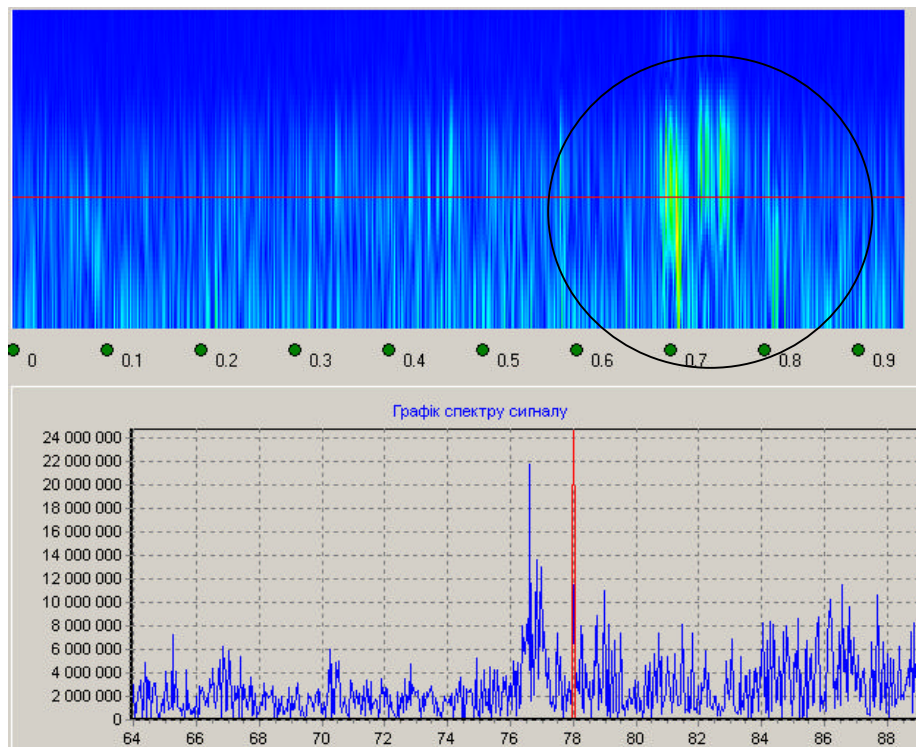


Рисунок. 5.8 – Спектрограма і спектр віброцигналу із свердловини Д260 зношеного редуктора R-55

Тепер проведемо аналіз редуктора із зачепленням Новікова (Ц2НШ-750Б). Спектрограма і спектр даного сигналу представлена на рис. 5.9.

