

ХЕРСОНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

(повне найменування вищого навчального закладу)

ІНЖЕНЕРІЇ ТА ТРАНСПОРТУ

(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

АВТОМАТИЗАЦІЇ, РОБОТОТЕХНІКИ І МЕХАТРОНІКИ

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

на тему: «Автоматизована система діагностики стану вузлів підшипників  
кочення в умовах експлуатації»

### Пояснювальна записка

Виконав: студент 2 курсу, групи 6Аз

Спеціальності \_174 – Автоматизація,  
комп'ютерно-інтегровані технології та  
робототехніка

(шифр і назва спеціальності)

Дмитрієв Д.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник д.т.н., проф. Рудакова Г.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(прізвище та ініціали)

Хмельницький – 2024

Херсонський національний технічний університет

( повне найменування вищого навчального закладу )

- Інститут, факультет, відділення інженерії та транспорту
- Кафедра, циклова комісія Автоматизації, робототехніки і мехатроніки
- Освітньо-кваліфікаційний рівень магістра
- Напрямок підготовки \_\_\_\_\_
- Спеціальність 174 – Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка

(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри, голова циклової  
комісії \_\_\_\_\_

Сєліверстов І.А.

« \_\_\_\_\_ » 2024 року

## **З А В Д А Н Н Я**

### **НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА**

Дмитрієв Дмитро Олексійович

1. Тема проекту «Автоматизована система діагностики стану вузлів підшипників кочення в умовах експлуатації».

Керівник проекту ( роботи ) Дмитрієв Дмитро Олексійович

( прізвище, ім'я, по батькові наукова ступінь, вчене звання )

Затвердженні наказом вищого навчального закладу від 28.08.2024 року № 376-с.

2. Строк подання студентом проекту ( роботи ) 12.12.24 р.

3. Вихідні дані по проекту ( роботи ) Умови експлуатації підшипникових вузлів на виробництві, конструкції підшипників кочення, технічні вимоги, схеми пристроїв вібродіагностики, технічні параметри засобів вимірювальної техніки, алгоритми обробки вібросигналів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Сучасний стан виробництва, аналіз наукових публікацій, визначення мети. Математичні моделі опису та прогнозування експлуатаційних процесів підшипникових вузлів, алгоритм накопичення діагностичних параметрів. Проектування автоматизованої системи моніторингу вібраційних характеристик та програмне забезпечення обробки даних Розробка програмного забезпечення для моделювання та цифровізації автоматизованої системи моніторингу стану підшипникових вузлів.

5. Консультанти розділів роботи

| Розділ                                                                                                             | ПІБ та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------|----------------|------------------|
|                                                                                                                    |                            | Завдання видав | Завдання прийняв |
| Аналіз експлуатаційних факторів підприємств з роторними системами на підшипниках кочення                           | Рудакова Г.В.              | 06.09.24       | 06.09.24         |
| Вибір та характеристика вимірювальних приладів, виконавчих механізмів та інших вузлів обладнання                   | Рудакова Г.В.              | 20.09.24       | 20.09.24         |
| Проектування автоматизованої системи моніторингу вібраційних характеристик та програмне забезпечення обробки даних | Рудакова Г.В.              | 07.10.24       | 07.10.24         |

Дата видачі завдання 06.09.24

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| №<br>з/п | Назва етапів кваліфікаційної<br>Роботи                                                                                   | Срок виконання<br>етапів роботи | Примітка |
|----------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|----------|
| 1        | Підбір і огляд літератури                                                                                                | 20.09.24                        |          |
| 2        | Методи досліджень, математичні моделі,<br>апаратне забезпечення                                                          | 07.10.24                        |          |
| 3        | Проектування автоматизованої системи<br>моніторингу вібраційних характеристик та<br>програмне забезпечення обробки даних | 21.10.24                        |          |
| 4        | Оформлення ПЗ і плакатів                                                                                                 | 13.11.24                        |          |
| 5        | Завершення оформлення проекту                                                                                            | 15.12.24                        |          |

Студент \_\_\_\_\_ Дмитрієв Д.О.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Рудакова Г.В.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

# ЗМІСТ

## ВСТУП

## РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ ПІДПРИЄМСТВ З РОТОРНИМИ СИСТЕМАМИ НА ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ

- 1.1 Призначення підшипникових вузлів кочення, опис технологічного обладнання
- 1.2 Аналіз причин виходу з робочого стану підшипникових вузлів
- 1.3 Діагностичні методи в експлуатації опор кочення обладнання різного призначення
- 1.4 Математичні моделі опису та прогнозування експлуатаційних процесів підшипникових вузлів

## РОЗДІЛ 2. ВИБІР ТА ХАРАКТЕРИСТИКА ВИМІРЮВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ, ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ ТА ІНШИХ ВУЗЛІВТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

- 2.1 Розрахунок динамічних характеристик обладнання
- 2.2 Вибір координат вимірювання та схеми діагностичних точок обладнання

## РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТА ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОБРОБКИ ДАНИХ

- 3.1. Засоби спектрального аналізу вібраційних сигналів
- 3.2. Алгоритм накопичення діагностичних параметрів
- 3.3. Розробка програмного забезпечення для моделювання та цифровізації автоматизованої системи моніторингу стану підшипникових вузлів

## ВИСНОВКИ

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

## РЕФЕРАТ

Випускна кваліфікаційна робота магістра: 60 сторінок, 24 рисунки, 2 таблиці.

Випускную кваліфікаційну роботу магістра присвячено розробленню комп'ютерно-інтегрованої системи діагностики підшипникових вузлів в процесі експлуатації та удосконаленню алгоритмів визначення пошкоджень як технічного моніторингу для попередження виходу з робочого стану обладнання різного призначення.

Аналіз експлуатаційних умов, конструкційних особливостей та схем навантажень довів, що для покращення роботи підшипникових вузлів кочення та збільшення терміну експлуатації необхідно вчасно реагувати на зміну параметрів вібросигналів та вживати заходів на підтримання їх в допустимих межах. В якості об'єкту керування обрано амплітудно-фазові характеристики. Проведено аналіз недоліків існуючих автоматизованих систем вібродіагностики.

На основі проведеного аналізу розроблена комп'ютерно-інтегрована система автоматизованої вібродіагностики. Вибрано технічну реалізацію комп'ютерно-інтегрованої системи контролю і регулювання параметрів процесу експлуатації підшипникових вузлів.

**Ключові слова:** діагностика, комп'ютерно-інтегрована система, підшипникові вузли, експлуатація, пошкодження, моніторинг

## ВСТУП

Підшипники кочення використовуються практично у всіх роторних машинах комерційного та промислового призначення. Їхні відмови складають високий відсоток поломок обладнання і в багатьох ситуаціях призводять до катастрофічних наслідків. На підприємствах багатьох галузей промисловості України та херсонського регіону велика частка роторних та обертальних частин, що потребують діагностики та ремонту. Насоси та вентилятори високого тиску повітряні і рідинні.

Більшість пошкоджень, що виникли внаслідок цих механізмів, можна виявити і легко проконтролювати, якщо моніторинг стану є частиною розширеної програми техобслуговування. Перші ознаки пошкодження підшипника можна виявити за допомогою аналізу вібрації, що дозволяє обслуговуючому персоналу вчасно виконати коригувальні дії. Це може значно скоротити дорогі непередбачені простої та уникнути катастрофічних відмов, що ушкоджують сусідні деталі вузлів.

Це також дає можливість обслуговуванню персоналу дослідити пошкоджений підшипник на ранній стадії, щоб визначити основну причину відмови та вжити необхідних заходів для попередження повторного виникнення несправності.

**Мета роботи** – створити комп’ютерно – інтегровану систему моніторингу технічного стану підшипникових вузлів обладнання різного призначення в процесі експлуатації для завчасного попередження аварійних ситуацій та підвищення терміну служби.

Задачі кваліфікаційної роботи:

1. Виконати аналіз проблем і чинників пошкоджень підшипникових вузлів та існуючих діагностичних методів, з опрацюванням сучасної наукової літератури.

2. Проаналізувати принцип дії, конструктивні особливості та алгоритми управління автоматизованими засобами виміральної техніки, що

використовуються у вібродіагностиці умов експлуатації підшипників кочення.

3. Визначити основні алгоритми отримання, накопичення та обробки вимірювальних сигналів з їх ідентифікацією у відповідності до виду пошкодження.

4. Запропонувати програмно-технічні та апаратні засоби удосконалення щодо автоматизованої вібродіагностики опор кочення для технологічного обладнання різних галузей.

5. Реалізувати математичні моделі визначення технічного стану та ідентифікації пошкоджень підшипників кочення у програмному середовищі придатному для інженерних розрахунків та технічних експлуатаційних служб підприємств.

**Об'єкт дослідження** - процеси автоматизованого визначення діагностичного стану підшипникових вузлів роторних систем.

**Предмет дослідження** – алгоритми обробки сигналів, математичні моделі та автоматизовані засоби моніторингу стану підшипників кочення в процесі експлуатації, критерії підвищення працездатності.

**Практична цінність** роботи полягає в запропонованій автоматизованій системі та програмних засобах інтелектуального моніторингу включаючи прогнозне моделювання вібраційних характеристик підшипникових вузлів технологічного обладнання широкого спектру застосування як роторних систем з метою своєчасного попередження аварійних ситуацій та руйнування вузлів обладнання.

# **1 АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ ПІДПРИЄМСТВ З РОТОРНИМИ СИСТЕМАМИ НА ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ**

## **1.1 Призначення підшипникових вузлів кочення, опис технологічного обладнання**

Кожна механічна несправність (дефект) характеризується унікальною частотою вібрації. Тому потрібно визначити цю частоту для виявлення основної причини несправності. Для вимірювання частоти вібрації в контрольну точку машини встановлюється датчик (п'єзоелектричний датчик). Різні несправності машини можуть генерувати широкий діапазон частот:

- Низькочастотний діапазон, 0-2 кГц
- Високочастотний діапазон, 2-50 кГц
- Діапазон дуже високих частот, > 50 кГц

В останні десятиліття було розроблено низку методів аналізу вібрації для діагностування локальних несправностей підшипників. На початковій стадії несправності підшипників часто локалізуються, тому ці методи можна розглядати як методи діагностування початкових несправностей. Однак діагностування несправностей підшипників все ще не є повністю вирішеною проблемою.

Методи оцінки технічного стану підшипників, що базуються на обчисленні пік фактора сигналу, відомі давно. Усі вони базуються на обчисленні відношення пікового значення середньоквадратичного значення інформативного параметра сигналу [2]. Залежно від способу порівняння виділяють: метод ПІК/СКЗ; метод HFD (High Frequency Detection); метод SE (Spike Energy); метод SPM (Shock Pulse Measurement).

1. Метод ПІК/СКЗ є найпростішим методом, що не вимагає великих витрат та високої кваліфікації персоналу. Зазвичай реалізується з використанням простих віброметрів для "масового" діагностування роторних машин. В основу методу покладено залежність відношення

пікового значення та середньоквадратичного значення амплітуди віброприскорення.

2. . Метод HFD (High Frequency Detection) базується на вимірі чисельних значень високочастотної вібрації, що створюється невеликими дефектами, що виникають у діапазоні частот від 5 кГц до 60 кГц. Для вимірювань високочастотних коливань зазвичай використовують резонансну частоту вібродатчика, після чого отримані сигнали нормуються по швидкості зіткнення при врахуванні конструкції підшипника та швидкості обертання валу. За кількістю та рівнем ударних імпульсів характеризують вид та ступінь розвитку дефекту [3, 4].
3. Метод SE (Spike Energy) був розроблений для детектування сигналів, що виникають в результаті поверхневих дефектів підшипників, зубчастих передач та інших виробів, де є контакт метал-метал.

До переваг перерахованих вище методів відносять високу чутливість; виявлення дефектів на етапі їхнього зародження; контроль умов роботи підшипника (наприклад, мастила); низька вимогливість до кваліфікації спеціалістів. До загальних недоліків відносяться: індивідуальне нормування для кожного методу; висока вимогливість до параметрів вимірювальних приладів; неможливість визначення типу дефекту; падіння чутливості у разі зростання СКЗ сигналу.

## **1.2 Аналіз причин виходу з робочого стану підшипникових вузлів**

На підприємстві велика частка роторних та обертальних частин, що потребують діагностики та ремонту. Насоси та вентилятори високого тиску повітряні і рідинні. Більшість пошкоджень, що виникли внаслідок цих механізмів, можна виявити і легко проконтролювати, якщо моніторинг стану є частиною розширеної програми техобслуговування.

Перші ознаки пошкодження підшипника можна виявити за допомогою аналізу вібрації, що дозволяє обслуговуючому персоналу вчасно виконати

коригувальні дії. Це може значно скоротити дорогі непередбачені простої та уникнути катастрофічних відмов, що ушкоджують сусідні деталі вузлів. Це також дає можливість обслуговуванню персоналу дослідити пошкоджений підшипник на ранній стадії, щоб визначити основну причину відмови та вжити необхідних заходів для попередження повторного виникнення несправності.



Рис.1. Привід вентилятору високого тиску



Рис.2. Рухомі силові елементи закаточної машини

Виробництво містить обладнання дозування, бутілювання, гомогенізації, стерилізації, пакування і фасування харчової продукції (рис.1).



а)



б)

Рис.3. Дільниця підготовки томатної пасти: а) – гомогенізація томатної пасти;  
б) – автомати пакування саше-пакетів томатної пасти

Лінії фасування в скляну тару містять біля 3000 деталей та вузлів, що автоматизовані в процесах наклеювання етикетки, закаточні машини, автоклави для стерилізації.



Рис. 4. Частина лінії фасування з пристроєм самокліювальною етикеткою.



а)



б)

Рис.5. Частина фасувального механізованого обладнання скляної бутильованої продукції: а) - з наклеюванням етикетки коливальним кулачковим механізмом; б) – форма подавального шнеку





Рис.6. Автоклавний ряд стерилізації продукції

### **1.3 Діагностичні методи в експлуатації опор кочення обладнання різного призначення**

Віброконтроль – це визначення вібраційного стану, що розглядає вібрацію як фактор, який підвищує швидкість деградації елементів машини у процесі роботи.

Вібромоніторинг – це визначення узагальненого технічного стану, що вирішує завдання оцінки технічного стану за сукупністю параметрів без виділення причин такої зміни.

Вібродіагностика – це визначення причин зміни стану, що ґрунтується на відомому зв'язку діагностичних параметрів вібрації з конкретними дефектами різних вузлів машини.

Для наведених вище типів оцінки, зазвичай, застосовуються різні методи аналізу, складність реалізації та інтерпретації яких зростає по мірі ускладнення об'єкта діагностики та зростання глибини діагнозу, а для кожного типу оцінки існують стандарти [28].

Процес глибокого діагностування може виконуватися періодично або за подією, після виявлення відхилень під час проведення процедур віброконтролю та/або вібромоніторингу [45, 66]. Часто віброконтроль сприймається як складова частина вібромоніторингу, що не є цілком коректним, оскільки у першому випадку оцінюється руйнівна дія вібрації, тоді як у другому вібрація сприймається як наслідок (інформаційний відгук) появи дефекту.

В останні роки проведено низку досліджень у галузі вібраційного діагностування, багато з яких присвячено питанням оцінки стану обладнання певного виду або використовуваного у досить вузькій сфері.

У ряді робіт приділено увагу застосуванню видів аналізу, що рідко використовуються на практиці, таких як вейвлет-перетворення, оцінка коефіцієнта ексцесу [90]. Варто відзначити роботи, в яких запропоновано конкретні методи автоматичного оброблення вузькосмугових спектрів вібрації [7, 8] та методи прогнозування технічного стану обладнання [64].

Важливим критерієм оцінки зміни технічного стану є суттєве відхилення вібраційної активності від нормальної, що відповідає бездефектному стану [93]. Для оцінки таких відхилень необхідно вирішити завдання підвищення якості та обсягу діагностичної інформації, що потребує удосконалення основних методів аналізу вібраційного сигналу, розгляду особливості використання та автоматичної обробки вібраційних сигналів.

Найбільш простим для інтерпретації є аналіз загальних рівнів стандартних частотних смуг [70], які в основному використовуються для визначення вібраційного стану. З цією метою вони порівнюються з пороговими значеннями, які встановлюються в залежності від типу машин, спираючись на значення меж, наведених у додатках стандартів для відповідних типів обладнання, та досвіду експлуатації.

