

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

бакалавра

на тему

**Застосування комп'ютерних засобів для дослідження впливу
жорсткісних характеристик підшипникових опор
на вібраційний стан роторних машин**

Виконав: студент 4 курсу групи КМ–81-0

Осипенко Д. В.

Рівень підготовки: бакалавр

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерний інжиніринг в механіці

Керівник: професор Павленко І. В.

Рецензент: зав. кафедри Загорулько А. В.

Суми – 2022

РЕФЕРАТ

Структура та обсяг кваліфікаційної роботи бакалавра: складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел, що містить 33 найменувань. Загальний обсяг бакалаврської роботи становить 42 стор., у тому числі 4 таблиці, 20 рисунків, списку використаних джерел обсягом 4 сторінки.

Роторна машина, вібродіагностування, підшипникові опори, технічний стан, вібраційний процес та жорсткість.

Об'єкт дослідження – вібраційні процеси, що відбуваються в роторних машинах з урахуванням впливу жорсткісних характеристик підшипникових опор.

Метою роботи є аналіз комп'ютерних засобів для дослідження впливу жорсткісних характеристик підшипникових опор на вібраційний стан роторних машин.

У першому розділі коротко представлений огляд літературних джерел про види підшипникових опор та вивчення вібраційних процесів у відцентрових машинах. У другому розділі наведена інформація про види підшипникових опор та їх відмінності. У третьому розділі описані шляхи модернізації відцентрового насоса. У останньому розділі даної роботи представлено комп'ютерні засоби вібраційного діагностування технічного стану підшипників кочення. У кінці роботи сформульовані висновки за темою дослідження.

ЗМІСТ

| | С. |
|--|----|
| ВСТУП..... | 5 |
| РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ..... | 8 |
| 1.1 Результати дослідження роторних машин..... | 8 |
| 1.2 Результати дослідження підшипників..... | 10 |
| 1.3 Аналіз вібраційного стану..... | 13 |
| 1.4 Висновки до першого розділу..... | 15 |
| РОЗДІЛ 2. ПІДШИПНИКОВІ ОПОРИ..... | 16 |
| 2.1 Види підшипників..... | 16 |
| 2.2 Висновки до другого розділу..... | 20 |
| РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ..... | 21 |
| 3.1 Конструкція відцентрового насоса..... | 21 |
| 3.2 Результати динамічного аналізу..... | 23 |
| 3.3 Висновки до третього розділу..... | 28 |
| РОЗДІЛ 4. ВІБРОДІАГНОСТИКА СТАНУ ПІДШИПНИКІВ ТУРБИНИ КАПЛАНА..... | 29 |
| 4.1 Підготовка вхідних даних..... | 29 |
| 4.2 Одержані результати дослідження..... | 32 |
| 4.3 Висновки до четвертого розділу..... | 37 |
| ВИСНОВКИ..... | 39 |
| ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ..... | 40 |

ВСТУП

Роторна машина – це машина, головним елементом якої є ротор. Вони широко використовуються в багатьох сферах: машинобудівній, хімічній, харчовій та медичній промисловостях, виконуючи різноманітні завдання. Якщо сказати більш детально, то такими є насоси, турбіни, двигуни, компресори.

Для якісної та без проблемної роботи роторних машин на рівні заводських технічних характеристик, потрібно регулярно обслуговувати та контролювати технічний стан, для довгого терміну експлуатації та підвищення надійності. В іншому випадку, це може спричинити багато негативних наслідків: імовірний дорогий ремонт машини та пошкодження інших, зупинку виробництва на час ремонту.

Руйнування окремих елементів, деталей та вузлів пов'язано з втомними руйнуваннями, які розвиваються під час експлуатації машини. Якщо ж підвищувати навантаження, то відповідно росте і шанс таких поломок, бо піднімається загальний рівень питомої енергоємності та, відповідно, напруженості, на яку накладаються додаткові знакозмінні напруги, зумовлені вібраціями. Ротор - є основним джерелом вібрацій.

Основними причинами незадовільного вібраційного стану роторної машини є статична, моментна та динамічна невірноваженості, перекося або розцентрування осей муфти і вала, деформації корпусу або його елементів під дією сил або перепаду температури, втрата динамічної стійкості, дефекти конструкції або недоліки технології складання, зношення втулкових ущільнень, дефекти опор, приводних муфт тощо. Підвищені вібрації спостерігаються близько критичних частот ротора, оцінювання яких ускладнюється відсутністю достовірних даних про жорсткість опор, а також впливом багатьох випадкових факторів. Всі ці причини не можуть гарантувати надійне відлаштування робочої частоти від резонансного режиму [1].

Вібродіагностування роторних машин є неодмінною складовою моніторингу їх технічного стану і забезпечення вібраційної надійності та попередження виникнення несправностей [2]. Зокрема, відповідно до міжнародних стандартів ISO/TC 108/SC 2 «Measurement and evaluation of mechanical vibration and shock as applied to machines, vehicles and structures» та ISO 11342:1998 «Mechanical vibration – Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors», належну увагу необхідно приділяти методам оцінювання допустимих дисбалансів для заданих умов експлуатації енергетичних машин. Перманентний моніторинг вібраційного стану роторної системи дозволяє усунути небажаних вібраційних явищ. При цьому, як правило, найбільш навантаженими елементами роторних машин є підшипникові опори. Зі збільшенням частот обертання роторів зростають і сили в підшипниках та вібро навантаження.

Ротор – це вал, що обертається з робочою частотою. Основним елементом будь-якого валу, що дозволяє виконувати його основну функцію підтримання та передачу обертального руху, є його опори. Опори валу повинні, сприймаючи навантаження, що діють на них, забезпечувати з необхідною точністю положення валу при його обертанні з встановленою швидкістю. Залежно від величини напрямку та тривалості в часі дії сил, а також від розмірів, точності та положення у просторі валу його опори знаходяться у різних умовах і відповідно мають різну конструкцію для забезпечення роботи валу у складі приводу. Застосовувані як опори валів підшипники за характером тертя між поверхнями, що обертаються поділяються на два основні види це підшипники кочення і підшипники ковзання.

В епоху розвитку технологій, не обійшло і процеси дослідження та моніторингу технічного стану машин, в даному випадку роторних машин. З появою комп'ютерних засобів, це значно спростило ці процеси. Комп'ютерні засоби мають переваги у точності збору даних, їх швидкому аналізі та різноманітних розрахунків. Найголовніше, це все можна робити з величезним

обсягом даних, з якими людині було б дуже важко працювати. Прикладом такого програмного забезпечення є комплекс ANSYS та MathCAD. З їх допомогою можна вирішити багато задач з розрахунком, наприклад балансування ротору та знаходження критичних частот [3–4].

З огляду на вищезазначене, метою роботи є аналіз комп'ютерних засобів для дослідження впливу жорсткісних характеристик підшипникових опор на вібраційний стан роторних машин.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані та досягнуті такі задачі дослідження.

- 1) Оглянути та проаналізувати наявну літературу з цієї теми.
- 2) Проаналізувати способи і засоби контролю вібраційного стану роторів відцентрових машин.
- 3) Дослідити методи контролю підшипникових опор за допомогою вібродіагностування на прикладах ротора турбіни і валопроводу турбонасосного агрегату [5].

Під час дослідження застосовувалось швидке перетворення Фур'є для побудови частотного спектра вібраційного сигналу. У результаті були виявлені значення віброприскорень у спектрах сигналів, що характеризують пошкодження внутрішньої і зовнішньої обойм підшипникових опор. Також під час дослідження застосовувалися методи ідентифікації жорсткості підшипникових опор за вібраційними характеристиками досліджуваних роторних систем [6].

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Результати дослідження роторних машин

Згідно зі статтею [7] забезпечення енергоефективності та вібраційної надійності відцентрових машин є одним із першочергових завдань при їх проектуванні та експлуатації [8]. Вирішення цієї проблеми – забезпечення стабільності обертання та досить низький рівень вібрації. Вона посилюється наявністю в силових машинах не тільки відцентрових сил, зумовлених невідповідністю, з частотою, що дорівнює частоті обертання, а й високочастотних сил (наприклад, лопаткової складової) з частотами, що у багато разів перевищують частоту обертання ротора. [9].

Примітно, що у разі втрати стійкості, яку можна оцінити на основі лінійної моделі роторних коливань, сумарні амплітуди можуть не перевищувати допустимих. Тим не менш, виникають неприйнятні автоколивання, характерні для нелінійних динамічних систем. Їх наявність можна визначити з урахуванням спектрального аналізу [10]. У цьому випадку невідповідний стан динаміки ротора може бути виявлений за допомогою спеціальної апаратури, що не завжди забезпечується при експлуатації силових машин.

Як було зазначено вище, динаміка і стійкість ротора відцентрових насосів для атомних електростанцій є актуальною проблемою, особливо з урахуванням внутрішнього тертя [11]. Її рішення доповнюється сучасними обчислювальними засобами у їхньому комплексному поєднанні з аналітичними методами.

Тому основною метою є розробка загального підходу забезпечення вібраційної надійності відцентрових насосів для атомних електростанцій.

Zhou та співавтори [12] провели експеримент з багаточастотної синхронізації вібраційної системи з двороторним приводом. В результаті виявлено умову синхронізації та критерій стійкості між двома ексцентриковими

роторами на основі принципу Пуанкаре-Ляпунова та методу інтегрального середнього. Kumar та Affijulla [13] вивчали динаміку ротора в обладнанні сучасних енергетичних систем. В результаті було запропоновано систему оперативного контролю кутової стійкості синхронного ротора. Shelabi та співавтори [14] підкреслили досягнення в аналізі просторового прискорювального потоку в роторі змішаної турбіни. Соколов та співавтори [15] запропонували методику проектування автоматичного електрогідравлічного приводу обертального руху для забезпечення вібраційної надійності технологічного обладнання.

Крім того, Li та співавтори у роботі [16] запропонували методику динамічного балансування активних магнітних підшипників, що підтримують жорсткий вал ротора, на основі спостерігача розширеного стану. Chen та співавтори у роботі [17] дослідили динаміку вібраційної системи, що приводиться в рух трьома гомодромними ексцентриковими роторами, з використанням синхронізації управління. В результаті було закладено основи проектування вібраційних машин із використанням синхронізації управління. Яценко та співавтори у роботі [18] вивчали вплив корпусів підшипників на динаміку ротора відцентрового насоса.

Li та співавтори у роботі [19] вивчали динаміку та стійкість роторно-підшипникової системи з болто-дискним з'єднанням. Krol та співавтори у роботі [20] досліджували вібростійкість шпиндельних вузлів для забезпечення оптимальних параметрів технологічного обладнання. Jiang [21] запропонував комплексний підхід, заснований на аналізі кінцевих елементів та багатокритеріальної оптимізації для вивчення динаміки гнучких систем ротор-підшипників.

Крім того, Li and Tang [22] чисельно змоделювали систему високошвидкісних підшипників кочення та двороторних шпинделів за допомогою дискретної динаміки моделювання. Zhang та співавтори у [23] вивчали динамічні характеристики нового кишенькового демпферного

ущільнення з саморегульним впорскуванням. Zhao та співавтори у роботі [24] вивчали вібраційні характеристики роторної системи з косозубим зачепленням у змішаній модифікації. Saeed та співавтори у роботі [25] досліджено нелінійну динаміку та біфуркацію руху системи активних магнітних підшипників ротора з новою схемою управління.

