

Міністерство освіти і науки України  
Луцький національний технічний університет  
Факультет транспорту та механічної інженерії  
Кафедра галузевого машинобудування

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»

**ПРОЕКТУВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ  
МОДЕЛЮВАННЯ ДИСБАЛАНСУ РОТОРНОГО  
ВУЗЛА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО  
ВИПРОБУВАЛЬНОГО СТЕНДУ**

спеціальність 133 Галузеве машинобудування

освітня програма Галузеве машинобудування

Виконав: здобувач вищої освіти  
групи Мм-21  
**Колтунік Богдан Святославович**

\_\_\_\_\_ (підпис)

Керівник:  
к.т.н., доцент  
**Селезньов Едуард Леонідович**

\_\_\_\_\_ (підпис)

Кваліфікаційну роботу  
допущено до захисту  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

к.т.н., доцент  
Гарант освітньої програми:  
**Шимчук Сергій Петрович**

\_\_\_\_\_ (підпис)

Луцьк – 2025 року

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії  
Кафедра галузевого машинобудування  
Ступінь вищої освіти: магістр  
Галузь знань: 13 Механічна інженерія  
Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування  
Освітня програма: «Галузеве машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ:  
Завідувач кафедри  
Пуць Віталій Степанович  
« \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 р.

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ**

*Колтунік Богдан Святославович*

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи *Проектування та дослідження системи моделювання дисбалансу роторного вузла електромеханічного випробувального стенду*

Керівник роботи: Селезньов Е.Л.

затверджені наказом вищого навчального закладу від «17» січня 2025 р. №25/01-02

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи «14» червня 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи базові креслення устаткування, технічна характеристика, технічні умови.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що потрібно розробити):  
Анотація Зміст Вступ. 1 Дослідження стану питання і проведення літературного огляду. Аналіз питання балансування. Аналіз існуючих рішень. 2. Розробка принципової схеми та математична модель стенду. Принципова схема стенду. Математичне моделювання стенда. 3. Науково-дослідний розділ. 4. Конструкторський розділ. Висновки. Список джерел посилання. Додатки

5. Перелік графічного матеріалу:

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділ 1	Селезньов Е.Л., доцент		
Розділ 2	Селезньов Е.Л., доцент		
Розділ 3	Селезньов Е.Л., доцент		
Розділ 4	Селезньов Е.Л., доцент		

7. Дата видачі завдання «22» січня 2025 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Обґрунтування теми. Вступ.</i>	<i>29.03.2025 р.</i>	
2.	<i>1 Дослідження стану питання і проведення літературного огляду</i>	<i>06.04.2025 р.</i>	
3.	<i>2. Розробка принципової схеми та математична модель стенду</i>	<i>18.04.2025 р.</i>	
4.	<i>3 Науково-дослідний розділ</i>	<i>10.05.2025 р.</i>	
5.	<i>4 Конструкторський розділ</i>	<i>24.05.2025 р.</i>	
6.	<i>Формування висновків</i>	<i>28.05.2025 р.</i>	
7.	<i>Формування списку використаних джерел</i>	<i>04.06.2025 р.</i>	
8.	<i>Оформлення пояснювальної записки та презентації досліджень</i>	<i>07.06.2025 р.</i>	
9.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	<i>10.06.2025 р.</i>	
10.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи бакалавра до захисту</i>	<i>14.06.2025 р.</i>	

Здобувач вищої освіти

\_\_\_\_\_ (підпис) \_\_\_\_\_ (прізвище, ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

\_\_\_\_\_ (підпис) \_\_\_\_\_ (прізвище, ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Колтунік Б.С. Проектування та дослідження системи моделювання дисбалансу роторного вузла електромеханічного випробувального стенду. Рукопис.

Кваліфікаційна робота магістра ОНП «Галузеве машинобудування» спеціальності 133 Галузеве машинобудування. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2025.

Кваліфікаційна робота магістра складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків.

В роботі було проведено аналіз питання балансування та існуючих рішень щодо вирішення даної проблеми та вибрано напрямок роботи. Далі було розроблено принципову схему стенду, а також розроблено математичну модель для подальших обчислень параметрів елементів конструкції. На основі отриманих результатів підібрано комплектуючі стенду, а також розроблено його конструкцію в САПР-програмі SolidWorks, створивши таким чином електромеханічний стенд. Також проведено дослідження впливу цих параметрів на вібраційні характеристики в програмному пакеті MATLAB.

Ключові слова: ДИНАМІЧНЕ БАЛАНСУВАННЯ РОТОРІВ, РОТОРНИЙ БЛОК, ВІБРАЦІЯ, ДИСБАЛАНС, ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИЙ СТЕНД, ГНУЧКИЙ РОТОР, ВІБРОДІАГНОСТИКА.

## ANNOTATION

Koltunik B.S. Design and research of a modeling system for rotor unit imbalance in an electromechanical test bench. Manuscript.

Master's qualification work of ONP "Industrial Mechanical Engineering" specialty 133 Industrial Mechanical Engineering. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2025.

The qualification of a master's work consists of an entry, four sections, subdivisions, a list of subordinate units, and supplements.

The work carried out an analysis of nutritional balance and possible solutions to solve this problem and selected direct action. Next, the principle diagram of the stand was broken down, as well as a mathematical model for further processing of the parameters of the design elements. Based on the obtained results, components for the stand were selected, as well as its structure was divided into the SolidWorks CAD program, thus creating an electromechanical stand. The integration of these parameters into vibration characteristics in the MATLAB software package was also carried out.

Key words: DYNAMIC ROTOR BALANCE, ROTOR BLOCK, VIBRATION, IMBALANCE, ELECTROMECHANICAL STAND, ROTOR ROTOR, VIBRATION DIAGNOSTICS.

## ЗМІСТ

<b>АНОТАЦІЯ</b> .....	3
<b>ЗМІСТ</b> .....	5
<b>ВСТУП</b> .....	6
<b>1 ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ПИТАННЯ І ПРОВЕДЕННЯ ЛІТЕРАТУРНОГО ОГЛЯДУ</b> .....	8
1.1 Аналіз питання балансування.....	8
1.2 Аналіз існуючих рішень .....	15
<b>2 РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СТЕНДУ</b> .....	18
2.1 Принципова схема стенду .....	18
2.2 Математичне моделювання стенда .....	20
<b>3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ</b> .....	26
<b>4 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ</b> .....	47
<b>ВИСНОВКИ</b> .....	56
<b>СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ</b> .....	57
<b>ДОДАТКИ</b> .....	58

## ВСТУП

У будь-якому виробництві важливо забезпечити безперебійну роботу обладнання, а для цього потрібен постійний контроль за його станом. Ефективність роботи обладнання часто залежить від якості технічного та ремонтного обслуговування, де використовуються різні балансувальні машини. Вивчення та впровадження таких пристроїв у промисловість є перспективним напрямом у розвитку теорії автоматичного балансування та актуальним науково-технічним завданням.

Завдяки сучасному вібровимірювальному обладнанню тепер можна проводити динамічне балансування роторів безпосередньо на місці їхньої експлуатації. Це допомагає знизити вібраційне навантаження на опори до прийняттого рівня.

Причинами дисбалансу можуть бути різні фактори:

1. Недотримання точних розмірів під час виготовлення валів.
2. Неточне центрування з'єднаних деталей.
3. Нерівномірна щільність або неоднорідність матеріалу деталі.
4. Наявність зазорів у з'єднаннях вузлів та деталей.
5. Деформація валів через пошкодження під час експлуатації або під час термічної та механічної обробки.

Робота з незбалансованим валом може призвести до серйозних наслідків:

1. Збільшення рівня вібрації та шуму агрегату.
2. Збільшення сил тертя і, як наслідок, зростання енергоспоживання.
3. Нагрівання підшипників.
4. Витік мастила.
5. Пошкодження несучих конструкцій, поломка анкерних болтів.
6. Виробництво неякісної продукції.
7. Аварійна зупинка механізму.

Надмірні вібрації можуть передаватися сусіднім агрегатам, значно погіршуючи їхню точність та належне функціонування.

Виникаючі вібрації є шкідливими для здоров'я людини, викликаючи дратівливість та втому.

**Мета роботи:** розробка та дослідження системи дисбалансу роторного вузла електромеханічного стенду.

**Об'єкт дослідження:** розроблена модель вібраційного випробувального стенду.

**Предмет дослідження:** дисбаланс роторного вузла електромеханічного випробувального стенду.

**Методи дослідження:** математичне моделювання в програмному пакеті MATLAB, аналіз результатів моделювання.

**Наукова новизна:** полягає у визначенні параметрів, що впливають на рівень вібрації роторного блоку, та отриманні експериментальних даних, які можуть бути використані при проектуванні стенду.

**Практичне значення:** створення стенду, на якому можна моделювати процеси, пов'язані з балансуванням валів різної конфігурації з різними типами з'єднань, що допоможе студентам та дослідникам дати більш повне розуміння балансування роторів та впливу дисбалансу на надійність та довговічність технічних систем.

**Актуальність роботи:** Оскільки жорсткий ротор може проявляти властивості гнучкого ротора, починаючи з певної швидкості обертання, вибір конкретного методу балансування залежить не тільки від швидкості обертання, а й від конфігурації ротора. Існуючі балансувальні стенди не враховують можливості дослідження різних конфігурацій роторних вузлів, які можуть відрізнятися не тільки типами роторів, але й різними типами муфт.

**Апробація:** за темою кваліфікаційної магістерської роботи опубліковано статтю в фаховому збірнику - Seleznov E.L. Research of the rotor assembly imbalance system of the training electromechanical stand./ E.L. Seleznov, D.E. Seleznov, B.S. Koltunik // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Випуск 81, Луцьк 2025. – С. 148-150., 0,5 об. вид. арк. DOI 10.36910/775.24153966.2025.81.22 (Додаток Б)

# 1 ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ПИТАННЯ І ПРОВЕДЕННЯ ЛІТЕРАТУРНОГО ОГЛЯДУ

## 1.1 Аналіз питання балансування

Балансування – це процес, що допомагає зрівноважити маси обертового ротора. Якщо маси розподілені нерівномірно, під час роботи виникають вібрації. Це збільшує навантаження на підшипники, фундаменти та інші частини обладнання. Щоб уникнути таких проблем, усі деталі, що обертаються, мають бути збалансовані.

### 1. Типи роторів

Існують два основні типи роторів:

Жорсткий ротор – це ротор, який можна збалансувати на швидкості нижче першої критичної, використовуючи дві довільні площини корекції. При цьому залишковий дисбаланс не перевищуватиме допустимих значень на всіх швидкостях аж до максимальної робочої. Динамічне балансування жорсткого ротора зазвичай виконується у двох площинах.

Гнучкий ротор – це ротор, який також балансується на швидкості нижче першої критичної у двох довільних площинах корекції. Однак значення залишкового дисбалансу такого ротора можуть перевищувати допустимі значення на інших швидкостях обертання, аж до найвищої робочої. При балансуванні гнучких роторів зазвичай використовують більше двох площин корекції, і ці площини не обираються довільно [1].

На кожній критичній частоті гнучкий ротор деформується певним чином, показуючи домінуючу форму згинальних коливань, що називається власною модою гнучкого ротора (рис. 1.1). Залежно від розподілу жорсткості та мас вздовж гнучкого ротора, у робочий діапазон швидкостей обертання може потрапити до двох критичних частот, кожна зі своєю власною модою.

Методи балансування гнучкого ротора відрізняються від методів балансування жорсткого тим, що дисбаланси у площинах корекції встановлюються за певним законом. Балансування гнучких роторів вимагає високої частоти

обертання, використання багатьох площин корекції, а також вимірювання переміщень ротора в кількох перерізах та коливань опори.

Типи дисбалансу ротора.

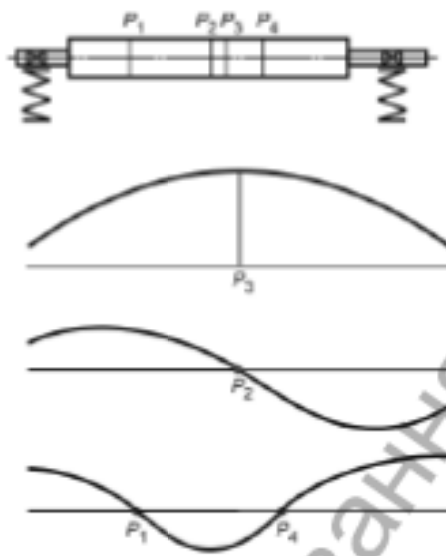


Рисунок 1.1 – Основні природні режими деформації згину гнучкого ротора

Згідно з визначенням Міжнародної організації зі стандартизації, розрізняють такі види дисбалансу:

Статичний дисбаланс виникає, коли головна вісь інерції зміщена паралельно осі обертання. Його можна усунути, розмістивши додаткову масу навпроти центру ваги, у площині, перпендикулярній до осі обертання. Цей дисбаланс повністю визначається головним вектором дисбалансів або відносним зміщенням головної центральної осі інерції та її ротора, що дорівнює ексцентриситету центру її мас (рис. 1.2).

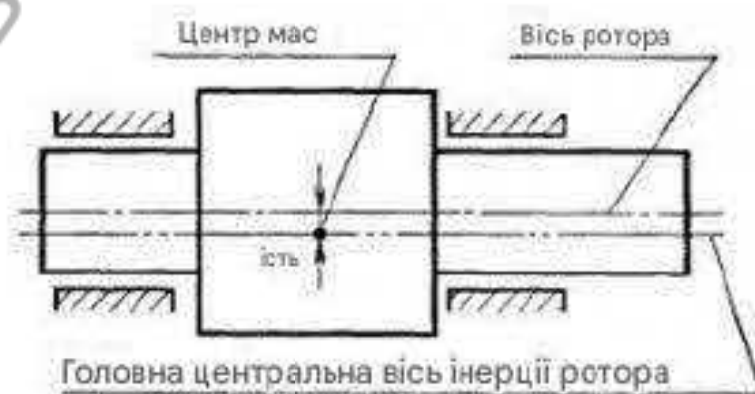


Рисунок 1.2 – Статична невідновженість

Моментний дисбаланс – це ситуація, коли вісь інерції ротора перетинає вісь обертання посередині мас ротора. Він виникає, якщо два джерела дисбалансу розташовані на протилежних сторонах ротора, а кут між ними становить  $180^\circ$ . Цей дисбаланс визначається двома однаковими, непаралельними векторами дисбалансу, що розташовані у двох довільних площинах, перпендикулярних до осі ротора (рис. 1.3).

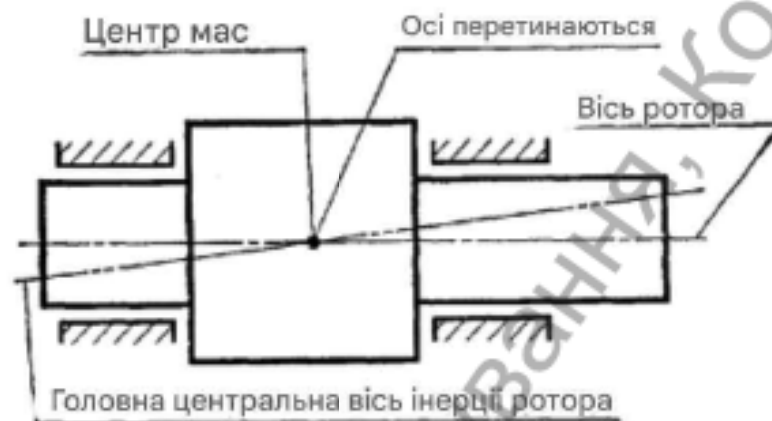


Рисунок 1.3 – Миттєва невірноваженість

Квазістатичний дисбаланс – це дисбаланс, при якому головна вісь інерції перетинає вісь обертання у місці, відмінному від центру ваги. Він є окремим випадком динамічного дисбалансу, тобто поєднанням статичного та моментного дисбалансу. При квазістатичному дисбалансі всі дисбаланси ротора лежать в одній площині, яка містить вісь ротора та його центр мас (рис. 1.4).

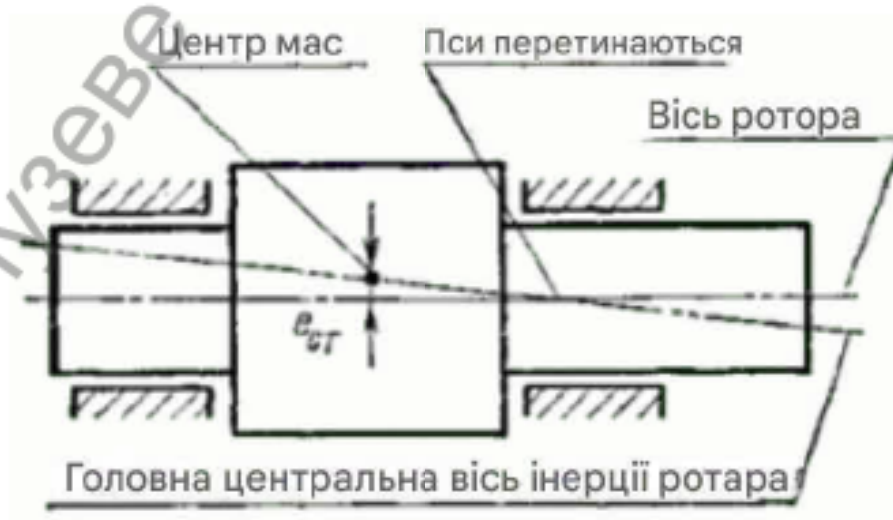


Рисунок 1.4 – Квазістатичний дисбаланс

Динамічний дисбаланс – це дисбаланс, при якому центральна вісь інерції не є ні паралельною, ні перетинною з віссю обертання. Цей тип дисбалансу є поєднанням статичного та моментного дисбалансу. Динамічне балансування виконується щонайменше у двох площинах корекції. Динамічний дисбаланс визначається головним моментом та головним вектором дисбалансів ротора або парою векторів дисбалансу, які є різними за напрямком та антипаралельними (рис. 1.5).

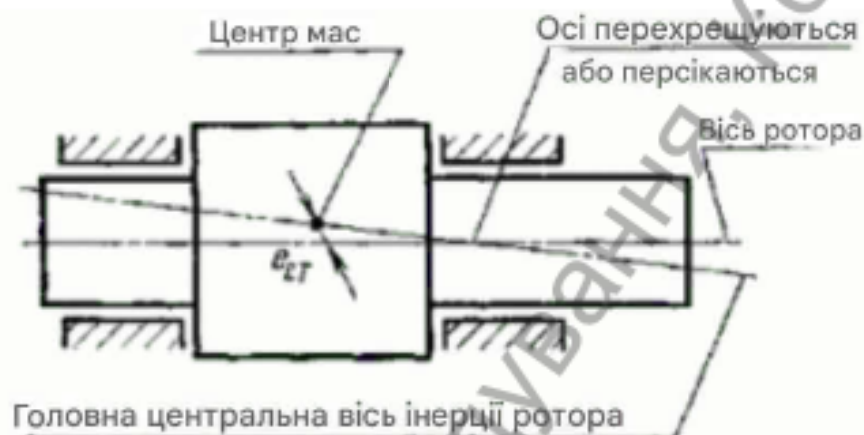


Рисунок 1.5 – Динамічний дисбаланс

#### Методи балансування ротора

Методи балансування поділяються на статичне балансування (без обертання ротора) та динамічне балансування (здійснюється вздовж двох корекційних площин). Залежності дисбалансів у корекційних площинах від вимірних параметрів встановлюються методом пробних пусків або за допомогою попереднього розрахунку.

##### а) Статичний метод

Цей метод використовується для балансування агрегату в стані спокою та для балансування дископодібних роторів, маса яких зосереджена приблизно в одній площині. Процес починається з розміщення агрегату з шийками вала на призмах балансувального верстата. Вал, рухаючись по робочій поверхні призм, займе положення, де його важча частина буде внизу. Точку для встановлення балансувального вантажу визначають так: ротор п'ять разів прокочують, і при кожній зупинці позначають нижню «важку» точку. Точка, розташована точно

посередині між двома крайніми мітками, і буде місцем для встановлення балансувального вантажу. Окрім використання балансувального вантажу, балансування часто досягається шляхом пиляння, свердління або фрезерування металу з важкого боку ротора

б) Динамічне балансування – це процедура, спрямована на виявлення та зменшення дисбалансів ротора, які спричиняють динамічний дисбаланс. Воно одночасно зменшує як моментний, так і статичний дисбаланс ротора.

Існує багато методів балансування, і всі вони базуються на припущенні, що система є лінійною. Це означає, що амплітуди коливань вважаються прямо пропорційними величині дисбалансу, а фази не залежать від його величини. Розрізняють одноплощинне та багатоплощинне балансування. При одноплощинному балансуванні коригувальні маси розраховуються послідовно для кожної площини, тоді як при багатоплощинному – одночасно.

Балансування в одній площині може здійснюватися різними способами. Розглянемо деякі з них.

#### 1) Метод пробного масового байпасування

Цей метод зараз використовується дуже рідко. Коло в площині корекції розділяється на 8 частин, а точки позначаються через кожні  $60^{\circ}$ . В кожному з цих точок по черзі встановлюється пробна маса  $m_{пр}$ . Без пробної маси, а потім при кожному її встановленні, робиться запуск, і вимірюються амплітуди коливань ( $A_0, A_1, A_2, \dots, A_8$ ). На основі цих даних будується графік залежності зміни амплітуди від місця встановлення пробної маси. У міру наближення місця встановлення до місця дисбалансу амплітуда буде збільшуватися. Мінімальна амплітуда відповідатиме випадку, коли пробний вантаж розташований навпроти дисбалансу. Місце встановлення коригувальної маси  $m_{кор}$  визначається за мінімальною амплітудою коливань.