Дефекти конструктивних елементів підшипникових вузлів виявляються на таких частотах:

$$f_{\text{нар}} = k \frac{z}{2} n \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right),$$

$$f_{\text{вн}} = k \frac{z}{2} n \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right),$$

$$f_{\text{тк}} = k \frac{d}{2D} n \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \beta \right),$$

$$f_{\text{с}} = k \frac{n}{2} \left[ 1 - (d \cos \beta) / D \right],$$

$$f_{\text{п}} = kn,$$

де:  $f_{\text{нар}}$  ,  $f_{\text{вн}}$  ,  $f_{\text{тк}}$  ,  $f_{\text{с}}$  ,  $f_{\text{п}}$  - частоти, що виникають у підшипнику у пошкодженнях відповідно у зовнішньому кільці, внутрішньому кільці, в тілі кочення, сепараторі, при перекос підшипника;  $k = 1, 2, 3$ , відповідно при перекос підшипника, при зносі зовнішнього кільця, при тріщинах і раковинах на зовнішньому кільці;  $n$  – частота обертання;  $D$  – діаметр кола проходить через центр тіл кочення;  $z$  – число тіл кочення;  $d$  – діаметр тіл кочення;  $\beta$  – кут контакту; при перекос підшипника  $k = 0,5$ ;

2. За всієї очевидності підходів до ідентифікації дефектів є низка завдань, вирішення яких потребує додаткових досліджень та аналізу: приведення у відповідність опису технічних станів підшипників та їх ідентифікацію відповідно до сучасних нормативних документів з метою обґрунтування методик оцінки ресурсних властивостей, розробка методик прогнозування технічного стану з метою обґрунтування інтервалів між діагностичними обстеженнями

1. Метод ПІК/СКЗ є найпростішим методом, що не вимагає великих витрат та високої кваліфікації персоналу. Зазвичай реалізується з використанням простих віброметрів для "масового" діагностування роторних машин.

В основу методу покладено залежність відношення пікового значення та середньоквадратичного значення амплітуди віброприскорення. На рис. 7 представлені графіки середньоквадратичного значення та пікового значення у дефектному підшипнику.

2-й етап відповідає підшипнику з дефектами, що зароджуються і поглиблюються. У міру утворення дефектів на кінематичних вузлах підшипника починають утворюватися поодинокі короткі імпульси на графіку віброприскорення, амплітуда яких поступово збільшується за рівнем.

На 3 етапі відбувається інтенсивне поглиблення дефектів, а також збільшується їх кількість.

На цьому етапі пікове значення сягає практично максимальних значень.

Етап 4 характеризується збільшенням геометричних зон дефекту настільки, що починають протікати процеси деградації підшипника.

На графіках цей етап виділяється значним зростанням рівня фону (СКЗ), який пов'язаний із зростанням сил тертя.

На останньому етапі розвитку дефекту графіки пікового значення та середньоквадратичного починають перевищувати нормовані рівні, що свідчить про те, що дефект охопив практично весь підшипник і подальша його експлуатація небезпечна.

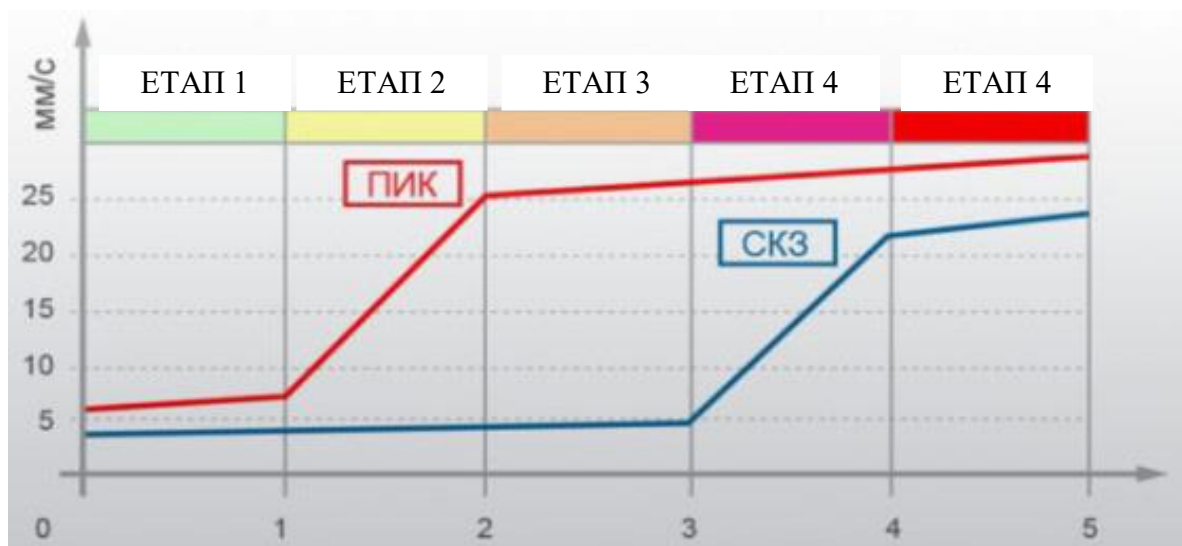


Рис.7. Середньоквадратичне значення та пікового значення у підшипниках при накопиченні пошкоджень

Одним з перспективних напрямків у галузі обробки та подання результатів аналізу сигналів, отриманих від об'єктів контролю, застосування технології ідентифікаційних вимірювань.

Ідентифікаційні вимірювання (II) - це різновид вимірювань, в процесі яких встановлюється нечітко визначений склад і суть позначень (ідентифікаторів) категорійної вимірювальної шкали, а результатом є встановлення належності об'єкта контролю однією або декількома вибраними категоріями за критерієм близькості ідентифікаторів [10].

Еталоном порівняння для вимірюваних величин є ідентифікаційна шкала (III) емпіричного типу.

За формою III схожа на шкали звичайних аналогових приладів, оцифровані позначки (ідентифікатори) яких доповнені якісними (категорійними) характеристиками об'єкта контролю, склад та суть яких визначається сертифікацією.

ванними експертами. Змістом теорії ідентифікаційних вимірювань є кількісне оцінювання (вимірювання) форми характеристик сигналів [11].

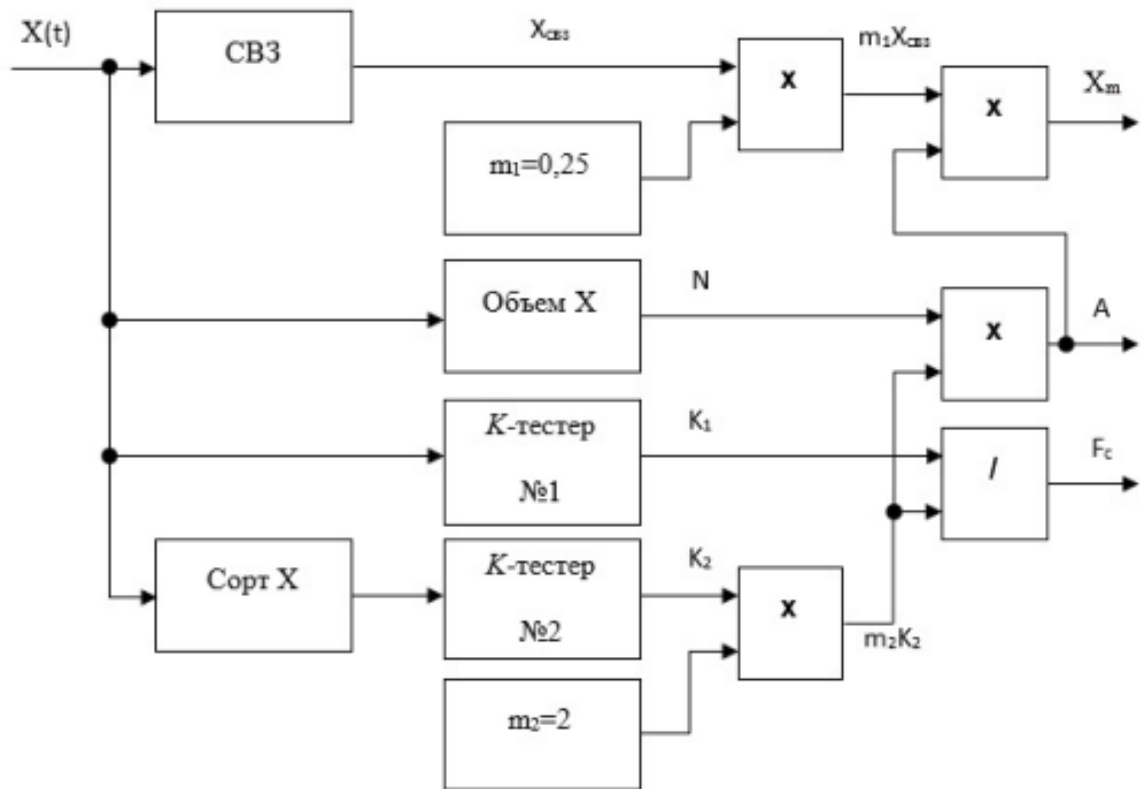


Рис. 8. Структурна схема АF - тестера

Параметри ідентифікаційної моделі розраховуються за формулами:

$$A = m_2 K_2 N,$$

$$X_m = 0,25 A \overline{X(t)},$$

$$F_c = \frac{K_1}{m_2 K_2}.$$

Розвинена автоматизація потребує ретельного контролю та моніторингу, бо високотехнічні контрольні системи виробництва рентабельні лише у тому випадку, якщо вони знаходяться певний час в експлуатації без виходу з ладу. Однією з найголовніших причин підвищеної інтенсивності відмов будь якого технологічного обладнання є вібрація. Вібрація породжує відмови агрегатів в цілому або окремих модулів машин, що є наслідком виникнення цілої низки несправностей першого та другого роду. Тому

своєчасне виявлення та проведення моніторингу причин виникнення вібрацій є актуальною задачею на сучасному етапі. В роботі проводиться аналіз сучасних методів моніторингу параметрів вібрацій. Контроль стану технологічного обладнання містить вимірювання та реєстрацію показників вібрацій та робочих параметрів машин. Використовуючи ці дані можна зробити та підготувати висновки про загальний стан агрегатів або спрогнозувати зміни в їх роботі. Тому чим раніше буде виявлено несправність, тим простіше запланувати та реалізувати відповідні заходи, щодо попередження виникнення помилки, а саме: - підготувати своєчасно запасні частини; - запланувати роботу обслуговуючого персоналу та скласти робочі завдання; - виконати технічне обслуговування або , при необхідності, ремонт технологічного обладнання. Такі дії суттєво економлять не тільки витрати на ремонт та технічне обслуговування, а й в значній мірі підвищують рентабельність агрегату, що надає можливість у повному обсязі використовувати відповідний строк служби обладнання.

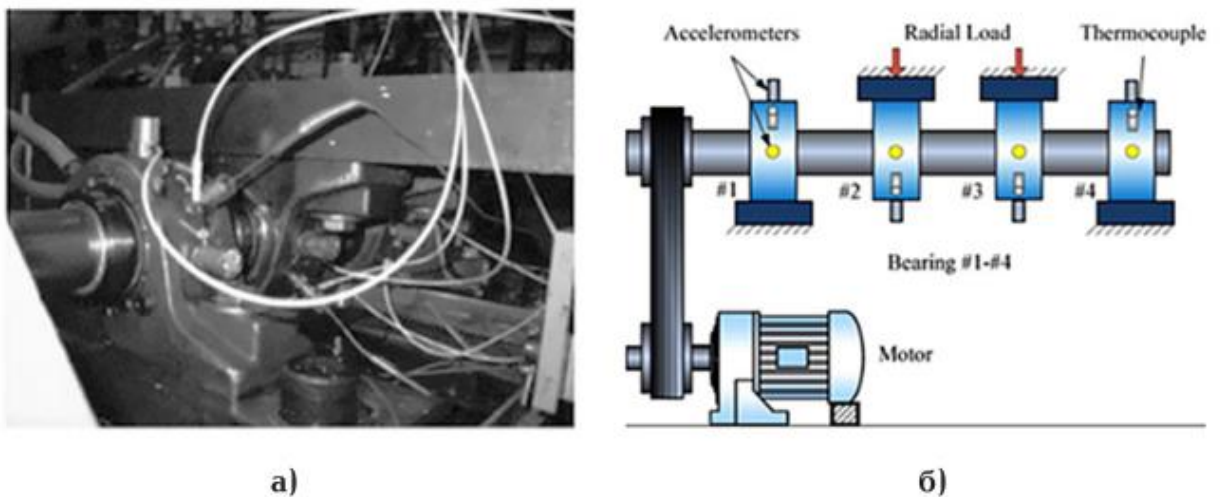


Рис. 9. Стенд для випробування підшипників (а) та схема розміщення датчиків (б)

До основних сучасних методів моніторингу параметрів вібрацій, що виникають при роботі технологічного обладнання відносяться: - широкополосне вимірювання вібрацій (ISO 2372 I ISO 10816)при цьому

вимірювання може проводитися у трьох напрямках горизонтальному та осьовому; - аналіз вібрацій EVAM (Evaluated Vibration Analysis Method – метод аналізу вібрацій з оцінкою стану); - аналіз тимчасового сигналу; - періодичне вимірювання стану технологічного обладнання; - спектральний аналіз; - фазові вимірювання та вимірювання ударних імпульсів; - відстеження коливань; - HD технологія. В залежності від пріоритетності у технологічному процесі всі машини проходять діагностичне обстеження або постійно або із визначеною періодичністю. Слід зазначити, що при цьому використовуються не тільки переносні пристрої для збору вихідної інформації, включаючи функції візуалізації та маршрутизації, але й сучасні онлайн-системи моніторингу



Рис.10. Загальний вигляд портативних акселерометрів

На сьогодні існує низка прикладних програм для обробки та аналізу даних з вібродіагностики (рис.11). Наприклад, ReO – це програмне забезпечення для ПК, що дозволяє користувачеві аналізувати тренди, що реєструються аналізатором VST-100 виміряних значень вібрації з метою прогнозування стану агрегату.



різання. Динамічна жорсткість, АФЧХ, декременти коливань шпинделя належать до проміжних характеристик при розрахунках вимушених коливань. Самостійного значення ці характеристики не мають, але можуть використовуватись для порівняння варіантів конструкцій. Форми та амплітуди коливань мають значення для конструювання ШВ, зокрема, для розміщення мас. Робота ШВ у діапазоні  $(0,7 \dots 1,3) f$  вл неможлива. Більшість ШВ працюють у дорезонансній зоні, що пояснюється високою жорсткістю шпинделя та підшипників при відносно малій масі шпинделя. Винятком є деякі високошвидкісні фрезерувальні та шліфувальні шпинделі, а також електрошпинделі, що мають невелику пружність самого шпинделя та підшипників, велику масу на шпинделі і, при тому, високу номінальну частоту обертання, завдяки чому працюють у зарезонансній зоні (надкритичні частоти обертання). Цим шпинделям для досягнення робочих швидкостей треба здолати критичні оберти. Для цього використовують спеціальні пристрої, зокрема, можна використати демпфірувальну мастильну плівку або застосувати комбіновані опори (шпиндельні підшипники кочення обертаються у гідростатичних підшипниках, і є „плаваючими“ по відношенню до них. Таким чином, розрахунок частот власних коливань є обов'язковим для високошвидкісних верстатів.

Однак, попереднє обчислення динамічної характеристики верстата або системи шпиндель-підшипник зараз можливе лише умовно. Це пояснюється невідомими властивостями демпфірування деталей та тим, що аналітично врахувати демпфірування важко. Розрахункові значення параметрів АФЧХ, динамічної жорсткості та декрементів коливань ШВ залежать від декрементів коливань опор, що змінюються у досить широких межах та визначаються багатьма факторами. Тому цей розрахунок значною мірою носить якісний характер, а динамічні розрахунки значною мірою спираються на результати вимірювань.