1.2 Результати дослідження підшипників

Victor та співавтори в цій статті [26] дослідили вібрацію, що виникає внаслідок використання різних типів підшипників у ротаційних машинах. Було обрано три підшипники, а саме кульковий, конічний роликовий підшипник та упорний підшипник (рис.1).



а) підшипник кочення (кульковий), б) конічний роликовий підшипник,
в) упорний підшипник

Рисунок 1 – Підшипники кочення

З цього експерименту було зроблено висновок, що при збільшенні швидкості в будь-яких ротаційних машинах конічний роликовий підшипник дає найбільше переміщення через свою унікальну конструкцію, тоді як кульковий підшипник дає найменше переміщення в результаті точкового

контакту, а упорний підшипник показав середній діапазон рівня переміщення. Тому краще використовувати кульковий підшипник замість упорного та конічного роликового підшипника, щоб зменшити величину вібрації та досягти кращої продуктивності.

Далі розглянемо використання магнітних підшипників в підшипникових опорах роторної машини.

Магнітний підшипник - це підшипник, який підтримує навантаження за допомогою магнітної левітації (рис.2). Магнітні підшипники підтримують рухомі частини без фізичного контакту. Вони здатні левітувати обертовий вал і допускати відносний рух з дуже низьким тертям і без механічного зносу. Магнітні підшипники підтримують найвищі швидкості всіх видів підшипників і не мають максимальної відносної швидкості.

Перший патент магнітних підшипників був датований 1941 роком, там вони використовувались в магнітній підвісці.

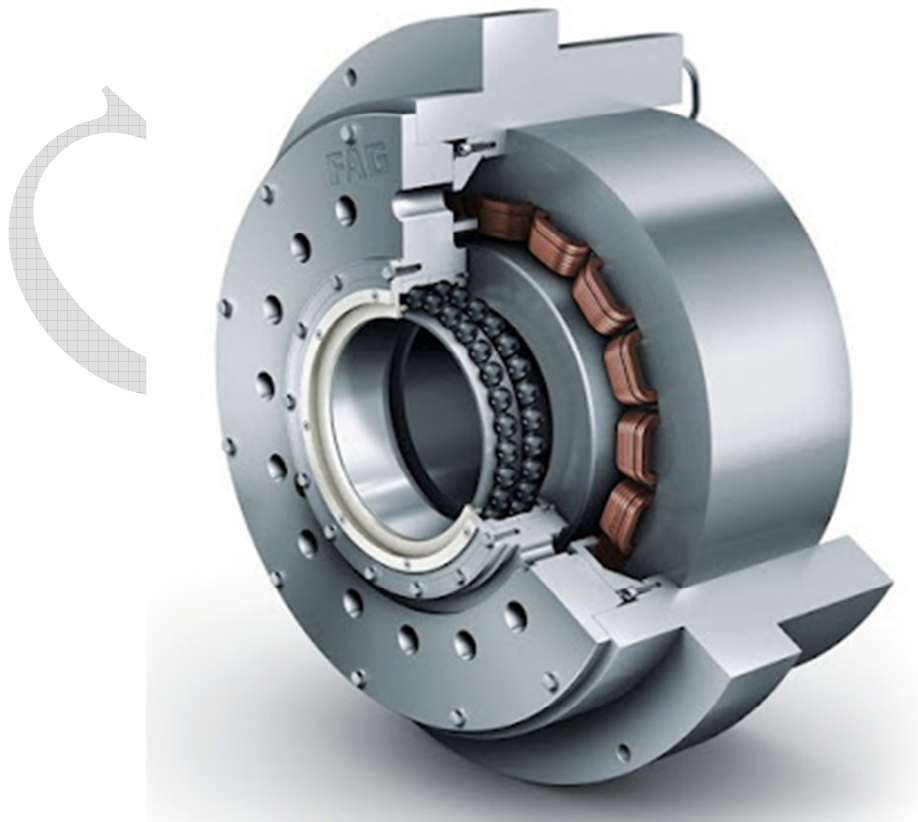


Рисунок 2 – Магнітний підшипник (виробник FAG)

В роботі [27] Gurumoorthy R. та Pradeep A. K. розробили динамічну модель ротора на активних магнітних підшипниках, що використовує матриці обертання (кути Ейлера), так і параметри Ейлера (Quaternions).

Традиційні методи виведення динаміки твердого тіла використовують параметризацію кута Ейлера для простору орієнтації твердого тіла. Система магнітних підшипників використовує багато систем відліку, в яких описуються різні величини, положення, швидкості і кути.

При розробці моделі магнітної несучої системи автори розглянули дві схеми полюсного збудження. Модель несучої системи залежить від кутової швидкості в напрямку обертання. Для цього був розроблений контроллер зі зворотнім зв'язком стану, який стабілізує систему на всіх швидкостях обертання. Результат моделювання показав продуктивність контроллера.

У дослідницькій роботі [28] Jimin Xu та співавтори провели розрахунки рідинно-плівкового, фольгованого та магнітного підшипників для рідинного ракетного турбонасоса.

У роботі [29] April та співавтори розробили імітаційну модель для гнучкої системи ротора з опорою на магнітні підшипники з допоміжними підшипниками, включаючи ефекти тертя (рис.3). Модель детально описана з експериментально отриманими параметрами моделі. Були представлені та обговорені характеристики реакції для різноманітних конфігурацій системи, включаючи ефекти побічного навантаження. Дано деякі рекомендації щодо вибору відповідних рівнів бічного навантаження.

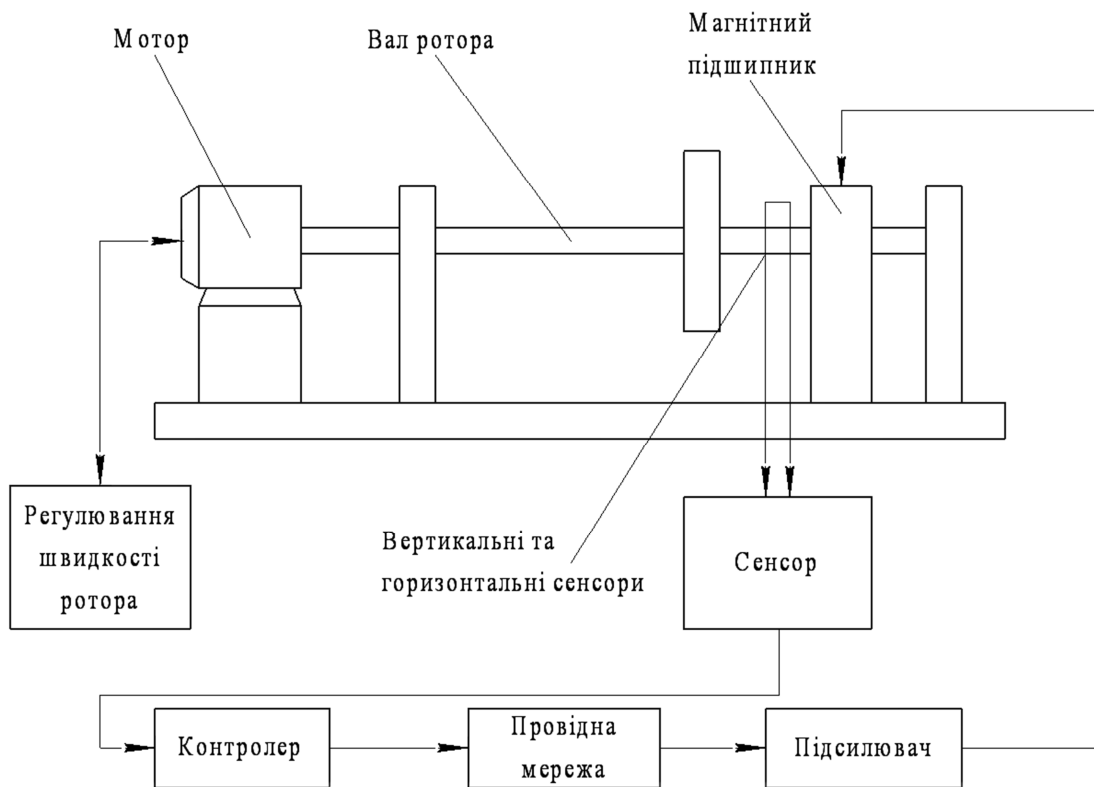


Рисунок 3 – Імітаційна модель

1.3 Аналіз вібраційного стану

У цій роботі [30] Ashutosh Kumar та співавтори представили різні ідеї теоретичного та експериментального аналізу, проведеного в минулому, щоб зрозуміти характеристики вібрації нецентрованої системи з підшипниками ротора. Спочатку було переглянуто літературу, представлену різними дослідниками раніше.

По-перше, представлено огляд літератури, заснований на теоретичному вібраційному аналізі нецентрованої роторної системи з акцентом на метод скінченних елементів.

По-друге, були детально обговорені різні методи аналізу на основі вібрації та опис експериментальних методик вимірювання. Крім перерахованого вище, систематично переглядається також різні інструменти, що використовуються для виявлення несправностей роторної системи, що може

бути корисно для профілактичного обслуговування обертових машин, що використовуються в кількох галузях промисловості.

На рисунку 4 представлена типова система підшипників ротора, яка використовувалась в дослідженні, що показує вал, диск, опорні підшипники, муфту та приводний двигун

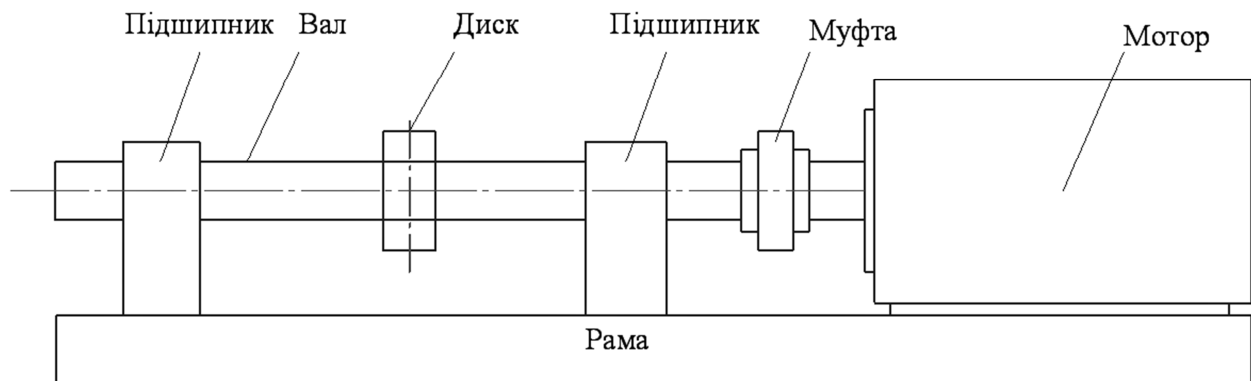


Рисунок 4 – Модель системи підшипникових опор

Васілевський та Поджаренко в монографії [31] розглянули детально основні методи контролю роторних машин за вібро метричними параметрами.