#### 2) Трипусковий метод без вимірювання фази

При балансуванні цим методом виконують три запуски з однією пробною масою  $m_{пр}$ , яку послідовно встановлюють через  $120^{\circ}$  на одному радіусі. Під час запусків вимірюють амплітуди коливань ( $A_{01}, A_{02}, A_{03}$ ). За результатами цих

вимірювань розраховують необхідну коригувальну масу та кут її встановлення за допомогою графічних побудов. Для графічного розв'язання задачі з центру  $O$  описують три кола з радіусами ( $A_{01}, A_{02}, A_{03}$ ) (див. рис. 1.5). На цих колах, шляхом вибору, розташовують вершини рівностороннього трикутника  $ABC$ , вписаного в коло з центром  $O_1$ , радіус якого дорівнює  $r$ . У шкалі відображається  $m_{кор}$ . Значення коригувальної маси  $m_{кор}$  знаходиться зі співвідношення:

$$m_{кор} = \frac{m_{пр} \cdot OO_1}{r}$$

Кут дисбалансу  $\delta$  відносно першого положення випробувальної маси знаходиться за кресленням (рис. 1.6). Тому навпроти дисбалансу необхідно встановити коригувальну масу.

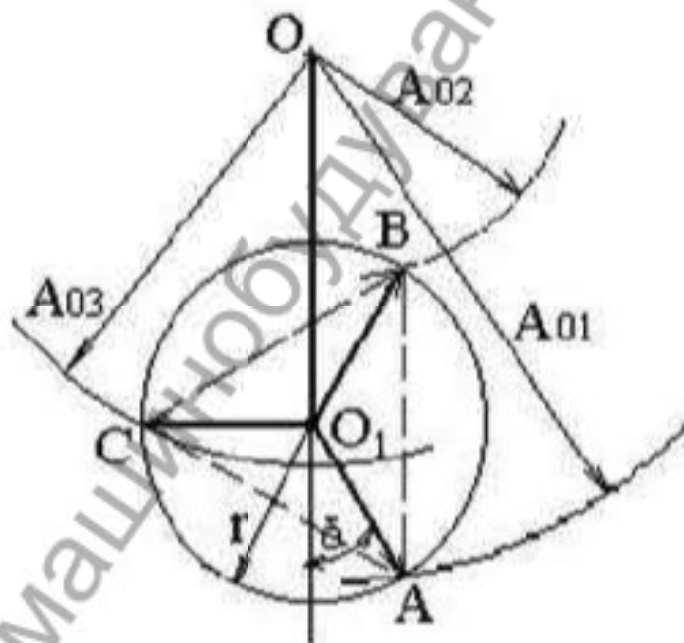


Рисунок 1.6 – Трипунктовий метод без вимірювання фази

3) Метод, заснований на вимірюванні амплітуди та фази.

Цей метод легко реалізується за допомогою сучасних засобів балансування. Балансувальник, використовуючи сучасні засоби балансування, не бачить, як проводиться розрахунок коригувальної маси та місце її встановлення. Тому суть цього методу пояснюється графічно за допомогою рис. 1.6.



дозволяє оперативно виявити причини надмірної вібрації агрегатів, від яких залежить стабільна робота всього підприємства.

Аналізатори вібраційних сигналів бувають різних конструкцій: як стаціонарні, так і портативні. До них додаються спеціалізовані програми для вібродіагностики обертового обладнання, що дозволяють отримати максимально точні результати.

## 1.2 Аналіз існуючих рішень

Щоб навчити студентів основам балансування та вібраційного контролю роторних систем, потрібно створити стенд. Його конструкція повинна легко адаптуватися до будь-яких конфігурацій ротора та різних типів з'єднань. Такий універсальний стенд допоможе студентам краще зрозуміти процес балансування ротора під час навчання. У цій роботі ми розглядаємо кілька варіантів балансувальних стендів, на основі яких будуть сформульовані основні варіанти конструкції універсального стенду.

Першим розглянутим варіантом балансувального стенду є пристрій за патентом № 2 3 3 6 5 0 9 «Пристрій для динамічного балансування роторів», схема якого представлена на рис. 1.8 та 1.9 [2].

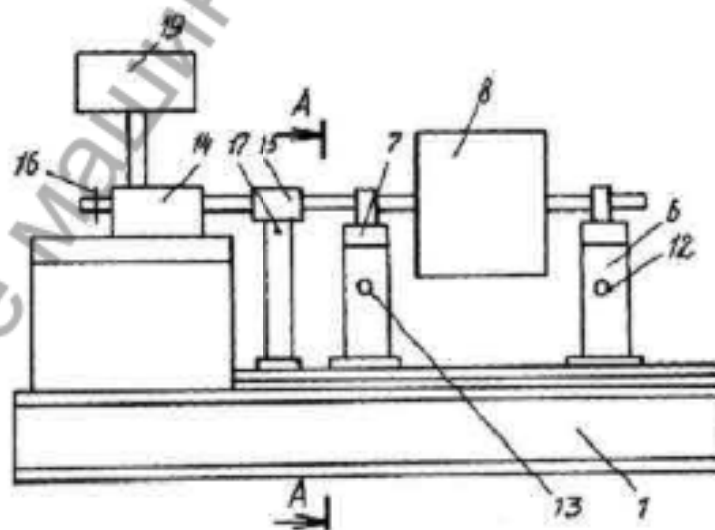


Рисунок 1.8 – Компонувальна схема пристрою для динамічного балансування роторів: 1 – рама, 6, 7 – рухомі опори, 8 – ротор, що балансується, 12, 13 – датчики вібрації, 14 – двигун, 15 – балансувальна оправка, 16 – датчик обертання, 17 – кронштейн, 19 – датчик дисбалансу.

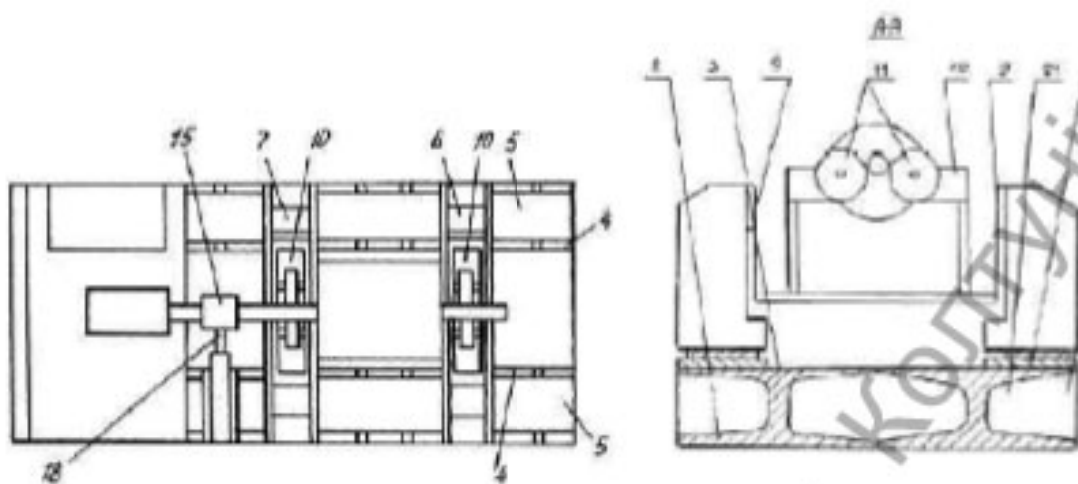


Рисунок 1.9 – Вид зверху та розріз АА компонентної схеми пристрою для динамічного балансування роторів, де 2 – двотаврові балки, 3 – верхні площини двотаврових балок, 4 – плоскі пластини, 5 – напрямні, 6, 7 – рухомі опори, 9 – пружні елементи, 10 – поперечина, 11 – ролики, 15 – балансувальна оправка, 18 – датчик вібрації, 20 – гальмівний вузол, 21 – зовнішня порожнина рами.

Цей пристрій працює так: під ротором, який потрібно збалансувати, ставлять рухомі опори. Один їхній кінець кріпиться безпосередньо на роликах, а інший з'єднується з приводним двигуном за допомогою балансувального оправлення. Для діагностики дисбалансу ротора використовують два датчики вібрації, що фіксують коливання пружних елементів, викликані дисбалансом. Третій датчик фіксує радіальні биття балансувального оправлення. Усі дані з датчиків обробляються і передаються на вимірювач дисбалансу.

Переваги пристрою

Посилена рама робить механічну систему більш жорсткою.

Рухомі опори дозволяють встановлювати ротори різних розмірів.

Недоліки пристрою

Велика кількість датчиків (коливань, обертання, дисбалансу) ускладнює пристрій.

Існує також балансувальний верстат від BAL TECH, призначений для динамічного балансування роторів вагою 1,0-2,0 кг. Цей верстат має основу для

зручного використання ( настільний або стійковий варіант), вимірювальну систему з програмним забезпеченням та панелью керування, опорні ролики для валів діаметром 16,0-30,0 мм, осьові напольгиві ролики, приводні механізми та фототахометр [3].

Принцип роботи цієї машини такий: ротор для балансування кріпиться на власному оправленні або вібраційній рамі верстата. Діагностика проводиться за допомогою фототахометра, після чого програмне забезпечення виводить усі дані на екран. Для компенсації дисбалансу є набір вантажів.

**Переваги верстата BALTECH**

Можливість усунення дисбалансу будь-яких валів.

Наявність рухомого захисного екрана класу В.

Автоматичне індексування вимірювального механізму.

**Недоліки верстата BALTECH**

Додаткове програмне забезпечення для статистики та алгоритму компенсації, хоч і корисне для швидкої діагностики в робочих умовах, не підходить для навчання студентів та персоналу методам аналізу дисбалансу.

Вимірювання дисбалансу роторного механізму відбувається лише у двох площинах, що не дозволяє балансувати гнучкі вали.

## 2 РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СТЕНДУ

### 2.1 Принципова схема стенду

Розроблений навчальний стенд, схема якого показана на рис. 2.1, складається з двох основних частин: система управління, система дисбалансу роторного вузла.

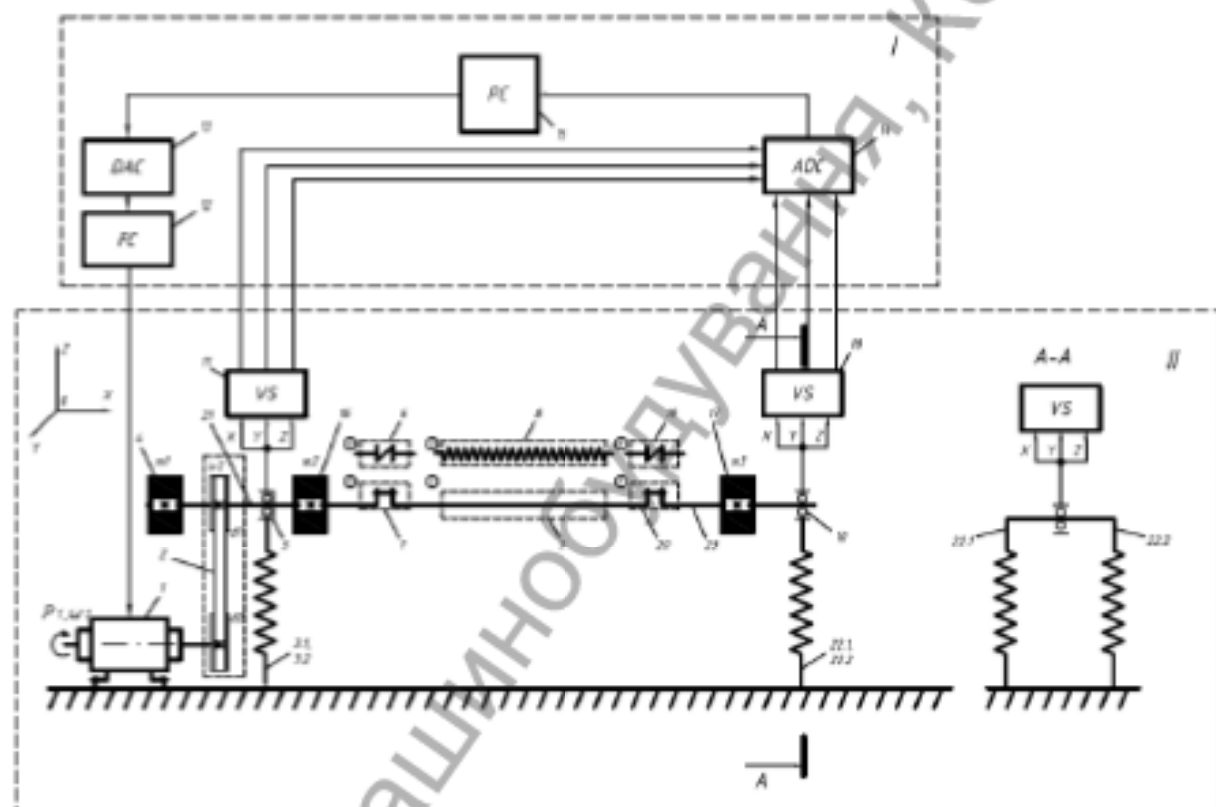


Рисунок 2.1 – Принципова схема системи розбалансування роторного блоку: I – с система керування, II – с система розбалансування роторного блоку; 1 – випробувальний електродвигун на лапах; 2 – зубчастий ремінний привід; 3.1, 3.2, 22.1, 22.2 – опорні стійки у вигляді плоскої прямої пружини; 4,16,17 – маховик 1,2,3; 5 – підшипник кочення; 6,19 – пружне з'єднання (поперечно-компенсуюче) двох співвісних валів 21,23; 7,20 – пружне з'єднання (універсально-компенсуюче) двох співвісних валів 21,23; 8 – гнучкий вал; 9, 21, 23 – жорсткий вал; 10 – підшипник кочення; 11,18 – датчик вібрації 1,2; 12 – перетворювач частоти (ПЧ); 13 – цифро-аналоговий перетворювач (ЦАП); 14 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 15 – електронна обчислювальна машина (ЕОМ).

Стенд для дослідження впливу дисбалансу на роторний блок складається з двох основних частин: системи керування I та системи дисбалансу роторного блоку II. Електродвигун 1 потужністю P 1, що є основною ланкою системи дисбалансу роторного блоку, жорстко закріплений на основі стенду. Обертаючись з круговою частотою  $\omega$  1, він передає обертання роторному блоку через зубчасту ремінну передачу (2) з передавальним числом  $i = 1$ . Роторний блок підтримується підшипниками кочення (10) та (5) і з'єднаний з основою за допомогою опорних стійок, виконаних у вигляді плоских прямих пружин (3.1, 3.2, 22.1, 22.2). Досліджуваний вал може бути жорстким (9) або гнучким (8), і встановлюється на роторний блок за допомогою пружного поперечно-компенсуючого (7, 20) або пружного універсально-компенсуючого з'єднання (6, 19). Моделювання площин корекції ротора здійснюється за допомогою трьох маховиків (4, 16, 17), встановлених на жорстких валах (21, 23). Датчики вібрації (11, 18), розміщені на підшипниках (5) та (10) відповідно, вимірюють коливання ротора та передають цю інформацію до системи керування I.

Система керування I отримує сигнали від датчиків (11, 18). Ці сигнали обробляються аналогово-цифровим перетворювачем (АЦП) (14) та передаються на комп'ютер (15). Комп'ютер (15) керує двигуном. За допомогою цифро-аналогового перетворювача (ЦАП) 13 сигнали обробляються та надсилаються на перетворювач частоти 12, який, у свою чергу, передає керуючі сигнали на електродвигун (1).

Принцип роботи стенду: перед його увімкненням необхідно налаштувати жорсткість пружинної системи (опо р). Це робиться шляхом вертикального переміщення та затискання пружини у потрібному місці затискачем з гвинтовим стопором. Для контролю положення кожна опора має вимірювальну лінійку. Також встановлюється тип досліджуваного вала та муфти, що його утримують. Електродвигун, керований перетворювачем частоти від комп'ютера, при отриманні керуючих сигналів обертається, приводячи в рух роторний блок через зубчато-ремінну передачу. Вібрація ротора фіксується датчиками вібрації, встановленими на опорах блоку. Записані дані передаються датчиками на комп'ютер або вимірювальний прилад.

Переваги цієї схеми полягають у можливості вивчати не тільки жорсткі, а й гнучкі ротори, а також ротори різної конфігурації. Наприклад, жорстким ротором може бути короткозамкнений ротор асинхронного електродвигуна, а гнучким – ротор потужного генератора струму. Також, наприклад, ротор турбіни складається з таких основних частин: диски або барабани, робочі лопаті, вал, наполегливий гребінь та з'єднувальна втулка; на роторі струмових турбін може бути встановлений розвантажувальний поршень або муляж. Тобто конструкція може бути дуже різною, тому не має сенсу вивчати ротор лише однієї конфігурації.

Крім того, конструкція передбачає змінні муфти, що дозволяють досліджувати різні типи з'єднань. Поздовжньо-компенсуючий тип муфт компенсує осьові зміщення роторів. До цього типу належать еластомерні муфти, призначені для передачі крутного моменту на агрегати (наприклад, генератор, насос гідропідсилювача керма або компресор кондиціонера), а також для гасіння коливань між двома з'єднаними валами. Еластичні муфти особливо рекомендовані там, де є порушення співвісності валів або осьове зміщення. Універсально-компенсуючий тип муфт дозволяє одночасно компенсувати два або всі три типи зміщень з'єднаних валів. До цього типу належать сільфонні муфти, які використовуються там, де потрібен захист від скручування з'єднаних деталей, а також там, де необхідна точна безлюфтова передача кута та моменту. Прикладом їхнього застосування є прецизійні системи підтримки швидкості та позиціонування промислових роботів та високоточних верстатів.

Завдяки модульній конструкції, цей стенд легко та швидко адаптується до будь-яких завдань балансування.

## **2.2 Математичне моделювання стенда**

З урахуванням складових системи дисбалансу роторного вузла та принципу роботи випробувального стенду було розроблено математичну модель цієї системи, яка забезпечує вимірювання вібропереміщень, віброшвидкостей або віброприскорень, що виникають на опорах випробувального стенду.

На основі розробленої принципової схеми (рис. 2.1) було складено розрахункову схему системи, яка враховує коливання у двох напрямках: вздовж

осей  $Oz$  та  $Oy$ .

У горизонтальному напрямку, вздовж осі  $Oy$ , розрахункова схема математичної моделі (рис. 2.2) представлена віссю, що проходить через центр ваги поперечних перерізів роторного блоку, відносно якої розраховуються прогин та коливання, що виникають у системі. Застосуємо до цієї осі зовнішні сили коефіцієнти, які представлені силами дисбалансу  $F$  разб 1,  $F$  разб 2 та  $F$  разб 3 від навантажень  $m$  гр1,  $m$  гр2 та  $m$  гр3, а також силою дисбалансу гнучкого вала  $F$  разб 8(9). Також розташуємо сили опору на блоку, які включають силу пружності від муфт, досліджуваного вала, а також реакції опор, що утримують роторний блок. Оскільки вимірювання коливань передбачається проводити на двох опорах, доповнимо схему інерційними силами від рухомих мас корпусів підшипників. Необхідні вібраційні характеристики роторного вузла виражаються змінними  $x_1$  та  $x_2$ .

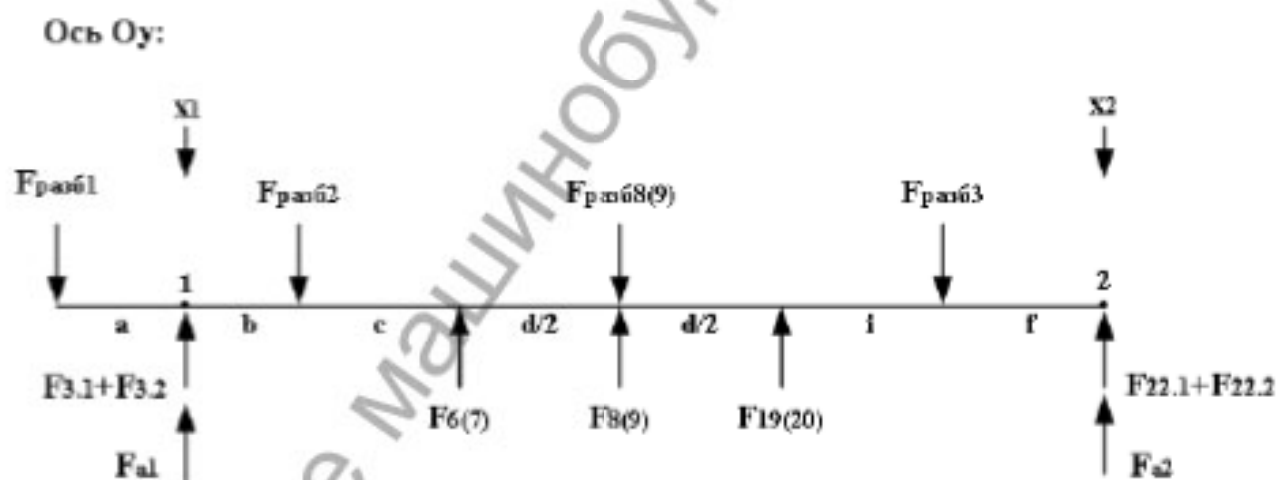


Рисунок 2.2 – Схема розрахунку системи балансування роторних агрегатів вздовж осі  $Oy$ :  $F$  разб 1,  $F$  разб 2,  $F$  разб 3 – сила дисбалансу від навантажень  $m$  гр 1,  $m$  гр 2 і  $m$  гр 3;  $F$  разб 8 (9) – сила дисбалансу, коли центр ваги вала не збігається з його віссю;  $(F 3.1)$ ,  $(F 3.2)$ ,  $(F 22.1)$ ,  $(F 22.2)$  – сили пружності від опор роторного вузла (3.1, 3.2, 22.1, 22.2);  $F 6 (7)$ ,  $F 19 (20)$  – сили пружності двох типів пружного з'єднання двох співвісних валів 6 (7), 19 (20);  $F 8 (9)$  – сила пружності вала 8(9);  $F a 1$ ,  $F a 2$  – сили інерції від рухомих мас корпусів підшипників  $M 1$ ,  $M 2$ ;  $x 1$  та  $x 2$  – переміщення опор роторного вузла.