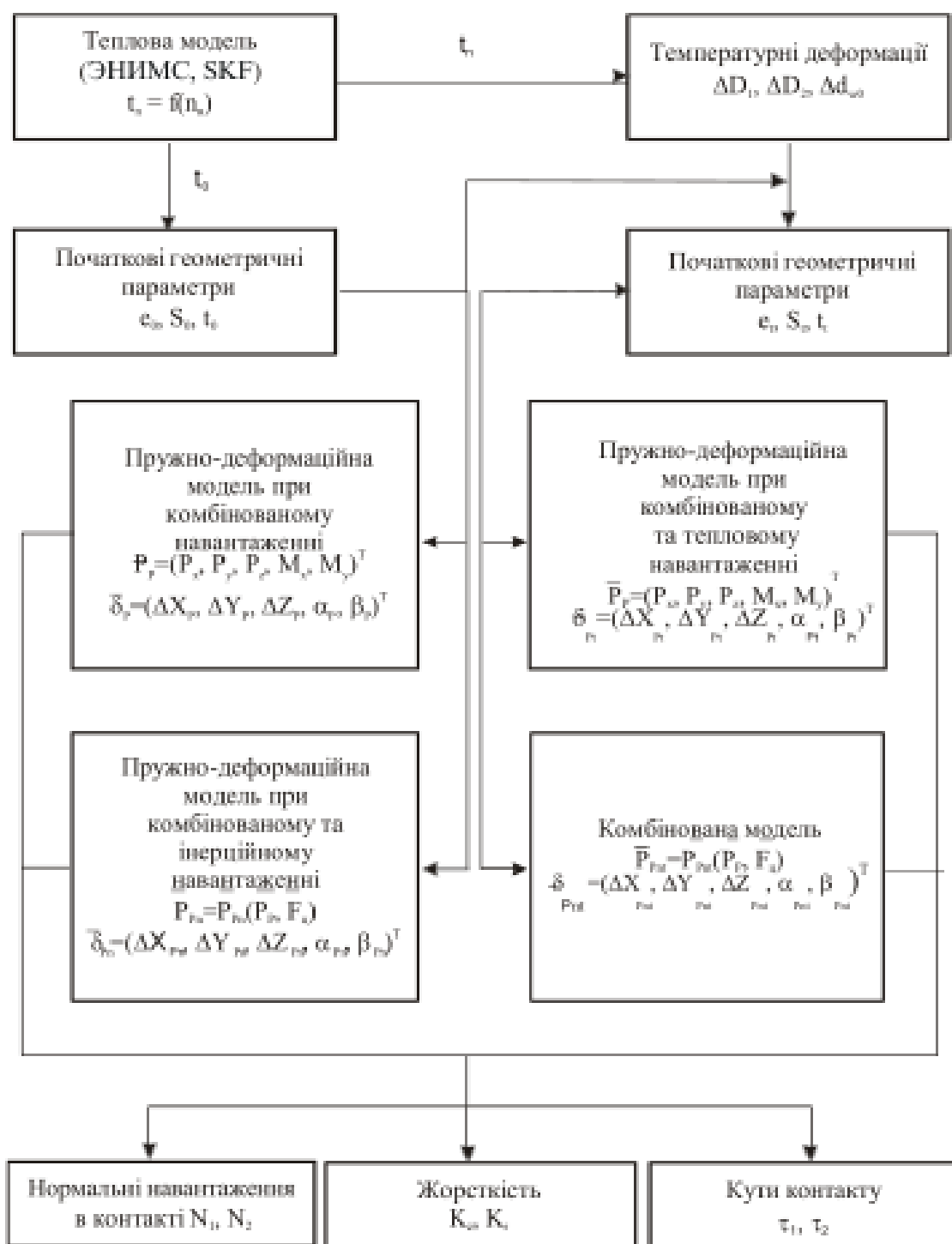


Рис.12. Комплексна математична модель жорсткості радіально-упорного підшипника опори швидкісного шпиндельного вузла

Умовою відсутності резонансу є  $0,7f_{вл} > f_{зб} > 1,3f_{вл}$ , тобто власні частоти коливань не повинні співпадати з частотами збуджуючих коливань. Частоти збуджуючого впливу від дисбалансу патрона, шліфувального круга тощо дорівнюють  $f_{зб1} = n_i / 60$ , Гц, де  $n_i$  – частоти обертання шпинделя,

1/хв. Частоти збуджуючого впливу від приводного зубчастого колеса  $f_{зб2} = n \cdot z / 60$ , Гц, де  $z$  – кількість зубців ведучого зубчастого колеса. Частоти збуджуючого впливу від похибок тіл кочення підшипників опор приблизно можна визначити як  $f_{зб3} = 0,46 \cdot n \cdot z_T / 60$ , Гц де  $z_T$  – кількість тіл кочення у підшипнику.

З цими частотами треба порівняти  $f_{вл} = \omega^2 / 2\pi$ , ( $\omega$  – колова частота коливань, рад/с) та перевірити відсутність резонансу. Найчастіше розглядають збуджуючі коливання з частотою  $f_{зб1}$ .

Отже, щоб запобігти виникненню резонансів, треба знати діапазон частот збуджуючих сил, у якому не повинні перебувати власні частоти. Відомості про небезпечний діапазон частот дозволяють заздалегідь вказати кількість власних частот, які треба визначити.

Для будь-якого валу існує нескінченна кількість критичних швидкостей, але конструктора цікавить, як правило, тільки найменша (перша) і іноді друга з цих швидкостей. Інші швидкості бувають надто високі і лежать поза діапазоном робочих швидкостей. На першій критичній швидкості вал буде згинатися у найпростішій (по можливості) формі. На другій критичній швидкості форма деформації валу буде складніша. Наприклад, відомо, що збуджуючі сили, які діють на консольну балку, мають частоти у діапазоні 1000-5000 кол/хв., а перша власна частота становить приблизно 4000 кол/хв. У цьому випадку досить обмежитися визначенням першої власної частоти  $f_{вл1}$  оскільки друга становитиме щось близько 15000 кол/хв., бо для балок, які мають один прогін (вал на двох опорах), вважають, що перші декілька власних частот відносяться приблизно як квадрати послідовних чисел:

$$f_{вл1} : f_{вл2} : f_{вл3} \dots \approx 1:4:9\dots$$

Для балок, що мають кілька прогонів, перші  $p$  власних частот відрізняються між собою меншою мірою. Наприклад, для балки з  $p$  приблизно однакових прогонів на  $p+1$  опорах можна вважати, що  $f_{вл1} \approx f_{влp}$ , при цьому  $f_{вл1}$  приблизно становить частоту для одного прогону, який має защемлення з обох кінців [3, 9].

Якщо у спроектованій роторній системі власна частота занижка і є небезпека виникнення резонансу, то досліджують можливість її підвищення. Резонансу можна уникнути, якщо змінити параметри ШВ та привода :  $d$  ,  $l$  ,  $a$  , типорозмір підшипників або попередній натяг у них, жорсткість з'єднання шпинделя та привода, значень та розташування мас на шпинделі.

Найпростіше збільшити діаметри всіх ділянок шпинделя (якщо це припустимо з умов швидкохідності) або лише міжопорної частини (якщо припускає конструкція). Оскільки власна частота коливань валу при згинанні дуже близька до критичної швидкості, то у якості критичної швидкості часто приймають власну частоту роторної системи. Розбіжності між ними проявляють себе лише на дуже високих частотах.

Точно визначити власні частоти згинальних коливань реальної конструкції досить складно, особливо коли це стосується високих частот. Однак одну першу (чи декілька перших) власну частоту майже завжди можна визначити приблизно, що у багатьох випадках є достатнім для практичних цілей. Потрібний метод розрахунку обирають залежно від умов. Для визначення 1-ї власної частоти доцільно застосувати приблизні методи, по можливості найпростіші, хоч і не точні. Якщо виявляється, що визначена частота близька до робочих режимів, треба скористатися точнішими методами для можливо точнішого її визначення. У діапазоні частот до 1500-2000 Гц максимальні амплітуди коливання спостерігаються: □ у роторних систем, які мають великі консольні маси на передньому кінці. Наприклад у металорізальних верстатах (токарні, фрезерувальні) – на передньому кінці на перших 3 власних частотах, при цьому на першій частоті коливання шпинделя та оправки (заготовки) синфазні, на вищих частотах – у протифазі; □ У шпиндельних вузлів, які мають великі зосереджені маси між опорами (мотор-шпинделі) – саме у цих мас на нижчих частотах; □ У ШВ, які не мають значних зосереджених мас (внутрішньошліфувальні верстати) – між опорами одна, дві чи три на півхвилі відповідно на перших 3 власних частотах.

При описі деформованого стану підшипників зазвичай користуються припущенням абсолютної жорсткості кілець підшипника та незалежності деформування в контактних групах “тіло кочення – кільця підшипника”. Відповідно до цього приймається [5], що потенційна енергія деформованого стану підшипника  $\Pi$  дорівнює сумі потенційних енергій  $\Pi_i$ , накопичених при деформуванні всіх тіл кочення (кульок) в контактних групах, а величина контактної деформації в кожній контактній групі  $\delta_i$  визначається взаємним положенням кілець підшипника.

Рівняння рівноваги для фіксованого кута повороту внутрішнього кільця підшипника записуються у вигляді:

$$P_x - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta x_F} = 0; \quad P_y - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta y_F} = 0; \quad P_z - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta z_F} = 0,$$

де  $P_x, P_y, P_z$  – складові контактної навантаження в  $i$ -ї контактній групі.

На даних залежностях базується теоретичне дослідження взаємозв'язку зміщень центру внутрішнього кільця неідеального радіально-упорного кулькового підшипника з деформацією його зовнішнього кільця. Для дослідження було обрано шпиндельний радіально-упорний кульковий підшипник SEA 35 фірми SNFA [6]. Основні параметри підшипника: габаритні розміри  $d \times D \times B = 35 \times 47 \times 7$  мм, кут контакту  $\alpha_0 = 15^\circ$ , діаметр кульки  $d_w = 3,17$  мм, число кульок  $z = 26$ , радіуси по дну жолоба і поперечного перетину жолоба доріжки кочення внутрішнього кільця ідеального підшипника  $H_{20} = 18,914$  мм і  $r_{20} = 1,623$  мм. Для розрахунків обрано величину попереднього осьового натягу  $Q_0 = 370$  Н. Похибки виготовлення підшипника обирались за середньо-імовірнісними спектрами похибок геометрії бігових доріжок кілець і різнорозмірності кульок для підшипників 2-го класу точності [7].

$$\Pi = \sum_{i=1}^z \Pi^i = \frac{2}{5} \cdot K_F \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i \cdot 5/2} \quad (3)$$

де  $\Delta x_F, \Delta y_F, \Delta z_F$  – складові вектора  $\delta_F$  узагальненої похибки положення центру внутрішнього кільця підшипника відносно початкового стану внаслідок дії зовнішнього навантаження  $P = (P_x, P_y, P_z)^T$ ;  $K_F$  – коефіцієнт Г.Герца;  $z$  – число контактних груп (кульок) в підшипнику.

З врахуванням (1) і (3) система рівнянь (2) набуває вигляду:

$$\begin{cases} K_F \cdot \cos \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z P_x^i = P_x \\ K_F \cdot \cos \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z P_y^i = P_y \\ K_F \cdot \sin \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z P_z^i = P_z = Q_0 + \Delta P_z \end{cases}, \text{ або } \begin{cases} K_F \cdot \cos \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z (\omega_F^{i \cdot 3/2} \cdot \cos \theta_0^i) = P_x \\ K_F \cdot \cos \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z (\omega_F^{i \cdot 3/2} \cdot \sin \theta_0^i) = P_y \\ K_F \cdot \sin \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i \cdot 3/2} = P_z = Q_0 + \Delta P_z \end{cases} \quad (4)$$

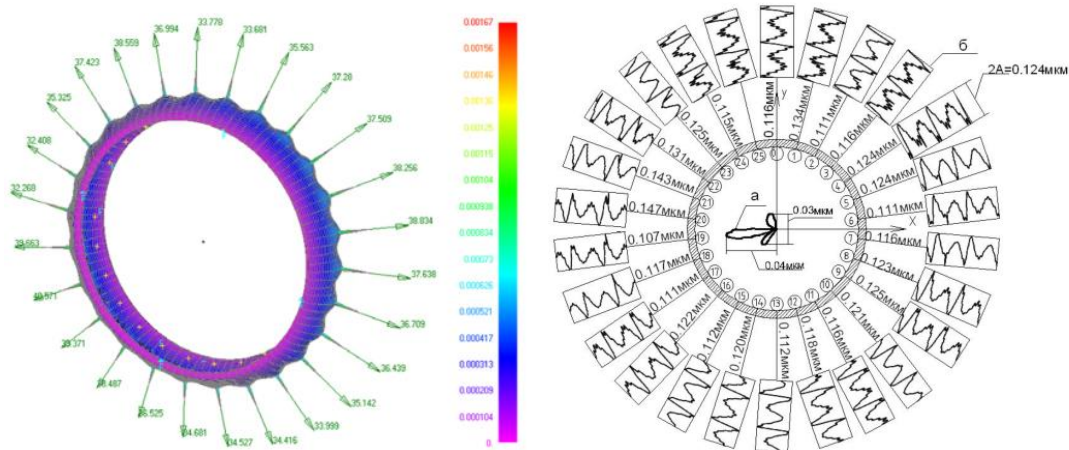


Рис.13. Приклад розрахунку пружно-деформованого стану підшипника на одному оберті комплекту кульок та траєкторія руху центру внутрішнього кільця

Сили, якими навантажувалось зовнішнє кільце підшипника, розраховувались за допомогою програми BearProj. Вони прикладались в точки контакту кульок з кільцем. Для спрощення процедури розрахунку деформацій при обертанні комплекту кульок, була прийнята інверсна послідовність дій. Тобто, розрахунки здійснювались в одному і тому ж фіксованому положенні комплекту сил, а значення цих сил змінювались відповідно до результатів їх розрахунку для послідовних поворотів комплекту кульок відносно зовнішнього кільця. Отримано масив поверхонь деформування зовнішнього кільця (рис. 13.), за допомогою якого шляхом

послідовного розвороту отриманих поверхонь було відтворено власне процес деформування.

В роботі [6] розроблено модуль діагностики побудований на основі методу автоматичного діагностування та відповідає за визначення найбільш ймовірної причини виявленої зміни стану агрегату, тобто виду та місця виникнення дефекту. Модулі для різних рівнів системи та різної кількості точок контролю на агрегаті можуть здійснювати діагностику різної глибини. Усі не включені в групу дефектів, що розпізнаються конкретним діагностичним модулем, або групи дефектів система відносить до непізнаних змін стану агрегату, а ступінь їх небезпеки для продовження експлуатації визначається модулем моніторингу стану.

Режим ідентифікації дефектів запускається із заданою періодичністю або за подією. При цьому для діагностування використовуються зони стану діагностичними параметрами є компоненти, виділені з вузькосмугових спектрів. ПЗ «АРМ оператора» та «АРМ діагноста» можуть розташовуватися на тому ж комп'ютері, що й ПЗ «Сервер додатків» або на будь-якому комп'ютері локальної мережі та дозволяють отримати доступ до вихідної інформації системи. ПЗ «АРМ оператора» слугує для відображення обмеженого обсягу інформації для швидкого сприйняття та прийняття рішень. До такої інформації відноситься мнемосхема контрольованого обладнання з кольоровими індикаторами стану (рис. \_\_\_\_), а також узагальнена інформація про результати моніторингу та діагностики.