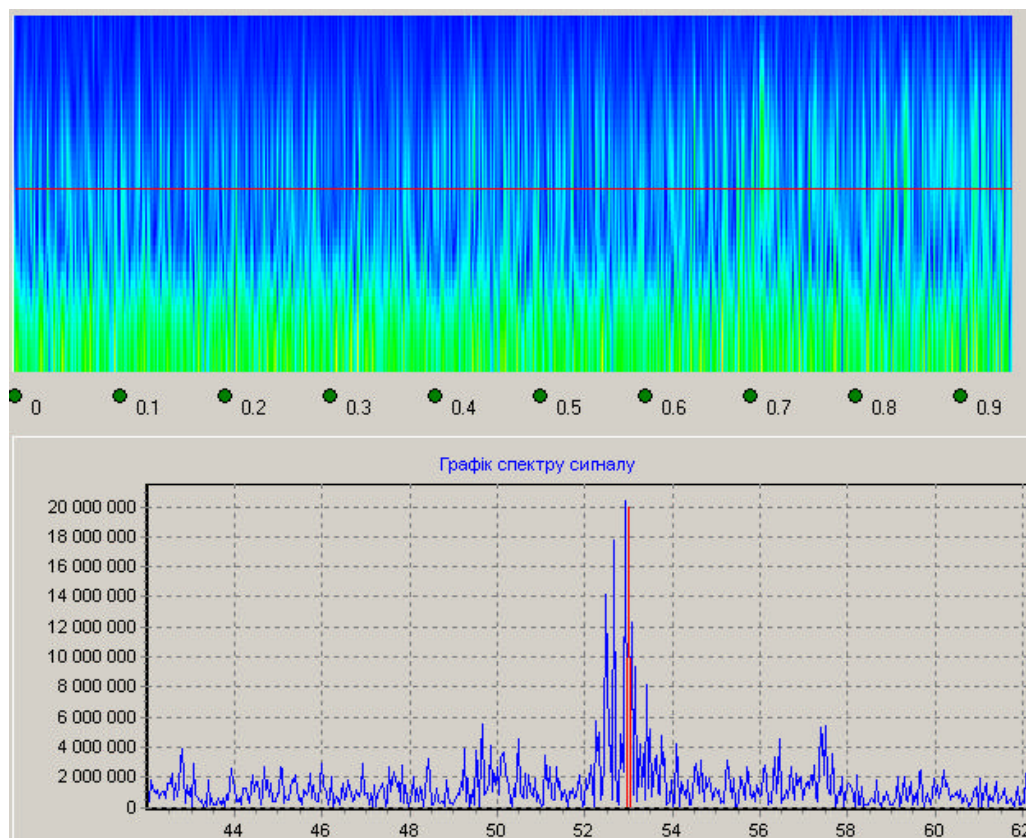


Рисунок 5.9 – Спектрограма і спектр віброцигналу із свердловини Д58 редуктора Ц2НШ-750Б.

Як видно із спектрограми, активність частот в області частот зубозачеплення є доволі низькою, що свідчить про чисте і якісне зачеплення і ще раз підтверджує переваги зубозачеплення Новікова. При цьому присутня значна активність частот і низькому діапазоні що пояснюється ударними імпульсами що виникають через погане закріплення деталей ШГНУ. Також підтвердженням відсутності дефектів є низький максимум у області частот зубозачеплення.

Таким чином ми продемонстрували, що розроблене нами програмне забезпечення дозволяє по активності частот (спектрограма) виявляти ті чи інші дефекти, що не завжди дозволяє виявити аналіз часового вібраційного сигналу чи спектру, а поєднання спектру і спектрограми значно розширює можливості щодо виявлення дефектів у редуктора верстатів-качалок.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

6.1 Аналіз потенційних небезпек і шкідливих факторів виробничого середовища

Спроектowana система призначена для експлуатації в стаціонарному режимі. До працівників шкідливих професій можна віднести чергових інженерів та операторів, які працюють в умовах підвищеного шуму та вібрацій. Враховуючи специфіку їх роботи, необхідні вимоги та рекомендації стосовно режиму праці та відпочинку, освітленості та вентиляції приміщень, і ін. [16].

При встановленні, налагоджуванні і експлуатації системи регулювання тиску в парогенераторі існує потенційна небезпека отримання травм, ураження електричним струмом, отруєння випарами хімічних речовин.

Основними причинами одержання травм працівниками є :

- недотримання вимог і правил техніки безпеки при монтажі, налаштуванні і експлуатації системи контролю екологічних параметрів;
- пошкодження ізоляції проводки, поява напруги на корпусах електрообладнання при відсутності захисного заземлення і занулення;
- поява напруги на відключених струмопровідних частинах, де працюють люди, внаслідок помилкового ввімкнення;
- випадкове ввімкнення обладнання на якому виконуються роботи.

Основними заходами попередження нещасних випадків є:

- дотримання працівниками вимог техніки безпеки;
- виконання всіх робіт згідно регламентів;
- захисне заземлення і занулення установок і агрегатів;
- використання тільки сертифікованих матеріалів при монтажі системи.

Метеорологічні умови на робочому місці визначаються передусім кліматографічними особливостями місцевості. Шкідливі виробничі фактори: підвищена або понижена температура в робочій зоні, підвищений рівень шуму та вібрації в виробничому приміщенні.