Складемо рівняння для балансу сил складеної розрахункової схеми:

$$F_{paz61} + F_{paz62} + F_{paz68(9)} + F_{paz63} - F_{3,1} - F_{3,2} - F_{6(7)} - F_{8(9)} - F_{19(20)} - F_{22,1} - F_{22,2} = F_{a1} + F_{a2}; \quad (2.1)$$

$$m_{gr1} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin(\omega t + q_1) + m_{gr2} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin(\omega t + q_2) + m_{gr3} \cdot \omega^2 \cdot (e + r) + m_{gr3} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin(\omega t + q_3) - (c_{3,1} + c_{3,2}) \cdot x_1 - c_{6(7)} \cdot x_1 - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - (c_{22,1} + c_{22,2}) \cdot x_2 = M_1 \cdot a_1 + M_2 \cdot a_2, \quad (2.2)$$

де  $m_{gr1}$ ,  $m_{gr2}$ ,  $m_{gr3}$  – маси незбалансованих вантажів на маховиках, встановлених на відстані  $R$  від центру ваги маховиків до фаз  $q_1$ ,  $q_2$ ,  $q_3$ ;  $m_{gr}$  – маса вала 8(9);  $e$  – відстань центру ваги від осі вала;  $r$  – прогин вала під дією відцентрової сили,  $a$  – відстань від маховика 4 до опори 1,  $b$  – відстань від опори 1 до маховика 16,  $c$  – відстань від маховика 16 до зчеплення 6(7),  $d$  – відстань від зчеплення 6(7) до зчеплення 19(20),  $i$  – відстань від зчеплення 19(20) до маховика 17,  $f$  – відстань від маховика 17 до опори 2.

Ми закріпили опору 1 (схема показана на рис. 2.3) та склали рівняння для балансу моментів:

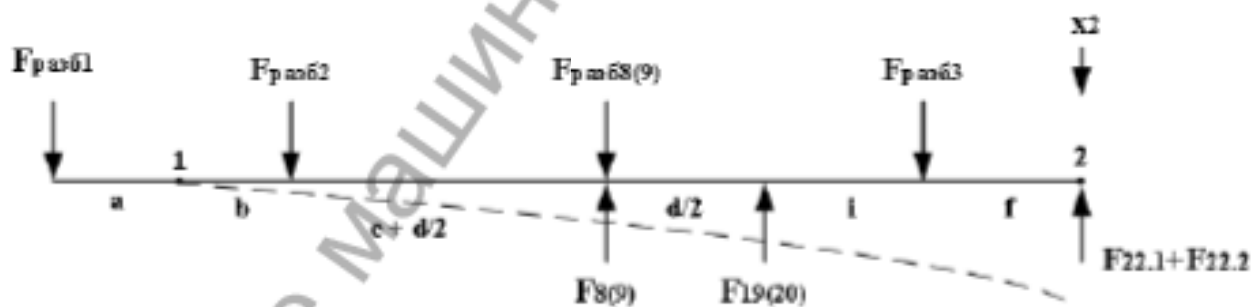


Рисунок 2.3 – Схема розрахунку системи балансування роторних агрегатів вздовж осі  $Oy$  для нерухомої опори 1

$$F_{paz61} \cdot a = F_{paz62} \cdot b + F_{paz68(9)} \cdot \left(b + c + \frac{d}{2}\right) - F_{8(9)} \cdot \left(b + c + \frac{d}{2}\right) + F_{paz63} \cdot (b + c + d + i) - F_{19(20)} \cdot (b + c + d) - (F_{22,1} + F_{22,2}) \cdot (b + c + d + i + f);$$

$$F_{paz61} \cdot a = F_{paz62} \cdot b + m_{gr} \cdot \omega^2 \cdot (e + r) \cdot \left(b + c + \frac{d}{2}\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(b + c + \frac{d}{2}\right) + F_{paz63} \cdot (b + c + d + i) - c_{19(20)} \cdot x_2 \cdot (b + c + d) - (c_{22,1} + c_{22,2}) \cdot x_2 \cdot (b + c + d + i + f). \quad (2.3)$$

Виразили з (3) змінну  $x_2$ :

$$x_2 = \frac{-F_{paz61} \cdot a + F_{paz62} \cdot b + m_B \cdot \omega^2 (e + r) \left(b + c + \frac{d}{2}\right) - c_{B(9)} \cdot r \left(b + c + \frac{d}{2}\right) + F_{paz63} (b + c + d + i)}{c_{3(10)} \cdot (b + c + d) + (c_{22,1} + c_{22,2}) \cdot (b + c + d + i + f)} \quad (2.4)$$

Ми закріпили опору 2 (схема показана на рис. 2.4) та склали рівняння для балансу моментів:

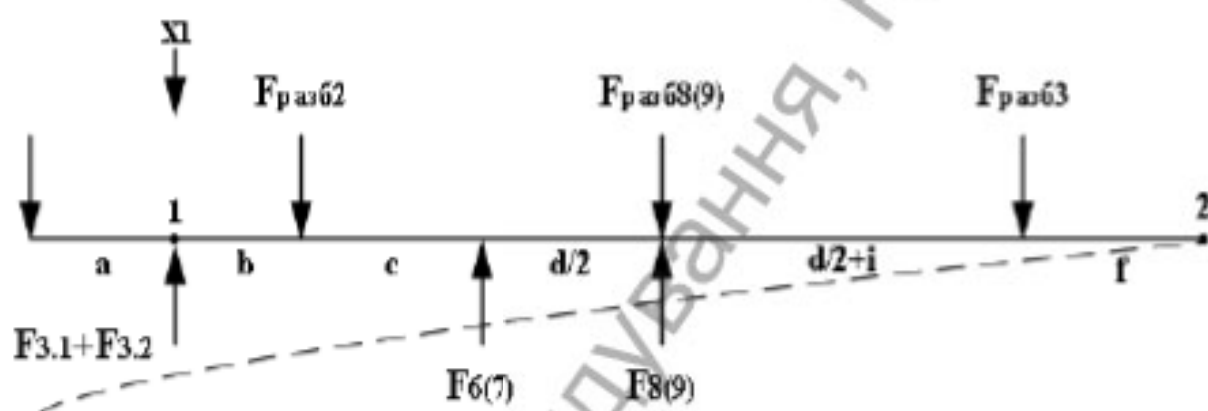


Рисунок 2.4 – Схема розрахунку системи балансування роторних агрегатів вздовж осі Оу для нерухомої опори 2

$$\begin{aligned} & F_{paz61} \cdot (a + b + c + d + i + f) - (F_{3,1} + F_{3,2}) \cdot (b + c + d + i + f) + F_{paz62} \cdot \\ & (c + d + i + f) - F_{6(7)} \cdot (d + i + f) + F_{paz63(9)} \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) - F_{3(9)} \cdot \\ & \left(\frac{d}{2} + i + f\right) + F_{paz63} \cdot f = 0; \\ & F_{paz61} \cdot (a + b + c + d + i + f) - (c_{3,1} + c_{3,2}) \cdot x_1 \cdot (b + c + d + i + \\ & f) + F_{paz62} \cdot (c + d + i + f) - c_{6(7)} \cdot x_1 \cdot (d + i + f) + m_B \cdot \omega^2 \cdot \\ & (e + r) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) + F_{paz63} \cdot f = 0; \end{aligned} \quad (2.5)$$

Виразили з (5) змінну  $x_2$ :

$$x_2 = \frac{F_{paz61} \cdot (a + b + c + d + i + f) + F_{paz62} \cdot (c + d + i + f) + F_{paz63} \cdot f + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e + r) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right)}{(c_{3,1} + c_{3,2}) \cdot (b + c + d + i + f) + c_{6(7)} \cdot (d + i + f)} \quad (2.6)$$

Ми підставили (2.6) у (2.2) та виразили прискорення опори 2:

$$\begin{aligned}
& F_{\text{разб1}} + F_{\text{разб2}} + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e + r) + F_{\text{разб3}} - (c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \\
& \frac{F_{\text{разб1}} \cdot (a+b+c+d+i+f) + F_{\text{разб2}} \cdot (c+d+i+f) + F_{\text{разб3}} \cdot f + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right)}{(c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f) + c_{6(7)} \cdot (d+i+f)} \\
& - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2 = M_2 \cdot a_2; \\
& a_2 = \frac{F_{\text{разб1}} + F_{\text{разб2}} + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) + F_{\text{разб3}} - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2}{M_2} + \\
& \frac{-(c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \frac{F_{\text{разб1}} \cdot (a+b+c+d+i+f) + F_{\text{разб2}} \cdot (c+d+i+f) + F_{\text{разб3}} \cdot f + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right)}{(c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f) + c_{6(7)} \cdot (d+i+f)}}{M_2}.
\end{aligned} \tag{7}$$

Ми підставили (2.4) у (2.2) та виразили прискорення опори 1:

$$\begin{aligned}
& F_{\text{разб1}} + F_{\text{разб2}} + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e + r) + F_{\text{разб3}} - (c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \\
& \frac{-F_{\text{разб1}} \cdot a + F_{\text{разб2}} \cdot b + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot \left(b+c+\frac{d}{2}\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(b+c+\frac{d}{2}\right) + F_{\text{разб3}} \cdot (b+c+d+i)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)} - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - \\
& (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2 = M_1 \cdot a_1; \\
& a_1 = \frac{F_{\text{разб1}} + F_{\text{разб2}} + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) + F_{\text{разб3}} - c_{8(9)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot x_2 - (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot x_2}{M_1} + \\
& \frac{-(c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \frac{-F_{\text{разб1}} \cdot a + F_{\text{разб2}} \cdot b + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot \left(b+c+\frac{d}{2}\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(b+c+\frac{d}{2}\right) + F_{\text{разб3}} \cdot (b+c+d+i)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}}{M_1}.
\end{aligned} \tag{8}$$

У виразах (2.7) та (2.8), окрім переміщення опор роторного блоку  $x_1$  та  $x_2$ , є невідома змінна  $\gamma$ . Ми підставили виражені переміщення  $x_1$  та  $x_2$  у вираз (2.2) та виразили  $\gamma$ :

$$\begin{aligned}
& \gamma = \frac{-F_{\text{разб1}} - F_{\text{разб2}} - F_{\text{разб3}} - m_B \cdot \omega^2 \cdot e +}{(m_B \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \frac{(c_{2.1} + c_{2.2} + c_{6(7)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right)}{c_{6(7)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f)} - \frac{(c_{22.1} + c_{22.2} + c_{19(20)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \left(\frac{d}{2} + b + c\right)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}} + \\
& \frac{(c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \frac{F_{\text{разб1}} \cdot (a+b+c+d+i+f) + F_{\text{разб2}} \cdot (c+d+i+f) + F_{\text{разб3}} \cdot f + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right)}{(c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f) + c_{6(7)} \cdot (d+i+f)}}{(m_B \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \frac{(c_{2.1} + c_{2.2} + c_{6(7)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right)}{c_{6(7)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f)} - \frac{(c_{22.1} + c_{22.2} + c_{19(20)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \left(\frac{d}{2} + b + c\right)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}} + \\
& \frac{(c_{22.1} + c_{22.2} + c_{19(20)}) \cdot \frac{-F_{\text{разб1}} \cdot a + F_{\text{разб2}} \cdot b + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot \left(b+c+\frac{d}{2}\right) - c_{8(9)} \cdot r \cdot \left(b+c+\frac{d}{2}\right) + F_{\text{разб3}} \cdot (b+c+d+i)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}}{(m_B \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \frac{(c_{2.1} + c_{2.2} + c_{6(7)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \left(\frac{d}{2} + i + f\right)}{c_{6(7)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f)} - \frac{(c_{22.1} + c_{22.2} + c_{19(20)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{8(9)}) \cdot \left(\frac{d}{2} + b + c\right)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}}.
\end{aligned} \tag{9}$$

Вирази (7) та (8) перетворюються в систему диференціальних рівнянь, яка є математичною моделлю системи дисбалансу роторного вузла:

$$\begin{cases} \frac{dx_1^2}{dt} = \frac{F_{p2261} + F_{p2262} + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) + F_{p2262} - c_{2(0)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot X_2 - (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot X_2}{M_1} \\ - (c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \frac{-F_{p2261} \cdot a + F_{p2262} \cdot b + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot (b+c+\frac{d}{2}) - c_{2(0)} \cdot r \cdot (b+c+\frac{d}{2}) + F_{p2263} \cdot (b+c+d+i)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}; \\ \frac{dx_2^2}{dt} = \frac{F_{p2261} + F_{p2262} + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) + F_{p2263} - c_{2(0)} \cdot r - c_{19(20)} \cdot X_2 - (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot X_2}{M_2} \\ - (c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \frac{F_{p2261} \cdot (a+b+c+d+i+f) + F_{p2262} \cdot (c+d+i+f) + F_{p2263} \cdot f + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot (\frac{d}{2}+i+f) - c_{2(0)} \cdot r \cdot (\frac{d}{2}+i+f)}{(c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f) + c_{6(7)} \cdot (d+i+f)} \end{cases}$$

$$\text{де } r = \frac{-F_{p2261} - F_{p2262} - F_{p2263} - m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r)}{(m_B \cdot \omega^2 - c_{2(0)}) \cdot \frac{(c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{2(0)}) \cdot (\frac{d}{2} + i + f)}{c_{2(0)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f)} + \frac{(c_{22.1} + c_{22.2} + c_{19(20)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{2(0)}) \cdot (\frac{d}{2} + b + c)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}} +$$

$$\frac{(c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot \frac{F_{p2261} \cdot (a+b+c+d+i+f) + F_{p2262} \cdot (c+d+i+f) + F_{p2263} \cdot f + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot (\frac{d}{2} + i + f) - c_{2(0)} \cdot r \cdot (\frac{d}{2} + i + f)}{(c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f) + c_{6(7)} \cdot (d+i+f)}}{(m_B \cdot \omega^2 - c_{2(0)}) \cdot \frac{(c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{2(0)}) \cdot (\frac{d}{2} + i + f)}{c_{2(0)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f)} + \frac{(c_{22.1} + c_{22.2} + c_{19(20)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{2(0)}) \cdot (\frac{d}{2} + b + c)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}} +$$

$$\frac{(c_{22.1} + c_{22.2} + c_{19(20)}) \cdot \frac{-F_{p2261} \cdot a + F_{p2262} \cdot b + m_B \cdot \omega^2 \cdot (e+r) \cdot (b+c+\frac{d}{2}) - c_{2(0)} \cdot r \cdot (b+c+\frac{d}{2}) + F_{p2263} \cdot (b+c+d+i)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}}{(m_B \cdot \omega^2 - c_{2(0)}) \cdot \frac{(c_{3.1} + c_{3.2} + c_{6(7)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{2(0)}) \cdot (\frac{d}{2} + i + f)}{c_{2(0)} \cdot (d+i+f) + (c_{3.1} + c_{3.2}) \cdot (b+c+d+i+f)} + \frac{(c_{22.1} + c_{22.2} + c_{19(20)}) \cdot (m_B \cdot \omega^2 - c_{2(0)}) \cdot (\frac{d}{2} + b + c)}{c_{19(20)} \cdot (b+c+d) + (c_{22.1} + c_{22.2}) \cdot (b+c+d+i+f)}}.$$

У напрямку осі  $O_z$  математична модель виглядає аналогічно, за винятком параметра жорсткості пружини, який виражається жорсткістю не в поперечному перерізі пружини, а в поздовжньому; у зв'язку з цим дослідження проводилися лише вздовж осі  $O_y$ , оскільки це не впливає на залежність параметрів системи, а впливає лише на амплітуду коливань.

На основі побудованої математичної моделі було створено програму обрахунку основних параметрів ственду в системі MATLAB, результати представлено в додатку А.

### 3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

Ми створили математичну модель системи балансування роторного блоку і дослідили, як різні параметри впливають на вібраційні характеристики. Для цього ми розробили дослідницьку карту ( табл. 3.1), яка допомогла виявити найслабші місця роторного блоку.

Таблиця 3.1. Карта дослідження

№	Жорсткість валу (Смем. = СВ = 8,6·10 <sup>8</sup> / Длина СВ = 1,97·10 <sup>2</sup> )	Маса нерівноваженого вантажу/ фаза, кг/град.			Довжина пружини, м (Жорсткість опор)				Жорсткість муфти (См(100), Сс(10)) = 6,8·10 <sup>5</sup> / Селаст.		Частота обертання двигуна, об/хв.
	Н/м	ш <sub>рр1</sub> /φ <sub>1</sub>	ш <sub>рр2</sub> /φ <sub>2</sub>	ш <sub>рр3</sub> /φ <sub>3</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	Сс(10)	Сс(100)	п
1	8,6·10 <sup>8</sup>				0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
2	7,97·10 <sup>8</sup>				0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
3	7,97·10 <sup>8</sup>	0,0001/0			0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
4	7,97·10 <sup>8</sup>		0,0001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
5	7,97·10 <sup>8</sup>			0,0001/0	0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
6	7,97·10 <sup>8</sup>	0,0001/0	0,0001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
7	7,97·10 <sup>8</sup>		0,0001/0	0,0001/0	0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
8	7,97·10 <sup>8</sup>	0,0001/0		0,0001/0	0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
9	7,97·10 <sup>8</sup>	0,0001/0	0,0001/0	0,0001/0	0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
10	7,97·10 <sup>8</sup>	0,0005/0	0,0005/0		0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
11	7,97·10 <sup>8</sup>	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
12	7,97·10 <sup>8</sup>	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
13	7,97·10 <sup>8</sup>	0,001/0	0,001/0		0,02	0,02	0,02	0,02	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
14	7,97·10 <sup>8</sup>	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,02	0,02	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
15	7,97·10 <sup>8</sup>	0,001/0	0,001/0		0,02	0,02	0,12	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
16	7,97·10 <sup>8</sup>	0,001/0	0,001/0		0,12	0,02	0,02	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
17	7,97·10 <sup>8</sup>	0,001/0	0,001/0		0,12	0,02	0,02	0,12	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	2000
18	7,97·10 <sup>8</sup>	0,001/0	0,001/0		0,12	0,02	0,02	0,12	2,4·10 <sup>5</sup>	2,4·10 <sup>5</sup>	2000
19	7,97·10 <sup>8</sup>	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	2,4·10 <sup>5</sup>	2,4·10 <sup>5</sup>	2000
20	7,97·10 <sup>8</sup>	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	2,4·10 <sup>5</sup>	2,4·10 <sup>5</sup>	2400
21	7,97·10 <sup>8</sup>	0,001/0	0,001/0		0,12	0,12	0,12	0,12	2,4·10 <sup>5</sup>	2,4·10 <sup>5</sup>	2800

Визначивши діапазон значень системних параметрів, ми обрали ті, за яких будемо проводити дослідження. Маси валів (21) та (23) вибрані з мінімальних значень діапазону (0,0660 кг та 0,1450 кг відповідно), що відповідає найменшим розрахунковим діаметрам, а отже, найменшій міцності та жорсткості. Для цих валів встановлено найменшу масу маховиків (0,660 кг), шківів (0,010 кг), муфт (0,30 кг), підшипника (0,0050 кг) та корпусу підшипника (0,360 кг). Відповідно до цих мас

елементів, коефіцієнти жорсткості також мінімальні: еластомерна муфта —  $2.40 \cdot 10^5$  Н/м, сільфонна муфта —  $6.80 \cdot 10^5$  Н/м, жорсткий вал — 85 895 Н/м. Значення зміщення центру ваги маховика вибрано максимальним (0,070 м), а коефіцієнт пружності пружини — мінімальним (1278.90 Н/м). Таким чином, для дослідження з усього діапазону значень параметрів ми обрали найбільш вразливі, тобто ті, за яких система має найменшу жорсткість.

Щоб зрозуміти вплив кожного елемента на коливання роторного вузла, ми провели дослідження, поділені на групи, де в кожній групі вивчався вплив окремого елемента на систему.

1) При ідеально збалансованому роторному вузлі, тобто коли вісь обертання збігається з головною віссю інерції вала, в системі не виникають коливання, що доведено експериментами, показаними на рис. 3.1 та 3.2.