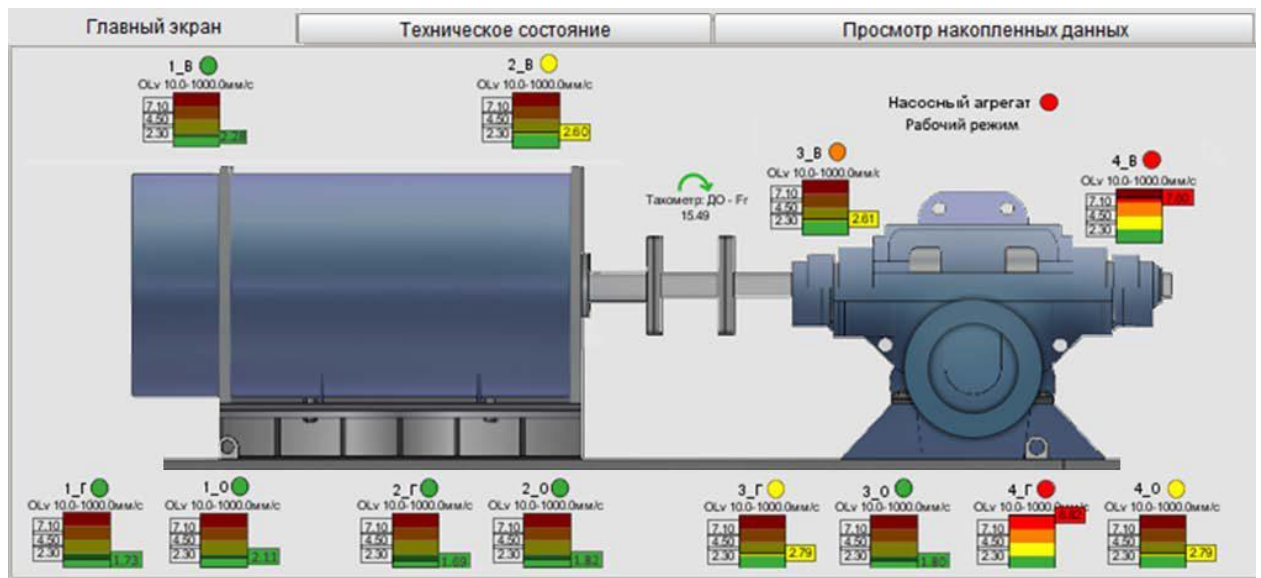


Рис. \_\_\_\_ – Головной экран системы диагностики с мнемосхемой контролируемого оборудования та индикаторами стану

За допомогою ПЗ «АРМ діагноста» можна отримати весь обсяг інформації як узагальненої, так і детальної. Зокрема, доступна інформація про ретроспективу будь-якого параметра, який вимірюється системою, параметри виявлених трендів, результати аналізу спектрів, а також інша інформація в різній формі – табличній, графічній, текстовій.

Для прив'язки системи до об'єктів контролю необхідно для кожної машини:

- налаштувати дерево її елементів (вузли, точки контролю);
- налаштувати види вимірювань діагностичних параметрів;
- задати параметри їх накопичення та обробки;
- вказати режими роботи та способи їх визначення, встановити зв'язки точок контролю з каналами підключених вимірювальних пристроїв;
- підключити готовий або розробити новий діагностичний модуль за допомогою розробленого способу конфігурації діагностичних вирішальних правил з урахуванням параметричних і просторових ознак (рис. \_\_\_\_).

Основная информация | **Диагностический модуль** | Схема прорезивания | Редактор мнемосхемы | Внешние ключи

Описание модуля  
Диагностический модуль насоса

Общие данные | Параметры расчета

Режим 3

Обновить результаты

Признаки | Матрицы

Редактировать

Матрица весовых коэффициентов

| Параметры | T.1        | T.2        | T.3        | T.4        |
|-----------|------------|------------|------------|------------|
| 1*Fар     | 01.A [1.0] | 01.A [1.0] | 01.A [1.0] | 01.A [1.0] |
|           | 02.B [1.0] | 02.B [1.0] | 02.B [1.0] | 02.B [1.0] |
|           | 03.B [1.0] | 03.B [1.0] | -          | -          |
|           | -          | -          | 04.B [1.0] | 04.B [1.0] |
| 2*Fар     | 02.A [0.7] | 02.A [1.0] | 02.A [1.0] | 02.A [0.7] |
|           | 05.B [1.0] | 05.B [0.5] | -          | -          |
|           | 06.B [0.5] | 06.B [1.0] | -          | -          |
| (3-6)*Fар | 02.A [0.5] | 02.A [0.7] | 02.A [0.7] | 02.A [0.5] |
|           | 05.B [0.7] | 05.B [0.3] | -          | -          |
|           | 06.B [0.3] | 06.B [0.7] | -          | -          |
| 1*Fл      | 03.A [1.0] | 03.A [1.0] | -          | -          |
| (2-3)*Fл  | 02.A [0.5] | 02.A [0.5] | -          | -          |

Перечень дефектов

- 1 Дисбаланс ротора
- 2 Несоосность валов
- 3 Дефекты потока
- 4 Дефекты электромагнитной системы
- 5 Дефект подшипника скольжения (Т.1)
- 6 Дефект подшипника скольжения (Т.2)
- 7 Дефект подшипника скольжения (Т.3)
- 8 Дефект подшипника скольжения (Т.4)

Создать дефект | Редактировать | Удалить дефект

Рис. \_\_\_\_ – Конфігурація діагностичного модуля у системі [6]

До складу діагностичної системи можуть включатися виконавчі пристрої різного призначення, зокрема контролери аварійної сигналізації або управління агрегатами. Виконавчі пристрої підключаються до інформаційної мережі або для їх підключення формується додаткова (керуюча) мережа. Також система має можливість обміну даними із зовнішніми системами за допомогою пристрою перетворення даних.

## **2 ВИБІР ТА ХАРАКТЕРИСТИКА ВИМІРЮВАЛЬНИХ ПРИЛАДІВ, ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ ТА ІНШИХ ВУЗЛІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ**

### **2.1 Розрахунок динамічних характеристик обладнання**

При визначенні параметрів вібровимірювальних перетворювачів, як правило, застосовується відносний метод вимірювань, при якому в якості зразкового датчика використовується акселерометр, який встановлюється співвісно з вивіреном датчиком. Таким чином, на датчики впливає ідентичне прискорення, і показання зразкового акселерометра використовуються для визначення коефіцієнта перетворення вивіреного датчика за формулою (1). Рекомендований рівень віброприскорення при проведенні вібровипробування відносним методом згідно з ГОСТ Р 8.669-2009 повинен становити не менше  $10 \text{ м / с}^2$  [2].

Самою простою вібрацією є гармонійна вібрація, це коли тіло здійснює синусоїдальні коливання. При цьому зміщення коливної точки  $s$  (вібропереміщення) в момент часу  $t$ :  $s = s_a (\sin \omega t + \varphi)$ , (1.1) або  $s = s_a (\cos \omega t + \varphi)$ , (1.2) де  $s_a$  - амплітуда зміщення;  $\omega = 2\pi f$  - кругова частота коливань;  $f = 1 / \tau$  - частота коливань;  $\tau$  - період коливань;  $\varphi$  - початкова фаза коливань. Найпростіший вид вібрації - це коливання або повторюваний рух об'єкта біля положення рівноваги. Цей тип вібрації можна назвати загальною вібрацією, тому що тіло переміщається як єдине ціле і всі його частини мають однакову за величиною і напрямком швидкість. Положенням рівноваги називають такий стан, в якому тіло перебуває в стані спокою або положення яке воно займе, якщо сума діючих на нього сил дорівнює нулю. Коливальний рух твердого тіла може бути повністю описано у вигляді комбінації шести найпростіших типів руху: поступального в трьох взаємно перпендикулярних напрямках ( $x, y, z$  в декартовій системі координат ) і обертового щодо

трьох взаємно перпендикулярних осей ( $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$ ). Будь яке складне переміщення тіла можна розкласти на ці шість простих складових.

В даний час для вимірювання динамічних процесів, таких як імпульси тиску, вібрації і т.д. Найбільш широко застосовуються п'єзоелектричні перетворювачі, дія яких заснована на прямому п'єзоефекті в деяких кристалічних матеріалах. Раніше п'єзоелектричні перетворювачі використовували тільки при вимірюванні прискорень в високочастотному діапазоні вібрацій. Зараз розроблені системи, що дозволяють використовувати подібні перетворювачі для вимірювання віброшвидкості і вібропереміщення при частотах вібрації від одиниць і навіть десятих часток герца.

Системи вимірювання та аналізу вібрації являють собою сукупність пристроїв, що забезпечують розв'язання комплексу задач, які стоять перед дослідниками при вивченні впливу вібрації на різні об'єкти, відпрацюванні рівномірних конструкцій, випробуванні виробів на міцність і вібростійкість, а також при вібродіагностуванні.

Вони можуть бути розділені на окремі групи:

- найпростіші вимірювальні вузькоцільового призначення;
- вимірювальні багатофункціональні;
- аналого-цифрові;
- автоматизовані системи [1].

1. Найпростіші вузько цільові системи. Вони містять віброперетворювач, вимірювальний блок і призначені для вимірювання окремих параметрів вібрації. Ці системи звичайно застосовуються для окремих вібрацій в польових умовах. Оскільки вони мають невисокі технічні дані і швидкість, у них можуть використовуватися узгоджуючі підсилювачі, які дають інформацію про переміщення, швидкості, прискорення на дискретних частотах вібрації. При цьому Схема найпростішої вузько цільової системи наведена на рис. 1, де 1 - віброперетворювач; 2 - віброметр з підсилювачем заряду; 3 - динамічний

аналізатор; 4 - слідкуючий фільтр; 5 - розгортальний генератор; 6 – двокоординатний самопис.

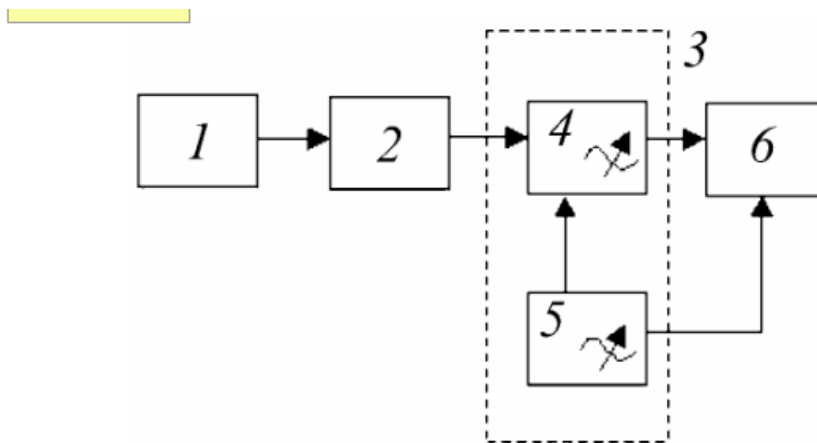


Рис.14. Схема найпростішої вузько-цільової системи

Вхідні і вихідні імпеданси та рівні сигналів у загальному випадку узгоджуються за допомогою перехідних пристроїв, а в деяких випадках, наприклад в агрегатних системах фірм "Брюль і К'єр" (Данія) та "Едевко" (США), ці параметри узгоджені з метою полегшення їх взаємоз'єднання.

Аналого-цифрові системи мають пристрої, що перетворюють аналоговий сигнал у цифровий і навпаки. Схема такої системи показана на рис. 15. Система може виконувати спектральний аналіз випадкової вібрації, визначати автокореляційну і взаємну кореляційну функції, вимірювати передавальні функції, аналізувати вібрацію за спектральною, взаємною спектральною і квадратичною спектральною щільністю, виконувати аналіз резонансних частот.

Аналого-цифрова система НМВ (Японія) виконує вказані функції в діапазоні частот 0...25 кГц, результати виводяться на моніторі.

Для вимірювання та аналізу випадкової вібрації розроблені системи, в яких використані цифрові корелятори. Вони побудовані відповідно до алгоритму, в якому визначення кореляційної функції здійснюється за дискретними значеннями досліджуваного процесу. При цьому визначають автокореляційну функцію.

$$R_x(\tau) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=0}^n x_i(t)x_i(t+\tau).$$

Алгоритм дисперсії має вигляд

$$D[x(t)] = \frac{1}{n-1} \sum_{i=0}^n x_i^2,$$

де  $n$  - параметр усереднення.

Структурна схема системи для визначення та аналізу параметрів вібрації шляхом вимірювання автокореляційної і взаємної кореляційної (функцій наведена на рис. 15, де 1, 2 - віброперетворювачі; 3, 4 - передпідсилювачі заряду; 5, 6 - вимірювальні підсилювачі; 7 - пульт керування; 8 - блок вимірювання передавальних функцій; 9 - блок вимірювання функції щільності ймовірності; 10 - швидкодіючий корелятор; 11 - блок проміжної пам'яті; 12 - електронно-променевий осцилограф; 13 - самопис рівня; 14 - графопобудовник; 15 - телетайп.

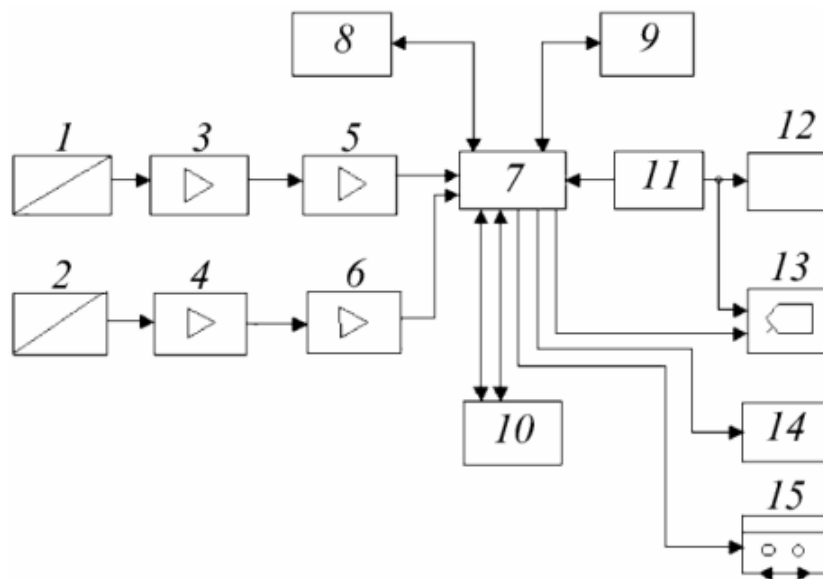


Рис.15. Схема аналого-цифрової системи

Ця система розроблена фірмою ДИК (Японія) для аналізу вібрацій. Система багатоканального вимірювання та аналізу вібрацій. Принципова схема системи багатоканального вимірювання та аналізу вібрацій наведена на рис. 16. Система має перехідний пристрій, призначений для узгодження виходів вимірювальної апаратури з входами обчислювального комплексу.

Крім того, в систему введені модуль керування комутаторами обчислювального комплексу, аналого-цифровий перетворювач (АЦП), пристрої введення-ви-ведення з клавіатурою [11].

На рис. 16 є такі позначення: 1 - об'єкт керування з вібростендом і віброперетворювачами; 2 - апаратура ПВ-10К; 3 - перехідний пристрій; 4 – обчислювальний комплекс М-6000; 5 – підсилювач потужності; 6 - система керування вібраційними установками; 7 - пристрій введення перфострічки; 8 - пристрій виведення перфострічки; 9 - аналогоцифровий перетворювач; 10 – модуль керування комутаторами; 11 - пристрій друку з клавіатурою.

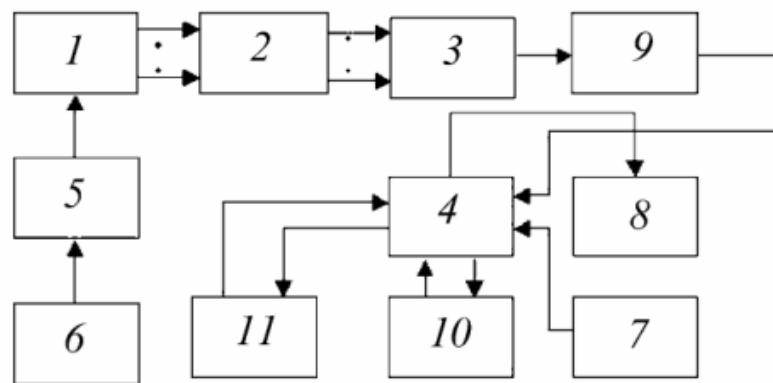


Рис. 16. Схема системи багатоканального вимірювання та аналізу вібрацій

Апаратура спектрального віброакустичного аналізу повинна забезпечувати можливість обробки електричних сигналів з різних електромеханічних перетворювачів, що використовуються в кожному окремому випадку діагностики з метою отримання більш інформативних даних з п'єзоелектричних або електромагнітних датчиків сили, тиску, кінематичних величин вібрації, тензодатчиків [3].