Розвиток техніки, ріст потужності і швидкохідності машин, механізація виробничих процесів призводить до збільшення вібрації і шуму [20].

Порогом чутливості називається максимальна сила звуку, яка відчувається людиною з нормальним слухом. При високому рівні гучності шум шкідливо впливає на нервову систему людини і її органи слуху, що викликає роздратування, втому, послаблення уваги, зниження працездатності і глухість. Це приводить до нещасних випадків і до значного зниження продуктивності праці.

Вібрація та механічні трясіння характеризуються періодичними коливаннями дозвукової частоти. При перекачуванні рідини трубопроводами — це сили, що виникають на насосних станціях, при роботі перекачувальних агрегатів, роботі нагнітачів. В багатьох випадках шум і вібрації діють одночасно і з одного джерела.

Для боротьби з шумом та вібрацією приймають захисні заходи при будівництві об'єктів (використовують звукопоглинаючі матеріали), особливо при будівництві операторних та щитових, при проектуванні і їх експлуатації (усунення причин шуму або послаблення його в джерелі).

Вибір приміщення інформаційному центрі й організація робочого місця здійснюється згідно СН 245-71. Мінімальна площа на одну людину в Інформаційному Центрі становить 4,5 м² вільного від обладнання, а об'єм робочої зони на одну людину – 15 м³. Фактично на одну людину припадає 4,8 м², а об'єм робочої зони – 16,7 м³.

При плануванні робочого приміщення необхідно, щоб:

ПК біли б розташовані таким чином, щоб уникнути випромінювання від цокольної частини кінескопу дисплею;

Відстань між сусідніми операторами, які працюють на ПК, не повинна бути меншою ніж 1,2 м;

Відстань від екрану дисплею до оператора повинна, по можливості, становити 0.7 м;

Тривалість роботи за комп'ютером не повинна перевищувати 4 години. Після кожної години роботи необхідно робити 10-ти хвилинні перерви.

Довготривала робота за комп'ютером може викликати послаблення зору, та як дисплей відображає всю інформацію в яскравих, різноманітних кольорах, крім того екран, випромінює рентгенівське проміння. Центральний блок комп'ютера і всі його периферійні пристрої живляться від мережі змінного струму 220 В. Тому потрібно прийняти відповідні міри, щоб уникнути ураження електричним струмом.

Аналіз потенційно шкідливих факторів наведено в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Аналіз потенційних небезпек виробничих факторів

Джерело небезпеки	Характеристика потенційно небезпечних виробничих факторів та їх допустимі значення	
	Фактичні дані вимірів	Нормовані значення
1. Парогенератор		
Шум	Рівень звукового тиску $L_p=8$ дБ; $f_{с.т.}=63$ Гц	$L_{рн}=99$ дБ; $f_{с.т.}=63$ Гц
Вібрація (загальна)	Рівень віброшвидкості $L_v=70$ дБ; $f_{с.т.}=63$ Гц	$L_v=76$ дБ; $f_{с.т.}=63$ Гц
Електричний струм	$U=380$ В; $I=15$ А; $f=50$ Гц, (Можливе ураження електричним струмом)	
Тепловий фактор	$T=120$ С, можливість отримання опіків та теплових ударів	
Ємності і лінії під тиском	$P \leq 70$ МПа, можливість травмування працівників	
Рухомі частини	Можливість отримання механічних травм.	
2. ЕОМ	Фактичні дані вимірів	Нормовані значення
Випромінювання дисплея: рентгенівське	1,2 Кев	75 мкГ/Г
ультрафіолетове	220 - 280 нм	0,01 Вт/м ²

видимий діапазон	320 – 700 нм	10,0 Вт/ м ²
яскравість	75-80 кД/ м ²	Не менше 35 кД/ м ²
ІК-випромінювання	700 нм – 1 мм	100,0 Вт/ м ²
Електростатичне поле	0 Гц	20 – 60 кВ/ м ²
Шум	55 дБА	65 дБА
Живлення центрального блоку	I = 2,5 А; U = 220 В; f = 50 Гц (Можливе ураження електричним струмом)	