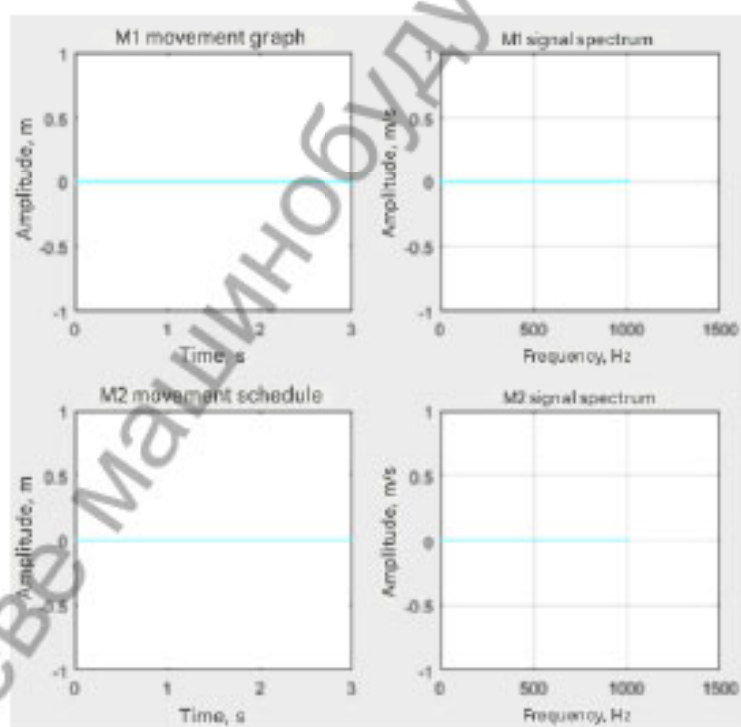


Рисунок 3.1 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку зі збалансованим жорстким валом

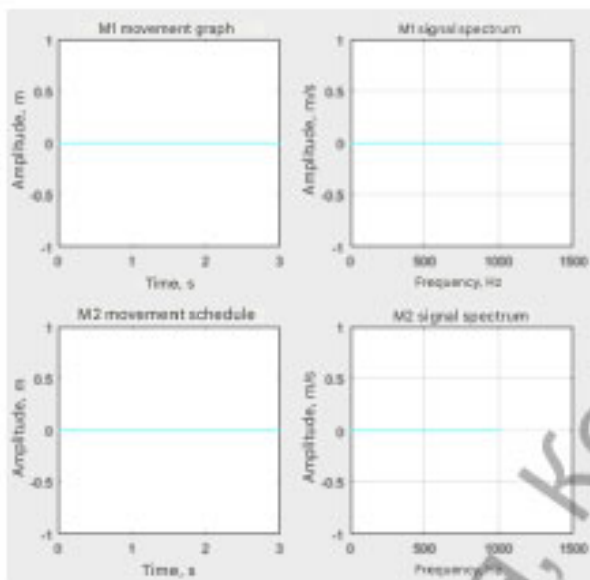


Рисунок 3.2 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку зі збалансованим гнучким валом

Однак, були проведені дослідження впливу жорсткості вала, коли центр ваги зміщений відносно осі вала  $e$  (визначається на основі поля допуску вала  $g_6$ , що дорівнює 0,0040 мм для гнучкого вала та 0,00650 мм для жорсткого вала). Дослідження проводилися без встановлення дисбалансів, з мінімальною жорсткістю опори, при швидкості обертання двигуна, що знаходиться в робочому діапазоні швидкостей як жорсткого, так і гнучкого валів (2000,0 об/хв), при цьому вал з'єднаний сільфонними муфтами.

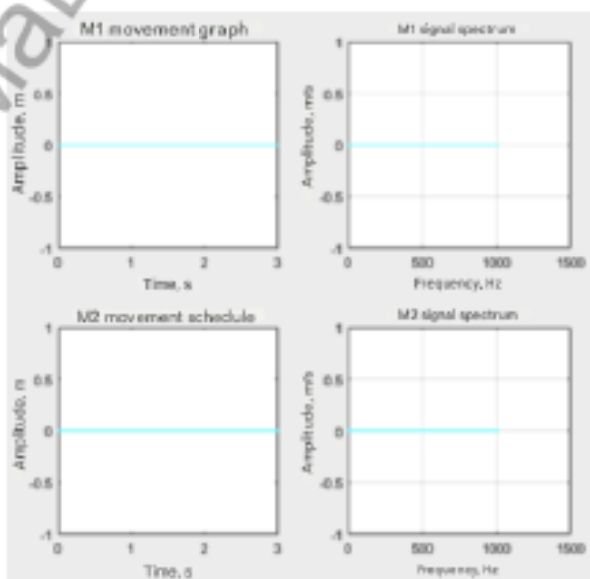


Рисунок 3.3 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні жорсткого вала

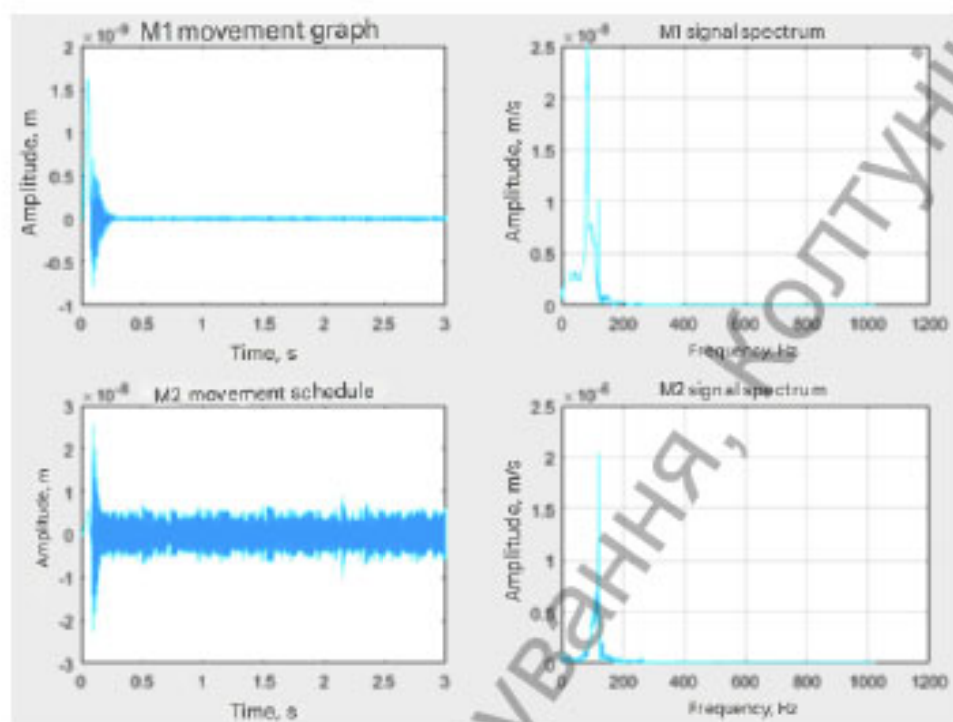


Рисунок 3.4 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні гнучкого вала

Таблиця 3.2. Характеристики досліджень вібрації опор на вплив жорсткості вала

№	Жорсткість вала (Сжест. = $С8 = 8,6 \cdot 10^4$ ), (Змінена, $С9 = 7,97 \cdot 10^3$ ), Н / м	Характеристики спектру (пік1, пік2), (м/с)/Гц			
	$С8(9)$	Опора 1		Опора 2	
1	$8,6 \cdot 10^4$	–	–	–	–
2	$7,97 \cdot 10^3$	$2,495 \cdot 10^{-8}$ / 83	$1,018 \cdot 10^{-8}$ / 117	–	$2,036 \cdot 10^{-6}$ / 117

Порівнявши дослідження з жорстким та гнучким валами, ми дійшли висновку: коли на жорсткий вал діє довільна сила, він повністю врівноважується пружною реакцією вала. Однак, якщо вал недостатньо жорсткий (тобто гнучкий), діючі на нього сили можуть спричинити його прогин. При низькій швидкості обертання невеликі згинальні коливання швидко згасають, і в цих умовах прямолінійна форма вала залишається стійкою.

Виходячи з цього, для подальшого вивчення ми обрали гнучкий вал.

2) Ми досліджували систему за наявності дисбалансу на балансувальних дисках. Оскільки існує безліч можливих комбінацій дисбалансу, ми обмежилися коригувальним вантажем 0.10 грама з фазою  $0^{\circ}0'$ . Ми також змінювали місця (балансирувальні диски), де встановлювався вантаж. Дослідження проводились з гнучким валом, який було встановлено на роторному блоці за допомогою сільфонних муфт. При цьому всі опори мали мінімальну жорсткість, а частота обертання двигуна становила 2000,0 об/хв.

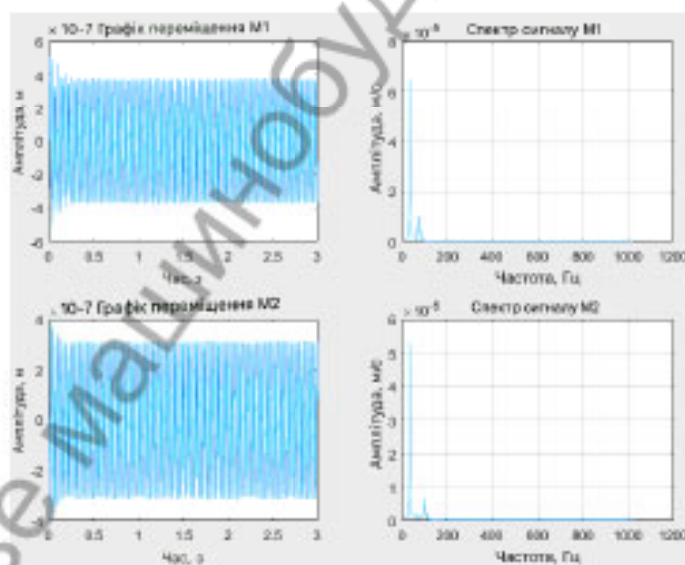


Рисунок 3.5 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні навантаження на маховик (4)

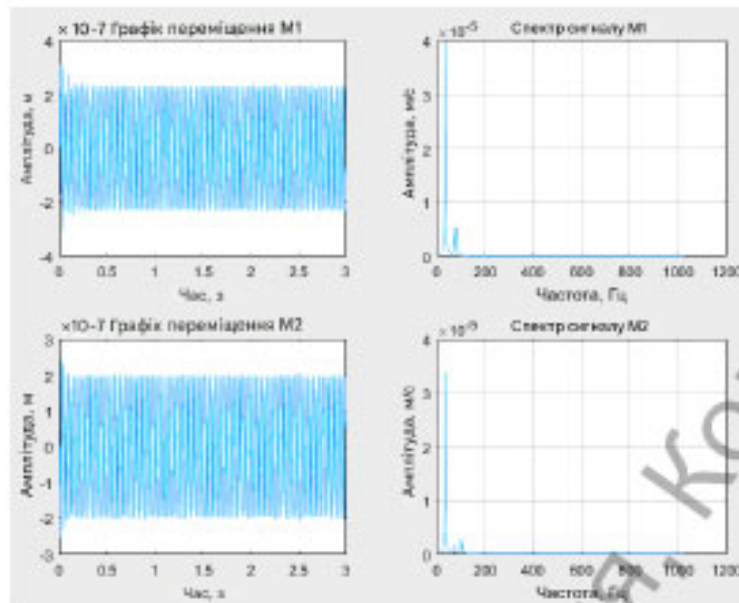


Рисунок 3.6 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні навантаження на маховик (16)

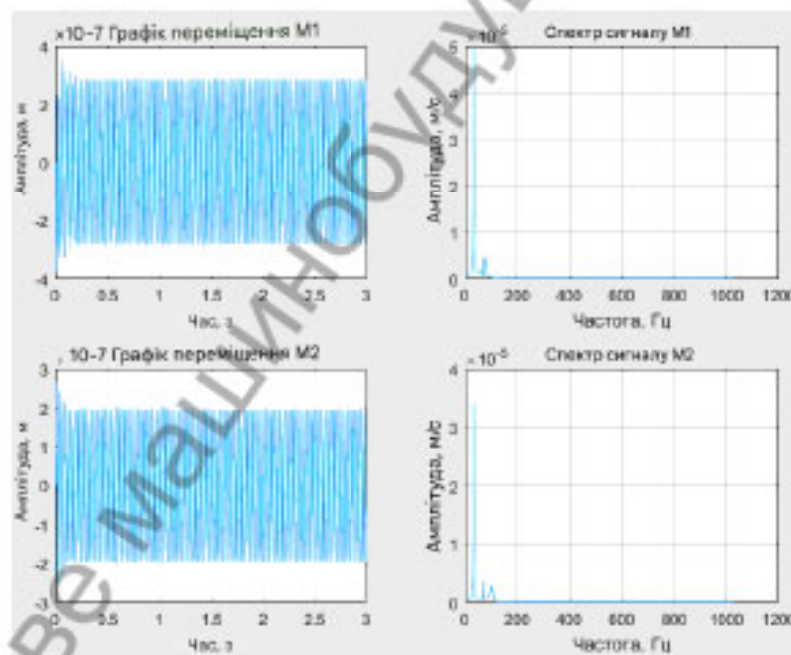


Рисунок 3.7 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні навантаження на маховик (17)

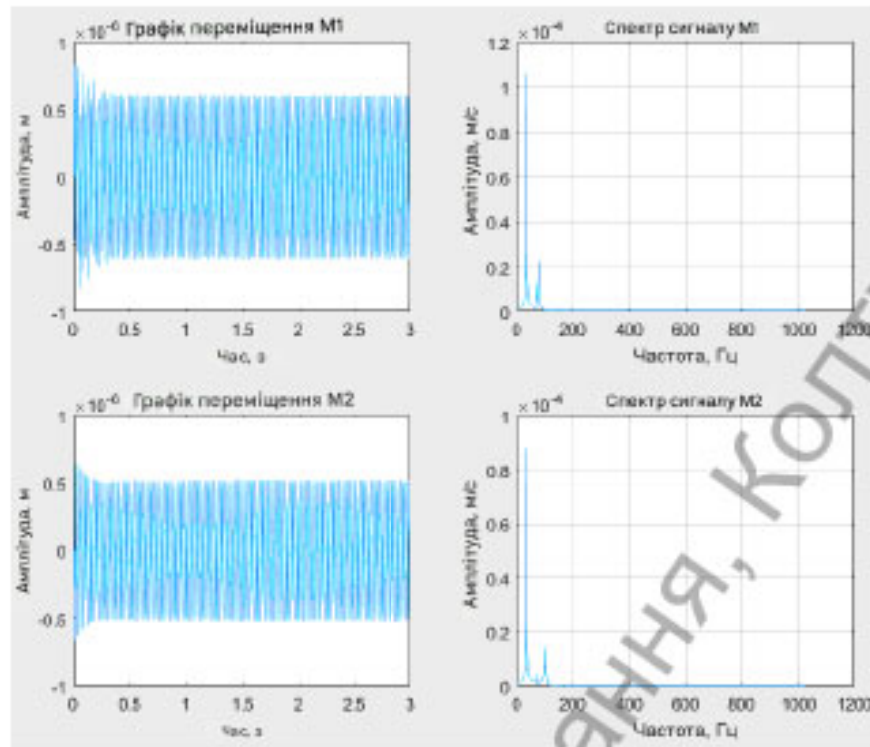


Рисунок 3.8 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні вантажів на маховиках (4 та 16)

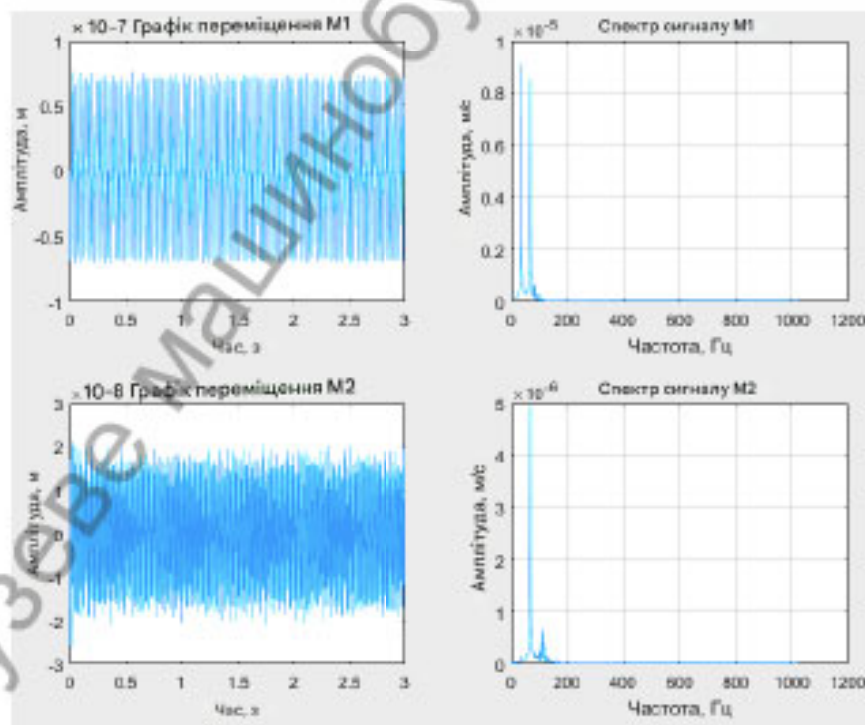


Рисунок 3.9 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні вантажів на маховиках (16 та 17)

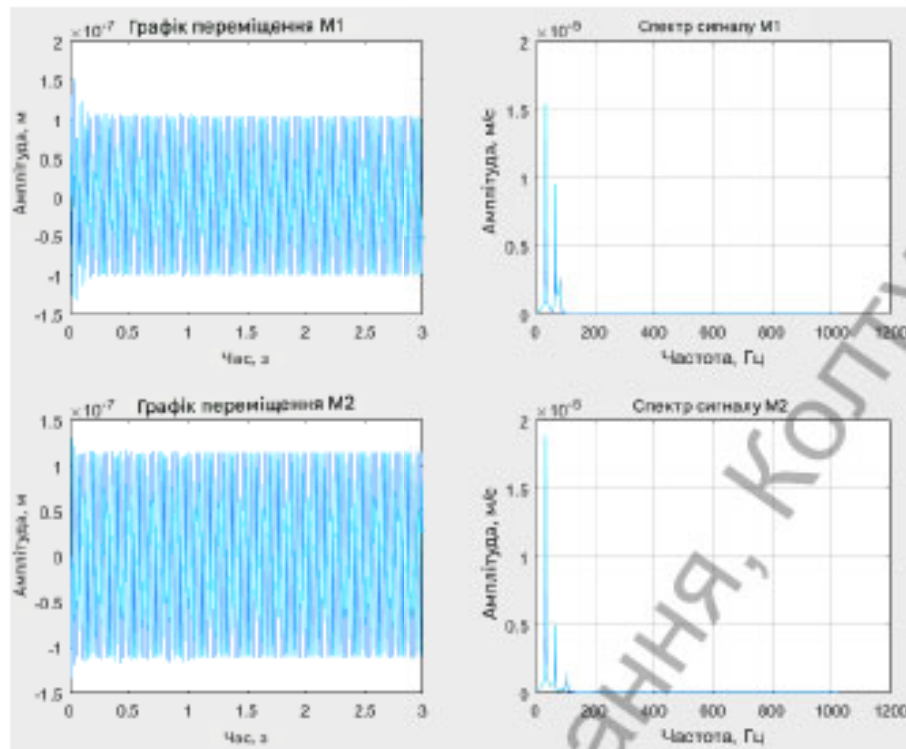


Рисунок 3.10 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні вантажів на маховиках (4 та 17)

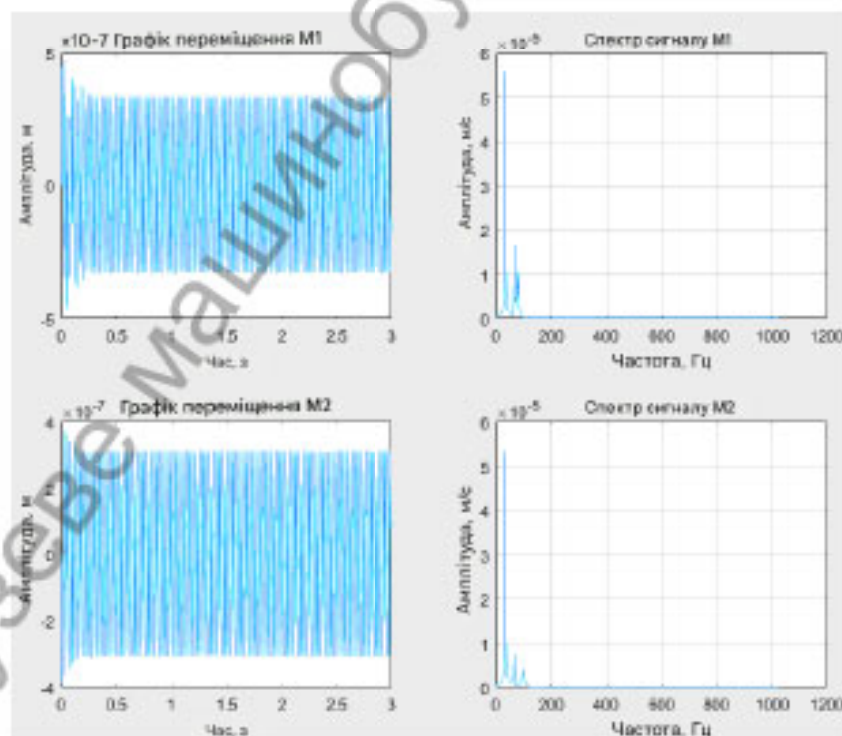


Рисунок 3.11 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні вантажів на маховиках (4, 16 та 17).

Типовою ознакою незбалансованого роторного вузла без інших серйозних дефектів є періодична або майже періодична форма сигналу вібраційного зміщення. Період цих коливань відповідає першій частоті обертання двигуна.

Отже, можна сказати, що один із піків у спектрах сигналів (у цьому випадку на частоті 32,0 Гц) вказує на дисбаланс, тобто характеризує вимушені коливання системи. Решта піків показують вільні коливання системи на власній частоті. На початку у коливальній системі виникають обидва процеси, але вільні коливання поступово згасають через неминучі сили опору ( пружність елементів системи). Тому на графіках руху опор спостерігається перехідний процес, який з часом зникає, і в системі залишаються лише стаціонарні коливання на частоті зовнішньої сили.