Апаратура повинна забезпечувати можливість проведення вимірювань спектральних характеристик вібрації з виконанням багатоканального синхронного і синфазного аналізу. Це дозволяє за розподілом у просторі амплітуди вібрації на досліджуваній частоті здійснювати локалізацію інтенсивного джерела, оскільки звичайно біля такого джерела рівні

вібрації мають великі значення; отримувати інформацію про фазові і кореляційні співвідношення між коливаннями різних точок або між силами, що діють у різних вузлах. Указані дослідження можуть бути виконані вимірювальним комплексом. На блок-схемі установки з аналоговою обробкою спектральних характеристик вібрації (рис. 17) 1 - датчики; 2 - передпідсилювачі; 3 - комутатори; 4 - вимірювальні підсилювачі; 5 - аналізатори; 6 - фазообертач; 7 - вимірники взаємних спектрів; 8 - середньоквадратичні детектори; 9 - аналізатор обвідних; 10 - багатоканальний АЦП; 11 - ЕОМ; 12 - багатоканальний магнітофон.

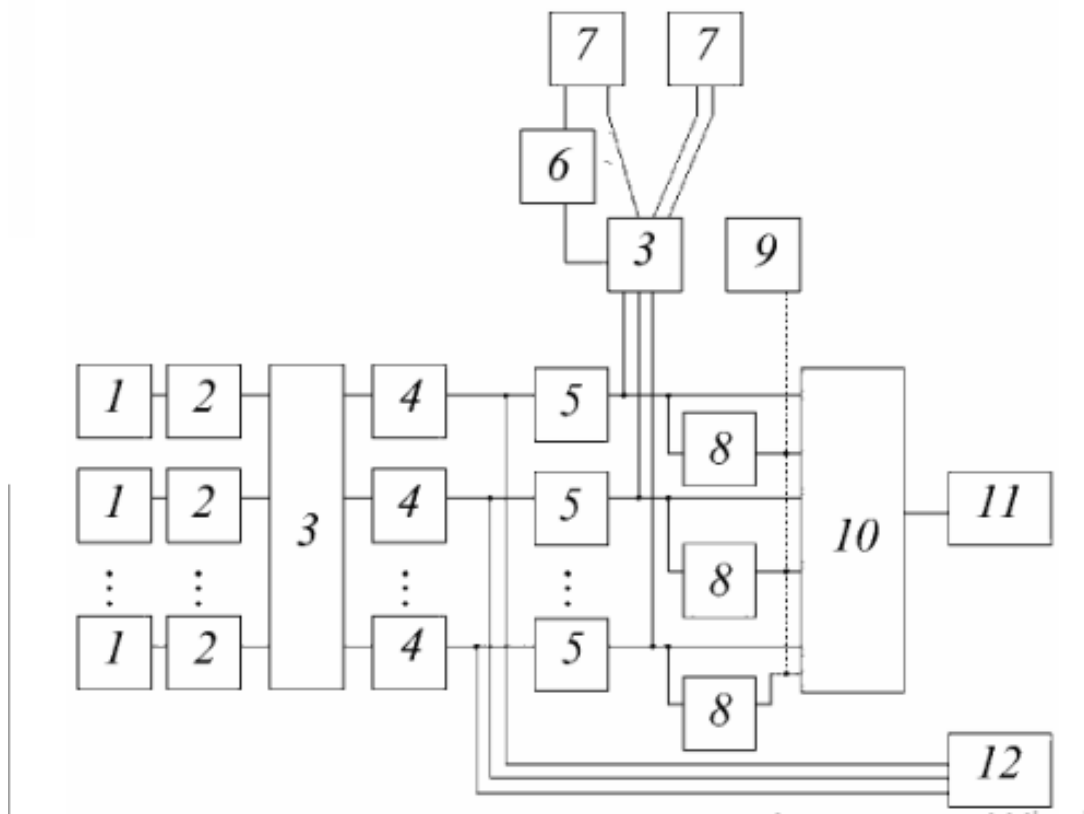


Рис.17. Блок-схема установки з аналоговою обробкою спектральних характеристик вібрацій

Ця інформація допомагає виявити особливості динамічних процесів у механізмі, форми його коливань і побудувати математичну діагностичну модель.

## **2.2 Вибір координат вимірювання та схеми діагностичних точок обладнання**

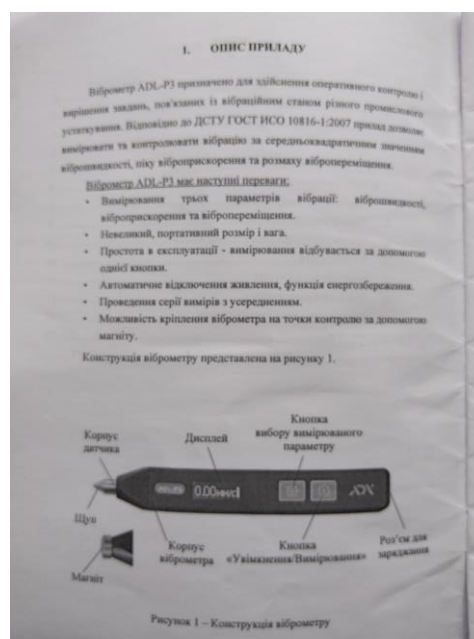
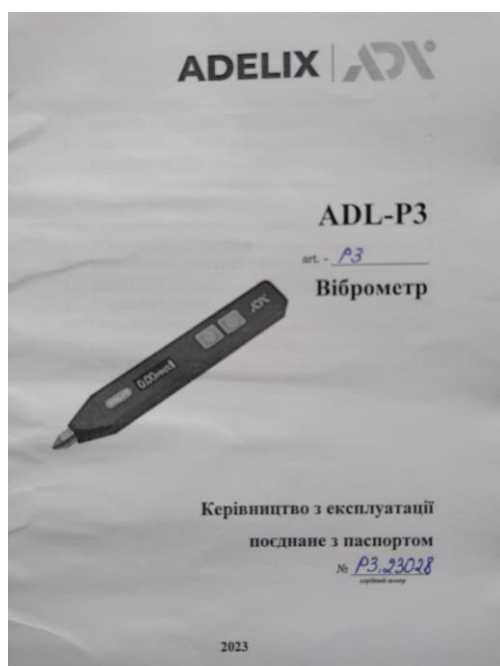
При установці перетворювача на досліджуваному об'єкті перетворювач сприймає вібрацію об'єкта. Внаслідок прагнення інерційного елемента зберегти стані спокою, п'єзоелемент деформується від дії на нього інерційної сили  $F = ma$ , де  $m$  - маса інерційного елемента, а  $a$  - прискорення об'єкта. Так як деформація п'єзоелемента і виникає при цьому електричний заряд пропорційний прискоренню, то ці перетворювачі часто називають п'єзо акселерометрів [3].

Основними перевагами п'єзоакселерометрів є широкий діапазон робочих частот, мала чутливість до магнітних полів, велика вібраційна і ударна міцність, можливість створення перетворювачів з малими розмірами і масою. Для підвищення ударної міцності застосовують додаткове притискання інерційної маси до п'єзоелементів, як це зроблено в акселерометрах типу 1Па-6 і 1Па-7. Для підвищення чутливості перетворювачів збільшують інерційну масу, застосовують п'єзокераміки, які володіють високим п'єзо модуль, а також використовують згинальну деформації п'єзоелемента. Як приклад високочутливих акселерометрами, побудованих з використанням принципу вигинистих деформацій, можна привести вітчизняні акселерометри Д19, ІС-598 і ІС598А. Поряд з чутливістю, однією з найважливіших характеристик датчиків вібрації є частотний діапазон. Для зниження нижньої межі частотного діапазону в якості попередніх підсилювачів застосовують підсилювачі заряду, а збільшення верхньої граничної частоти досягається зниженням маси датчика і якісним кріпленням його до об'єкту (наприклад, за допомогою нарізного сполучення). Для зменшення маси корпусу акселерометра його виготовляють з матеріалів малої щільності типу титану і алюмінію.

## Характеристики п'єзоелектричних перетворюю

| Модель         | Чутливість<br>мВ*с <sup>2</sup> /м | Fr<br>Гц | Граничне<br>прискорення м/с <sup>2</sup> | Маса, г | Розміри, мм |
|----------------|------------------------------------|----------|------------------------------------------|---------|-------------|
| Вітчизняні     |                                    |          |                                          |         |             |
| ИС-312         | 0,05-0,15                          | 80       | 2000                                     | 22      | -           |
| ІПА-6          | 3,0-4,0                            | 25       | 10000                                    | 48      | Ø20×30      |
| ІПА-7          | 0,5                                | 48       | 15000                                    | 30      | Ø20×24      |
| Д-14           | 2,5                                | 28       | 10000                                    | 27      | Ø16×29      |
| Д-19           | 20                                 | -        | -                                        | 100     | Ø42,5×43,5  |
| «Брюль і Кьер» |                                    |          |                                          |         |             |
| 4349           | 0,6-1,2                            | 40-50    | 20000                                    | 18      | -           |
| 4332           | 6                                  | 25       | 1000                                     | 30      | Ø17×22      |
| 4335           | 2                                  | 35       | 2000                                     | 18      | Ø14×20      |

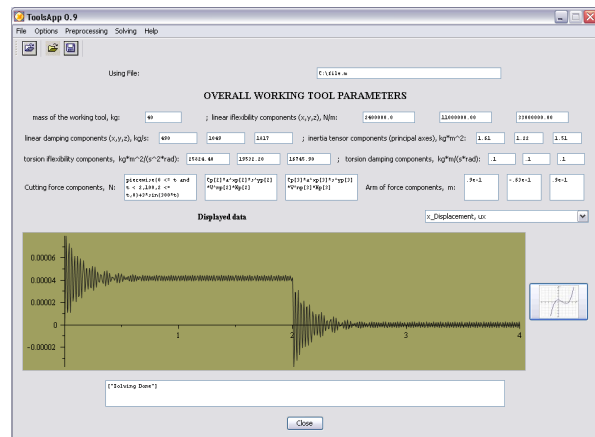
Пропонується використовувати портативний віброметр фірми ADL, технічні характеристики, якого наведені нижче.



Пропонується використовувати портативний віброметр фірми ADL у поєднанні з авторською програмою «ToolsApp» (рис. 18), що призначено для аналізу динаміки механічних систем - машин, механізмів і обладнання [3, 4].



а)



б)

Рис.18. Наявні на кафедрі Автоматизації, робототехніки і мехатроніки ХНТУ вимірювальні засоби (а) і програмне забезпечення (б)

**4.3 Проведення вимірювання**

Для проведення вимірювання виконайте наступні дії:

Прийміть до точки вимірювання щуп віброметра, або встановіть віброметр на магніт, утримуючи ADL-P3 перпендикулярно площині. Переконайтеся, що чутливий елемент щільно контактує з досліджуваною поверхнею, докладаючи зусилля приблизно 5-20Н (0,5-2 кгс), щоб забезпечити повну передачу вібрації досліджуваного об'єкта на прилад.

Натисніть і утримуйте кнопку вимірювання , прилад тепер знаходиться у режимі виконання вимірів. Якщо відпустити кнопку на цьому етапі, значення вимірювання буде відображатися упродовж 30 секунд, потім прилад автоматично відключиться. При необхідності вимкнення приладу примусово – потрібно натиснути та утримувати кнопку вибору параметрів вимірювання .

Щоб перейти до режиму вимірювання з усередненням – короткочасно натисніть кнопку . Буде виконано 10 замірів (16 сек.), а на екрані з'являться остаточні усереднені результати вимірювання.

Переключення відображення параметрів вібрації (СКЗ віброшвидкості, пік віброприскорення, розмах вібропереміщення та пік-фактор) проводиться за допомогою кнопки .

Коли індикатор заряду акумулятора  опуститься нижче допустимої межі, потрібно зарядити акумулятор підключивши зарядний кабель джерела постійного струму +5В (зарядний пристрій, повербанк, ПК).

| 2. КОМПЛЕКТ ПОСТАВКИ |                                                 |           |
|----------------------|-------------------------------------------------|-----------|
| №                    | Найменування                                    | Кількість |
| 1.                   | Віброметр                                       | 1         |
| 2.                   | Магніт                                          | 1         |
| 3.                   | Щуп (поперечно встановлений на віброметр)       | 1         |
| 4.                   | Кабель USB                                      | 1         |
| 5.                   | Адаптер живлення                                | 1         |
| 6.                   | Керівництво з експлуатації поєднане з паспортом | 1         |
| 7.                   | Гарантійний талон                               | 1         |
| 8.                   | Сумка для перенесення                           | 1         |

| 3. ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ |                                       |                                             |
|----------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------------|
| № п/п                      | Параметри                             | Значення                                    |
| 1.                         | Діапазон вимірювання віброприскорення | 0,1 м/с <sup>2</sup> - 200 м/с <sup>2</sup> |
| 2.                         | Діапазон вимірювання віброшвидкості   | 0,01 мм/с - 200 мм/с                        |
| 3.                         | Діапазон вимірювання вібропереміщення | 2мкм- 2000 мкм                              |
| 4.                         | Полоса пропускання                    | 10 Гц - 1 кГц                               |
| 5.                         | Відносна похибка:                     | ± 5 %                                       |
| 6.                         | Екран                                 | OLED, 0,91", 128x32                         |
| 7.                         | Живлення                              | Акумулятор Li-Pol, 3,7В                     |
| 8.                         | Ємність акумулятора                   | 370 mAh                                     |
| 9.                         | Температура експлуатації              | -10 °C - +55 °C                             |
| 10.                        | Відносна вологість                    | < 85%                                       |
| 11.                        | Розміри (Ш×Г×В)                       | 146 × 23 × 15 мм                            |
| 12.                        | Вага                                  | 75 г (без щупа та магніта)                  |

#### 4. ВИКОРИСТАННЯ ЗА ПРИЗНАЧЕННЯМ

##### 4.1 Підготовка приладу до використання

Перед використанням необхідно ретельно оглянути прилад щодо зовнішніх пошкоджень. Перевірте заряд акумулятора та кріплення магніту до приладу.

##### 4.2 Використання приладу

Як правило, вимірювання проводяться в різних точках у двох-трьох взаємно перпендикулярних напрямках, що дає можливість одержати набір значень параметрів вібрації. Під рівнем вібрації машини розуміють максимальне значення вібрації, яке вимірюється в одній точці або групі точок у вибраних напрямках, за певних умов і в стійкому режимі роботи.

4.2.1 Стан вібрації машин багатьох типів може бути оцінений за рівнем вібрації однієї точки вимірювання. Однак для деяких машин такий підхід неприпустимий і рівні вібрації повинні визначатися на основі незалежних вимірювань у ряді точок.

##### 4.2.2 Точки виміру

Вимірювання повинні проводитися на підшипниках, корпусах підшипників або інших конструктивних елементах, які максимально реагують на динамічні сили та характеризують загальний стан вібрації машини. Типові приклади розташування точок виміру показані на рисунках 2.1а - 2.1д. (Докладніше див. ДСТУ ГОСТ ІСО 10816-1:2007).



Рисунок 2.1а - Точки вимірювання на опорі підшипника



Рисунок 2.1б - Точки вимірювання на корпусі підшипника

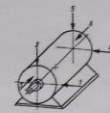


Рисунок 2.1в - Точки вимірювання на невеликих електричних машинах

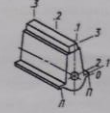


Рисунок 2.1г - Точки вимірювання на двигуні



Рисунок 2.1д - Точки вимірювання на вертикально встановленій машині

Повну оцінку вібраційного стану великих агрегатів дають результати вимірювань у контрольованих точках у трьох взаємно перпендикулярних напрямках, як показано на рис. 2.1а - 2.1д. Як правило, така повнота вимірювань потрібна лише для приймально-здавальних випробувань. При оперативному управлінні один або два виміри зазвичай виконуються в радіальному напрямку (зазвичай горизонтальному та (або) вертикальному). Крім того, також можливий вимір осевої вібрації, зазвичай у місці розташування упорного підшипника.

Розташування точок вимірювання для машин конкретних типів має бути вказано у відповідних стандартах для машин цих типів.

Пристрій не має блоку пам'яті для зберігання даних, тому записувати дані потрібно вручну.

#### 1. ISO 2372 Ступінь вібрації машини (NEMAMG1-12.05)

##### Потілки.

I клас включає в себе малий двигун (менше 15 кВт), клас II - середній двигун (15 кВт - -75 кВт), клас III - великий двигун (тверда основа), клас IV - великий двигун (нежорстка основа).