6.2 Забезпечення нормальних умов праці

6.2.1 Загальні положення

Необхідно розробити засоби захисту від цих шкідливих факторів. До таких засобів захисту відносять: вентиляція, штучне освітлення, звукоізоляція. Існують нормативи, що визначають комфортні умови та гранично допустимі норми запиленості, температури повітря, шуму, освітленості. В системі мір, що забезпечують безпечні умови праці, значну увагу приділяють естетичним факторам: оформлення виробничого інтер'єру, обладнання, застосування функціональної музики та інш., які здійснюють певний вплив на організм людини. Важливу роль грає побілка приміщень, яка повинна бути світлою. В даному розділі дипломного проекту розраховується необхідна освітленість робочого місця та інформаційне навантаження оператора.

Розвитку втомлюваності на виробництві сприяють такі фактори:

- неправильна ергономічна організація робочого місця, нераціональні зони розміщення обладнання по висоті від підлоги, по фронту від осі симетрії та інш.;
- характер протікання процесу праці. Трудовий процес організований таким чином, що оператор змушений з перших же хвилин робочого дня вирішувати найбільш важкі задачі, в той час, коли в перші хвилини роботи функціональна рухливість нервових клітин мозку надзвичайно низька.

Важливе значення має чергування праці та відпочинку, зміна одних форм роботи іншими.

У відповідності з ГОСТ 12.1.005-88 (Повітря робочої зони) в приміщенні повинен дотримуватись такий мікроклімат (таблиця 6.2).

Таблиця 6.2 – Оптимальні значення метеорологічних умов в робочих зонах виробничих приміщень

Характеристика приміщення	Категорія робіт	Період року	Температура (°С)	Відносна вологість	Швидкість руху повітря, м/с
Місце оператора	Легка 1б	Теплий	23 – 25	40 – 60	0,1
		Холодний	21 – 23	40 – 60	0,1

Для підтримання необхідного мікроклімату в приміщенні встановлюються пристрої опалювання та вентиляції, які відповідають вимогам СНиП 2.04.05-86 та СН 245-71. В приміщенні використовують водяну систему опалення з нагрівними приладами підвіконних панелей. Температура поверхні цих панелей не повинна перевищувати 85 °С. розміри цих панелей повинні забезпечувати зручність та безпеку праці. В приміщенні застосовують природну-витяжну та штучну-припливну вентиляцію.

Мінімальна кількість свіжого повітря, яка подається системою вентиляції складає 60 м³ на одного працюючого.

Таблиця 6.3 – Характеристика освітленості

Характеристика приміщення	Розряд зорових робіт	Освітленість, Лк			Тип світильника
		Робоче	Комбіноване	Аварійне	
Приміщення з ЕОМ	III, а	400	450	7	ЛПС-12 “кососвітло”

6.2.2 Розрахунок освітлення робочого місця оператора

Одним з основних питань охорони праці є організація раціонального освітлення виробничих приміщень та робочих місць.

Для освітлення приміщення, в якому працює оператор, використовується змішане освітлення, тобто суміш природного та штучного освітлення.

Природне освітлення – створюється через вікна в зовнішніх стінах будівлі.

Штучне освітлення – використовується при недостатньому природному освітленню й створюється за допомогою двох систем: загального та місцевого освітлення. Загальним називають освітлення, світильники якого освітлюють всю площу приміщення. Місцевим називають освітлення, призначене для визначеного робочого місця.

Для приміщення, де знаходиться робоче місце оператора, використовується система загального освітлення.

Нормами для даних робіт встановлена необхідна освітленість робочого місця $E_H=300$ лк (для робіт високої точності, коли найменший розмір об'єкта розрізнення становить 0.3 – 0.5 мм).