Ці методи:

- ПК-фактора оцінки технічного стану РМ;
- прями́й спектр;
- спектр обвідної;
- ударні імпульси.

В результаті дослідження встановлено, що метод спектра обвідної має переваги серед інших, а саме високу інформативність, чутливість і заводо захищеність. Недоліками же є складність реалізації і висока вартість.

Автор зазначає, що «Віброметричні дані в таких системах є головними параметрами, які необхідно вимірювати та контролювати, і на основі яких приймаються рішення. Сучасний рівень обчислювальних засобів дозволяє

більш повно реалізувати природну потенційно високу інформативність вібрації РМ, що розкриває додаткові можливості у створенні нового методу вимірювання частот обертання, алгоритму автоматичного контролю несинхронності обертання РМ та методів автоматичного контролю як електромеханічних, так і віброметричних параметрів РМ.» [31].

1.4 Висновки до першого розділу

З аналізу літератури можна зробити висновки, що більшість дефектів і несправностей роторних машин, виникають через зміну динамічної рівноваги підшипникових опор. Виникаючі при цьому вібрації несуть багату і діагностичну інформацію про технічний стан РМ. На сьогоднішній час існують багато комп'ютерних способів контролю вібраційного стану, завдяки ним можна побудувати та розрахувати різні збірки.

В опорах використовують різні види підшипників, але щоб вибрати необхідний для конкретної машини, треба робити розрахунок їх характеристик для кожної збірки, як в дослідженнях [26, 29], далі порівняти отримані дані і обрати найкращий.

РОЗДІЛ 2. ПІДШИПНИКОВІ ОПОРИ

2.1 Види підшипників

Ротор - це вал, що обертається з робочою частиною. Основним елементом будь-якого валу, що дозволяє виконувати його основну функцію підтримання та передачу обертального руху, є його опори.

Опори валу повинні, сприймаючи навантаження, що діють на них, забезпечувати з необхідною точністю положення валу при його обертанні з встановленою швидкістю. Залежно від величини напрямку та тривалості в часі дії сил, а також від розмірів, точності та положення у просторі валу його опори знаходяться у різних умовах і відповідно мають різну конструкцію для забезпечення роботи валу у складі приводу.

Розташування підшипникових опор можна розглянути на прикладі (рис.5) валу турбонасоса рідинного роторного двигуна [5].

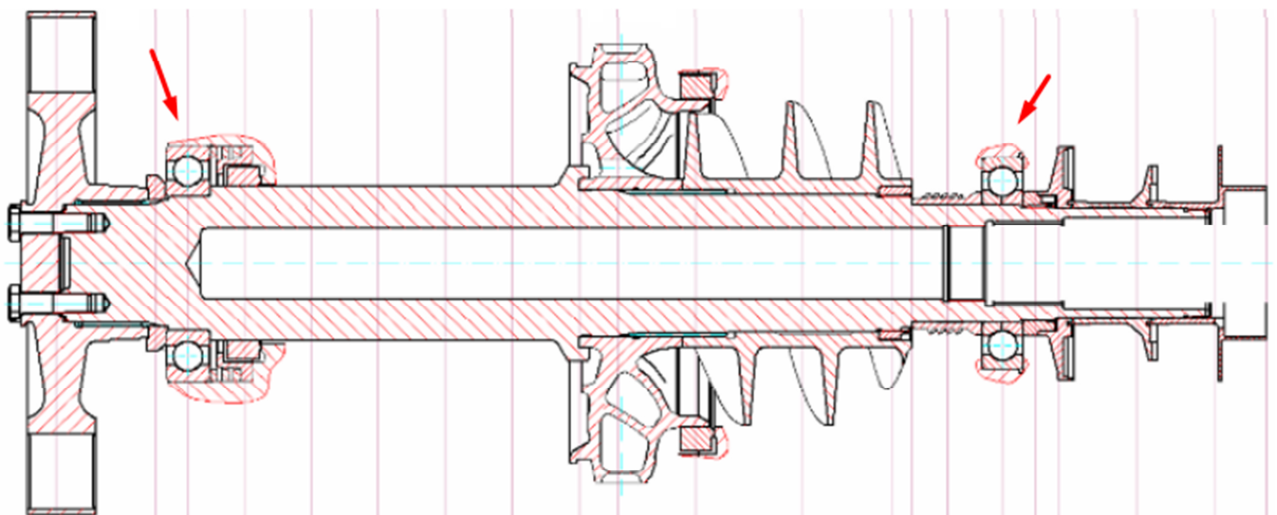


Рисунок 5 – Підшипникові опори ротору турбонасоса

Застосовувані як опори валів підшипники за характером тертя між поверхнями, що обертаються можна поділити на два основні види - підшипники кочення (рис.6) і ковзання (рис.7):

- підшипники кочення, в яких є тертя кочення між тілами кочення (кульками, роликами) та дорожками кочення (рухомим і нерухомим кільцями);
- підшипники ковзання, в яких між поверхнями вала і втулки є тертя ковзання.

Слід зазначити переваги, кожного з них.

Підшипники кочення відзначаються:

- малими осьовими розмірами;
- низьким коефіцієнтом тертя;
- більш точним центруванням валу;
- спроможністю працювати в широкому діапазоні температур.



Рисунок 6 – Приклад підшипника кочення

Підшипники ковзання мають такі переваги:

- здатні переносити і демпфувати ударні та вібраційні навантаження;
- здатні сприймати великі навантаження за високої частоти обертання;
- безшумність;
- через просту конструкцію, значно спрощують складання та ремонт.



Рисунок 7 – Приклад підшипник ковзання

Підшипники можна розділити на два типи:

- контактні (підшипники кочення та ковзання);
- безконтактні (підшипники рідинного тертя, магнітні підшипники).

Функціонування жорсткого ротора, встановленого на підшипниках кочення, в критичній зоні практично неможливо, а гнучкий ротор на нерухомих опорах має значне внутрішнє тертя при згинальних коливаннях. Крім того, разом із низькочастотними складовими, викликаними приводним обертанням, у цих роторних системах присутні високочастотні коливання, причиною появи яких є технологічні похибки деталей підшипників кочення. Практично можливі два шляхи забезпечення стійкості та прийнятних параметрів коливань роторів,

засновані на збільшенні податливості опор. У першому випадку застосовуються підшипники кочення, встановлені в пружних корпусах. Другий шлях заснований на застосуванні підшипників ковзання.

Використання підшипників кочення як опори високошвидкісних роторів обмежено їх граничною швидкохідністю і довговічністю, тому широке застосування знаходять підшипники ковзання, що дозволяють забезпечити надійне обертання ротора в широкому діапазоні швидкостей і навантажень. Ці підшипники мають менші габарити в радіальному напрямку, малу чутливість до ударних та тимчасових навантажень, більшу жорсткість, ніж підшипники кочення, що робить їх єдино придатними для застосування у швидкохідних турбомашинах.

Від якості збирання підшипникових опор значною мірою залежить коефіцієнт корисної дії, працездатність та довговічність машини.

У дослідженні [26] порівняли три різні підшипники (кулькопідшипник, конічний роликовий підшипник і упорний) і зібрано їх значення амплітуди. Суть експерименту, коли швидкість поступово збільшується, переміщення (амплітуда вібрації) також збільшується, але його зміна залежить від типу використовуваних підшипників.

Результати вимірювання відображені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Зміщення валу в залежності від швидкості обертання

| Швидкість об/хв | Зміщення мм | | |
|--------------------|------------------------|-----------------------------|----------------------|
| | Кульковий підшипник | Конічний ролик підшипник | Упорний підшипник |
| 500 | 0.001 | 0.006 | 0.0035 |
| 1000 | 0.002 | 0.0165 | 0.0105 |
| 1500 | 0.004 | 0.0365 | 0.0195 |
| 2000 | 0.005 | 0.0505 | 0.0395 |
| 2500 | 0.006 | 0.0935 | 0.0735 |
| 3000 | 0.007 | 0.0995 | 0.0475 |

2.2 Висновки до другого розділу

На даний момент існують багато видів підшипників, які можна поділити на групи, підшипники кочення і ковзання, підшипники контактні і безконтактні. Всі вони мають, як переваги, так і недоліки. Для кожної конкретної задачі (машині) треба підбирати необхідний вид підшипника та його технічні характеристики, залежно від тих динамічних характеристик, які на нього будуть покладені, попередньо розрахованими.

В роторних машинах підшипники працюють в підшипникових опорах, відіграючи важливу роль в підтриманні та передачі обертального руху. Це підтверджують література та дослідження. Зі збільшенням частот обертання роторів зростають і сили в підшипниках та вібро навантаження. Через пошкодження, або некоректну роботу, підшипник може спричинити поломку машини, або зниження її технічних характеристик.

РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ

3.1 Конструкція відцентрового насоса

Відцентровий насос – це насос (рис.8), у якому рух рідини та створення необхідного тиску здійснюється за рахунок відцентрової сили, що виникає при впливі на рідину лопаток робочого колеса. Таке обладнання можна використовувати для різних цілей, все залежить від особливостей конкретної моделі.

Згідно зі статтею [7] багатоступінчастий відцентровий насос CPN 600-35 забезпечує водопостачання промислового контуру на атомних електростанціях. Його номінальні параметри – подача 600 м³/год, напір 35 м, робоча частота 1500 об/хв.

Конструкція насоса повинна відповідати наступним національним стандартам за нормами та правилами в атомній енергетиці згідно з вимогами ДП «НАЕК «Енергоатом»: СОУ НАЕК 158:2020 «Забезпечення технічної безпеки. Технічні вимоги щодо влаштування та безпечної експлуатації обладнання та трубопроводів атомних станцій з ВВЕР», 159:2020 «Забезпечення технічної безпеки. Зварювання та наплавлення обладнання та трубопроводів АЕС із ВВЕР», 160:2020 «Забезпечення технічної безпеки. Контроль якості зварних з'єднань основного металу та наплавлення обладнання та трубопроводів АЕС з ВВЕР»; ПНАЕ Г-7-002-86 «Правила розрахунку на міцність обладнання та трубопроводів атомних станцій».