Під час порівняльного аналізу експериментів (дані занесені до таблиці 3.3 та порівняльного графіка 3.11) з'ясувалося, що найбільші коливання на опорах роторного блоку викликає дисбаланс на маховиках (4 та 16). Це пояснюється розташуванням маховика 4, який утримується лише однією опорою, тобто коливання від дисбалансу компенсуються з одного боку жорсткістю опор. Найменші коливання виникають при дисбалансі на маховиках (16 та 17), розташованих між опорами. У цьому випадку деформації роторного блоку мінімальні, оскільки йому чинять опір як опори, так і вал з муфтами.

Подальші дослідження будуть зосереджені на варіанті встановлення дисбалансу на маховиках (4 та 16) зі збільшенням маси вантажів. Максимальна питома маса коригувального вантажу зазвичай приймається у 1 000 разів меншою за масу вала (валів 21 та 23). З цього випливає, що цей параметр обмежений значенням 0,0010 кг.

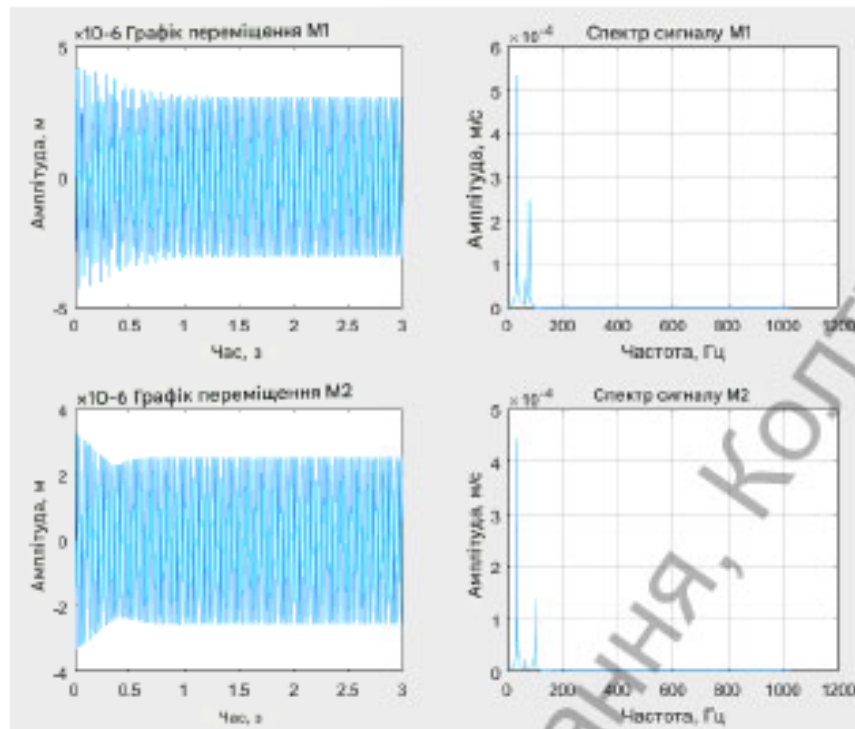


Рисунок 3.12 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні вантажів масою 0,50 грама на маховиках (4, 16)

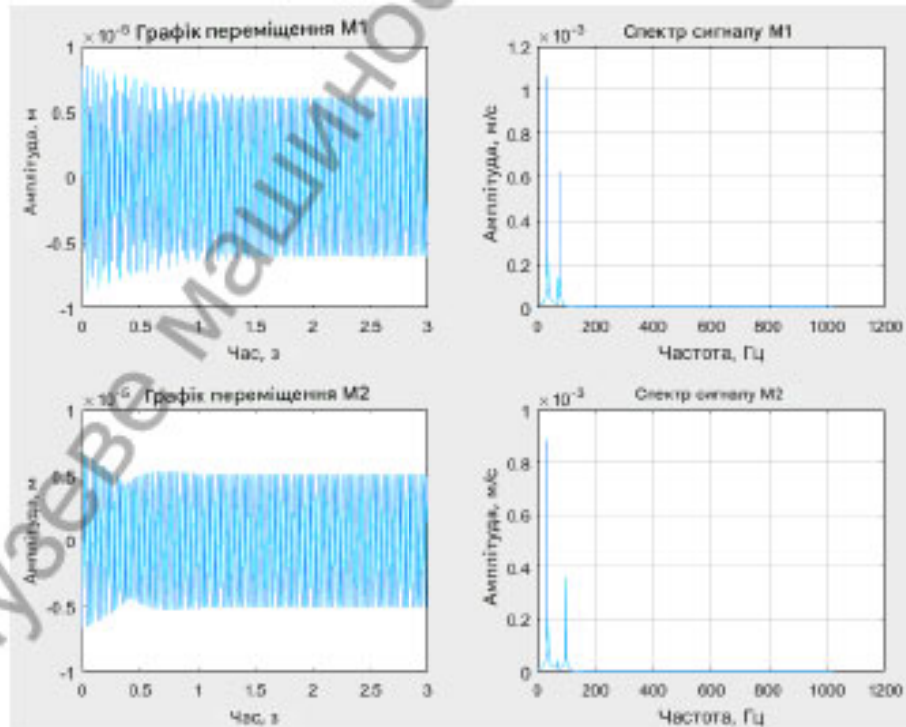


Рисунок 3.13 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні вантажів масою 1,0 грама на маховиках (4, 16)

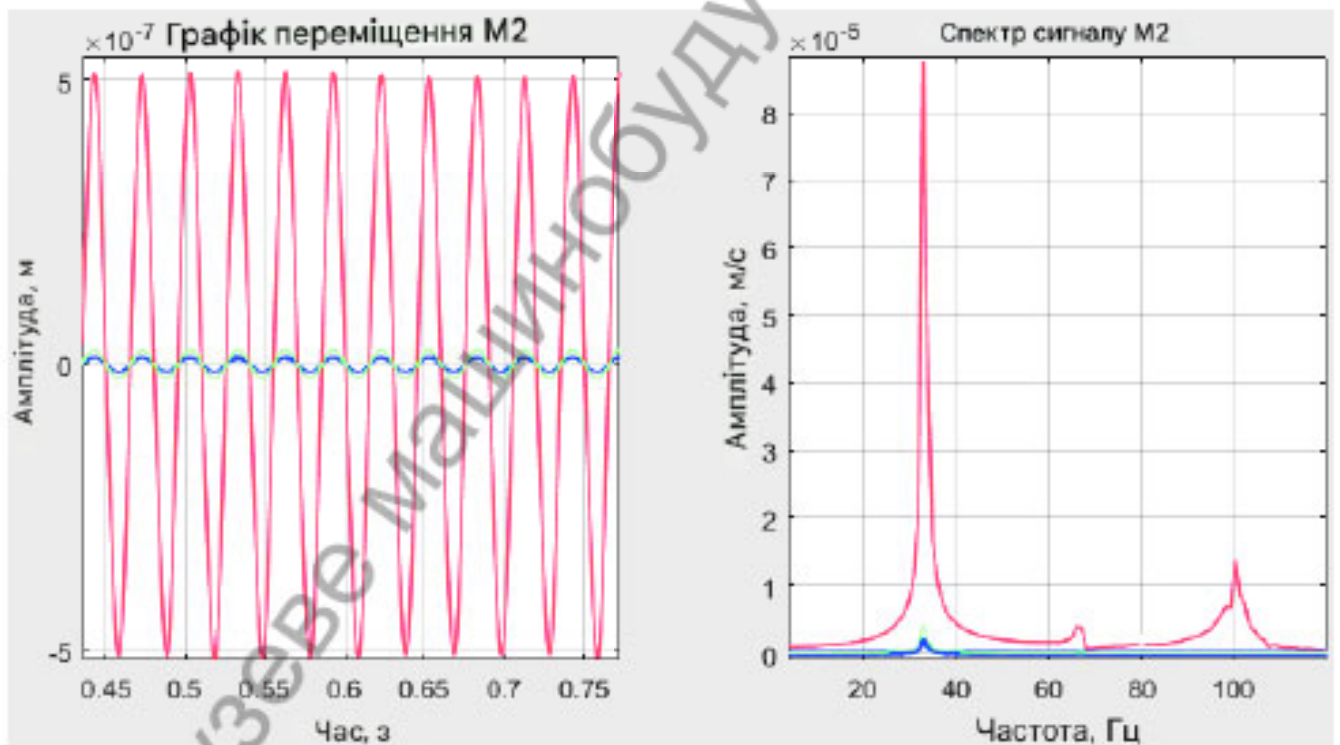
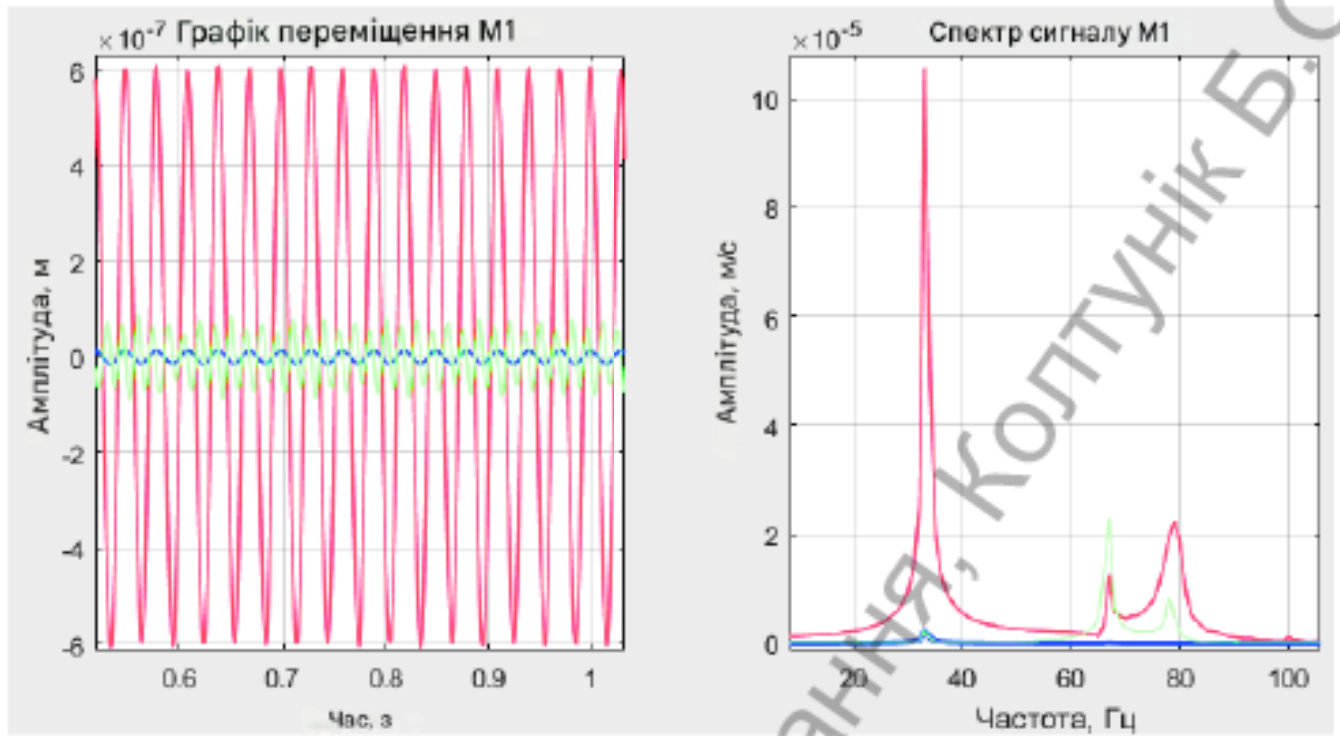


Рисунок 3.14 – Поєднання залежностей переміщення від часу та амплітуд швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні вантажів масою 0,10 грама на маховиках 4, 16 ( червоний графік); 16 та 17 (синій графік); 4 та 17 ( зелений графік)

Таблиця 3.3. Характеристики досліджень вібрацій опор на вплив дисбалансу в системі

№	Маса нерівноважного контакту/фаза, кг/град			Характеристики спектру (пк1, пк2, пк 3), (мс)/Гц					
	пк1/ф1	пк2/ф2	пк3/ф3	Опора 1			Опора 2		
				пк1	пк2	пк3	пк1	пк2	пк3
1	0,0001/0			0,649·10 <sup>-3</sup> 33	0,061·10 <sup>-6</sup> 67	0,1·10 <sup>-7</sup> 79	0,529·10 <sup>-3</sup> 33	0,019·10 <sup>-6</sup> 67	0,065·10 <sup>-9</sup> 100
2		0,0001/0		0,398·10 <sup>-3</sup> 33	0,056·10 <sup>-6</sup> 67	0,046·10 <sup>-7</sup> 79	0,338·10 <sup>-3</sup> 33	0,019·10 <sup>-6</sup> 67	0,029·10 <sup>-9</sup> 100
3			0,0001/0	0,491·10 <sup>-3</sup> 33	0,042·10 <sup>-6</sup> 67	0,049·10 <sup>-7</sup> 79	0,337·10 <sup>-3</sup> 33	0,033·10 <sup>-6</sup> 67	0,028·10 <sup>-9</sup> 100
4	0,0001/0	0,0001/0		1,057·10 <sup>-3</sup> 33	0,012·10 <sup>-6</sup> 67	0,22·10 <sup>-7</sup> 79	0,88·10 <sup>-3</sup> 33	0,037·10 <sup>-6</sup> 67	0,138·10 <sup>-9</sup> 100
5		0,0001/0	0,0001/0	0,09·10 <sup>-3</sup> 33	0,085·10 <sup>-6</sup> 67			0,049·10 <sup>-6</sup> 67	
6	0,0001/0		0,0001/0	0,13·10 <sup>-3</sup> 33	0,095·10 <sup>-6</sup> 67		0,19·10 <sup>-3</sup> 33	0,098·10 <sup>-6</sup> 67	
7	0,0001/0	0,0001/0	0,0001/0	0,55·10 <sup>-3</sup> 33	0,164·10 <sup>-6</sup> 67	0,103·10 <sup>-7</sup> 79	0,53·10 <sup>-3</sup> 33	0,094·10 <sup>-6</sup> 67	0,041·10 <sup>-9</sup> 100
8	0,0005/0	0,0005/0		5,323·10 <sup>-3</sup> 33	0,667·10 <sup>-6</sup> 67	2,466·10 <sup>-7</sup> 79	4,433·10 <sup>-3</sup> 33	0,221·10 <sup>-6</sup> 67	1,374·10 <sup>-9</sup> 100
9	0,001/0	0,001/0		10,64·10 <sup>-3</sup> 33	1,352·10 <sup>-6</sup> 67	6,212·10 <sup>-7</sup> 79	8,866·10 <sup>-3</sup> 33	0,441·10 <sup>-6</sup> 67	3,565·10 <sup>-9</sup> 100

Останні дослідження показали, що коливання на опорах зростають зі збільшенням маси вантажу. Тому найнебезпечнішим сценарієм для дослідження було визнано встановлення максимальної одиничної маси вантажу, яка для цієї системи становить 1,0 грам, на маховиках (4 та 16).

3) Ми також вивчали вплив жорсткості опор на систему, що утримують роторний блок. Ці дослідження проводились з дисбалансом масою 1,0 грам у фазі 0°0' (на маховиках 4 та 16). Використовувався гнучкий вал, встановлений на роторному блоці за допомогою шильфонних муфт, при частоті обертання двигуна 2000,0 об/хв.

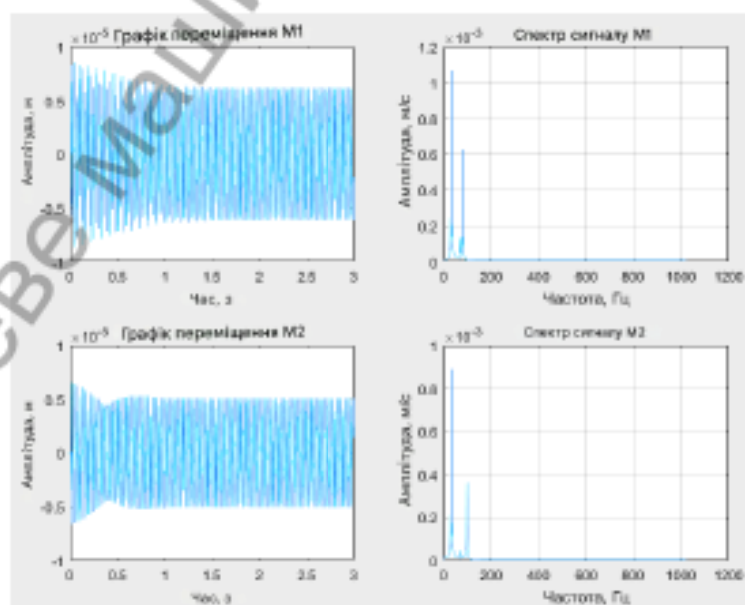


Рисунок 3.15 – Залежності амплітуд переміщення від часу та амплітуд швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні довжини пружини: L 1= 0,120, L 2= 0,120, L 3= 0,120, L 4= 0,120

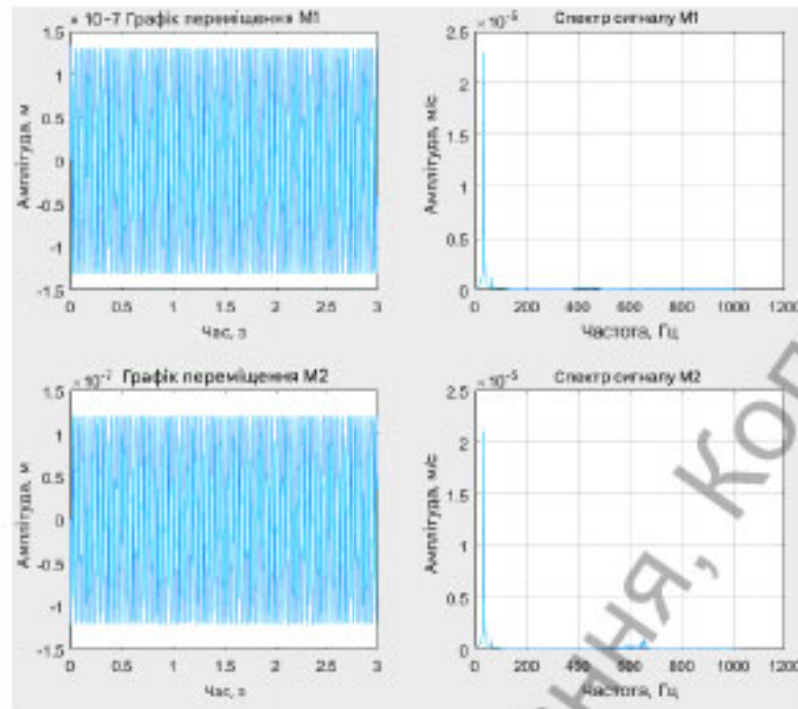


Рисунок 3.16 – Залежності переміщення від часу та амплітуд швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні довжини пружини:  $L_1 = 0,020$ ,  $L_2 = 0,020$ ,  $L_3 = 0,020$ ,  $L_4 = 0,020$

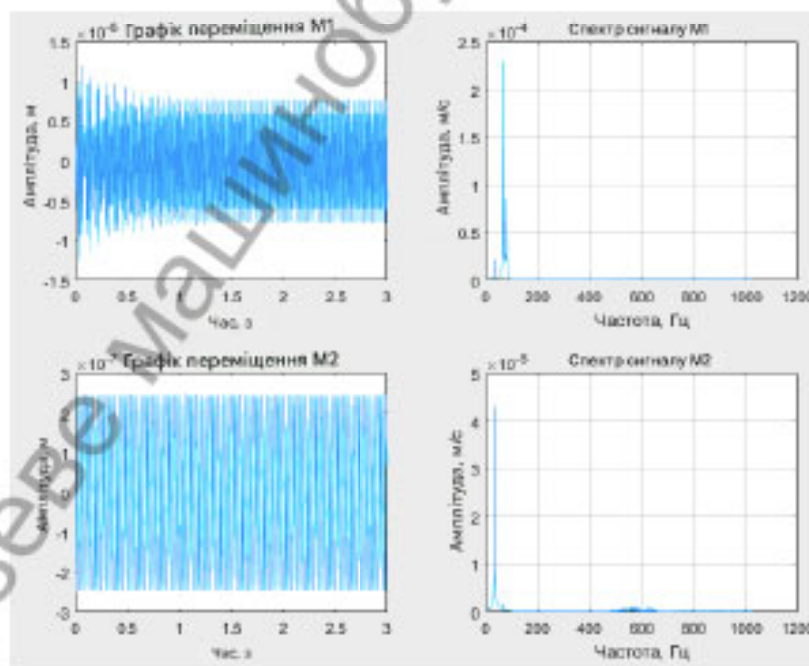


Рисунок 3.17 – Залежності амплітуд переміщення від часу та амплітуд швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні довжини пружини:  $L_1 = 0,120$ ,  $L_2 = 0,120$ ,  $L_3 = 0,020$ ,  $L_4 = 0,020$