Розрахунок системи освітлення виконується методом коефіцієнта використання світлового потоку, який виражається відношенням світлового потоку, що падає на розраховуємо поверхню, до сумарного потоку всіх ламп. Його величина залежить від характеристик світильника, розмірів приміщення, побілки стін та стелі, що характеризуються коефіцієнтами відбиття стін та стелі.

Загальний світловий потік визначається за формулою:

$$F_{\text{общ}} = E_H \cdot S \cdot z_1 \cdot z_2 / \eta, \quad (6.1)$$

де E_H – необхідна освітленість робочого місця згідно норми ($E_H=300$ лк); S – площа приміщення, м^2 ; z_1 – коефіцієнт запасу, який враховує напруження та забруднення світильників ($z_1=1.5$); z_2 – коефіцієнт, що враховує

нерівномірність освітлення ($z_2=1.1$); η - коефіцієнт використання світлового потоку вибирається з таблиць в залежності від типу світильника, розмірів приміщення, коефіцієнтів відбиття стін та стелі приміщення.

Визначимо площу приміщення, якщо його довжина складає $L_d=6.5$ м, а ширина $L_{ш}=3.7$ м:

$$S = L_d \cdot L_{ш} = 6.5 \cdot 3.7 = 24 \text{ м}^2, \quad (6.2)$$

Виберемо з таблиці коефіцієнт використання світлового потоку по таких даних:

коефіцієнт відображення побіленої стелі $R_{п}=70\%$;

коефіцієнт відбиття від стін, помальованих у світлу фарбу $R_{ст}=50\%$;

$$i = \frac{L_d \cdot L_{ш}}{h_{п} \cdot (L_d + L_{ш})} = 0.7,$$

де $h_{п}$ – висота приміщення = 3.5 м. Тоді знаходимо (для люмінесцентних ламп $i=0.7$) $\eta=0.38$.

Визначаємо загальний світловий:

$$F_{заг} = 300 \cdot 24 \cdot 1.5 \cdot 1.1 / 0.38 = 31263.2 \text{ лм}, \quad (6.3)$$

Найбільш підходящими для приміщення ІЦ є люмінесцентні лампи білого світла чи тепло-білого світла, потужністю 20, 40 чи 80 Вт.

Вибираємо ЛБ-40 (40 Вт).

Світловий потік однієї лампи потужністю 40 Вт складає $F_1=3100$ лм, відповідно, щоб отримати світловий потік $F_{заг}=31263.2$ лм необхідно N ламп, число яких можна визначити за формулою:

$$N = F_{заг} / F_1, \quad (6.4)$$

Підставивши значення, отримаємо:

$$N = 31263.2 / 3100 = 10 \text{ ламп}, \quad (6.5)$$

Таким чином, необхідно встановити 10 ламп.

Електрична потужність усієї освітлювальної системи вираховується за формулою:

$$P_{заг} = P_1 \cdot N, \text{ Вт}, \quad (6.6)$$

де P_1 – потужність однієї лампи = 40 Вт, N – число ламп = 10.

$$P_{заг} = 40 \cdot 10 = 400 \text{ Вт}, \quad (6.7)$$

Для уникнення засвітки екранів дисплеїв прямими світловими потоками світильники загального освітлення розміщують збоку від робочого місця, паралельно лінії зору оператора та стіні з вікнами. Таке розміщення світильників дозволяє проводити їх послідовне включення в залежності від величини природного освітлення та виключає подразнення очей чергуючими ся смугами світла та тіні, що виникають при поперечному розміщенні світильників.

Розрахунок місцевого світлового потоку не виконується, так як в даному випадку рекомендується система загального освітлення для уникнення відбиття світла від поверхонь столу та екрану монітора.

Коефіцієнт пульсації освітленості:

$$K_{II} = \frac{E_{\max} - E_{\min}}{2E_{cp}} \cdot 100\%, \quad (6.8)$$

де E_{\max} , E_{\min} та E_{cp} показники освітленості для газорозрядних ламп при їх живленні змінним струмом – відповідно максимальна, мінімальна та середня.