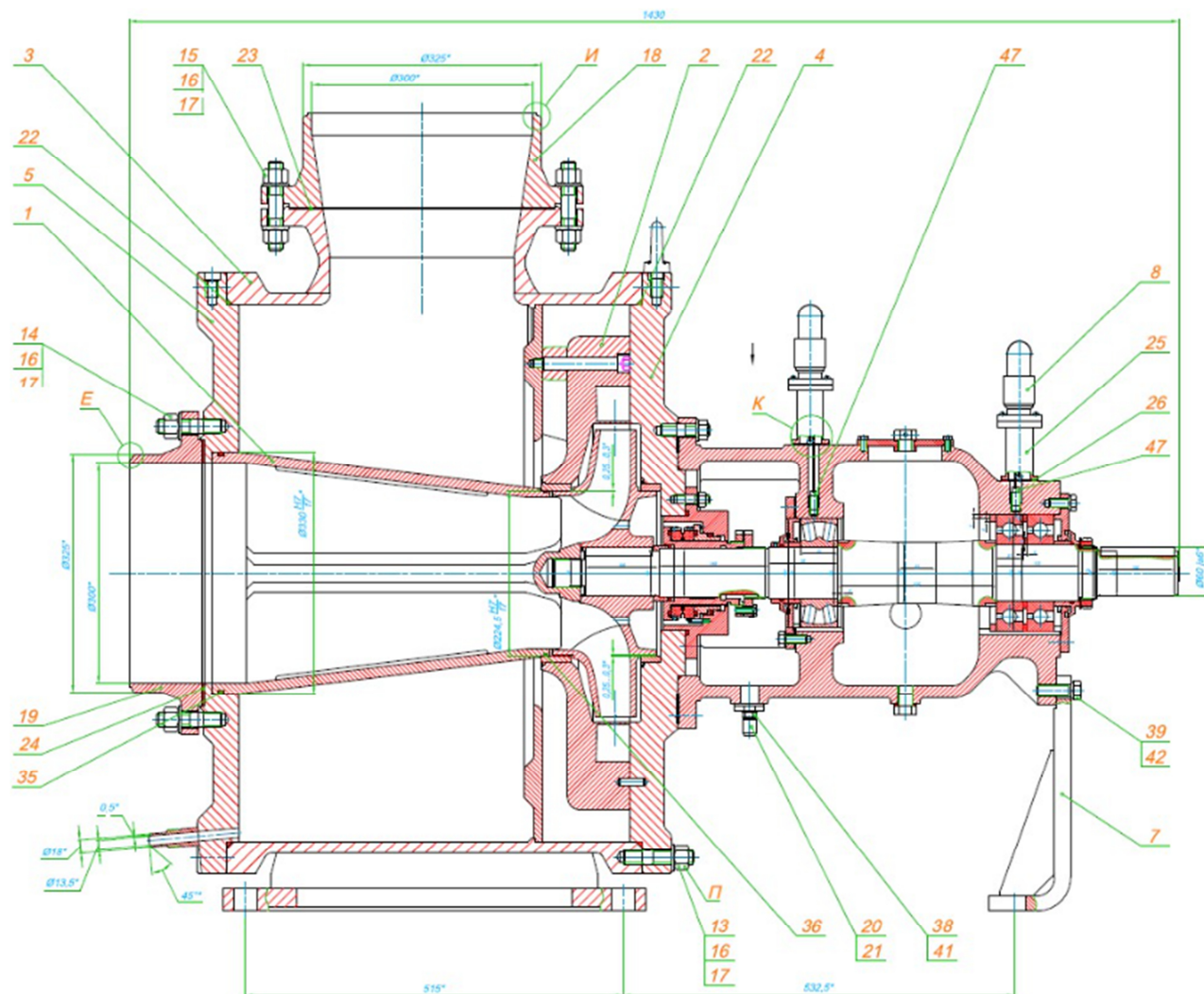


Рисунок 8 – Будова відцентрового насоса ЦПН 600-35.

Конструкція ротора представлена на рисунку 9. Він містить пару підшипникових опор. Перший – сферичний дворядний підшипник кочення SKF 22314 E з такими характеристиками: номінальна динамічна вантажопідйомність 413 кН; максимальне втомне навантаження 45 кН; максимальна швидкість обертання 4500 об/хв. Другий - подвійні радіально-упорні шарикопідшипники SKF 7315 BECBJ з наступними параметрами для кожного підшипника: номінальна динамічна вантажопідйомність 104 кН; максимальне втомне навантаження 4,15 кН; максимальна швидкість обертання 5300 об/хв.

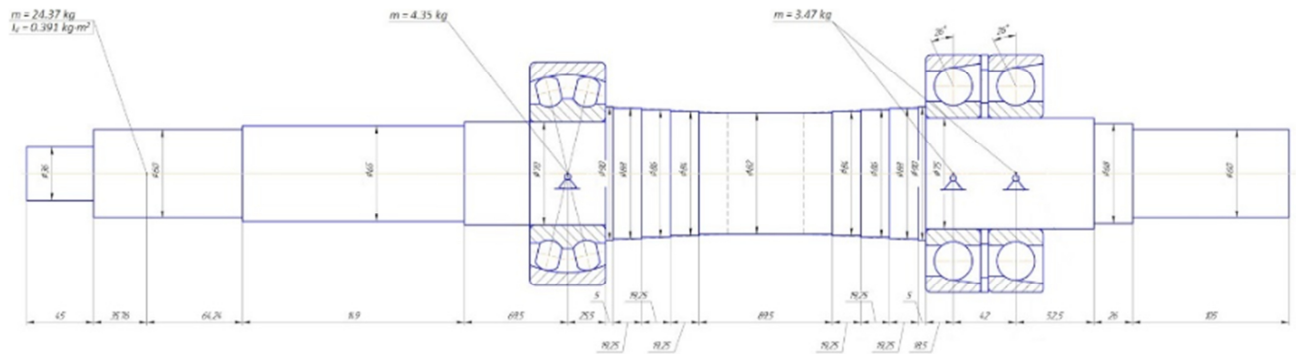


Рисунок 9 – Конструкція ротора

3.2 Результати динамічного аналізу

Вихідні дані для динамічного аналізу та стійкості проєктованого відцентрового насоса ЦПН 600-35 на основі кінцево-елементної моделі зведені в таблиці 2. Розрахунки виконані з допомогою авторського робочого файла «Критичні частоти ротора» EOM. система алгебри MathCAD.

Таблиця 2 - Вихідні дані динамічного аналізу

| Номер розділу | Довжина, м | Діаметр, м | Локальна маса, кг | Момент інерції, кг м ² | Жорсткість, Н/м |
|---------------|------------|------------|-------------------|-----------------------------------|-----------------|
| 1 | 0.045 | 0.036 | - | - | - |
| 2 | 0.036 | 0.060 | - | - | - |
| 3 | 0.064 | 0.060 | 24.37 | 0.391 | - |
| 4 | 0.149 | 0.065 | - | - | - |
| 5 | 0.07 | 0.070 | - | - | - |

Продовження таблиці 2

| | | | | | |
|----|-------|-------|------|---|-------------------|
| 6 | 0.026 | 0.070 | 4.35 | - | $1 \cdot 10^{12}$ |
| 7 | 0.005 | 0.090 | - | - | - |
| 8 | 0.057 | 0.086 | - | - | - |
| 9 | 0.090 | 0.082 | - | - | - |
| 10 | 0.57 | 0.086 | - | - | - |
| 11 | 0.005 | 0.090 | - | - | - |
| 12 | 0.19 | 0.075 | - | - | - |
| 13 | 0.42 | 0.075 | 3.47 | - | $1 \cdot 10^{12}$ |
| 14 | 0.053 | 0.075 | 3.47 | - | $1 \cdot 10^{12}$ |
| 15 | 0.026 | 0.068 | - | - | - |
| 16 | 0.105 | 0.060 | - | - | - |

Традиційна розрахункова схема, що відповідає рисунку 9 та таблиці 1 представлена на рисунку 10.

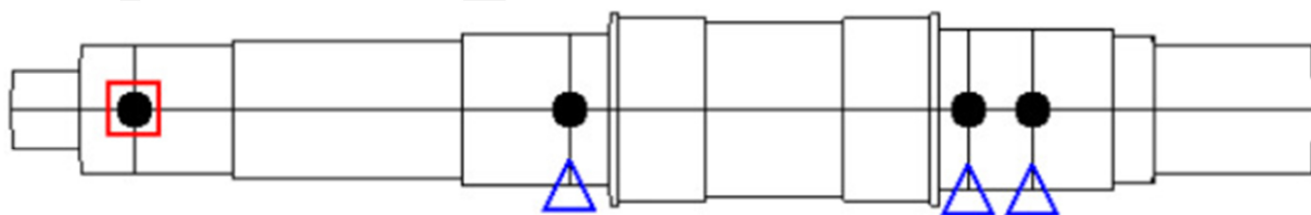


Рисунок 10 – Традиційна конструктивна схема ротора Δ – підшипникова опора;

● – локальна маса; \square – момент інерції.

Перші три результуючі форми вільних коливань можна побачити на рисунку 11.

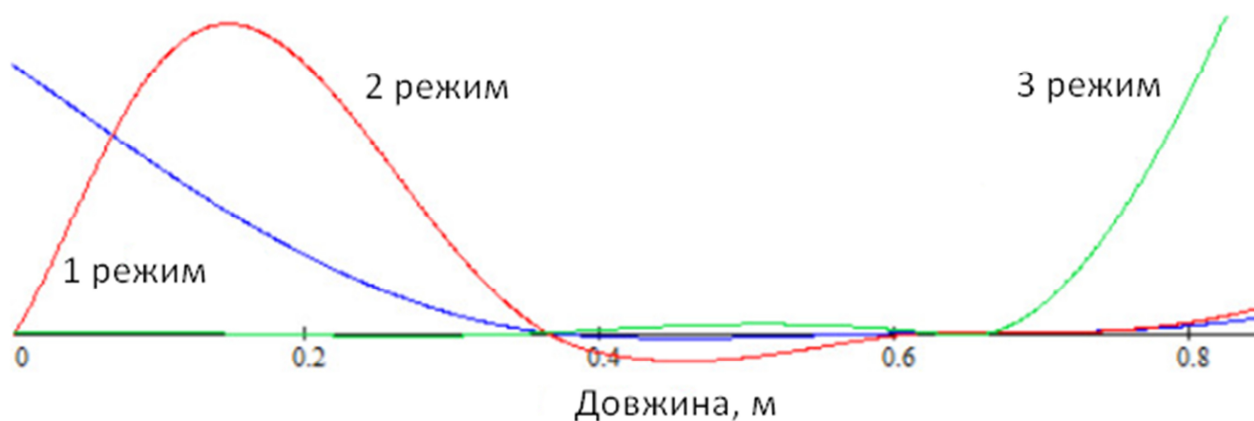
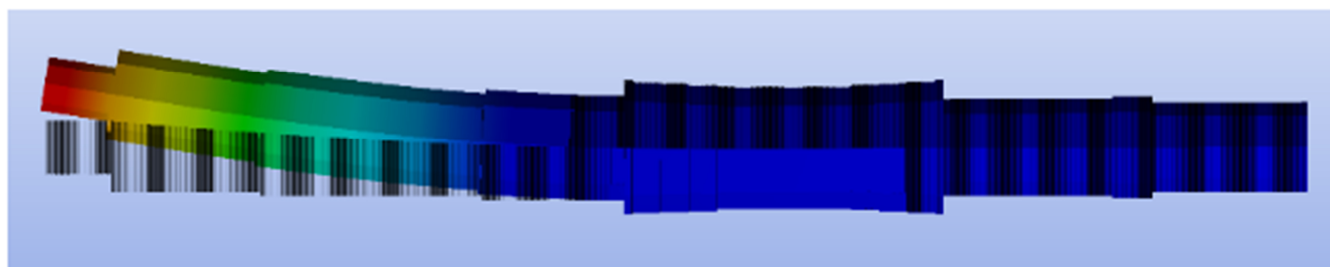


Рисунок 11 – Форми коливань вільних коливань отримані за допомогою програми «Критичні частоти ротора»

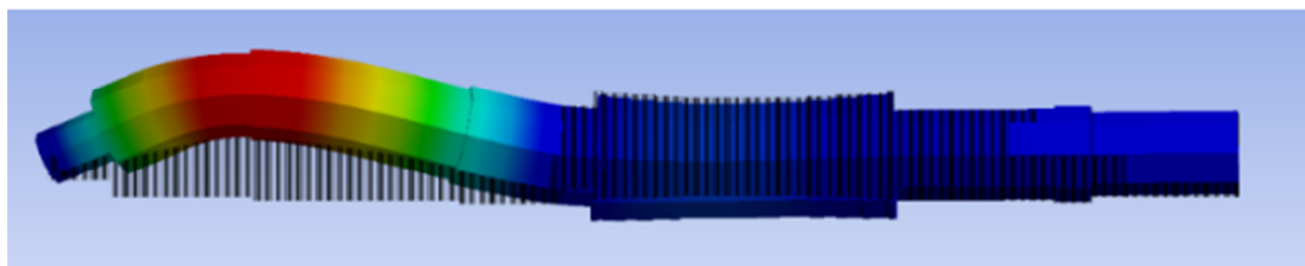
Відповідні критичні частоти отримані методом кінцевих елементів з допомогою авторського робочого файла «Критичні частоти ротора» системи комп'ютерної алгебри MathCAD. Відповідні значення: $\omega_{cr1} = 702$ рад/с, $\omega_{cr2} = 2525$ рад/с та $\omega_{cr3} = 9995$ рад/с.