Результат повинен бути отриманий в трьох перпендикулярних напрямках корпусу підшипника.

| Швидкість (середньоквадратична) мм/с | I          | II         | III        | IV         |
|--------------------------------------|------------|------------|------------|------------|
| 0,28                                 | Відмінно   | Відмінно   | Відмінно   | Відмінно   |
| 0,45                                 |            |            |            |            |
| 0,71                                 |            |            |            |            |
| 1,12                                 | Гарно      |            |            |            |
| 1,8                                  |            | Гарно      |            |            |
| 2,8                                  | Погано     |            | Гарно      |            |
| 4,5                                  |            | Погано     |            | Гарно      |
| 7,1                                  | Заборонено |            | Погано     |            |
| 11,2                                 |            | Заборонено |            | Погано     |
| 18                                   |            |            | Заборонено |            |
| 28                                   |            |            |            | Заборонено |
| 45                                   |            |            |            |            |

#### 2. Максимально допустима вібрація двигуна потужністю понад 1 к. с. (NEMAMG 1-12.05)

| Швидкість обертання (об/хв) | Значення повного розмаху коливання (µm) |
|-----------------------------|-----------------------------------------|
| 3000-4000                   | 25,4                                    |
| 1500-2999                   | 38,1                                    |
| 1000-1499                   | 50,8                                    |
| 999 або менше               | 63,6                                    |

##### Примітка:

Для двигунів змінного струму ці значення наведені для найвищої швидкості синхронного обертання; для двигунів постійного струму - для найвищої швидкості; для двигунів послідовного збудження та для багатифункціональних двигунів - для робочої швидкості.

13

#### 3. Максимально допустима вібрація великого асинхронного двигуна (NEMAMG 1-20.52)

| Швидкість обертання (об/хв) | Значення повного розмаху коливання (µm) |
|-----------------------------|-----------------------------------------|
| 3000 і більше               | 25,4                                    |
| 1500-2999                   | 50,8                                    |
| 1000-1499                   | 63,6                                    |
| 999 або менше               | 76,2                                    |

Для вищезазначених стандартів встановлені Національною Асоціацією Електричних Виробників (NEMA).

#### 4. Максимальна вібрація, дозволена для короткозамкнутого асинхронного електродвигуна (APISTD541)

| Ізохронна швидкість обертання | Значення зсуву від піку до піку (µm) |                |
|-------------------------------|--------------------------------------|----------------|
|                               | еластична основа                     | жорстка основа |
| 720-1499                      | 50,8                                 | 63,6           |
| 1500-2999                     | 38,1                                 | 50,8           |
| 3000 і більше                 | 25,4                                 | 25,4           |

Вищезазначений стандарт встановлений Американським Інститутом Нафтової Промисловості.

#### 5. ISO 2373 стандарт якості двигунів відповідно до коливань швидкості вібрації.

| Рівень якості | Швидкість обертання | Висота осі Н (мм) коливання макс. швидкості (мм/с) |           |           |
|---------------|---------------------|----------------------------------------------------|-----------|-----------|
|               |                     | 80<H<132                                           | 132<H<225 | 225<H<400 |
| N (стандарт)  | 600-3600            | 1,8                                                | 2,8       | 4,5       |
| R (відмінно)  | 600-1800            | 0,17                                               | 1,12      | 1,8       |
|               | 1800-3600           | 1012                                               | 1,8       | 2,8       |
| S             | 600-1800            | 0,45                                               | 0,71      | 1,12      |
| (спеціальний) | 1800-3600           | 0,71                                               | 1,12      | 1,8       |

##### Примітка:

У таблиці вище, рівень якості N підходить для стандартних моторів. Якщо потрібно працювати з механізмом більш високого рівня ніж зазначено в таблиці, то можна отримати граничне значення, розділивши межу граничного значення рівня S на 1,6 або кратне йому значення.

З метою контролю вібраційного стану технічний засіб вимірювання повинен забезпечувати вимірювання широкосмугової вібрації в діапазоні частот від 10 Гц до більшої з двох частот: потроєної максимальної частоти обертання ротора в нормальних умовах роботи машини або 500 Гц

(рекомендується до 1000 Гц). Якщо той же засіб вимірювань припускають використовувати з метою контролю технічного стану та діагностування, то від нього може знадобитися аналіз вібрації у ширшому діапазоні частот, включаючи аналіз спектральних складових.

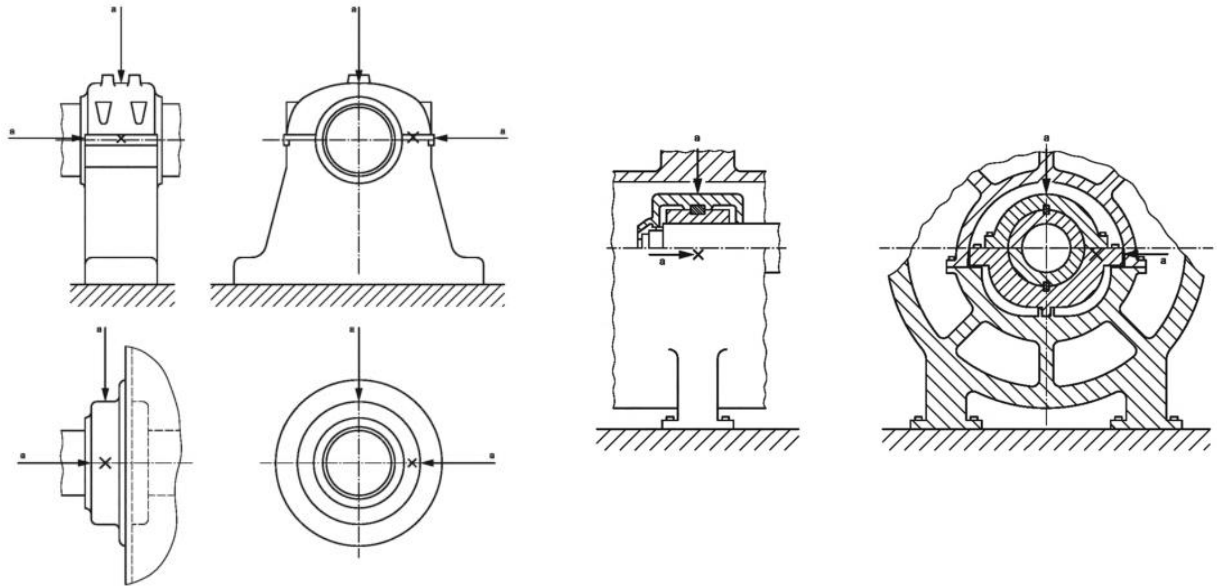


Рис. 19. Схема напрямків вимірювання вібрації підшипникових опор

Вимірювань у зазначених місцях зазвичай достатньо, щоб характеризувати вібраційний стан машини. Встановлено критерії оцінки вібраційного стану на основі досвіду експлуатації машин цього виду. Якщо для конструкції механічної системи характерне високе відношення маси підшипникових опор до маси ротора, то значення критеріїв вимірювань на корпусах/опорах підшипників можуть бути зменшені. В даний час використовують два види критеріїв вібраційного стану для роботи машини в режимі, що встановився - за абсолютним значенням контрольованого параметра і по зміні цього значення. Крім того, розглядаються додаткові критерії оцінки роботи машини в перехідних режимах.

## **РОЗДІЛ 3. Проектування автоматизованої системи моніторингу вібраційних характеристик та програмне забезпечення обробки даних**

### **3.1. Засоби спектрального аналізу вібраційних сигналів**

Коли визначені лінії спектру, що явно характеризують гармонійні складові, вирішується завдання уточнення їх параметрів – частоти  $F_g$  та рівня  $A_g$ . За рівень далі розуміється СКЗ або значення дБ, яке є характеристикою потужності компоненти оцінювання величини відповідного дефекту.

Важливим параметром також є частота, яка визначає точність подальшої ідентифікації природи гармоніки шляхом угруповання окремих гармонік у гармонійні ряди характерних частот. Для оцінки параметрів гармоніки використовують частоти та рівень максимального спектрального відліку, коли максимальне значення помилки визначення частоти дорівнює половині  $df$ , а помилка визначення амплітуди залежить від типу вагового вікна.

Спектральний аналіз застосовується не тільки для аналізу вихідного сигналу, але і для його огинаючої, виділеної в певній заданій високочастотній області. Використання спектра огинаючої є головним інструментом глибокого вібродіагностування підшипників кочення [2, 11, 45]. Механізм формування вібрації в багатьох вузлах роторного обладнання є нелінійним і є мультиплікативною комбінацією періодичних та випадкових компонентів, моделлю якої є сигнал, що описується формулою:

$$x(t) = (1 + m \cos \Omega t) \eta(t),$$

де  $1 + m \cos \Omega t$  – найпростіша моделююча гармонічна функція;

$\eta(t)$  – високочастотна стаціонарна випадкова складова.

При спектральному аналізі вихідного сигналу вібрації при такому характері взаємодій втрачається інформація про кожну компоненту, яка

входить до добутку. Як правило, діагностичну інформацію несе в собі модулюючий компонент, ефективним методом виділення якої є отримання огибаючої [11]. Огибаючу можна розглядати як залежність миттєвого СКЗ у певній частотній ділянці від часу. Важливою умовою отримання неспотвореної огибаючої випадкових модульованих процесів є відсутність у частотній області для її виділення порівнянних за потужністю гармонійних складових, биття яких також викликають періодичну зміну потужності [11].

Огибаючу можна отримати за допомогою аналогової техніки, використовуючи смуговий фільтр і детектор, або за допомогою цифрового аналізу шляхом отримання модуля комплексного сигналу, для чого за допомогою перетворення Гілберта знаходиться ортогональне доповнення для зміненого сигналу

$$\begin{cases} \hat{x}(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{t - \tau} d\tau; \\ x(t) = -\frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\hat{x}(\tau)}{t - \tau} d\tau, \end{cases}$$

де  $\hat{x}(t)$  і  $x(t)$  – пов'язані за Гілбертом функції,  $1/(t - \tau)$  – ядро перетворення.

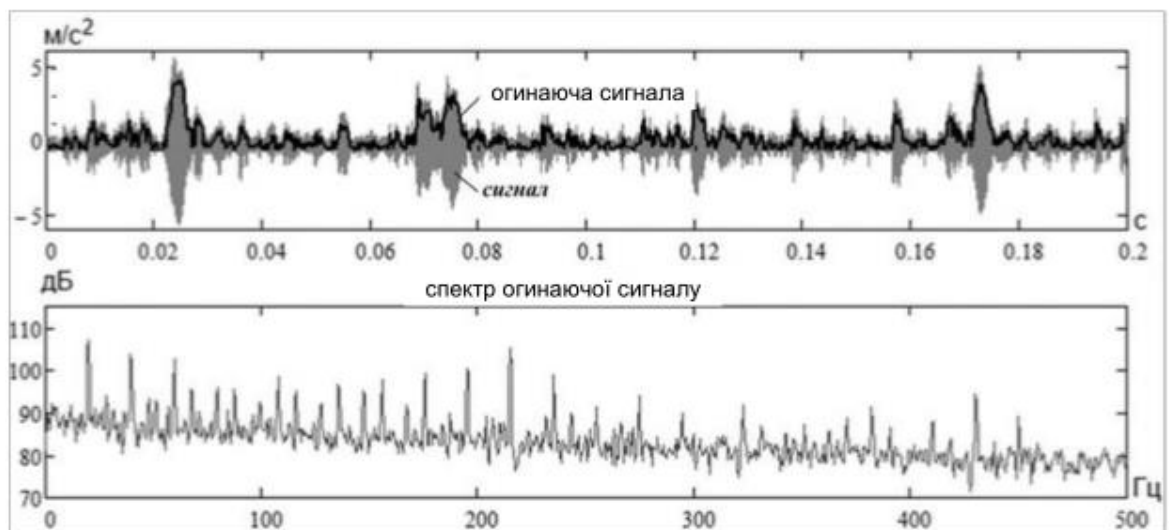


Рис.20. Огибаюча вібраційного сигналу та її спектр [25]

Більш надійним способом може бути визначення залежності глибини модуляції від співвідношення рівня гармонійної компоненти  $A_g$  до рівня фону  $A_f$  поблизу аналізованої гармоніки. Також дана оцінка дозволить визначити граничні умови такого відношення щодо параметрів гармоніки, оскільки значення діагностично значущої глибини модуляції відомі.

### **3.2. Алгоритм накопичення діагностичних параметрів.**

Для реалізації запропонованого підходу пропонується метод адаптації порогових значень, який здійснюється за допомогою організації накопичення діагностичних параметрів у кількох кільцевих буферах (накопичувачах результатів вимірювань).

У кожному буфері з заданою періодичністю (типова періодичність – половина довжини буфера) обчислюється середнє значення та інтервал зміни параметра й передається до наступного, більшого за тривалістю буфера. За рахунок усереднення відбувається згладжування несуттєвих для конкретного інтервалу часу флуктуацій, при цьому необхідна для аналізу форма тренду зберігається. Буфери організовані в такий спосіб: дані приймаються по мірі їх заповнення ; після заповнення буфера для прийому нового елемента найстаріший видаляється.

Буфери індексуються від 0, в якому знаходяться вихідні дані, індексація наступних – збільшується протягом зростання інтервалу згладжування та часового інтервалу оцінки. Базове значення даних, накопичених у поточний буфер, пропонується визначати за оцінкою нижньої межі інтервалу змін наступного буфера.

Пороги, що відраховуються від базового значення, пропонується визначати за статистичною оцінкою інтервалів зміни величини параметра на часових відрізках поточного та наступного буфера для мінімізації затримки, що з'являється при згладжуванні даних.

Останній буфер (архів) повинен накопичувати згладжені за попереднім буфером дані вимірювань за весь час спостереження. Самі значення порогів (відраховуються від базового значення) для накопичувача, крім останнього, визначаються з урахуванням величин природних флуктуацій параметра, визначених в ході набору статистики.

Способи побудови порогових значень та прогнозування часу їх досягнення наводяться нижче. Підхід з оцінки величин флуктуацій на різних часових інтервалах, як і стандартний, що використовує міру розкиду на всьому інтервалі оцінки, має недолік, пов'язаний із запізненням або відсутністю реакції на монотонне повільне зростання параметра, викликане деградацією, що з'явилася до початку накопичення статистики. Отже для останнього накопичувача (архіву), доцільно встановлювати поріг на задане число дБ (типове значення - 10 дБ для порога попередження) від базового значення, визначеного в цьому ж накопичувачі. Дані пороги, отримані для архіву, має сенс використовувати і для попереднього накопичувача, якщо обладнання до початку збору статистики давно перебуває в експлуатації.

На рис. 21 наведено блок-схему алгоритму накопичення даних для реалізації методу адаптації порогових значень [11]. Кожен буфер часового інтервалу  $Buf(i)$ , де  $i$  – індекс буфера ( $i=0$  – буфер з вихідними даними), містить  $L(i)$  елементів, кожен з яких є сукупністю трьох значень: дати-часу  $d$ , поточних значень рівня параметра  $M$  і значень інтервалів його змін  $K$ . Для ініціації передачі кожного накопичувача використовується лічильник  $C(i)$ , який на початку дорівнює нулю і збільшується на одиницю при отриманні нового елемента ( $d, M, K$ ). При досягненні лічильником заданого значення  $T(i)$  ініціюється передача елементів наступного буфера.