Візьмемо по аналогії люмінесцентну лампу ЛХБ приблизно тієї ж потужності. Включенням сміжних ламп в різні фази (групи) трьох фазної електричної мережі можна досягти зменшення коефіцієнта пульсації КП с 35 до 3 – тобто майже в 12 раз .

6.3 Стійкість роботи комбінату в надзвичайних ситуаціях.

6.3.1. Стійкість

Під стійкістю роботи об'єкту розуміється його здатність виконувати свої функції у встановлених об'ємах і нормах, в умовах дії зброї масового ураження і

інших засобів нападу противника, а також пристосованість цього об'єкту до відновлення у разі пошкодження.

Заходи щодо забезпечення стійкості роботи об'єкту, перш за все, повинні бути направлені на захист робочих і службовців від зброї масового ураження і інших засобів нападу противника; вони тісно пов'язані із заходами щодо підготовки і проведення рятувальних і невідкладних аварійно-рятувальних робіт в осередках ураження.

До основних заходів що забезпечує підвищення стійкості роботи об'єкту відносяться :

- захист робітників і службовців від дії зброї масового ураження;
- підвищення міцності і стійкості найважливіших елементів об'єкту і вдосконалення технологічного процесу;
- підвищення стійкості матеріально-технічного постачання;
- підвищення стійкості управління об'єктом;
- розробка заходів щодо зменшення імовірності виникнення вторинних і від них;
- підготовка до відновлення виробництва після об'єкту.

6.3.2. Робота комбінату у разі отримання сигналу «повітряна тривога»

Оперативний персонал спеціально навчений дій у разі подачі сигналу «повітряна тривога» стихійних бід. У числі документів тих, що зберігаються на комбінаті обов'язково присутня інструкція по світломаскуванню даного об'єкту. Сигнал "повітряна тривога" подається у разі безпосередньої загрози нападу противника. По цьому сигналу повинні бути прийняті заходи світломаскування.

Є певний перелік підприємств які, по сигналу повітряної тривоги припиняють технологічний процес роботи. До таких об'єктів і суспільних будівель відносяться:

- операційні лікарень і госпіталів, приміщення невідкладної допомоги, анестезії і реанімації;

- вузли зв'язку, міський телеграф, міжміські телефонні станції, міські АТС загального користування;
- радіостанції, телевізійні центри, центральні і опорні підсилювальні станції радіотрансляційних мереж;
- районні котельні з паровими котлами тиск більше $0,7 \text{ кгс/см}^2$ і водонагрівними з теплоносієм температурою більше 115°C ;
- головний і районні водопровідні насосні станції і каналізаційні насосні станції, що не мають аварійного випуску;
- диспетчерські пункти енергосистеми, електромережевих підприємств і районів електричних мереж;
- інші об'єкти по вказівці місцевої адміністрації.

Підприємства і промислові об'єкти, які по сигналу повітряної тривоги припиняють технологічний процес роботи повинні ввести в дію графік безаварійної зупинки. Графік безаварійної зупинки повинен передбачати:

- отримання сигналу повітряна тривога;
- сповіщення;
- зупинка і місцеве виключення верстатів і обладнання на робочих місцях;
- виключення нагрівальних печей, перекриття подачі газу, зняття напруги з щитів живлення і шинних мостів;
- евакуація в укриття;
- інші заходи на розсуд начальника цеху.

Заходи по світломаскуванню по сигналу повітряна тривога в робочий час проводиться під керівництвом начальників служб, відділів, цеху і районних електричних мереж.

Отримання сигналу повітряна тривога і передача його в операційну диспетчерську службу повинно займати не більше трьох хвилин.

Лінії електропередачі і підстанції 220 кВ, 110 кВ, 35 кВ, 6-10 кВ по сигналу повинні залишатися під напругою (у робочому стані).

Світлове маскування населених пунктів і об'єктів народного господарства слід здійснювати електричним, технологічним і механічним способом.

Електротехнічним способом – відключення (зняття напруги з ЛЕП зовнішнього освітлення).