Надійність цієї моделі підтверджується аналогічними результатами, отриманими за допомогою програми ANSYS (рис.12).

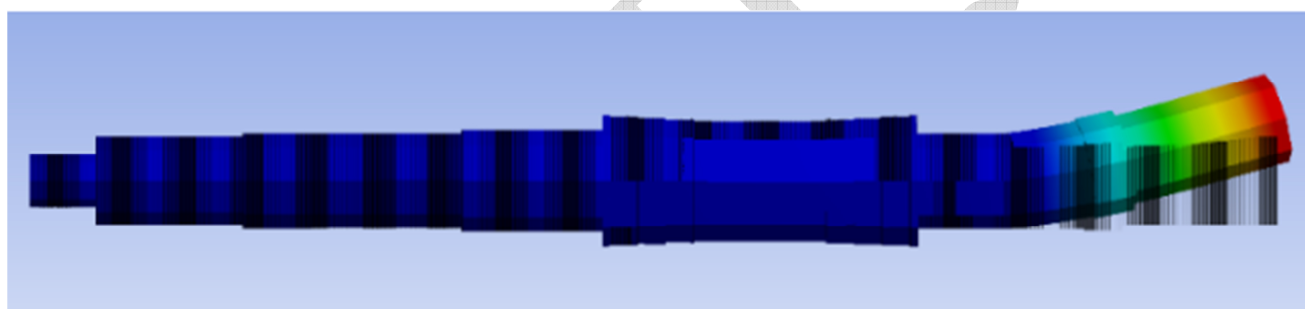
Порівняння результатів, отриманих за допомогою програм MathCAD та ANSYS, наведено в таблиці 3.



а



б



в

Рисунок 12 – Форми 1-ї (а), 2-ї (б) та 3-ї (в) мод вільних коливань, отримані за допомогою програми ANSYS.

Таблиця 3 – Порівняння результатів

| Програмне забезпечення | Власна частота, рад/с | | |
|------------------------|-----------------------|------|------|
| | 1 | 2 | 3 |
| MathCAD | 702 | 2525 | 9995 |
| ANSYS | 687 | 2432 | 8723 |
| Відносна похибка | 2.2 | 3.8 | 14.6 |

Відносна похибка оцінки 1-ї частоти ω_1 не перевищує 2,2 %. Таким чином, авторська методика, реалізована в рамках робочого файлу «Критичні частоти ротора», достовірна для відцентрового насоса ЦПН 600-35, що проектується, для АЕС.

Примітно, що оскільки 1-а критична частота $\omega_{кр1} = 732$ рад/с у 4,47 рази вище за робочу швидкість $\omega_0 = 157$ рад/с, відбудова від резонансу дорівнює 347%. Отже, механічні вібрації можна розглядати відповідно до міжнародного стандарту ISO 1940-1:2003 «Механічна вібрація. Вимоги до якості балансування роторів у постійному (жорсткому) стані. Частина 1. Специфікація та перевірка допусків балансування (IDT)».

Еквівалентну жорсткість можна визначити методом кінцевих елементів з використанням авторського робочого файлу "Вимушені коливання ротора" системи комп'ютерної алгебри MathCAD. Після розрахунків відповідне значення дорівнює $c_e = 2,02 \cdot 10^7$ Н/м. Також еквівалентна маса дорівнює $m_e = 41,0$ кг. Також для конкретного випадку були розглянуті наступні фізико-геометричні параметри дроселюючих проміжків: перепад тиску $\Delta p_0 = 3,43 \cdot 10^5$ Па; динамічна в'язкість робочої рідини за нормальних умов $\mu = 1,0 \cdot 10^{-3}$ Па·с. Відповідно до конструкції насоса (рис. 8) враховувалися такі геометричні параметри радіального дроселя: діаметр $d_0 = 0,2245$ м; довжина $l_0 = 0,045$ м; зазор $h_0 = (0,25 \dots 0,30) \cdot 10^{-3}$ м.

Завдяки результатам, представленим Роєм і Тіварі [32], для аналогічного ротора і при загальному припущенні, що коефіцієнт варіації дорівнює 0,2 коефіцієнт тертя в трисигма-діпазоні дорівнює $\zeta = 8 \dots 32$ Н · с / м. Відповідно безрозмірний коефіцієнт тертя $\chi = 0,047 \dots 0,323$, а безрозмірна частота $\psi = 0,180 \dots 0,186$.

Зрештою, максимальна безрозмірна частота дорівнює $\psi_{\max} = 1,608$. Отже, оскільки це значення у 8,64 рази перевищує значення $\psi = 0,186$, рух ротора стійкий із запасом 764 %.

3.3 Висновки до третього розділу

Для забезпечення вібраційної надійності проєктованого насоса застосований підхід ідентифікації параметрів спільно з кінцево-елементним аналізом та аналітичним моделюванням. В результаті було оцінено еквівалентну масу і жорсткість роторної системи. Розроблено математичну модель динаміки ротора з урахуванням сил інерції, жорсткості, демпфування, циркуляції та внутрішнього тертя.

Оскільки робоча швидкість 157 рад/с значно менша за першу критичну частоту 702 рад/с, відбудова від резонансу становить 347%. Тому динамічне балансування ротора слід проводити відповідно до міжнародного стандарту ISO 1940-1:2003.

При цьому перші три власні частоти були розраховані чисельно з використанням програми ANSYS та робочого файлу "Критична частота ротора" системи комп'ютерної алгебри MathCAD. Кожна програма ґрунтується на методі кінцевих елементів. Відносна різниця між першими двома власними частотами не перевищує 4%.

Нарешті, на основі критеріїв Рауса-Гурвіца оцінено динамічну стійкість руху ротора за робочою частотою та коефіцієнтом тертя та побудовано відповідну область стійкості. Примітно, що з розробленого ротора його рух динамічно стійким із запасом 764 %.

РОЗДІЛ 4. ВІБРОДІАГНОСТИКА СТАНУ ПІДШИПНИКІВ ТУРБІНИ КАПЛАНА

4.1 Підготовка вхідних даних

Згідно зі статтею [2], якщо руйнування при проходженні тіла кочення відбувається в навантаженій частині підшипника, відгук більший, ніж один раз за оберт. Вихід з ладу тіла кочення завжди виникає при контакті із зовнішнім та внутрішнім кільцями, а також залежить від навантаження. При вимірі вібрації підшипників швидкість зазвичай вибирається із трьох можливих змінних (становище, швидкість, прискорення).

Пошкодження окремих елементів підшипника (рис. 13) можна локалізувати за характерними частотами підшипника, що вказані на розмірах підшипника.

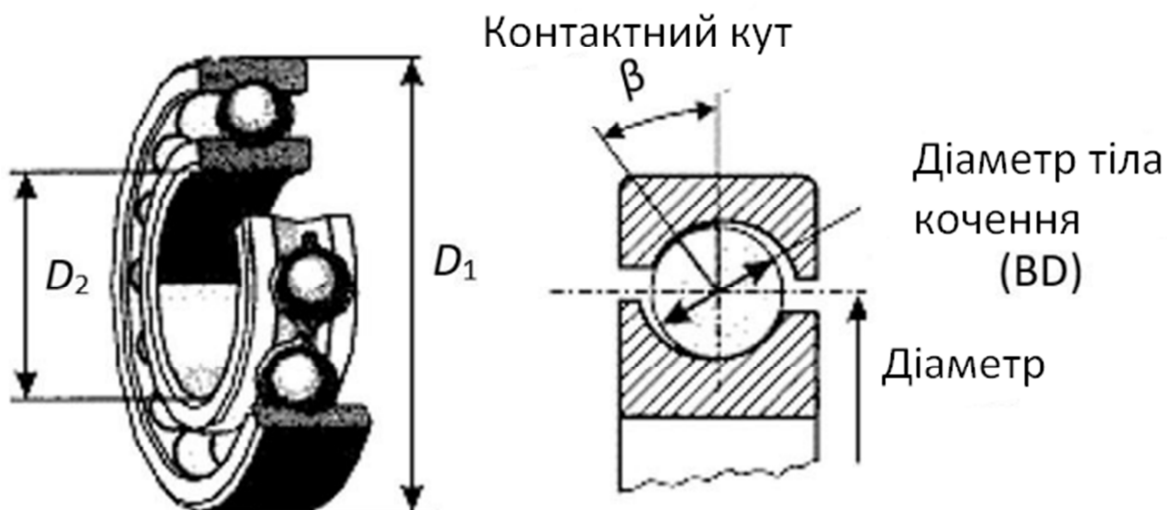


Рисунок 13 – Елементи підшипника

Схема набору, на якій проводяться вимірювання показана на рисунку 14. Важливим питанням під час вимірювання був поворот зовнішньої та внутрішньої турбінних заслінок та їх нахил. Зовнішні заслонки турбіни

розміщені на крильчатці, а внутрішні заслонки на колесі ГРМ. Турбіна підключена до генератора за допомогою муфти валу, тобто генератор по суті розташований перпендикулярно до осі турбіни.