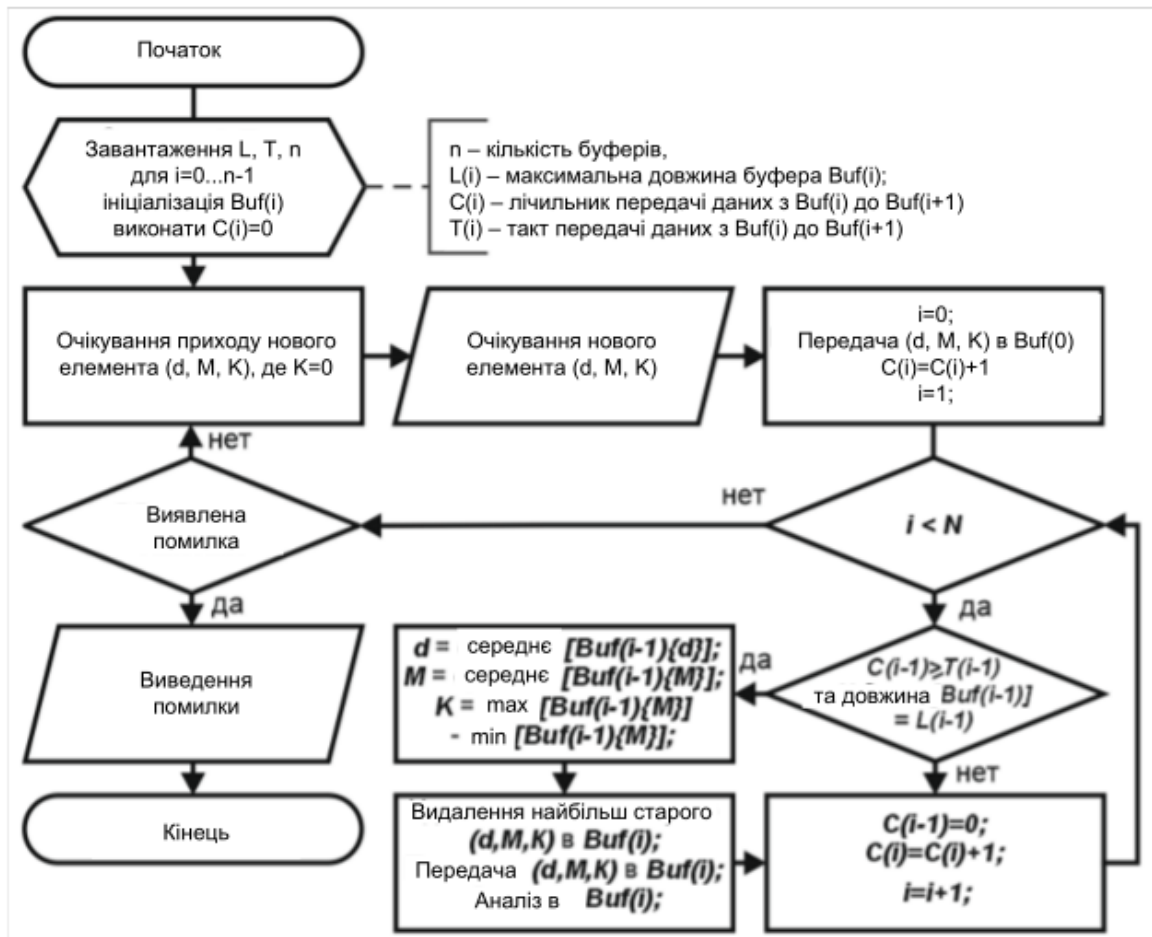


Рис.21. Блок-схема алгоритму організації накопичення даних [11].

Виходячи з особливостей, описаних вище, можна сформулювати такі вимоги до автоматичного аналізу спектрів вібрації машин:

1. Повинні ідентифікуватися викиди спектральних відліків, що відповідають гармонійним складовим спектру, за якими має визначатися їх частота та рівень.

2. Зі спектру повинна отримуватися інформація про розподіл потужності випадкових складових за рахунок видалення знайдених гармонійних складових.

3. Повинне відбуватися визначення параметрів гармонійних складових при девіації частоти обертання, характерної для суднових умов.

4. Має бути передбачено спосіб оцінки стабільності частоти обертання за відсутності датчика оборотів (неможливості його установки).

### **3.3. Розробка програмного забезпечення для моделювання та цифровізації автоматизованої системи моніторингу стану підшипникових вузлів**

Моніторинг вібрації підшипників пропонується як завдання Цифрової Фабрики — розробка моделей, що випускаються з використанням засобів цифрового проектування і моделювання. Такі засоби починають використовувати ще на стадії досліджень і розробок, а закінчують створенням «цифрового макета» (Digital Mock-Up, DMU), «цифрового двійника» (Digital Twin).

З метою цифровізації виробництва необхідно забезпечення персоналу мобільними платформами, установка на обладнання датчиків і промислових контролерів. Установка нового обладнання, яке спочатку вже оснащене цифровими інтерфейсами. Ідентифікація фізичних об'єктів підприємства.

З вищезазначеного огляду пропонується в наступному:

Забезпечення за допомогою мобільних платформ синхронізації даних автоматизованої системи планування та даних, отриманих від обладнання, оперативне корегування планів. Забезпечення достовірності та корисності оперативної інформації.

Перехід до завдань планування в реальному масштабі часу на основі достовірної інформації про хід виробничих процесів.

Забезпечення автоматичної реакції системи управління на більшість виробничих ситуацій. Тобто це рішення, яке вироблено індивідуально для конкретного обладнання, яке індивідуально налаштовується і завдяки цьому система зможе запускати автоматичні реакції на виробничі події з виробництва.

Необхідна побудова цифрового двійника підприємства (Digital Twin). Рішення завдання візуалізації реального стану справ на підприємстві. Вироблення чітких правил, за якими можна виявити відхилення від норми, що відбулися при виконанні виробничих і бізнес-процесів.

Необхідність контролю вібрації потрібна з трьох основних причин:

1. Усі машини є джерелом вібрації.
2. Виникнення та розвиток механічних ушкоджень (несправностей) зазвичай супроводжується підвищенням рівня вібрації.
3. Характер та ступінь розвитку несправності можна визначити за характеристиками вібрації.

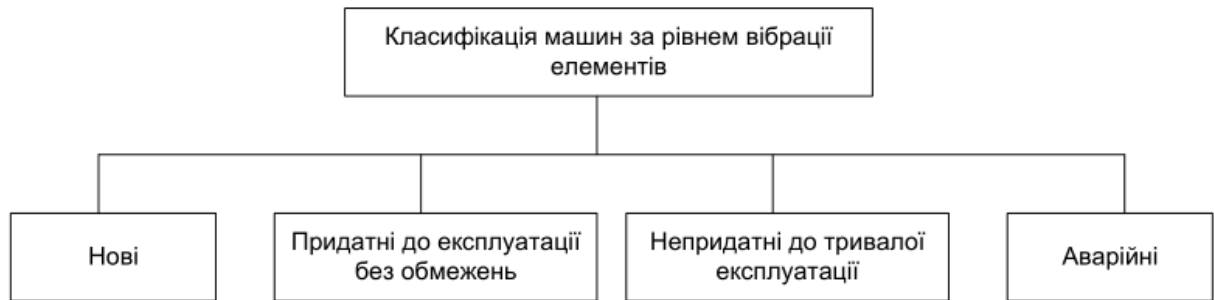


Рис.22. Класифікація машин за рівнем вібрації [11]

Планується застосувати комп'ютерну програму «ToolsApp», що призначено для аналізу динаміки механічних систем - машин, механізмів і обладнання. Характеристики жорсткості значно впливають на точність, вантажну спроможність та динамічні показники обладнання. Недостатня жорсткість ланок або опор викликає великі пружні переміщення робочого органу під дією зовнішніх сил та моментів, призводить до зменшення власних частот, погіршення динамічних показників, збільшення часу перехідних процесів в кінематичних структурах, зростання динамічних переміщень та вібрацій у перехідних режимах. Програма дозволяє спрогнозувати поведінку механічних систем, проаналізувати динамічні характеристики, визначити параметри демпфування системи тощо.

В якості математичної моделі використовується визначення вібраційних відкликів в системі Tools Apps з компонент тензору приведених коефіцієнтів жорсткості та розраховуються коливання з врахуванням випадкових факторів.

$$\mathbf{I}(\mathbf{q}) \frac{d^2 \mathbf{q}}{dt^2} + \mathbf{h}(\mathbf{q}, \frac{d\mathbf{q}}{dt}) = \mathbf{Q},$$

де  $\mathbf{q}$ ,  $\frac{d\mathbf{q}}{dt}$ ,  $\frac{d^2 \mathbf{q}}{dt^2}$  – вектори відповідно узагальнених координат, швидкостей та прискорень;  $\mathbf{I}(\mathbf{q})$  – матриця інерції механізму;  $\mathbf{h}(\mathbf{q}, \frac{d\mathbf{q}}{dt})$  – вектор відцентрових, коріолісових та дисипативних сил;  $\mathbf{Q}$  – вектор узагальнених сил, які прикладені до ланок і шарнірів механізму.

Використання програмного забезпечення «ToolsApp» виконується у інтерактивному режимі з багатовіконним графічним інтерфейсом користувача (GUI). Інтерфейс програми має наступні характерні елементи, що наведені нижче:

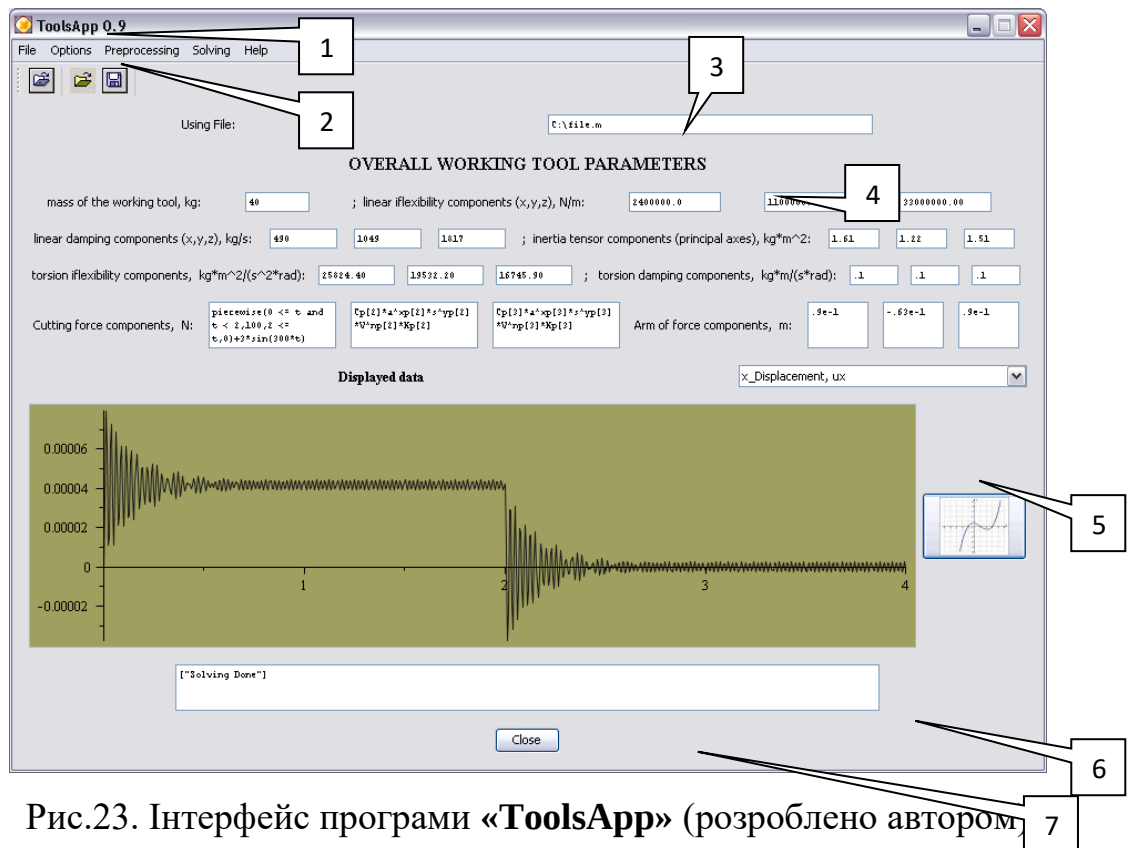


Рис.23. Інтерфейс програми «ToolsApp» (розроблено автором)

1. строка заголовку (зверху);
2. строка головного меню;
3. строка із вказанням останнього завантаженого файлу Using File (за замовчуванням виводиться значення File Not Found);

4. поле із вказанням основних робочих параметрів інструментальної системи **OVERALL WORKING TOOL PARAMETERS**:

- 4.1. mass of the working tool – значення маси інструментальної системи, кг;
- 4.2. linear iflexibility components (x,y,z) – значення лінійних коефіцієнтів жорсткості по координатних ортогональних осях, Н/м;
- 4.3. linear damping components (x,y,z) – значення лінійного коефіцієнту демпфування по координатних ортогональних осях, кг/с.
- 4.4. inertia tensor components (principal axes) – компоненти тензору моментів інерції системи (головні осі),  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;
- 4.5. torsion iflexibility components – значення коефіцієнту крутильної жорсткості по координатних ортогональних осях,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2/\text{рад}\cdot\text{с}^2$
- 4.6. torsion damping components – значення крутильного коефіцієнту демпфування по координатних ортогональних осях,  $\text{кг}\cdot\text{м}/\text{рад}\cdot\text{с}$ .
- 4.7. Cutting force components – значення складових зусилля різання по координатних осях, Н.
- 4.8. Arm of force components – значення плеча дії складових зусилля різання на систему (відстань від вершини різця – точки, до якої прикладено зусилля, до умовного центру мас системи), м;

Примітка\*: в усі перелічені поля може бути введено загальні формули для автоматичного розрахунку зусиль за технологічними умовами обробки, або числові значення складових зусиль, наприклад:

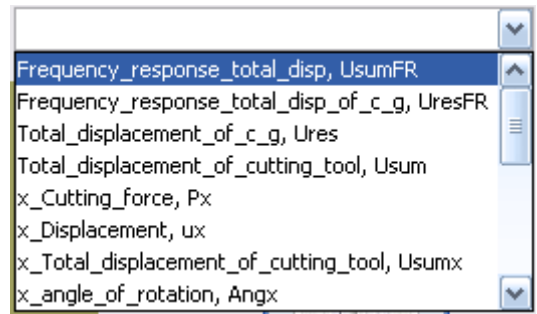
|                              |                                                |                                                |                                                |
|------------------------------|------------------------------------------------|------------------------------------------------|------------------------------------------------|
| Cutting force components, N: | $Cp[1]*a^{xp}[1]*s^{yp}[1]*\sqrt{np}[1]*Kp[1]$ | $Cp[2]*a^{xp}[2]*s^{yp}[2]*\sqrt{np}[2]*Kp[2]$ | $Cp[3]*a^{xp}[3]*s^{yp}[3]*\sqrt{np}[3]*Kp[3]$ |
|------------------------------|------------------------------------------------|------------------------------------------------|------------------------------------------------|

або

|                              |     |     |     |
|------------------------------|-----|-----|-----|
| Cutting force components, N: | 100 | 200 | 300 |
|------------------------------|-----|-----|-----|

Глобальна змінна «а» – відповідає сплайн-апроксимованому припуску із імпортованого файлу припусків.

5. Поле із випадającym списком для вибору динамічних розрахованих параметрів та характеристик системи для постпроцесінгу:



- Серед параметрів, що візуалізуються, зокрема є наступні:
- "x\_Displacement, ux", "y\_Displacement, uy", "z\_Displacement, uz" – переміщення центру тяжіння системи під дією зовнішніх факторів по координатних осях, м,
- "x\_Velocity, Vx", "y\_Velocity, Vy", "z\_Velocity, Vz" – відповідні швидкості по координатних осях, м/с,
- "x\_Acceleration, Ax", "y\_Acceleration, Ay", "z\_Acceleration, Az" – прискорення, м/с<sup>2</sup>,
- "x\_Cutting\_force, Px", "y\_Cutting\_force, Py", "z\_Cutting\_force, Pz" – графіки компонентів ріжучої сили, Н,
- "x\_angle\_of\_rotation, Angx", "y\_angle\_of\_rotation, Angy", "z\_angle\_of\_rotation, Angz" – кути повороту інструменту, рад,
- "Total\_displacement\_of\_c\_g, Ures" – загальне переміщення центру тяжіння системи, м,
- "x\_Total\_displacement\_of\_cutting\_tool, Usumx", "y\_Total\_displacement\_of\_cutting\_tool, Usumy", "z\_Total\_displacement\_of\_cutting\_tool, Usumz" - загальне переміщення ріжучого інструменту у просторі під дією сумарного зусилля, м,
- "Total\_displacement\_of\_cutting\_tool, Usum" – загальне переміщення ріжучого інструменту у просторі під дією сумарного зусилля різання, м,

- "x\_torque, Mx", "y\_torque, My", "z\_torque, Mz" – розрахунок величини крутного моменту від дії складової зусилля різання  $P_x$  на вершині різця із урахуванням відстані (плеча дії зусилля) до центру мас, Н·м,
- "Frequency\_response\_total\_disp\_of\_c\_g, UresFR",  
"Frequency\_response\_total\_disp, UsumFR" – частотний аналіз коливань системи

6. **Displayed data** – ділянка діалогового вікна для візуалізації результатів розрахунку.