Технологічний – застосовується на підприємствах гарячих цехів, коксових печей, при грануляції шлаків.

Механічний – для світломаскування віконних отворів, сходових маршів повинні застосовуватися наступні пристрої: розсувні і підйомні штори з тканинних і полімерних матеріалів, щити віконниці і екран з рулонних і листових матеріалів.

Зовнішнє освітлення на всіх об'єктах підприємства при отриманні сигналу повітряна тривога повинно відключитися. Відключення зовнішнього освітлення покладається на черговий персонал.

Диспетчерські пункти, операційний пункт управління підстанцій, робочі кабінети керівного і начальницького складу забезпечують світломаскування шляхом зашторювання віконних отворів і виключення деякої частини освітлювальних ламп.

Виконання заходів щодо світломаскування черговим персоналом не повинно перевищувати 5 хвилин.

Відповідальний за стан світломаскування на підприємстві – головний інженер.

Відповідальні в службах відділах, цеху і районних електричних мережах – їх перші керівники.

Контроль за станом світломаскування і надання допомоги в проведенні заходів покладається на начальника штабу цивільної оборони підприємства.

Стан устаткування світломаскування і знання обов'язків персоналу проводиться періодично, але не рідше за 1 раз на рік і їх стан відображається в звітній документації по цивільній обороні.

ВИСНОВКИ

Діагностування редуктора як складової частини ШГНУ і однієї із часто ненадійних частин установки є актуальним питанням на даний момент.

А тому програмне забезпечення, що було розроблене у кваліфікаційній роботі дозволяє проводити аналіз вібраційних сигналів із застосуванням передових методів обробки і представлення інформації. Така можливість дає переваги щодо виявлення дефектів і постановки правильного діагнозу технічного стану редуктора.

Використання СТД стосовно обладнання ГНШУ дозволяє крім основних задач: контролю роботоздатності (запасу роботоздатності); пошуку дефектів; прогнозування технічного стану, або поєднання вказаних задач; оптимізації ремонтно-профілактичних робіт; контролю якості ремонтних робіт; створенні і веденні інформаційного архіву по робочому фонду свердловин та інші.

Робота програмного забезпечення із реальними вібросигналами отриманих із редукторів що розташовані на діючих свердловинах, довела його спроможність щодо виявлення і локалізації у сигналі ознаки дефекту, тим самим підтвердились попередні прогнози щодо збільшення як чутливості самого методу так і якості виявлення дефектів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА

1. Муравьев И.М. Технология и техника добычи нефти.// Муравьев И.М., Базлов М.Н. и др. - М.: Недра, 1971. – 496 с.
2. Королёв Б.И. Основы насосной техники./ Б.И. Королёв.- М.: Энергоиздат, 1988г.
2. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами./ Адонин А.Н. - М.:Недра,1979.– 213с.
3. Королёв Б.И. Характеристики редукторов./ Б.И. Королёв.- М.: Энергоиздат, 1968г.
4. Малышев М.А. Редукторы./ М.А. Малышев.- М.:Высшая школа, 1986г.
5. Щуров В.И. Технология и техника добычи нефти./ Щуров В.И. - М.:Недр", 1983.
6. Вибрационная диагностика. Режим доступа: <http://www.vibration.ru/>.
7. Баркова Н.А. Виброакустические методы диагностики СЭУ.Учебное пособие./ Баркова Н.А. – Л.: Изд. Ленинградского кораблестроительного института. 1986г.
8. Александров А.А. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования./ Александров А.А., Барков А.В., Баркова Н.А., Шафранский В.А. - Л.:Судостроение,1986г.
9. Mitchel John S. "An Introduction to Machinery Analysis and Monitoring." Tulsa: Penn Well Books, 1993.
10. Barkov A.V., Barkova N.A., Mitchel J.S. "Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings, Sound amp Vibration." 1995, June pp.10-17, September,pp.27-31.
11. A.V. Barkov, S.N. Rogov, I.A. Ioudin, R. Archmbault "Algorithms for Automated Rolling Element Bearings Diagnostics,Proceedings of the 20th Annual Meeting of the Vibration Institute."
12. Анализатор ДИЭС Режим доступа: <http://www.dies.ru/>

13. И.Г. Бурганов, Ф.Ф.Кучербаев, Р.Н. Сулейманов. Опыт внедрения мониторинга вибрации агрегатов. , нефтяное хозяйство, 1/1998. с. 31-34.