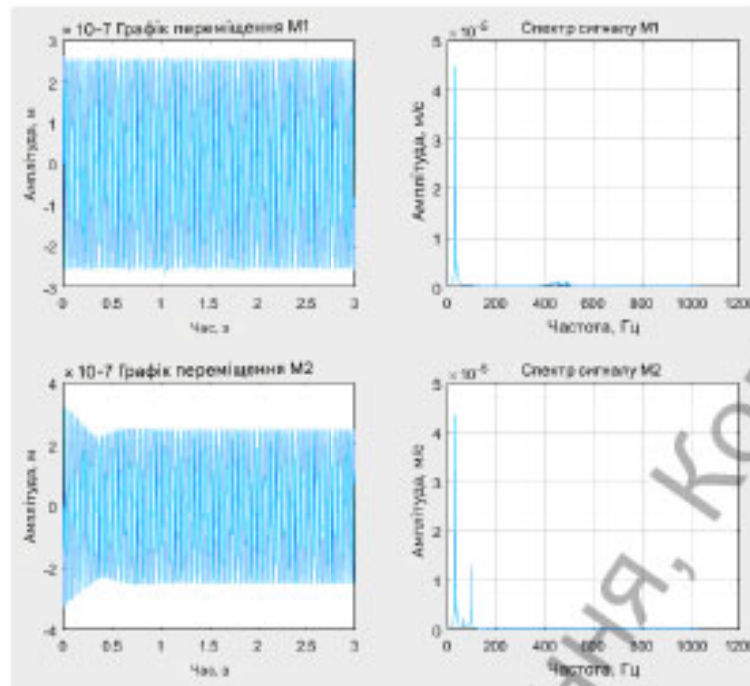


Рисунок 3.18 – Залежності переміщення від часу та амплітуд швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні довжини пружини:  $L_1 = 0,020$ ,  $L_2 = 0,020$ ,  $L_3 = 0,120$ ,  $L_4 = 0,120$

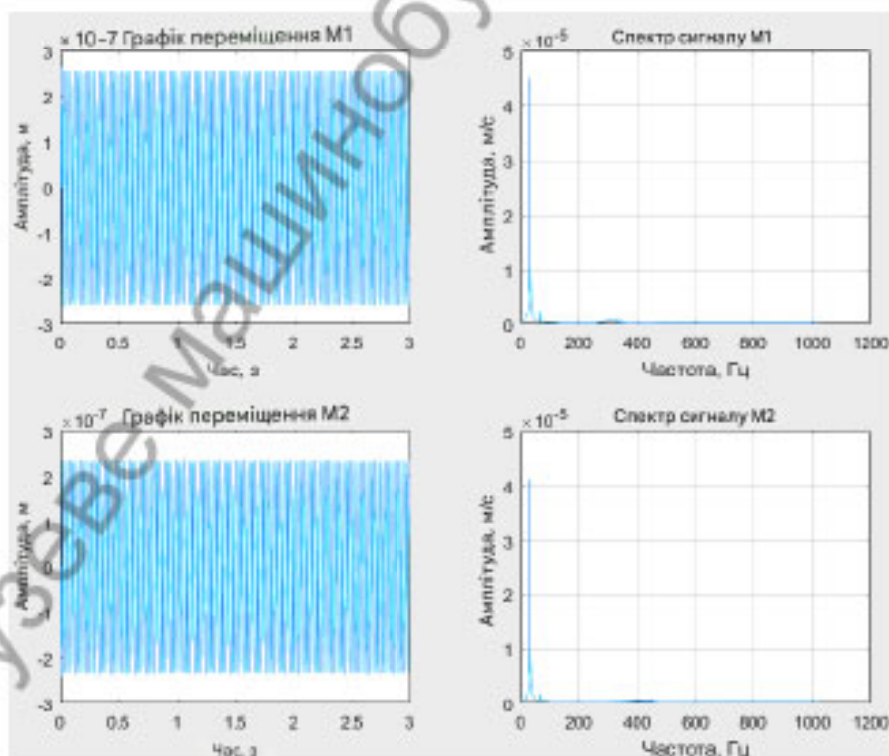


Рисунок 3.19 – Залежності переміщення від часу та амплітуд швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні довжини пружини:  $L_1 = 0,120$ ,  $L_2 = 0,020$ ,  $L_3 = 0,020$ ,  $L_4 = 0,120$

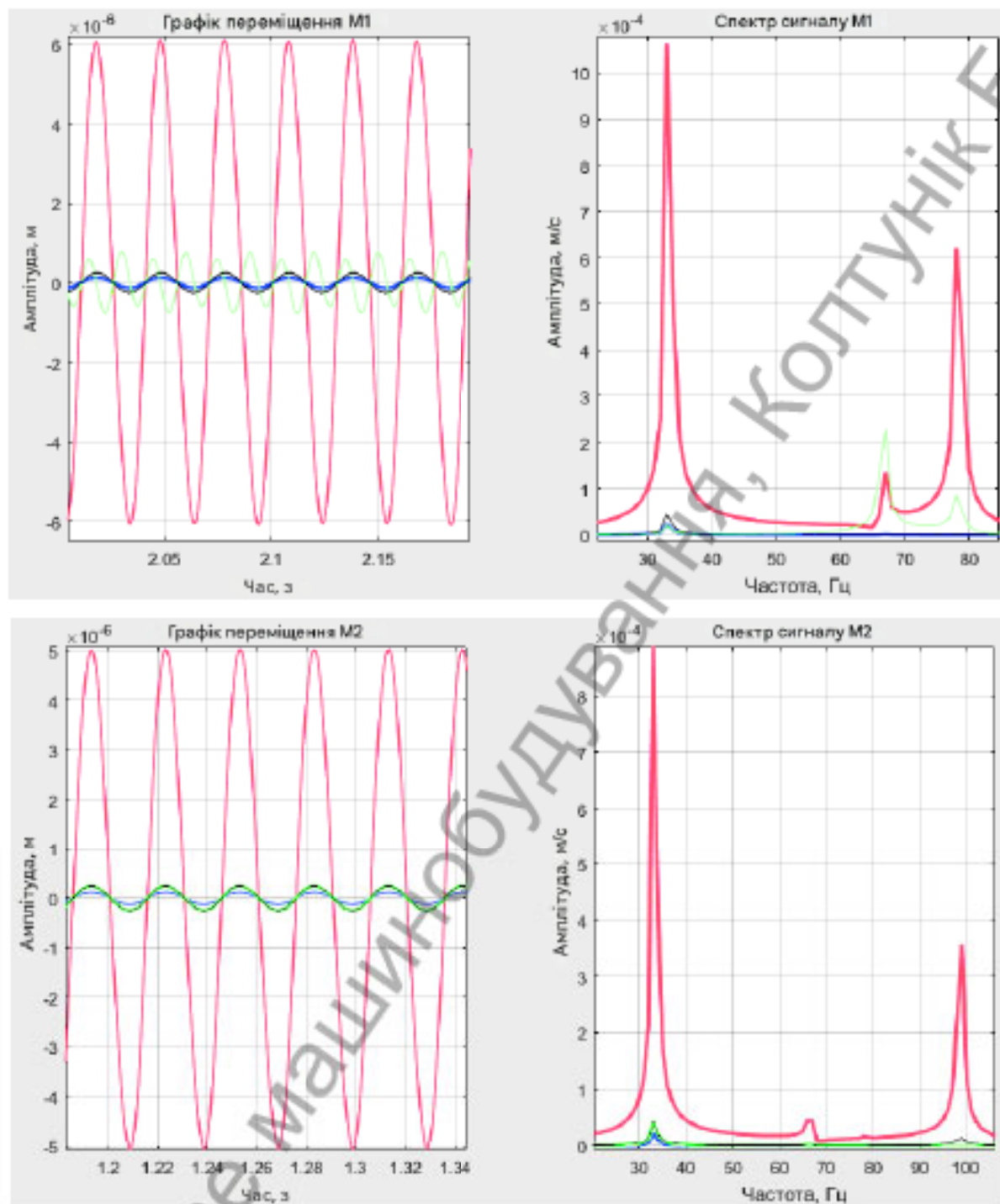


Рисунок 3.20 – Комбінація залежностей переміщення від часу та амплітуд швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні довжини пружини:  $L_1 = 0,120$ ,  $L_2 = 0,120$ ,  $L_3 = 0,120$ ,  $L_4 = 0,120$  (червоний графік);  $L_1 = 0,020$ ,  $L_2 = 0,020$ ,  $L_3 = 0,020$ ,  $L_4 = 0,020$  (синій графік);  $L_1 = 0,120$ ,  $L_2 = 0,120$ ,  $L_3 = 0,020$ ,  $L_4 = 0,020$  (зелений графік);  $L_1 = 0,020$ ,  $L_2 = 0,020$ ,  $L_3 = 0,120$ ,  $L_4 = 0,120$  (чорна діаграма)

Таблиця 3.4. Характеристики досліджень вібрацій опор на вплив жорсткості опор

№	Довжина пружини, м (жорсткість опор)				Характеристики спектру (пiк1, пiк2), (мксГц)					
	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	Опора 1			Опора 2		
					пiк1	пiк2	пiк3	пiк1	пiк2	пiк3
1	0.12	0.12	0.12	0.12	10.64·10 <sup>4</sup> /33	1.352·10 <sup>4</sup> /67	6.212·10 <sup>4</sup> /79	8.868·10 <sup>4</sup> /33	0.441·10 <sup>4</sup> /67	3.585·10 <sup>4</sup> /100
2	0.02	0.02	0.02	0.02	0.229·10 <sup>4</sup> /33	0.012·10 <sup>4</sup> /67		0.211·10 <sup>4</sup> /33	0.008·10 <sup>4</sup> /67	
3	0.02	0.02	0.12	0.12	0.214·10 <sup>4</sup> /33	2.293·10 <sup>4</sup> /67	0.847·10 <sup>4</sup> /79	0.430·10 <sup>4</sup> /33	0.174·10 <sup>4</sup> /67	
4	0.12	0.12	0.02	0.02	0.447·10 <sup>4</sup> /33			0.437·10 <sup>4</sup> /33	0.022·10 <sup>4</sup> /67	0.139·10 <sup>4</sup> /100
5	0.12	0.02	0.02	0.12	0.450·10 <sup>4</sup> /33	0.0245·10 <sup>4</sup> /67		0.411·10 <sup>4</sup> /33	0.017·10 <sup>4</sup> /67	

Дослідження впливу жорсткості опор, що утримують роторний вузол, показали, що найбільші коливання в незбалансованій системі спостерігаються при максимальній довжині опор роторного вузла, тобто при мінімальній жорсткості.

4) Систему досліджували на предмет впливу жорсткості муфт, що утримують досліджуваний вал. Дослідження проводилися для варіанту встановлення дисбалансів масою 1,0 грам, у фазі 0°0' (на маховику 4 та 16), з мінімальною жорсткістю опор, при частоті обертання двигуна 2000,0 об/хв.

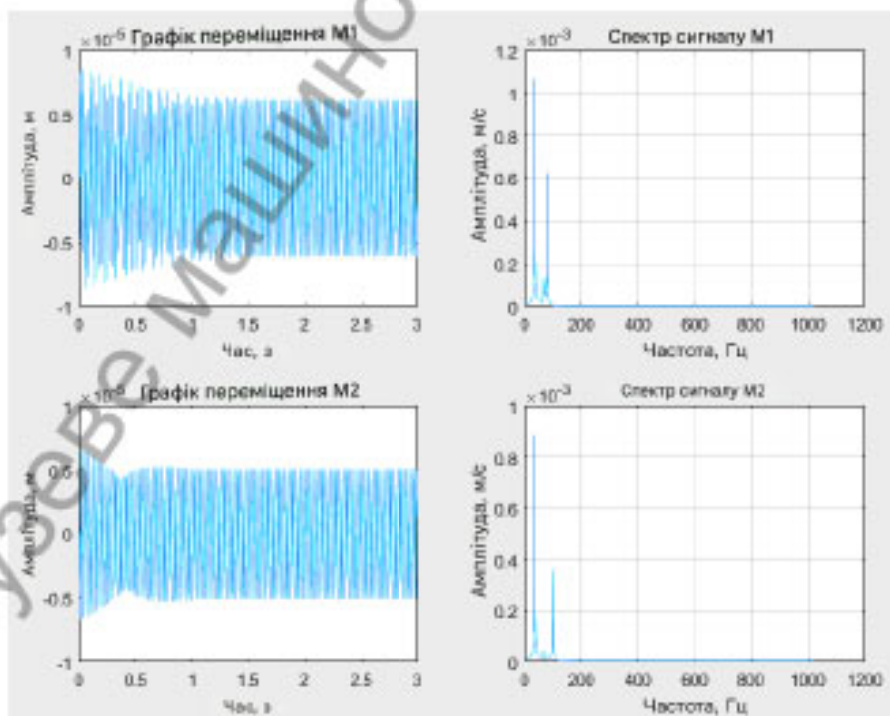


Рисунок 3.21 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні двох сифонних муфт

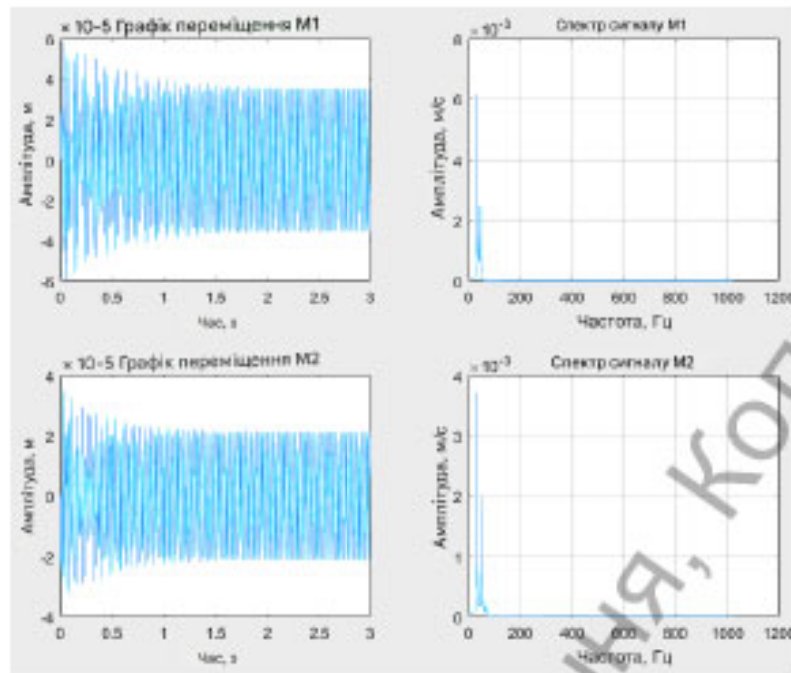
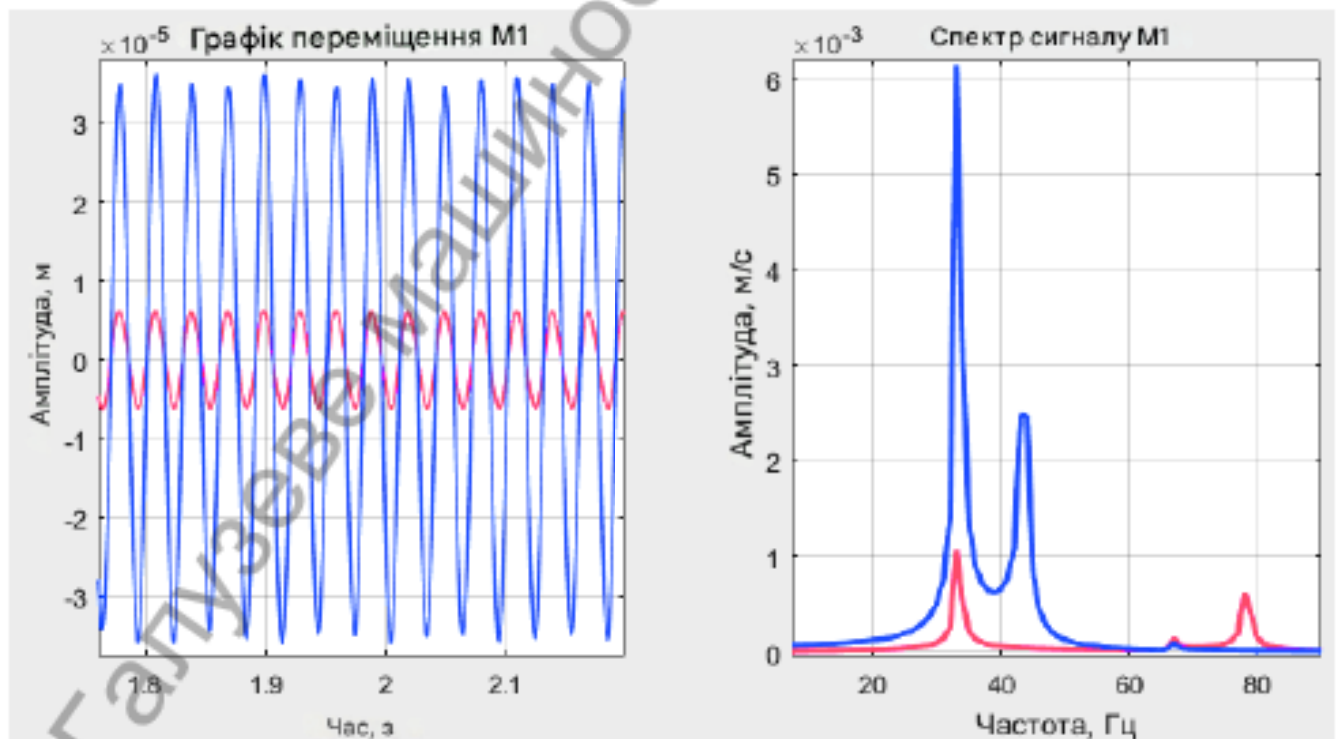


Рисунок 3.22 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при встановленні двох еластомерних муфт



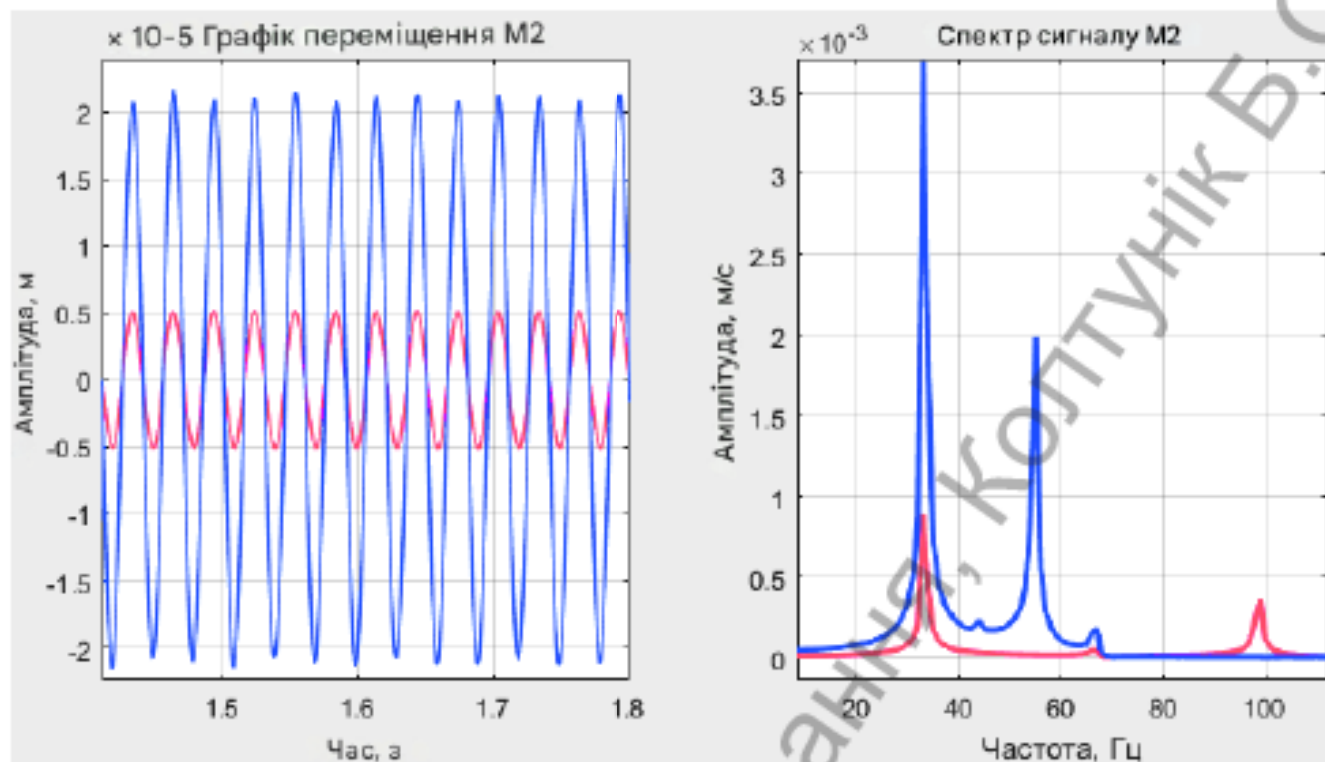


Рисунок 3.23 – Поєднання залежностей переміщення від часу та амплітуд швидкості від частоти обертання ( спектр) на опорах роторного блоку при встановленні сільфонних муфт ( червоний графік ); еластомерних муфт ( синій графік)

Таблиця 3.5. Характеристики досліджень вібрацій опор на вплив жорсткості муфт

№	Жорсткість муфти (Сільф. С6(19)≈6,8·10 <sup>5</sup> ) Селаст.		Характеристики спектру (пк1, пк2, пк3), (мс)/Гц					
	C <sub>0</sub> (7)	C <sub>19</sub> (20)	Опора 1			Опора 2		
			пк1	пк2	пк3	пк1	пк2	пк3
1	6,8·10 <sup>5</sup>	6,8·10 <sup>5</sup>	10,64·10 <sup>+33</sup>	1,352·10 <sup>+67</sup>	6,212·10 <sup>+79</sup>	8,668·10 <sup>+33</sup>	0,441·10 <sup>+67</sup>	3,565·10 <sup>+100</sup>
2	1,36·10 <sup>5</sup>	1,36·10 <sup>5</sup>	61,43·10 <sup>+33</sup>	24,76·10 <sup>+43</sup>		36,98·10 <sup>+33</sup>	19,88·10 <sup>+53</sup>	1,757·10 <sup>+67</sup>

Під час порівняльного аналізу характеристик вищезазначених експериментів, наведених у таблиці 3.5 та порівняльному графіку 3.23, було виявлено, що варіант встановлення еластомерних муфт є найгіршим.