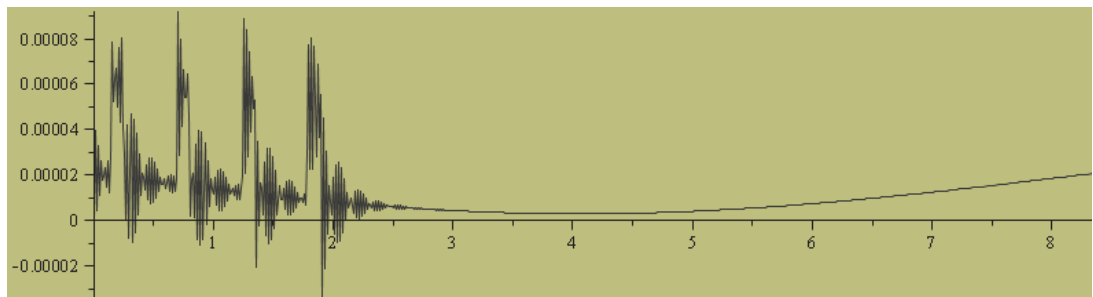
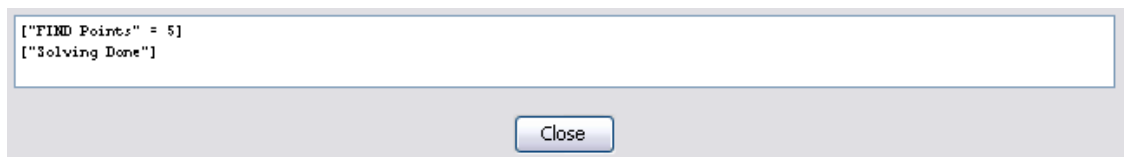


Рис.24. Поле побудови віброграм

7. Вікно повідомлень програми.



Головне меню надає можливість доступу до основних операцій та параметрів інтерфейсу користувача системи та пропонує наступний список можливих опцій:

File – робота з файлами;

Options – введення додаткових параметрів;

Preprocessing – меню із додатковим списком вхідних розрахункових та контрольних параметрів;

Solving – виконання розрахунку;

Help – робота з довідкою.

1. Меню File представлено командами Open, Import txt, Save, Close:

Команда Save дозволяє записати готові проекти або проміжні результати у вигляді m-файлів. Для завантаження раніше виконаних проектів використовується команда Open з меню File. Для виходу з програми використовується команда Close.

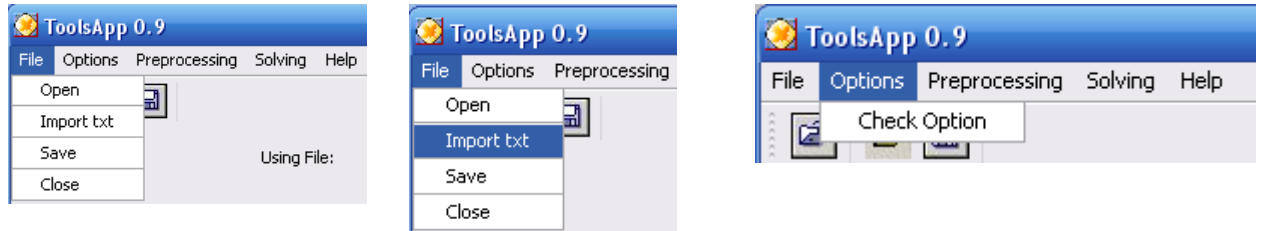


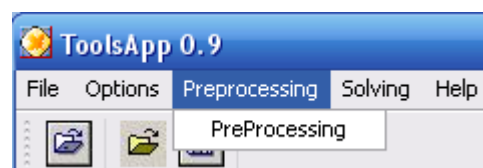
Рис.25. Меню роботи з даними

Програма «ToolsApp» дає можливість користувачу дослідити зміну динамічних параметрів при змінній величині припуску, що знімається. Для цього треба завантажити файл з вказанням розподілу величини припуску вздовж шляху обробки у вигляді файлу з розширенням «.txt». Файл може бути імпортований через меню «File/Import txt»

При імпорту файлу у вікні повідомлень буде відображена кількість зчитаних точок для припусків у вигляді FIND points = n, де n – кількість точок у файлі.

2. У меню Options в пункті Check Option є можливість завдання додаткових параметрів:

3. У меню Preprocessing при виборі з'являється вікно, де задаються параметри для розрахунку ортогональних складових зусилля різання у вигляді коефіцієнтів аналітичних залежностей та технологічних умов обробки.



PreProcessing

|                                              |                                  |                                  |                                   |
|----------------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|
| Cp coeff. for cutting force:                 | <input type="text" value="339"/> | <input type="text" value="243"/> | <input type="text" value="300"/>  |
| xp coeff. for cutting force:                 | <input type="text" value="1"/>   | <input type="text" value=".9"/>  | <input type="text" value="1"/>    |
| yp coeff. for cutting force:                 | <input type="text" value=".5"/>  | <input type="text" value=".6"/>  | <input type="text" value=".75"/>  |
| np coeff. for cutting force:                 | <input type="text" value="-.4"/> | <input type="text" value="-.3"/> | <input type="text" value="-.15"/> |
| Kp coeff. for cutting force:                 | <input type="text" value="1"/>   | <input type="text" value="1"/>   | <input type="text" value="1"/>    |
| s - feeding, m:                              | <input type="text" value=".3"/>  | n - rpm, min <sup>-1</sup> :     | <input type="text" value="1200"/> |
| d - characteristic dimension (diameter), mm: | <input type="text" value="40"/>  | T - characteristic time, s:      | <input type="text" value="0"/>    |
|                                              |                                  | N - number of solving points:    | <input type="text" value="10"/>   |

OK

Рис.26. Поля завдання препроцесорних даних

### 3.1. строки для завдання значень коефіцієнтів

|                              |                                        |
|------------------------------|----------------------------------------|
| Cp coeff. for cutting force: | Значення коефіцієнтів до аналітичних   |
| xp coeff. for cutting force: | формул з розрахунку режимів обробки    |
| yp coeff. for cutting force: | (режимів різання), що відповідають     |
| np coeff. for cutting force: | загальному критеріальному рівнянню для |
| Kp coeff. for cutting force: | зусилля різання.                       |

3.1.1. поле s - feeding – величина повздовжньої подачі, мм/об;

3.1.2. поле n - rpm, min<sup>-1</sup>: – поле для вказання частоти обертання валу, об/хв;

3.1.3. поле d - characteristic dimension (diameter) – поле для вказання діаметру деталі, мм;

3.1.4. поле T - characteristic time – поле для вказання часу дослідження динамічних характеристик. Час відображатиметься на діаграмі **Displayed data** основного робочого поля. У випадку, якщо час контролюється імпортованим файлом з припусками, час можна залишити рівним нулю – у цьому випадку програма автоматично розрахує тривалість процесу повної обробки;

3.1.5. поле *N - number of solving points* — вказання кількості точок (проміжків часу) інтегрування, по яких буде виконуватись розрахунок динамічних параметрів. Ділянки відображатимуться на діаграмі **Displayed data** основного робочого поля.

4. У меню *Solve* виконується розрахунок обраних динамічних параметрів після натиснення у меню «*Solving project*» та «*OK*» у додатковому вікні, що з'являється.

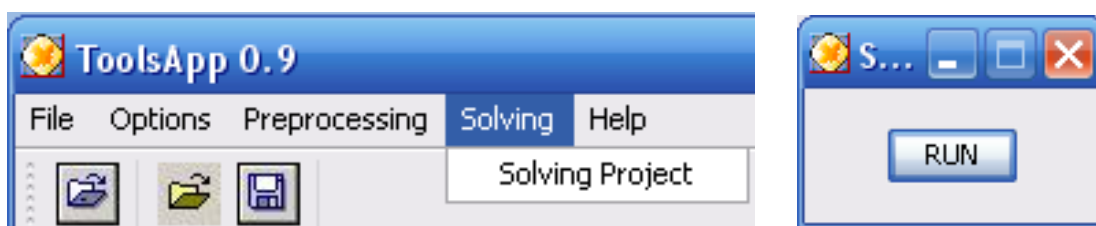


Рис.27. Меню команд розрахунку моделі вібрацій

У результаті виконання розрахунків отримуємо графічну залежність досліджуваних динамічних параметрів із вказанням часу та кількості точок розрахунку та повідомленням про завершення роботи програми «*Solving done*» у вікні повідомлень:

З метою цифровізації виробництва необхідно забезпечення персоналу мобільними платформами, установка на обладнання датчиків і промислових контролерів. Установка нового обладнання, яке спочатку вже оснащено цифровими інтерфейсами. Ідентифікація фізичних об'єктів підприємства.

З вищезазначених пропозицій і розробленого програмного забезпечення пропонується в наступному:

Забезпечення за допомогою мобільних платформ синхронізації даних автоматизованої системи планування та даних, отриманих від обладнання, оперативне корегування планів. Забезпечення достовірності та корисності оперативної інформації.

Перехід до завдань планування в реальному масштабі часу на основі достовірної інформації про хід виробничих процесів.

Забезпечення автоматичної реакції системи управління на більшість виробничих ситуацій. Тобто це рішення, яке вироблено індивідуально для конкретного обладнання, яке індивідуально налаштовується і завдяки цьому система зможе запускати автоматичні реакції на виробничі події з виробництва.

## **ВИСНОВКИ**

1. Проаналізовано сучасний стан проблеми накопичення пошкоджень у роторних механічних системах на вузлах із підшипниками кочення та відповідні ним засоби віброконтролю, вібродіагностики та моніторингу.

2. Наведено структурні схеми автоматизованих систем визначення та обробки вібраційних сигналів, їх апаратне і програмне забезпечення, алгоритми розрахунку та аналізу динамічних параметрів коливальних механічних систем.

3. За літературними джерелами, теоретично визначено джерела енергетичних збурень саме підшипників кочення в експлуатації, вплив конструктивних параметрів підшипників на деформаційні процеси їх елементів та пов'язані з цим особливості сигналів АФЧХ роторних систем і підібрано апаратно-програмні засоби вібродіагностики.

4. В результаті вивчення виробничих задач промислового сектору херсонських підприємств, устаткування, технологій, допоміжного обладнання, служб налагодження і ремонту визначено необхідність створення комп'ютерної системи моніторингу та діагностики технічного стану підшипникових вузлів. Найбільш підготовленими до цього є цифрові системи вимірювання вібрацій із застосуванням акселерометрів, що використовуються як портативні.

5. Створено прикладну програму «ToolsApp» як інтегровану компоненту автоматизованої системи керування для визначення вібраційних відкликів в механічній системі підшипників кочення з компонент тензору приведених коефіцієнтів жорсткості та розрахунку коливань з врахуванням випадкових факторів.

6. Визначено устаткування підприємств, де будуть встановлено засоби віброаналізу, система передачі та накопичення даних, запропоновано диспетчеризації на рівні створення цифрового двійника роторних та обертальних пар комплексу всього обладнання підприємства. Рішення завдання візуалізації реального стану справ на підприємстві. Вироблення чітких правил, за якими можна виявити відхилення від норми, що відбулися при виконанні виробничих і бізнес-процесів.

## **СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Sheng S. Report on wind turbine subsystem reliability– a survey of various databases // National Renewable Energy Laboratory. 2013. Corpus ID: 112302697.
2. Zusman G. Universal Single Sensor for Machinery Condition Monitoring: Vibration, Bearing Health and Temperature // 19<sup>th</sup> World Conference on Non-Destructive Testing (WCNDT 2016). 2016. Issue 2016-07. URL: <https://www.ndt.net/search/docs.php3?id=19301>
3. Scheffer C., Girdhar P. Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance. Newnes, Elsevier Ltd. All, 2004. 272 p. DOI: 10.1016/B978-0-7506-6275-8.X5000-0.
4. Randall R. B. Vibration-based Condition Monitoring: Industrial, Automotive and Aerospace Applications. West Sussex: Wiley, 2011. DOI: 10.1002/9780470977668

5. Гайдамака А. В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення: навч. посіб. – Х.: НТУ «ХП», 2009. – 248 с.
6. Іскович–Лотоцький, Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування: Монографія. [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький – Вінниця: УНІВЕРСУМ–Вінниця, 2006. – 338 с. – ISBN 966 – 641 – 178 – 4.
6. Колобов К. С. Дослідження впливу несправностей систем та механізмів дизеля на його екологічні, енергетичні показники та температуру відпрацьованих газів. Вчені записки Таврійського національного університету ім. В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки. 2018. 29 (68). № 1 (3). Р. 103-108.
7. Міхалков С.В. Удосконалення технології діагностування підшипників кочення електричних двигунів тепловозів за вібраційними характеристиками. Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07/ Українська державна академія залізничного транспорту. – Харків: 2007 – 20 с.
8. Оптимізація вузлів і деталей верстатів та машин за допомогою модуля "Анализ напряжений" Autodesk Inventor : навч. посіб. [для студ. вищ. навч. закл.] / В.М. Гейчук, К.М. Рудаков. – К.: НТУУ "КПІ", 2016. – 176 с.
- 9.Чепурний Ю.В. Експериментальне дослідження віброакустичним методом клапанного механізму двигуна внутрішнього згорання / Ю.В. Чепурний, К.Г. Яценко, М.О. Блещенко, Г.Л. Коростильов // Системи озброєння і військова техніка. – 2020. – № 1(61). – С. 177 -182.
9. Deery, J. The ‘Real’ History of Real -Time Spectrum Analyzers. A 50- Year Trip Down Memory Lane / Joe Deery // Sound & vibration. – 2007. – Vol. 41(1). – Р. 54-59.
10. ВИКОРИСТАННЯ ВІБРОДІАГНОСТИКИ ДЛЯ ВИЯВЛЕННЯ ДЕФЕКТІВ ШАТУННИХ ПІДШИПНИКІВ ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ 10ГКН1 Б.В. Копей, 2 С.І. Галій, 2 Н.Б. Михайликова
11. Сорока Вячеслав Володимирович Розробка методів діагностики головної енергетичної установки засобів водного транспорту на основі вібраційного

- аналізу// Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії (PhD)  
Спеціальність: 271 Морський та внутрішній водний транспорт, Київ – 2024
12. Русанов С.А., Дмитрієв Д.О., Подольський М.І. Комп'ютерна програми "ToolsApp", свідоцтво №57913.
13. Гуров А.П. Вібродіагностика: навчальний посібник / А.П. Гуров, Д.Ю. Шарейко. - Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 116 с.
14. Данильченко Ю.М., Кузнєцов Ю.М. Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення (теорія і практика). - Тернопіль – Київ: Економічна думка, 2003. – 344 с.
15. Koktavy P, Trcka T and Koktavy B (2011) Noise diagnostics of advanced composite materials for structural applications. Proceedings IEEE 21st Int Conf Noise and Fluctuations, 84–7 DOI: 10.1109/ICNF.2011.5994391
16. Data Challenge bearing dataset (IEEE PHM 2012). URL: <https://ti.arc.nasa.gov/tech/dash/groups/pcoe/prognostic-data-repository/#femto>
17. Bearing DataCenter // Paderborn University. URL: [http:// groups.uni-paderborn.de/kat/BearingDataCenter/](http://groups.uni-paderborn.de/kat/BearingDataCenter/)
18. Lee J., Qiu H., Yu G. [et al.]. Bearing Data Set / Rexnord Technical Services, IMS, University of Cincinnati // NASA Ames Prognostics Data Repository, NASA Ames Research Center, Moffett Field, CA. 2007. URL: [https://ti.arc.nasa.gov/tech/dash/ groups/pcoe/prognostic-data-repository/](https://ti.arc.nasa.gov/tech/dash/groups/pcoe/prognostic-data-repository/)
19. Qiu H., Lee J., Lin J. Wavelet Filter-based Weak Signature Detection Method and its Application on Roller Bearing Prognostics // Journal of Sound and Vibration. 2006. Vol. 289, Issues 4–5. P. 1066–1090. DOI: 10.1016/J.JSV.2005.03.007