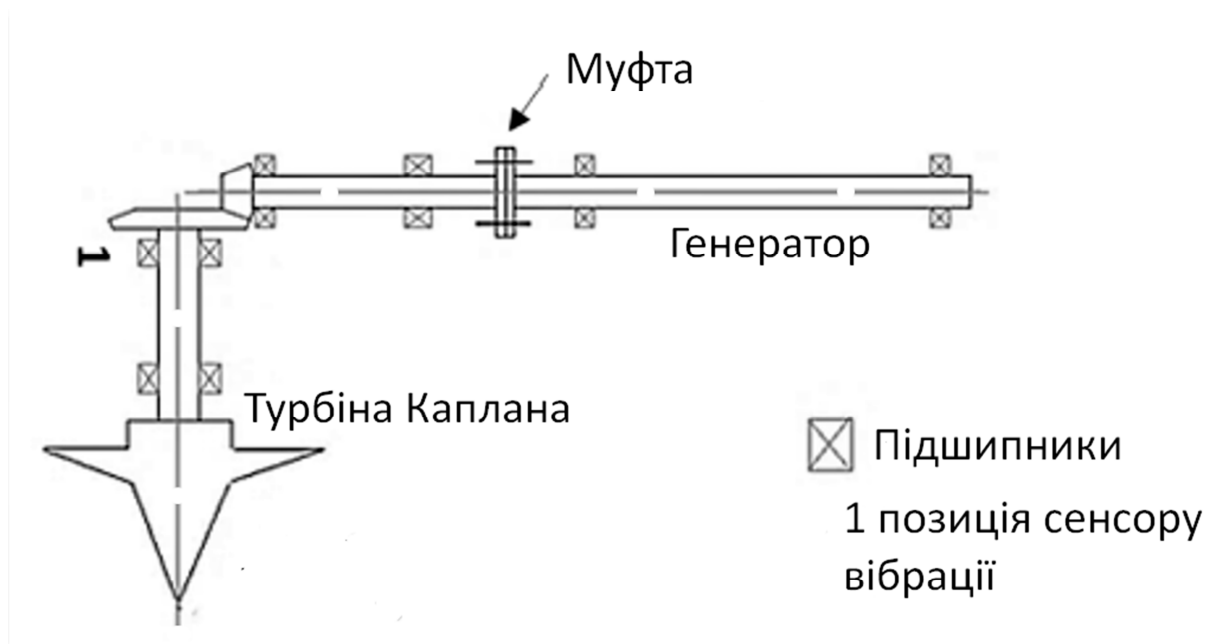


Рисунок 14 – Схема набору

Вимірювання проводили при потужності турбіни 340 кВт. У ході вимірювань було проведено маніпулювання обертанням лопатей і з'ясовано, як це впливає на загальні вібрації зі збільшенням або зменшенням потужності, при цьому витрата води через турбіну була постійною. Зміна налаштування призвела до зміни амплітуди вібрації.

Вібрації записувалися на підшипнику (точка 1 на рис. 14) у часовій області, потім запис оброблявся і перетворювався на частотну область методом БПФ для отримання залежності амплітуди від частоти. Небажані шуми відокремлювалися за допомогою фільтрів.

Аналізатор БПФ серії СМХА 80 (рис.15) використовувався для вимірювань щодо поведінки підшипників. Цей пристрій дозволяє

контролювати стан пристрою, аналізуючи сигнали та змінні вібрації по чотирьох каналах.

В експериментах також використовувалися акселерометри MTN/1100 та MTN/1830 (рис.6) виробництва компанії Monitran. Вони характеризуються малими габаритами, бічним входом, акселерометром постійного струму для оперативного та автономного аналізу вібрації. Завдяки конструкції з нержавіючої сталі та міцності вони підходять для використання у суворих промислових умовах.



Рисунок 15 – Вимірювальне обладнання (з лівого боку: аналізатор БПФ СМХА 80, акселерометри MTN/1830 і MTN/1100)

Важливим етапом обробки сигналів є фільтрація. Таким чином, використовуючи фільтри можна налаштувати сигнал так, щоб він містив тільки ту інформацію, яка необхідна для оцінки. Існує велика кількість фільтрів, що відрізняються за придатністю застосування, а також за складністю та способом обробки сигналу. Залежно від довжини імпульсної характеристики цифрові фільтри поділяються на КІХ (кінцева імпульсна характеристика) та БІХ (нескінченна імпульсна характеристика). Потім вони діляться інші типи залежно від проникності. [133]

Вимірний сигнал у межах дослідження оброблявся так званим методом огинаючої з перетворенням Гільберта, що дозволяє з реального сигналу створити аналітичний сигнал.

4.2 Одержані результати дослідження

Для того щоб оцінити фактичний стан машин, виявити і локалізувати їх пошкодження або несправності, що виникають, необхідно аналізувати частотні результати. З його допомогою можна отримати не тільки інформацію про реальний діапазон частот обертання, подібно до аналізу в часовій області, але і частотний аналіз вказує на типи проблем. Як було зазначено, аналіз можна розділити втричі основні області: смуги низьких частот до 5 Гц, смуги середніх частот від 5 до 100 Гц і смуги високих частот. Смуги високих частот від верхньої межі смуг середніх частот містять інформацію про відмови підшипників кочення, що починаються [20]. У підшипниках поверхнева втома матеріалу підшипникових елементів призводить до пошкодження поверхневого шару. Пошкодження окремих елементів підшипника можна локалізувати з урахуванням характеристичних частот підшипника, визначених за розмірами підшипника. На підшипнику, де сканувалася вібрація, було розраховано такі значення частоти кожного типу пошкодження:

$$\text{BPFO} = 97.82 \text{ Hz}$$

$$\text{BPFI} = 116.46 \text{ Hz}$$

$$\text{BSF} = 40.11 \text{ Hz}$$

$$\text{FTF} = 3.26 \text{ Hz}$$

На рисунках 16 – 19 представлені оброблені залежності прискорень у частотній області за чотирьох різних нахилах лопаток турбіни, викликаних їх обертанням, при постійному витраті води, як згадувалося.

На рисунку 16 представлені спектри в діапазоні 0-400 Гц. У цьому діапазоні видно, що між 5 та 20 Гц максимальне пікове значення прискорення становить близько 0,06 g. Більше високе пікове значення прискорення пов'язане

із запуском генератора. В областях 85 Гц, 115 Гц та 350 Гц є додаткові піки зі значеннями прискорення 0,015-0,025 g. На підставі розрахованих частот пошкоджень підшипників видно, що при значенні ВРФО 97,82 Гц в заданому спектрі видно підвищене пікове значення прискорення, що може свідчити про можливе пошкодження зовнішнього кільця, що починається. Інші підвищені значення, ймовірно, пов'язані з вібрацією інших частин обладнання та не повинні впливати на роботу.

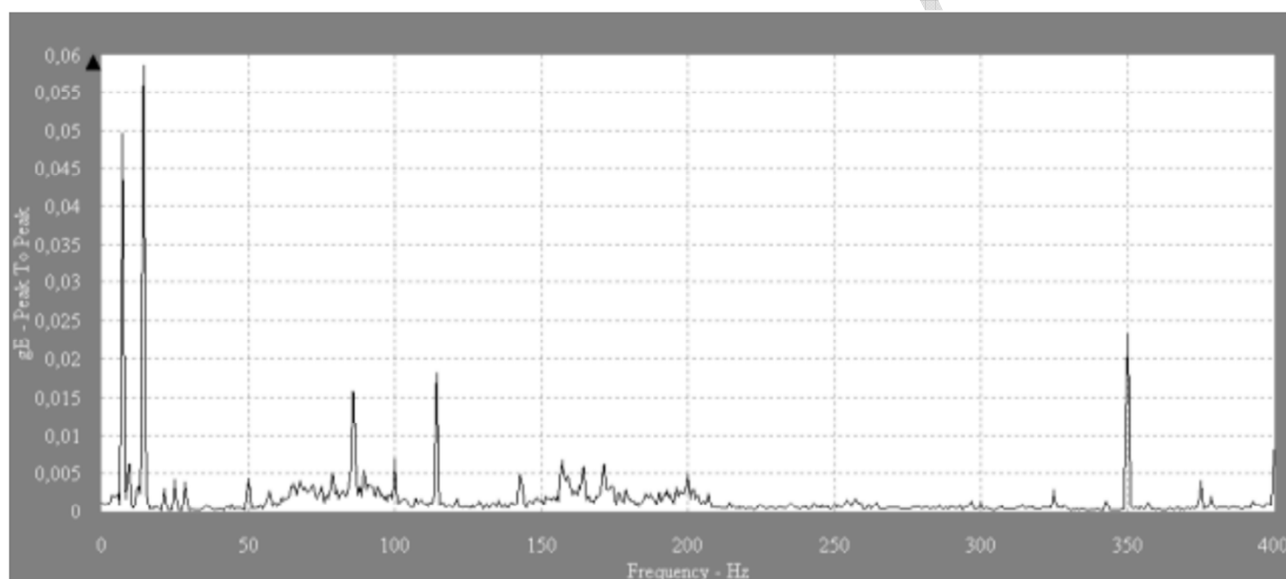


Рисунок 16 – Виміряні прискорення при першому обертанні лопатей

На рисунку 17 можна побачити відображення спектра в діапазоні 0 - 800 Гц та в діапазоні 0 - 0,18g для піків прискорення. У цьому діапазоні видно, що найбільше значення в діапазоні 350 Гц і 0,16g. З іншого боку, видно, що у частотах 300 Гц, 375 Гц і 700 Гц прискорення також збільшилося до 0,04g - 0,05g. При розрахункових значеннях частот ВРФО = 97,82 Гц і ВРФІ = 116,46 Гц значення контрольованих частот збільшилися приблизно 0,01g. Це відповідає початковому пошкодженню зовнішнього та внутрішнього кілець.

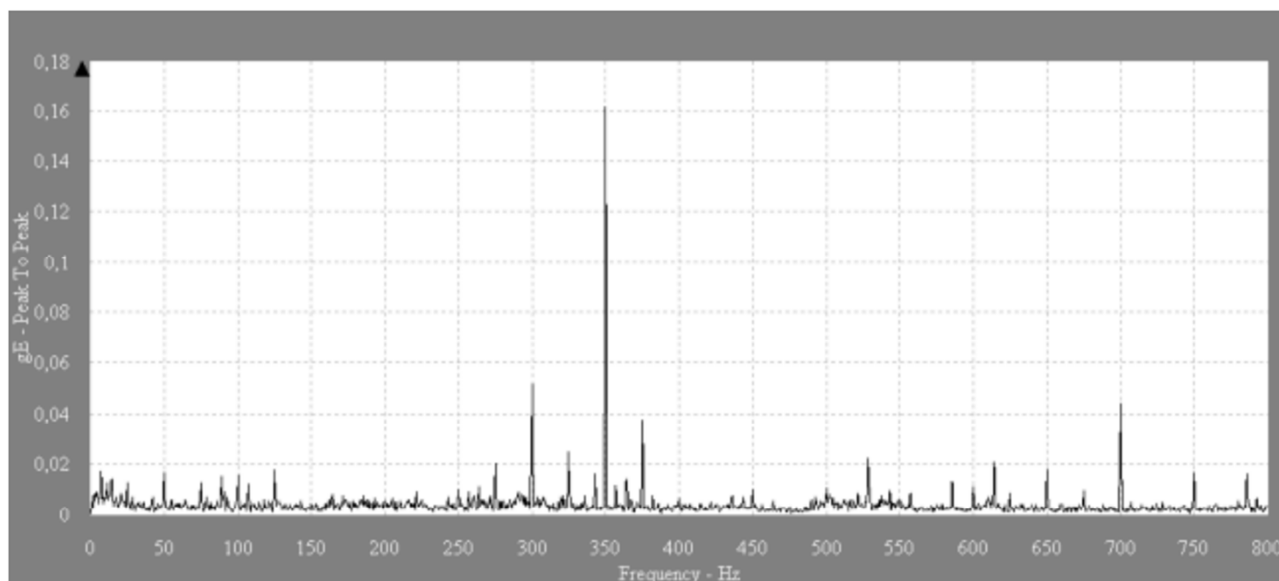


Рисунок 17 – Виміряні прискорення при другому обертанні лопатей

При третьому куті повороту лопатей частотний спектр (в діапазоні 0 – 800 Гц) має дуже схожий характер проти представленим попередньому (рис.18). Пік максимального прискорення також посідає частоту 350 Гц. На більш високих частотах піки не перевищували 0,04 g. У діапазонах 375 Гц та 700 Гц значення зростало до 0,035 g, а в діапазоні 300 Гц до 0,025 g.