Еластомерні муфти здатні зменшувати коливання, але муфти з металевим сільфоном мають підвищену жорсткість, тобто краще гасять коливання в радіальному напрямку.

5) Подальші експерименти спрямовані на вивчення впливу швидкості обертання агрегату на вібраційні характеристики. Дослідження проводилися для варіанту встановлення дисбалансів масою 1,0 грам, у фазі  $0^{\circ}$  (на маховику 4 та 16), з мінімальною жорсткістю опори, з гнучким валом, встановленим за допомогою еластомерних муфт.

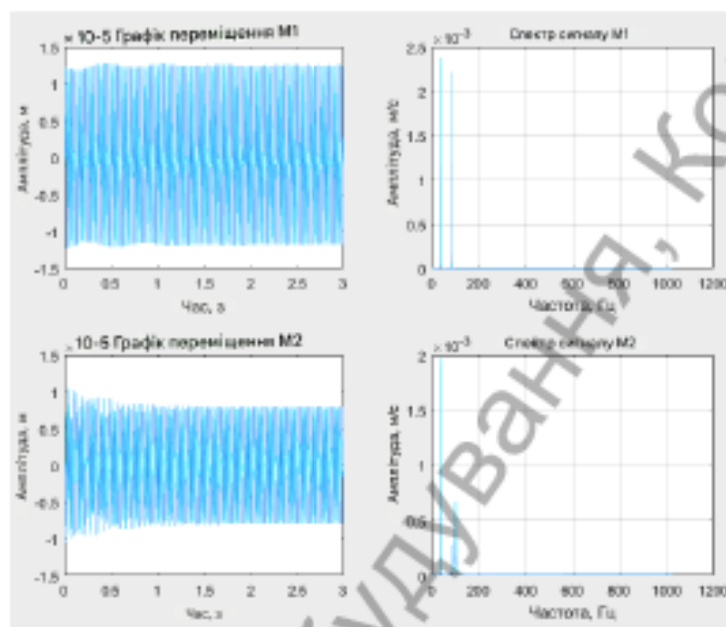


Рисунок 3.24 – Залежності переміщення від часу та амплітуд швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при частоті обертання 2400,0 об/хв

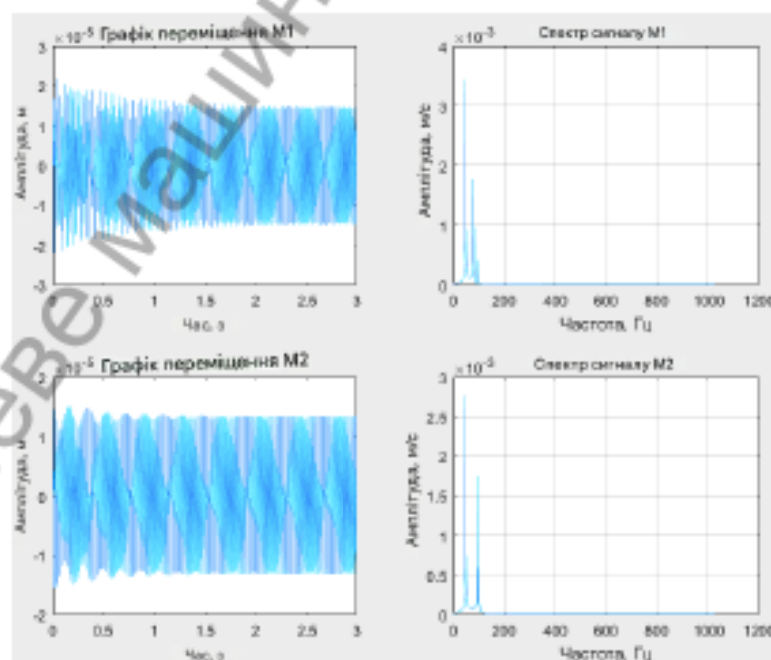


Рисунок 3.25 – Залежності переміщення від часу та амплітуди швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при частоті обертання 2800,0 об/хв

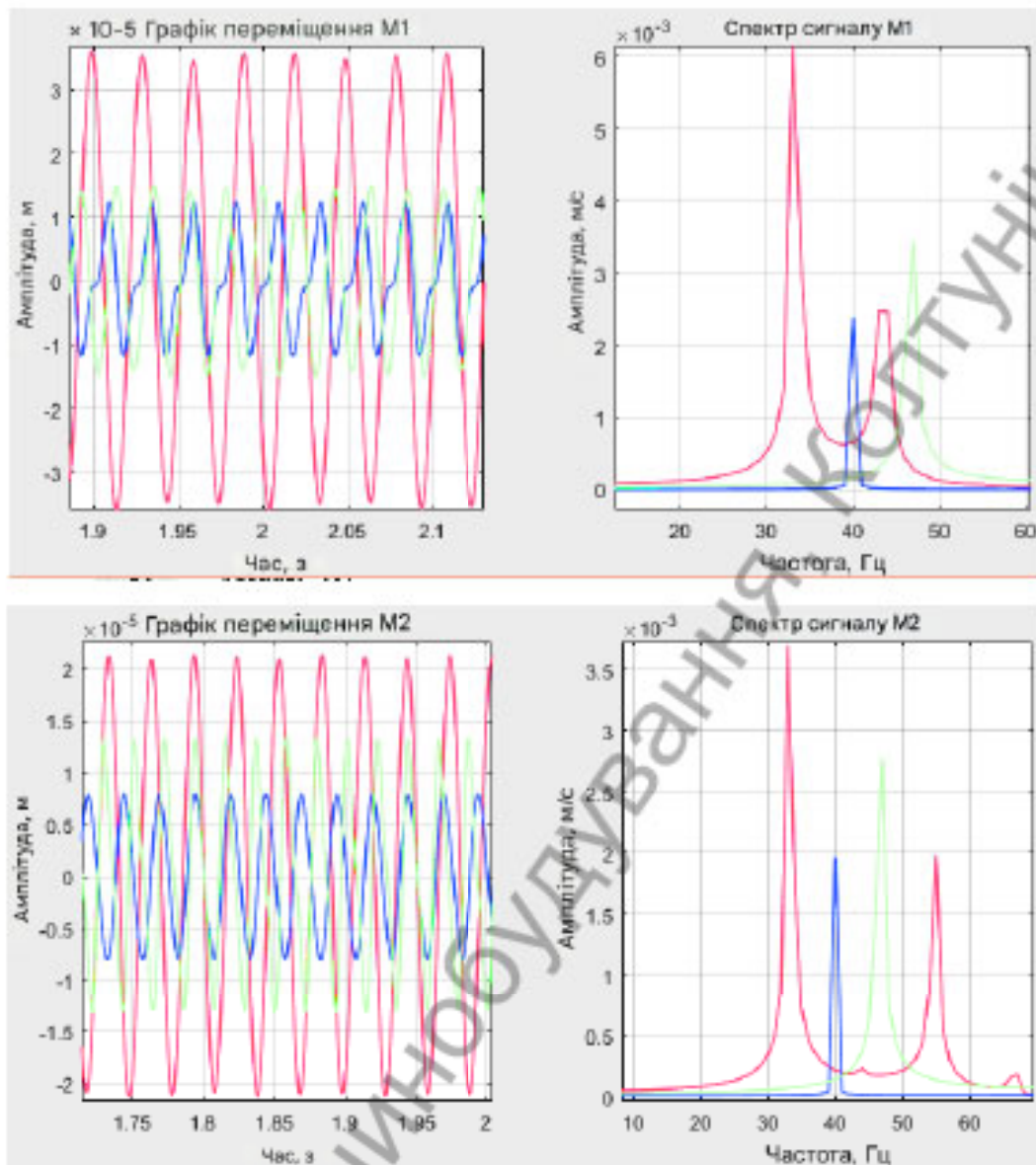


Рисунок 3.26 – Комбінація залежностей переміщення від часу та амплітуд швидкості від частоти обертання (спектр) на опорах роторного блоку при частоті обертання 2000,0 об/ хв ( червоний графік); 2400,0 об/ хв ( синій графік); 2800,0 об/хв (зелений графік )

Таблиця 3.6. Характеристики досліджень впливу коливань опор на частоту обертання

№	Частота обертання двигуна, об/хв	Характеристики спектру (пiк1, пiк2, пiк3), (м/с)/Гц					
		Опора 1			Опора 2		
1	2000	61,43·10 <sup>-4</sup> /33	24,76·10 <sup>-4</sup> /43		36,98·10 <sup>-4</sup> /33	19,86·10 <sup>-4</sup> /55	1,757·10 <sup>-4</sup> /67
2	2400	23,84·10 <sup>-4</sup> /40	22,06·10 <sup>-4</sup> /80		19,65·10 <sup>-4</sup> /40	2,714·10 <sup>-4</sup> /80	6,741·10 <sup>-4</sup> /100
3	2800	34,36·10 <sup>-4</sup> /47	17,75·10 <sup>-4</sup> /78	4,077·10 <sup>-4</sup> /93	27,7·10 <sup>-4</sup> /47	17,45·10 <sup>-4</sup> /93	

На основі даних з таблиці 3.6 та рисунка 3.26 з'ясовано, що зі збільшенням швидкості обертання гнучкого ротора коливання спочатку зменшуються, а потім знову зростають. Це пояснюється явищем самоцентрування, яке виникає, коли кутова швидкість ротора перевищує певне критичне значення ( $\omega > \omega_{кр} > 1$ ). При цьому прогин зменшується, і центр мас прагне наблизитись до осі обертання. Ефект самоцентрування спостерігається за умови  $\omega > \omega_{кр} > 1$ . Однак при наближенні до другої критичної частоти ця нерівність порушується, і коливання знову зростають, що підтверджено експериментом 3 у таблиці 3.6.

Оскільки лише гнучкі вали здатні до самоцентрування, їх бажано використовувати для пристроїв, які працюють на високих швидкостях, у надрезонансній надкритичній області. Для гнучких валів виліт (відхилення центру мас від осі обертання) позитивно впливає на динаміку, оскільки він знижує критичну швидкість і сприяє ефекту самоцентрування. Натомість для жорстких валів надмірний виліт центру мас може бути небезпечним.

Таким чином, під час дослідження впливу системних параметрів на вібраційні характеристики було виявлено, що найбільші коливання на опорах роторного блоку виникають за таких умов (виділено сірим кольором на граф. 3.26.):

Вал 8 з найменшою жорсткістю (гнучкий) встановлений на роторному блоці за допомогою еластомерних муфт.

Одночасно розміщена максимальна питома маса коригувального навантаження на маховиках (4 та 16).

Опори мають мінімальну жорсткість (максимальна довжина плоскої пружини).

Двигун обертається зі швидкістю 2000,0 об/хв.

За цих параметрів системи максимальна амплітуда сигналу віброшвидкості становила  $61,430 \cdot 10^{-4}, 0$  м/с. Це значення знаходиться в межах допустимих коливань (2.80...7.10 мм/с) згідно ISO 10 8 16- 1- 97 («Вібрація. Контроль стану машин за результатами вимірювань вібрації на необертюваних деталях»), для машин потужністю до 15,0 кВт, але відповідає зоні, що вважається непридатною для тривалої безперервної роботи.

## 4 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

У попередньому розділі ми встановили, що мінімальні значення параметрів системи, вибрані з діапазону в пункті 5, забезпечують допустимий рівень вібрації для пристроїв, які призначені для короткочасних механічних перевантажень. Для проектування стенду ми визначили максимальні значення параметрів. Це забезпечить запас міцності та жорсткості конструктивних елементів, а також зменшить рівень вібрації, що підвищить безпеку користувачів стенду.

Для навантажувальної частини обрали асинхронний двигун з короткозамкненим ротором від Siemens, серії 1 LA 70 70- 2A A, потужністю 0,370 кВт.

Система керування стендом складається з перетворювача частоти, який розміщений у силовій шафі, та панелі керування у вигляді електронної панелі на перетворювачі частоти.

Перетворювач частоти обрали з урахуванням потужності двигуна, частоти живлення та мінімальних розмірів. Це модель SIEMENS типу SINAMICS V20, призначена для застосувань, де не потрібне точне керування швидкістю асинхронних двигунів. Його габарити: висота 90,0 мм, ширина 166,0 мм, глибина 146,0 мм.

Силову шафу обрали компактних розмірів від виробника Schneider Electric, типорозмір N S Y S 3 D 32 15 P, розміри 300,0 x 200,0 x 150,0 мм.

Щоб визначити зовнішній діаметр шківів зубчастої ремінної передачі 2, ми взяли максимально допустимий діаметр валів (21 та 23) 14,0 мм, на яких буде один шків, та діаметр вала двигуна (11,0 мм), на якому буде другий шків. Зовнішній діаметр шківів встановлено рівним 30,0 мм. Ширина ременя прийнята 9,0 мм, а міжосьова відстань між шківками – 200,0 мм. Решту параметрів зубчастої ремінної передачі розраховали у програмі ContiTech Lux Beltimpex 7.10 від ContiTech, яка вибрала шківки та ремінь на основі вихідних даних.

Шків зубчастого ременя обрано від виробника P O G G I, розмір 32 D 03 60 09, а зубчастий ремінь — від ContiTech, тип CONTI SYNCHROBELT для низької та

середньої потужності.

Радіальні підшипники (5 та 10) обрані із серії 63 00 3-2 RS 1 від виробника SKF. Їх вибирали з запасом, виходячи з максимального динамічного навантаження, подано в додатку А. Ці підшипники мають внутрішній діаметр 17,0 мм, зовнішній діаметр 35,0 мм та ширину 14,0 мм.

Корпус підшипника виконаний у вигляді роз'ємної конструкції з двох частин, що з'єднуються гвинтами, а також має фланці з боків (модель на рис. 4.1). Плоскі поверхні корпусу зверху та з боків дозволяють кріпити датчики вібрації вздовж осей Oz та Oy за допомогою магнітів. На верхній платформі також є різьбовий отвір для кріплення іншого типу датчика вібрації (AP 2 082 M-100). Внутрішній діаметр корпусу відповідає зовнішньому діаметру підшипника (35,0 мм), а ширина корпусу становить (25,0 мм), що менше ширини підшипника. Це зроблено для встановлення підшипників через розпірні втулки, які забезпечать їх фіксацію в осьовому напрямку.

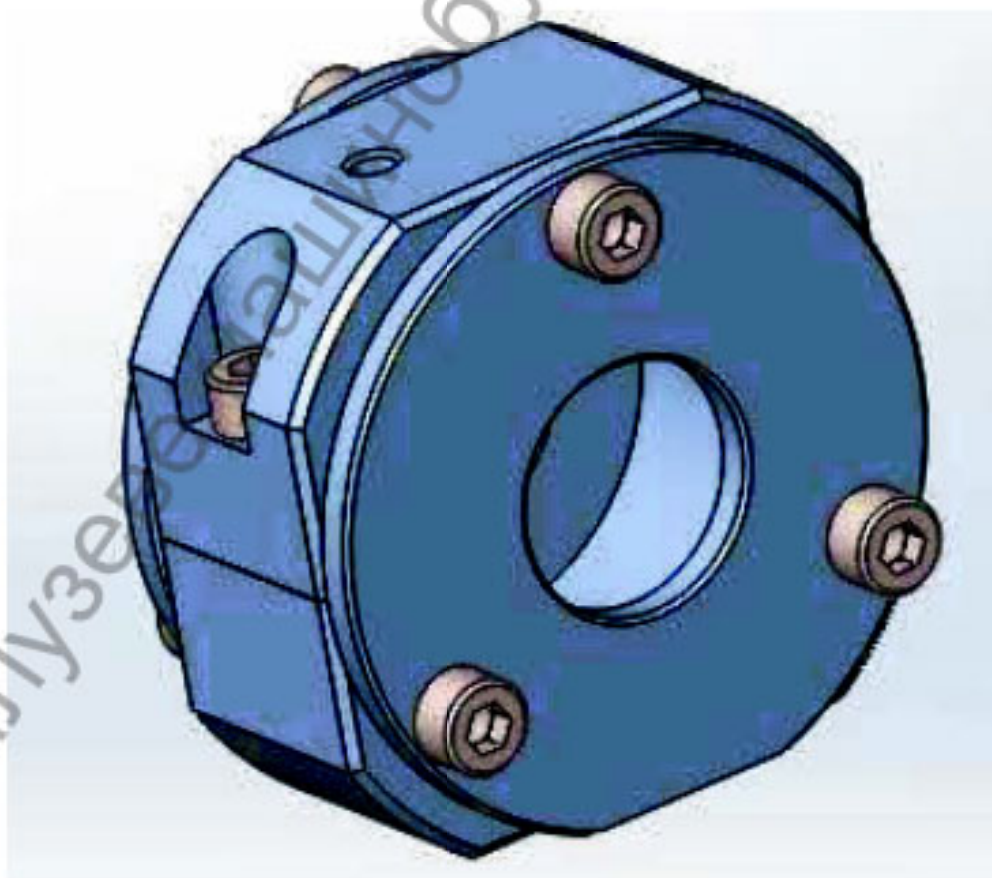


Рисунок 4.1 – Модель корпусу підшипника

Опорні стійки призначені для підтримки ваги імітаційного ротора та гасіння його періодичних коливань, викликаних залишковим дисбалансом. До кожної стійки з обох боків болтами кріпляться плоскі пружини ( розраховані за максимальним поперечним перерізом та довжиною див. додатки ), що формують пружинну систему змінної жорсткості. Верхня частина пружин з'єднана з поперечиною, в центрі якої знаходиться корпус з підшипником, куди встановлюються шийки імітатора ротора. Жорсткість пружинної системи можна регулювати, переміщуючи затискачі з гвинтовим стопором вертикально та фіксуючи кожен пружину в потрібному місці.

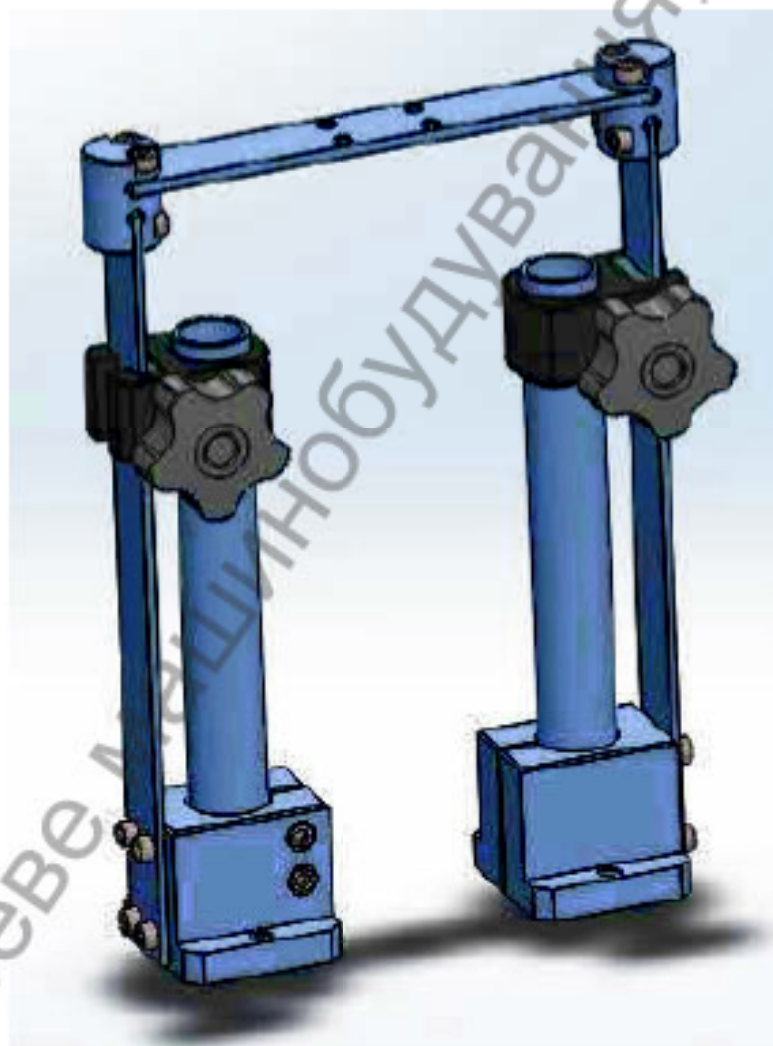


Рисунок 4.2 – Модель регульованих опор

На роторному блоці, як уже згадувалося, встановлено три сталеві диски (маховики 4, 16 та 17), які імітують коригувальні площини (рис. 4.2). Маховик має зовнішній діаметр 140,0 мм та ширину 11,0 мм. На зовнішній стороні є паз для

кріплення ланцюга, що дозволяє дуже точно встановлювати коригувальні вантажі. На внутрішній стороні маховиків є спеціальні майданчики для встановлення вантажу на радіусі 0,070 м.



Рисунок 4.23 – Модель маховика 4, 16, 17

Вал (21) виготовлений зі стрижня діаметром 14,0 мм і довжиною 220,0 мм. На валу є чотири отвори під штифти. Зліва нарізана різьба з канавкою, а справа — різьба, після якої діаметр вала зменшується. Ці елементи потрібні для розбірної конструкції лівої частини роторного блоку (рис. 4.4), яка збирається так: шків ремінної передачі встановлюється за допомогою чотирьох штифтів; ліворуч від нього через розпірну втулку встановлюється маховик (4) і затягується контргайкою з шайбою; праворуч, також через розпірні втулки, встановлюються підшипник і маховик (16), які також затягуються гайкою. Підшипник встановлюється на вал через затискну втулку з натягом. Корпус насаджується на підшипник через розпірні втулки з обох боків і затягується фланцями корпусу за допомогою гвинтів. Зменшення діаметра вала справа необхідне для встановлення муфт, що з'єднують цю частину блоку з досліджуваним валом.