14. Калькулятор зубчатых частот Режим доступа: <http://www.vibration.ru/323.html>.

15. Блехман И.И. Вибрационная механика./ И.И. Блехман. – М.: Изд. «Физико-математическая литература», 1994, 394с.

16. Rotating machinery noise and vibration study. Lim G. H., Cond. Minit. and Diagn. Eng. Manag. :Proc. Comadem 90: 2nd int. Congr., Uxbridge, 16-18 Juli, 1990. – London etc. 1990. pp. 120-125.

17. Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов./ Генкин М.Д., Соколова А.Г. – М.: Машиностроение, - 1987, 288с.

18. Копей Б.В. Определение оптимальной величины наработки между отказами деталей нефтепромыслового оборудования.// Копей Б.В., Копей И.Б., Драгомирецкий Я. Н./ НТЖ "Нефтепромышленное дело", №10-11, 1997, С.30-32.

19. Копей Б.В., Кіндрачук С.М., Копей І.Б. Визначення оптимального міжремонтного періоду СШНУ. ІФДТУНГ, Івано-Франківськ , 1995, 8с.-Деп. в ДНТБ України 25.11.95 - №2490 -Ук95

20. Заміховський Л.М. Основи теорії надійності і технічної діагностики: Навчальний посібник./ Заміховський Л.М., Калявін В.П. - Івано-Франківськ: Полум'я, 2004.-360 с.

21. Копей Б.В. Вібраційна діагностика технічного стану редукторів верстатів-качалок.// Копей Б.В., Заміховський Л.М., Євчук О.В. НТЖ "Нефтепромышленное дело", 2008, С.30-32.

22. J.F.Lea, J.F.Bowen. Dynamic measurement of beam-pump parameters // SPE production engineering, 1992. – P.113-120

23. Русов В. А. Спектральная вибродиагностика. Режим доступа: www.vibrocenter.ru/book.htm

24. Бандура В.В. Дослідження вібростану глибинно-насосних штангових установок// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер.: Методи і

засоби технічної діагностики.– Івано-Франківськ, 1999.– Вип.36.– С.301-310.

25. Мынцов А.А. Методика проведения измерений и диагностирования оборудования роторного типа. Режим доступа: www.promservis.ru.

26. А.П.Попов. Передачи Новикова: вымыслы и реальность // Редукторы и приводы. - №1(04). – 2006. – С.48-53.

27. Залманзон Л.А. Преобразования Фурье, Уолша, Хаара и их применение в управлении, связи и других областях./ Залманзон Л.А. - М.: Наука, 1989. - 523 с.

28. Методи і засоби технічної діагностики: Збірник праць міжнародної міжвузівської школи-семінару: під ред. Л.М. Заміховського, В.П. Калявіна, Івано-Франківськ, ІФДТУНГ, 1999, випуск XIV.

29. Ястребенецкий М.А. Надежность автоматизированных систем управления технологическими процессами: Учеб. пособие для ВУЗов./ Ястребенецкий М.А., Иванова Г.М.- Л.: Энергоатомиздат, 1984.- 208с.

30. Безопасность труда на производстве. Защитные устройства. Справочное пособие под ред. Б.М.Злобинського. – М.: Металлургия, 1971.

31. Гривнак Д.О. Моделювання роботи автоматизованої системи управління виробництвом технологічної пари. Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 25–26 листоп. 2020.) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. // Гривнак Д.О., Трембач Р.Б. – Тернопіль : ТНТУ, 2020. – С56-57.