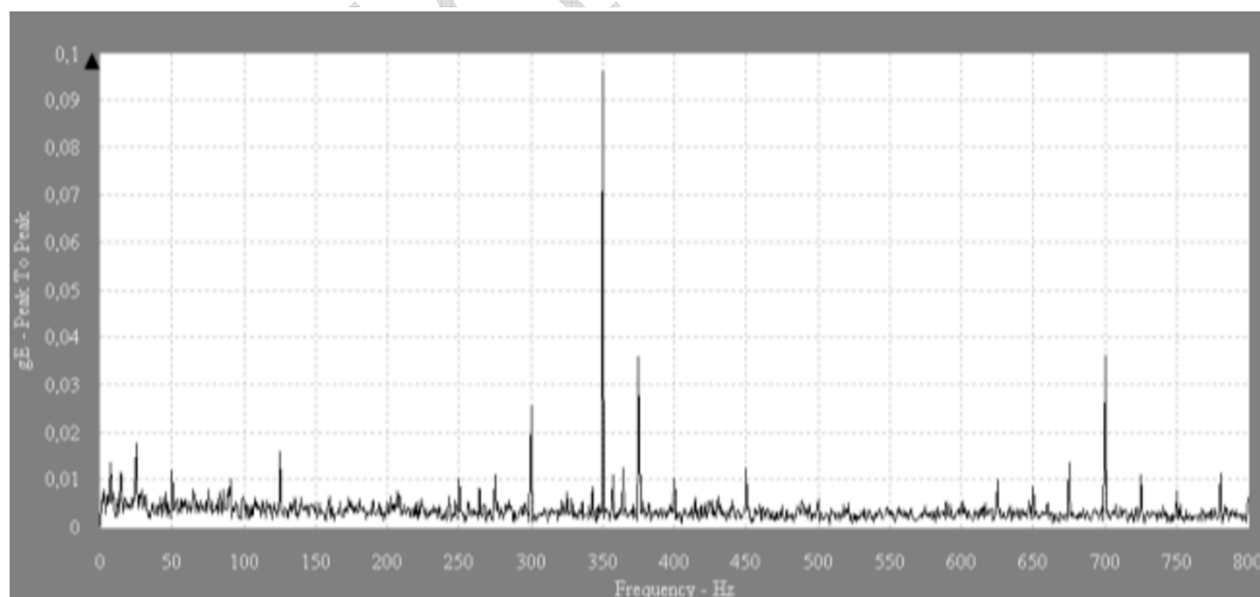


Рисунок 18 – Виміряні прискорення при третьому обертанні лопатей

При четвертому режимі обертання лопаток турбіни прискорення досягає максимального значення 0,0005 - 0,006 g у діапазоні частот 0 - 800 Гц (рис.19). Максимальне значення знаходиться в діапазоні до 10 Гц і становить 0,006 g. Прогини регулярно повторюються і знаходяться приблизно на одному рівні, тому жоден прогин не є значно вищим за інші.

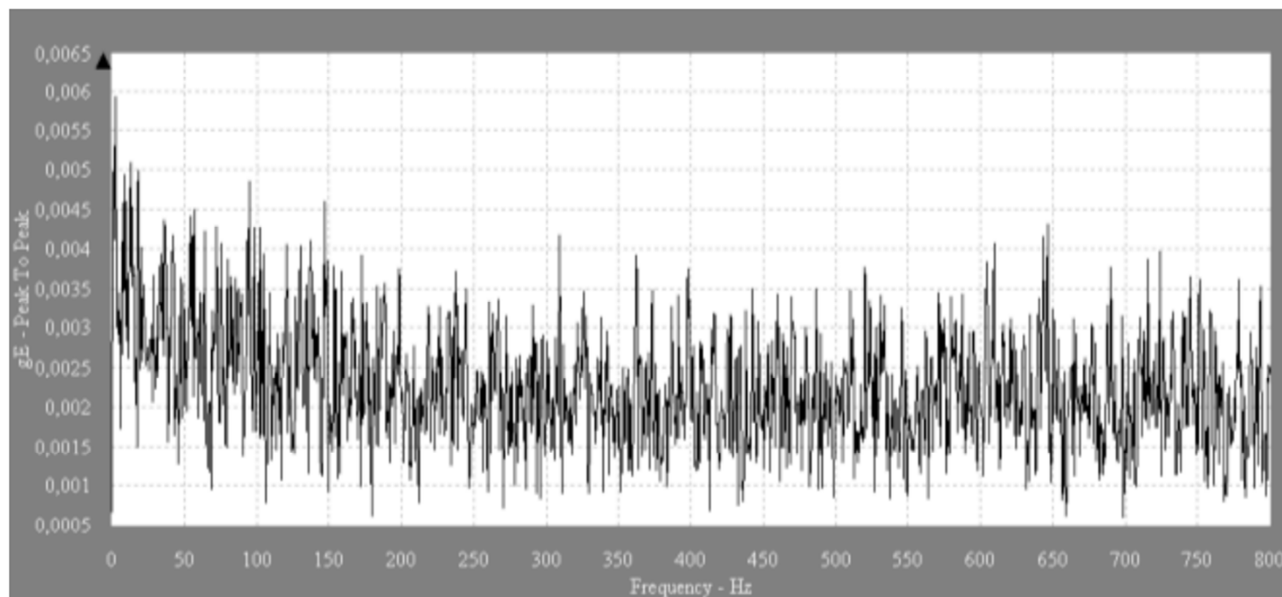


Рисунок 19 – Виміряні прискорення при четвертому обертанні лопатей

На основі оцінки результатів було розраховано значення RMS (середньоквадратичні). Середньоквадратичне значення, як правило, є найбільш корисним, оскільки воно безпосередньо пов'язане із вмістом енергії у профілі вібрації і, отже, з руйнівною здатністю вібрації. Середньоквадратичне значення також враховує історію форми сигналу часу. Розрахунок середньоквадратичної швидкості віброшвидкості в даній смузі частот може бути виконаний у різний спосіб. Найбільш інтуїтивний підхід полягає в тому, щоб взяти сигнал прискорення у часовій області, виконати інтегрування, прибрати тренд інтегрованого сигналу, а потім використовувати віконну обробку та заповнення нулями перед БПФ. Потім можна розрахувати середньоквадратичне значення в смузі, що цікавить, з отриманих спектрів. Хоча існує багато методів розрахунку

середньоквадратичних значень, стандартним методом, як і раніше, є метод інтегрування обчислення для безперервних даних, сформульований як: [21]

$$f_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} f^2(t) dt},$$

де f_{RMS} – середньоквадратичне значення $f(t)$ між інтервалом домену від t_1 до $(t_1 + T)$; T – період $f(t)$. Залежність RMS від частоти представлена на рисунку 20.

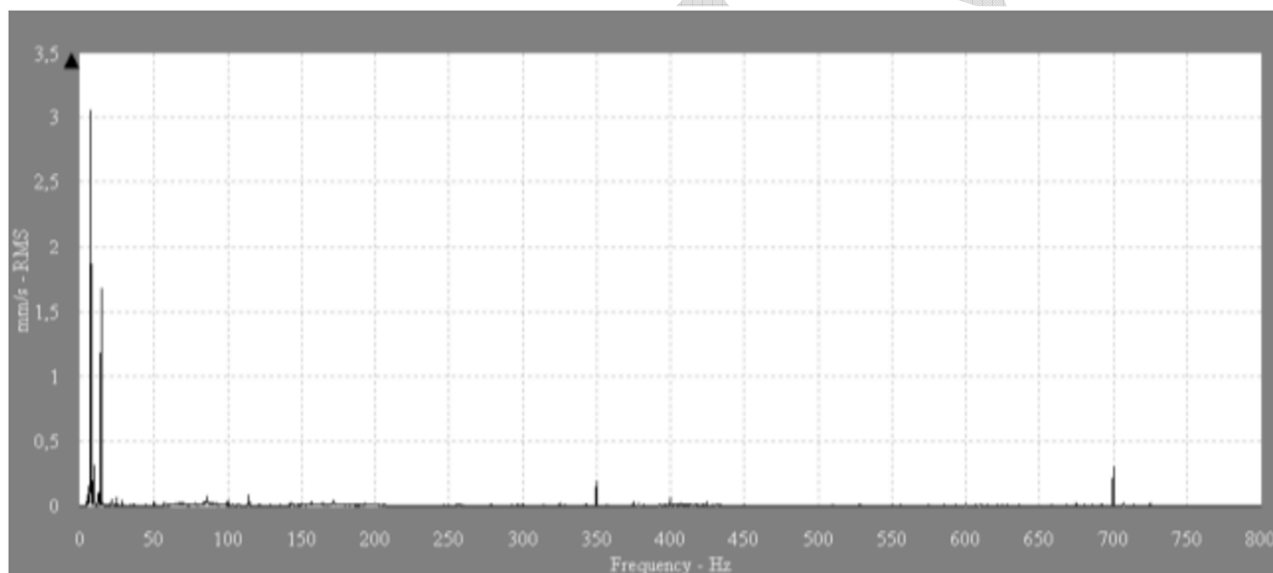


Рисунок 20 – Залежність RMS від частоти

Значення RMS порівнювалися із граничними значеннями, що визначають допустимість або неприпустимість вібрації. Наведені граничні значення наведені в таблиці 4. На підставі порівняння максимального досягнутого значення RMS, наведеного в мм/с, воно становить 3,1 мм/с, а для значення потужності аналізованої турбіни Каплана 340 кВт можна було зробити висновок, що середньоквадратичне значення знаходиться в діапазоні В. Зона В означає припустимі вібрації при необмеженій роботі з підвищеною увагою. [22]

Таблиця 4 - Обмежені значення [15]

| мм/с | <15кВт | (15-75)кВт | >75кВт |
|------|--------|------------|--------|
| 0.28 | A | A | A |
| 0.45 | | | |
| 0.71 | | | |
| 1.12 | B | B | B |
| 1.8 | | | |
| 2.8 | C | C | B |
| 4.5 | | | |
| 7.1 | D | D | C |
| 11.2 | | | |
| 18 | | | D |
| 28 | | | |
| 45 | | | D |

4.3 Висновки до четвертого розділу

Вібраційні сигнатури вилучаються з вимірювань зовнішнього корпусу (корпусу підшипника) або переміщень валу і містять інформацію про вібраційну реакцію машини, яка при правильній інтерпретації може визначити стан машини.