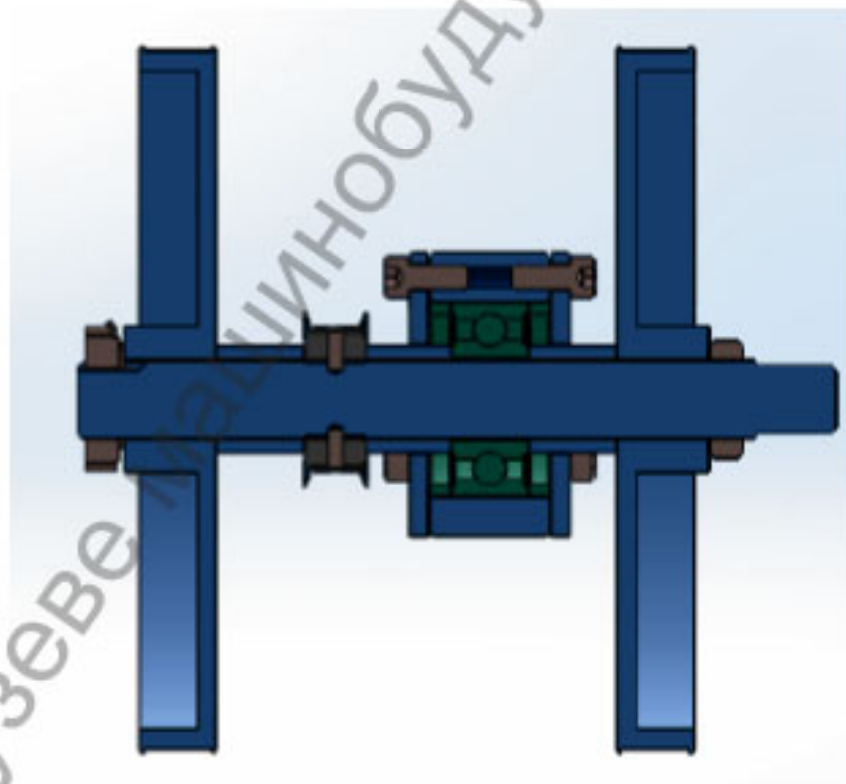
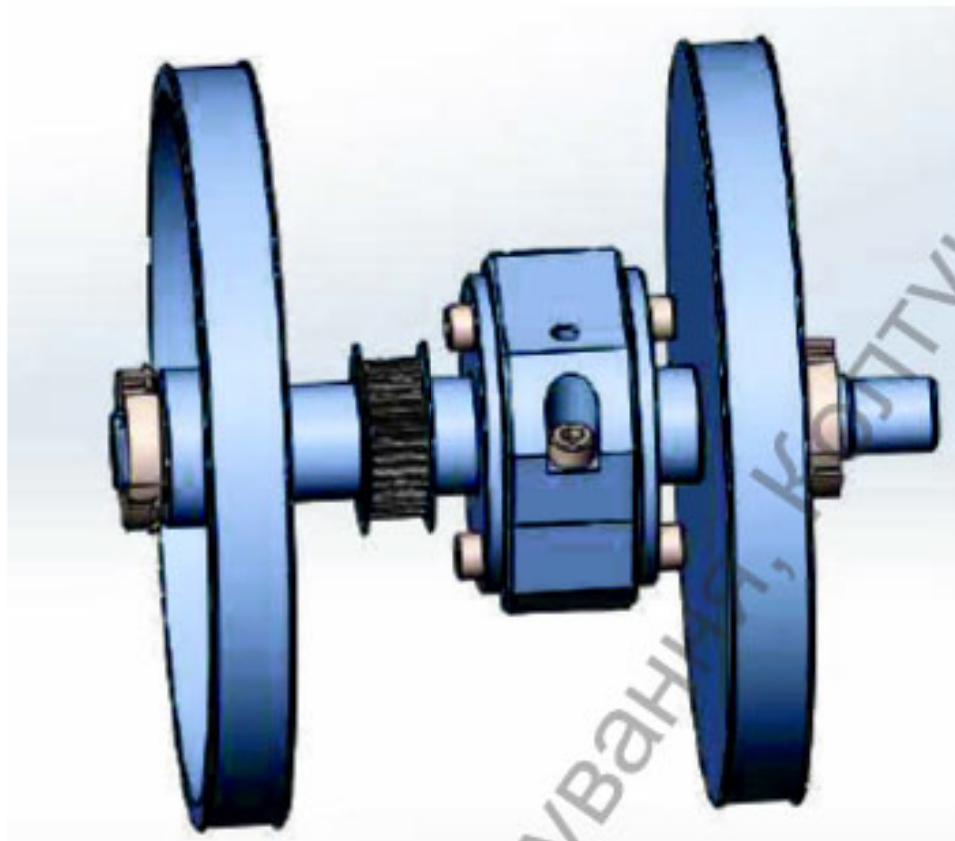


Рисунок 4.4 – Модель лівої частини роторного вузла та її перерізу

Вал (23) виготовлений зі стрижня діаметром 14,0 мм та довжиною 120,0 мм. З лівого боку вала є зменшення діаметра, за яким йде ділянка з різьбою, а з правого боку – центральний різьбовий отвір. Ці елементи потрібні для розбірної конструкції

правій частини роторного блоку (рис. 4.5), яка збирається так: з правого боку на валу (23) через затискну втулку з натягом встановлюється підшипник, закріплений справа гвинтом; з лівого боку на валу через розпірну втулку встановлюється маховик (17), який стягується з рештою конструкції за допомогою гайки. Корпус кріпиться на підшипнику через розпірні втулки з обох боків і стягується фланцями корпусу за допомогою гвинтів. Зменшення діаметра вала з лівого боку необхідне для встановлення муфти, що з'єднують цю частину блоку з досліджуваним валом.

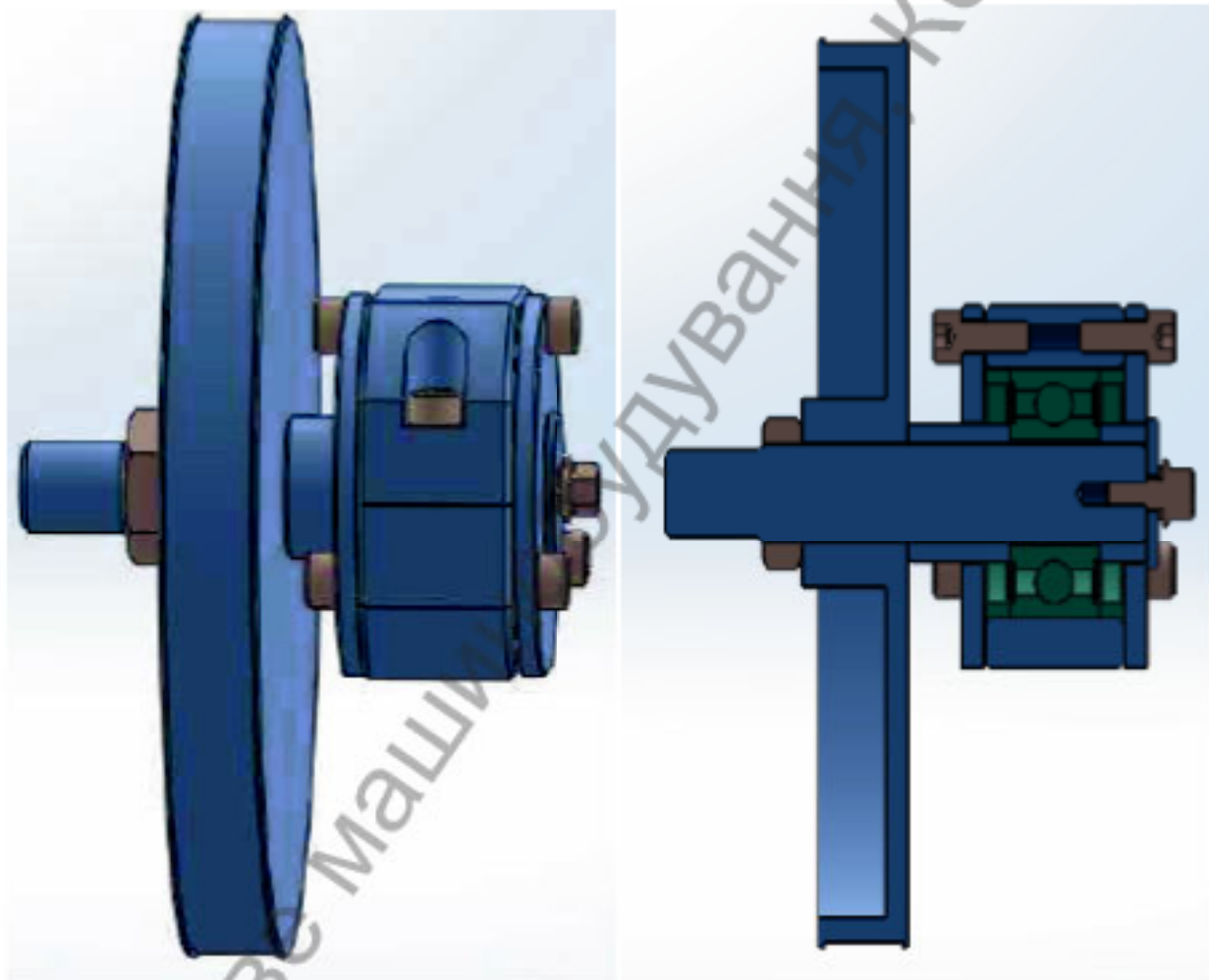


Рисунок 4.5 – Модель правій частині роторного вузла та його перерізу

Жорсткий вал (8) виготовлений з труби із зовнішнім діаметром 16,0 мм та товщиною стінки 2,20 мм. Площа його поперечного перерізу дорівнює площі поперечного перерізу стрижня, максимальний діаметр якого див. додатки.

Гнучкий вал (9) спроектовано згідно з розрахунками додаток А. Однак, оскільки його діаметр занадто малий, потрібно передбачити місце для його встановлення на агрегат. Для цього була створена конструкція: металевий

стрижень круглого перерізу з потовщеними кінцями, на яких виконані з'єднувальні елементи ( цапфи), з вигинами великого радіуса, що зменшує концентрацію напружень.



Рисунок 4.6– Гнучкий вал моделі 9

На цьому випробувальному стенді використовуються два типи муфт: сільфонні та еластомерні. Ці муфти були обрані від німецького виробника, з типом кріплення за допомогою затискних втулок. Вибір здійснювався на основі максимального крутного моменту, який можуть витримувати муфти. Оскільки під час розрахунку крутних моментів додатку А було визначено, що максимальний крутний момент з коефіцієнтом запасу міцності становить 53,0 Н·м, обрано муфти з номінальним крутним моментом 60,0 Н·м. Таким чином, для еластомерних та сільфонних муфт обрані муфти стандартних розмірів E K L /6 0/ A та B K L/60 /79 відповідно.

Усі вибрані компоненти необхідно розмістити на основі, яка б забезпечувала зручне встановлення роторного блоку, а також його переміщення вздовж осі Oх. Це потрібно для можливості заміни досліджуваних валів, які можуть мати різну довжину. В якості основи стенду, згідно з каталогом виробника Найменування, обрано алюмінієвий профільний прокатний метал (рис. 4.7) розміром 8,0 160,0x28,0, що має достатню міцність та жорсткість. Конструкція такого типу забезпечить зручне кріплення та встановлення вузлів і компонентів стенду завдяки пазам у цьому профілі.



Рисунок 4.7 – Модель основи з алюмінієвого профілю

Також з каталогу товарів були обрані шарнірні опори для основи, які мають високу вантажопідйомність, розмір D 42, M8 x60,0. Ці опори мають щільну гумову прокладку біля основи, яка служить для запобігання поширенню вібрацій на поверхню підставки.

Для встановлення опор роторного блоку на основу використовуються з'єднувальні елементи, що вставляються в пази профілю – закладні гайки (Профіль Ст. 8) (рис. 4.8).

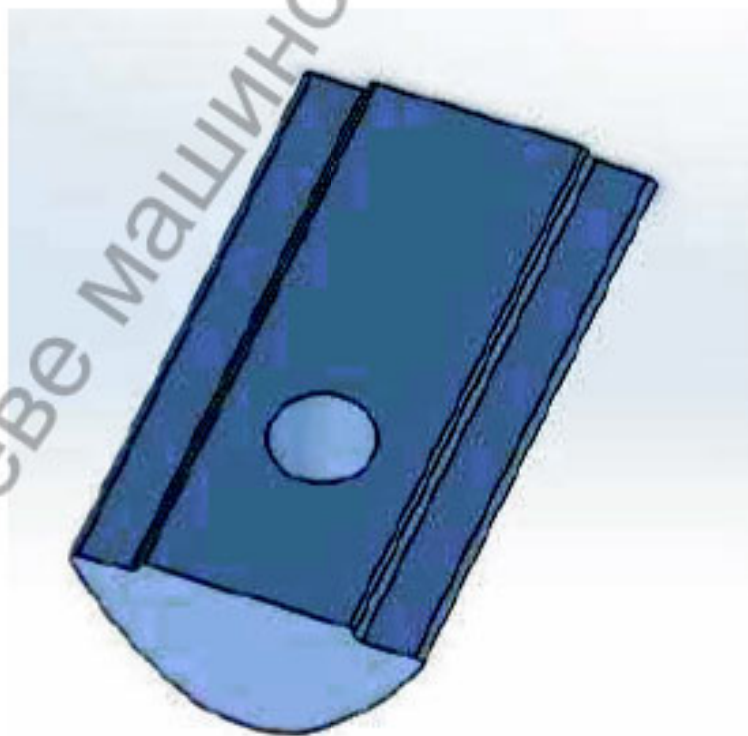


Рисунок 4.8 – Модель з'єднувального елемента – вбудовані гайки (профіль St ) 8

M6

Для перенесення підставки на торцевих сторонах основи встановлені ручки серії PI 120 M 6 PA , обрані з каталогу товарів .

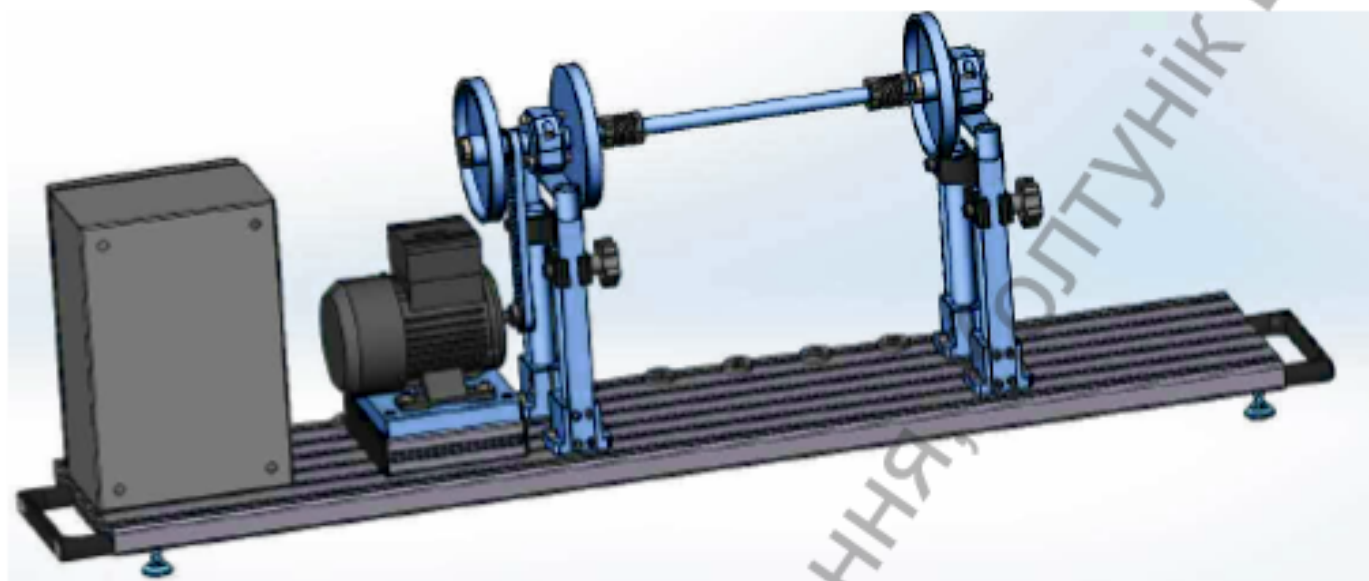


Рисунок 4.9 – Модель конструкції електромеханічного стенду

## ВИСНОВКИ

Проведений аналіз балансувальних стендів виявив їхні недоліки, що стало основою для створення принципової схеми універсального електромеханічного випробувального стенду. На базі цієї схеми розроблено математичну модель, яку реалізовано в програмі MATLAB, також там проведені всі необхідні розрахунки для визначення параметрів (основних розмірів) деталей проєктованого стенду. Для цієї моделі розраховано діапазон значень системних параметрів що представлено в додатках.

Теоретичні дослідження впливу цих параметрів на вібраційні характеристики дозволили виявити такий набір параметрів, за якого на опорах роторного вузла спостерігалися максимальні вібрації. Цей рівень вібрацій перевірили на відповідність допустимим нормам згідно з ISO 10816-1 -97 («Вібрація. Контроль стану машин за результатами вимірювань вібрації на частинах, що не обертаються»). На основі отриманих результатів підібрано комплектуючі стенду, а також розроблено його конструкцію в САПР-програмі SolidWorks, створивши таким чином електромеханічний стенд.

Отже, розроблено стенд дослідження на якому дозволять підібрати оптимальні характеристики елементів системи дисбалансу роторного вузла. Це забезпечить дотримання принципів фізичної та кінематичної подібності роторних вузлів реальних технічних систем.

## СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Ващенко, А. В., & Петров, В. М. (2019). Моделювання та дослідження динаміки роторної системи з урахуванням дисбалансу та неспіввісності опор. Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія «Машинобудування», 3(87), 49-56.
2. Мельник, О. П., & Коваль, І. С. (2020). Аналіз впливу конструктивних параметрів на критичні швидкості та дисбалансну реакцію гнучких роторів. Науковий вісник Херсонського державного університету. Серія «Технічні науки», 1(15), 112-118.
3. Ткаченко, Р. І., & Савченко, Г. Л. (2021). Розробка методу ідентифікації дисбалансу роторів з використанням вібраційних сигналів. Збірник наукових праць Національного авіаційного університету. Серія «Технічні науки», 2(24), 85-92.
4. Бойко, С. А., & Сидоренко, В. О. (2022). Дослідження динамічної поведінки роторних систем з тріщиною та дисбалансом. Технічна механіка, 1(32), 67-75.
5. Іванов, М. С., & Кузьменко, Л. В. (2023). Оптимізація процесу балансування роторів газотурбінних двигунів. Проблеми машинобудування, 26(1), 58-65.
6. Волков, Ю. М., & Пащенко, Д. В. (2019). Розвиток методів діагностики дисбалансу роторів електромашин. Електромеханічні та енергозберігаючі системи, 3(47), 13-20.
7. Лисенко, К. В., & Гордійчук, О. М. (2020). Експериментальне дослідження впливу залишкового дисбалансу на термін служби підшипникових вузлів. Вібрації в техніці та технологіях, 4(99), 45-52.
8. Шевченко, А. Д., & Ковальчук, С. В. (2021). Застосування нейронних мереж для прогнозування дисбалансу роторних машин. Автоматика. Автоматизація. Електротехнічні комплекси та системи, 1(67), 78-85.
9. Михайлюк, П. В., & Гончарук, Б. Д. (2022). Динамічний аналіз роторних систем з урахуванням гнучкості валу та дисбалансу маховика. Наукові нотатки, 75, 121-128.

10. Бондаренко, І. А., & Проценко, Р. В. (2023). Синтез алгоритмів адаптивного керування для компенсації дисбалансу роторів. *Прикладна механіка*, 59(3), 87-95.
11. Wang, L., Cao, M., & Zhang, J. (2019). Research on Active Balancing Control of Flexible Rotors Based on Piezoelectric Actuators. *Journal of Sound and Vibration*, 456, 103-116.
12. Kumar, A., & Gupta, K. (2021). Experimental Investigation of Unbalance Response and Critical Speeds of a Flexible Rotor Supported by Active Magnetic Bearings. *Tribology International*, 155, 106775.
13. Control Strategy. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 70(4), 4066-4076.
14. Ren, X., & Zhu, J. (2019). Research on Multi-Plane Balancing of Flexible Rotors Based on Influence Coefficient Method. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 32(1), 1-10.
15. Park, J., & Lee, S. (2020). Unbalance Fault Diagnosis of Rotor-Bearing Systems Using Deep Learning. *Applied Sciences*, 10(11), 3824.
16. Al-Shara, T., & Khalil, M. (2022). Vibration Analysis and Balancing of a Turbocharger Rotor Using Finite Element Method. *Journal of Engineering Science and Technology*, 17(4), 2636-2651.
17. Gupta, S., & Mohanty, A. R. (2020). Unbalance Detection and Quantification in Rotor Systems Using Hilbert-Huang Transform. *International Journal of Rotating Machinery*, 2020, 1-11.
18. Li, H., & Wang, Y. (2021). Active Vibration Control of a Flexible Rotor Using an Adaptive Filter. *Journal of Vibration and Control*, 27(19-20), 2269-2281.

# ДОДАТКИ