Стан підшипників Капранової турбіни вивчено шляхом вібродіагностики. У межах дослідження спостерігалися частоти, у яких досягалися максимальні прискорення, та його впливом на роботу установки. Тимчасові записи були перетворені на частотну область за допомогою швидкого перетворення Фур'є, а записи оброблені за допомогою фільтрів.

При цьому частоти, відповідальні за пошкодження різних частин підшипника, розраховувалися на основі розмірів підшипника, і ці частоти порівнювалися з вимірними записами. Частоти вимірювалися за різних оборотах лопаток турбіни Каплана, тоді як потужність турбіни залишалася постійної і становила 340 кВт.

При діагностиці підшипника з першим нахилом лопаток було підвищено пік прискорення при $BPFO = 97,82$ Гц, що визначає частоти, відповідальні за пошкодження зовнішнього кільця, що може свідчити початок пошкодження. Вимірювання при другому обороті лопаток також показали підвищені пікові значення прискорення при $BPFO = 97,82$ Гц, що відповідає за пошкодження зовнішнього кільця, а також при $BPFI = 116,46$ Гц, що відповідає за пошкодження внутрішнього кільця. Ці значення можуть вказувати на пошкодження підшипника. Інші відхилення були викликані впливом окремих елементів пристрою.

Після розрахунку швидкості та середньоквадратичних значень максимальне значення порівнювалося з допустимою межею, і було виявлено, що значення 3,1 мм/с знаходиться в межах допустимих значень для експлуатації, але слід приділяти підвищену увагу підшипникам і частіше повторювати вимірювання. На той момент можна було зробити висновок, що пошкодження будь-якої частини підшипника не є доведеним і турбіна працездатна.

ВИСНОВКИ

З аналізу літератури та різних досліджень можна зробити висновки, що велика кількість дефектів і несправностей роторних машин пов'язані з динамічними навантаженнями на підшипникові опори. Опори вала повинні, сприймаючи навантаження, що діють на них, забезпечувати з необхідною точністю положення вала при його обертанні з встановленою швидкістю. Виникаючи при цьому вібрації несуть багату і діагностичну інформацію про технічний стан роторної машини. На сьогоднішній час існують багато комп'ютерних способів контролю вібраційного стану.

Зокрема, у третьому і четвертому розділах на прикладах показані вимірювання та розрахунки роторних машин.

Для забезпечення вібраційної надійності проектного насоса в третьому розділі застосовані методи ідентифікації параметрів спільно зі скінченноелементним аналізом та аналітичними моделями. У результаті було оцінено еквівалентну масу і жорсткість роторної системи. Розроблено математичну модель динаміки ротора з урахуванням сил інерції, жорсткості та демпфування у комп'ютерній програмі ANSYS та із застосуванням робочих файлів системи комп'ютерної алгебри MathCAD.

У четвертому розділі розглянуто стан підшипників турбіни Каплана шляхом вібродіагностування. Під час дослідження спостерігалися частоти, на яких досягалися максимальні віброприскорення. Часові характеристики були перетворені на частотну область за допомогою швидкого перетворення Фур'є та з подальшим обробленням за допомогою фільтрів. Вібраційні сигнали з вимірювань корпусу підшипника та вібропереміщень вала містять вичерпну інформацію щодо вібраційного стану роторної машини, яка за правильної інтерпретації може визначити її технічний стан.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Симоновський В. І., Павленко І. В., Калініченко П. М., Дем'яненко М. М., Вашист Б. В., Вербовий А. Є. Дослідження динаміки роторів турбонасосних агрегатів та поршневих компресорних установок. Звіт про науково-дослідну роботу. Суми, 2018.
2. Monkova, K., Monka, P. P., Hric, S., Kozak, D., Katinić, M., Pavlenko, I., Liaposchenko, O. (2020). Condition monitoring of Kaplan turbine bearings using vibro-diagnostics. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, Vol. 9(8), pp. 1182–1188.
3. ANSYS CFX Tutorials Release 15.0, ANSYS, Inc., 2013.
4. MathCad 14 User's Guide, Parametric Technology Corporation, 2007.
5. Verbovyi, A., Khomenko, V., Neamtu, C., Pavlenko, V., Cherednyk, M., Vashyst, B., Pavlenko, I. (2021). Parameter identification of nonlinear bearing stiffness for turbopump units of liquid rocket engines considering initial gaps and axial preloading. *Journal of Engineering Sciences*, Vol. 8(2), pp. D8–D11.
6. Павленко І. В., Симоновський В. І. Методи ідентифікації параметрів математичних моделей коливальних процесів : монографія. Суми : Сумський державний університет, 2020. 145 с.
7. Pavlenko, I., Simonovskiy, V., Verbovyi, A., Ivchenko, O., Ivanov, V. (2022). Rotor Dynamics and Stability of the Centrifugal Pump CPN 600-35 for Nuclear Power Plants.
8. Hadroug, N., Hafaifa, A., Alili, B., Iratni, A., Chen, X.Q.: Fuzzy diagnostic strategy implementation for gas turbine vibrations faults detection: Towards a characterization of Symptom–fault correlations. *Journal of Vibration Engineering and Technologies*, 2021, doi: 10.1007/s42417-021-00373-z.
9. Qin, J., Gao, X., Yan, Q., Huang, W.-C., Yao, G.: High frequency modal test and dynamic performance evaluation of turbine rotor blades. In: 31st Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences. ICAS 2018, 143115 (2018).

10. Yanez-Borjas, J.J., Camarena-Martinez, D., Vasquez-Barrera, M.A., Romero-Troncoso, R.J., Morinigo-Sotelo, D.: Experimental validation of the broken rotor bar fault evolution in line-fed induction motors. In: 2018 IEEE International Autumn Meeting on Power, Electronics and Computing. ROPEC 2018, pp. 1-7 (2019), doi: 10.1109/ROPEC.2018.8661426.
11. Dimentberg, M.F.: Vibration of a rotating shaft with randomly varying internal damping. *Journal of Sound and Vibration*, 285, 759-765 (2005), doi: 10.1016/j.jsv.2004.11.025.
12. Zou, M., Fang, P., Hou, Y., Peng, H.: Investigation on multiple-frequency synchronization experiment of vibration system with dual-rotor actuation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 164, 108261 (2022), doi: 10.1016/j.ymssp.2021.108261.
13. Kumar, M., Affijulla, S.: On-line estimation of alternators rotor angle dynamics in the modern power system. *International Journal of Electrical Power and Energy Systems*, 134, 107314 (2022), doi: 10.1016/j.ijepes.2021.107314.
14. Chelabi M.A., Basova Y., Hamidou M.K., Dobrotvorskii S.: Analysis of the three-dimensional accelerating flow in a mixed turbine rotor. *Journal of Engineering Sciences*, 8(2), D1-D7 (2021), doi: 10.21272/jes.2021.8(2).d2.
15. Sokolov, V., Porkuian, O., Krol, O., Stepanova, O.: Design calculation of automatic rotary motion electrohydraulic drive for technological equipment. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. DSMIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, Vol. 1, pp. 133-142 (2021), doi: 10.1007/978-3-030-77719-7_14.
16. Li, K., Peng, C., Deng, Z., Huang, W., Zhang, Z.: Field dynamic balancing for active magnetic bearings supporting rigid rotor shaft based on extended state observer. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 158, 107801 (2021), doi: 10.1016/j.ymssp.2021.107801.

17. Chen, X., Liu, J., Li, L.: Dynamics of the vibration system driven by three homodromy eccentric rotors using control synchronization. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(16), 7691 (2021), doi: 10.3390/app11167691.
18. Yashchenko, A.S., Rudenko, A.A., Simonovskiy, V.I., Kozlov, O.M.: Effect of bearing housings on centrifugal pump rotor dynamics. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 233(1), 012054 (2017), doi: 10.1088/1757-899X/233/1/012054.
19. Li, Y., Luo, Z., Liu, J., Ma, H., Yang, D.: Dynamic modeling and stability analysis of a rotor-bearing system with bolted-disk joint. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 158, 107778 (2021), doi: 10.1016/j.ymsp.2021.107778.
20. Krol, O., Porkuian, O., Sokolov, V., Tsankov, P.: Vibration stability of spindle nodes in the zone of tool equipment optimal parameters. *Comptes Rendus de l'Academie Bulgare des Sciences* 72(11), 1546-1556 (2019), doi: 10.7546/CRABS.2019.11.12.
21. Jiang, L.: Finite element analysis and multi-objective optimization of flexible rotor-bearing system. *Atomic Energy Science and Technology*, 55, 327-334 (2021), doi: 10.7538/yzk.2021.zhuankan.0144.
22. Li, Y., Tang, Z.: High-speed rolling bearing-dual rotor spindle system numerical simulation analysis of discrete modeling dynamics. *Journal of Mechanical Strength*, 43(4), 798-807 (2021), doi: 10.16579/j.issn.1001.9669.2021.04.006.
23. Zhang, W., Qin, P., Zhang, X., Ma, K., Yin, L., Li, C.: Rotordynamic characteristics of a novel pocket damper seal with self-regulated injection. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 35(8), 3421-3434 (2021), doi: 10.1007/s12206-021-0715-9.
24. Zhao, B.-S., Li, N., Ma, H., Han, H.-Z., Zhao, Z.-F.: Vibration characteristics of the helical gear rotor system considering mixed modification. *Journal of Vibration Engineering*, 34(4), 704-711 (2021), doi: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2021.04.006.

25. Saeed, N.A.-F., Mahrous, E., Nasr, E.A., Awrejcewicz, J.: Nonlinear dynamics and motion bifurcations of the rotor active magnetic bearings system with a new control scheme and rub-impact force. *Symmetry*, 13(8), 1502 (2021), doi: 10.3390/sym13081502.

26. R. V. Daniel et al., "Effect of Bearings on Vibration in Rotating Machinery," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 225, no. 1, 2017, DOI: 10.1088/1757-899X/225/1/012264

27. Gurumoorthy, R., Pradeep, A. K. Modelling and control of a rotor supported by magnetic bearings (1994).

28. Xu, J., Li, C., Miao, X., Zhang, C., Yuan, X. (2020). An overview of bearing candidates for the next generation of reusable liquid rocket turbopumps. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 33(1), 26, doi: 10.1186/s10033-020-00442-6.

29. Free, April M., Flowers, George T., Trent, Victor S. Dynamic modelling and response characteristics of a magnetic bearing rotor system with auxiliary bearings (1995).

30. Ashutosh, K., Prabhakar, S., Vinayak, R. Vibration characteristics of a rotor-bearing system caused due to coupling misalignment (2021). DOI: 10.21595/vp.2021.22195

31. О. М. Васілевський, В. О. Поджаренко. Система вимірювального контролю параметрів взаємозв'язаних роторних машин. Монографія, Вінниця, 2007.

32. Roy, D.K., Tiwari, R.: Estimation of the internal and external damping from the forward and backward spectrum of a rotor with a fatigue crack. *Propulsion and Power Research*, 9(1), 62-74 (2020), doi: 10.1016/j.jprr.2020.01.001.

33. R. Krehel, et al. "Mathematical model of technological processes with prediction of operating determining value," *Acta Technica Corviniensis: Bulletin of Engineering*, vol. 2, no. 4, pp. 39- 42, 2009.