

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ШКУТ АНАСТАСІЯ ПЕТРІВНА

УДК 621.01: 534.1

ДИСЕРТАЦІЯ

**МЕТОДОЛОГІЯ ВІРТУАЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДВОПРИВІДНИХ
ІНЕРЦІЙНИХ ГРОХОТІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРОГРАМНОГО
КОМПЛЕКСУ DASSAULT SYSTEMES SOLIDWORKS**

Спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ А.П. Шкут

Наукові керівники –

Франчук Всеволод Петрович,

доктор технічних наук, професор

Заболотний Костянтин Сергійович,

доктор технічних наук, професор

Дніпро – 2024

АНОТАЦІЯ

Шкут А.П. Методологія віртуального моделювання двопривідних інерційних грохотів з використанням програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування», Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Міністерство освіти і науки України, Дніпро, 2024.

У дисертаційній роботі представлено вирішення важливого наукового завдання, яке полягає у розробці методології віртуального моделювання двопривідних інерційних грохотів із використанням програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks. Дослідження базується на досвіді відомих науковців у галузі механіки та вібротехніки, із застосуванням комбінованого підходу, що включає аналітичні методи, фізичні експерименти та комп'ютерне моделювання. Такий підхід уможливорює забезпечити всебічний аналіз динамічних характеристик обладнання, оптимізацію його конструкції та підвищення ефективності технологічних процесів.

Основна мета дослідження – підвищення ефективності проектування інерційних грохотів за допомогою інноваційних методів віртуального моделювання. Дисертація підкреслює значущість використання програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks для створення точних параметричних моделей і симуляцій, що дозволяє зменшити витрати та час на розробку фізичних прототипів. Використання віртуального моделювання забезпечує точність і надійність проектних рішень, що є критично важливим у сучасних умовах конкурентного ринку.

Основні висновки та досягнення

Розроблено методологію комбінованого підходу, що включає аналітичні, експериментальні та комп'ютерні методи, забезпечуючи комплексний підхід до аналізу та проектування інерційних грохотів. Ця методологія дає можливість

усебічно враховувати всі фактори, що впливають на роботу грохотів, і забезпечує високу точність результатів.

Підкреслено актуальність досліджень для промисловості, де підвищення ефективності технологічних процесів є ключовим фактором конкурентоспроможності. Використання сучасних методів проектування дозволяє скоротити час від розробки до впровадження обладнання, що важливо для збереження конкурентоспроможності підприємств.

Використання програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks дозволило створити віртуальні моделі грохотів та симулювати їх робочі процеси, підвищуючи точність аналізу та ефективність проектування. Це забезпечує можливість детального вивчення динамічних характеристик грохотів, їх оптимізацію та підвищення надійності.

Проведено фізичні експерименти, що підтвердили правильність аналітичних моделей та результати комп'ютерного моделювання. Це дає можливість забезпечити високу достовірність і надійність отриманих даних, що є основою для подальших досліджень і розробок.

Розроблено автоматизоване робоче місце конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW), інтегроване з комплексом Dassault Systemes SolidWorks, що забезпечує оптимізацію конструкцій інерційних грохотів і підвищує їх надійність. Таке рішення дозволяє значно знизити витрати на розробку нових конструкцій, підвищуючи ефективність проектування та скорочуючи час виведення продукції на ринок.

Використання віртуальної реальності (VR) для створення тривимірних моделей грохотів дозволяє покращити процес проектування і навчання технічного персоналу. VR-технології дають можливість детального вивчення конструктивних елементів і динамічних характеристик обладнання у віртуальному середовищі.

Використання методів комп'ютерного моделювання для аналізу напружено-деформованого стану конструкцій дає змогу визначити критичні зони й оптимізувати конструкцію для підвищення її надійності та довговічності.

Це сприяє покращанню експлуатаційних характеристик грохотів і зниженню витрат на їх обслуговування та ремонт.

Запропоновано нові методи аналізу і проектування, що базуються на сучасних комп'ютерних технологіях. Це дозволяє значно підвищити точність і ефективність процесів проектування, забезпечуючи високу якість кінцевих продуктів.

Дослідження засвідчило, що інтеграція сучасних комп'ютерних технологій у процес проектування вібраційних грохотів є не тільки бажаною, але й необхідною для досягнення високих стандартів якості, ефективності та конкурентоспроможності продукції.

Методологія віртуального моделювання, розроблена в дисертації, включає комплексний підхід із застосуванням аналітичних методів, комп'ютерного моделювання, фізичних експериментів, технологій віртуальної реальності та автоматизованого робочого місця конструктора. Цей підхід забезпечує інноваційне і надійне проектування інерційних грохотів, що відповідає цілям і завданням наукової роботи, а також стандарту спеціальності 133 «Галузеве машинобудування». Отримані результати сприяють розвитку галузевого машинобудування, підвищенню продуктивності та конкурентоспроможності підприємств.

Ключові слова: навантаження, запас міцності, статистичний аналіз, резонансні явища, математична модель, напружено-деформований стан, параметри вібрації, інерційний грохот, комп'ютерне моделювання, аналітичне рішення, втомне пошкодження, методологія, комплекс Dassault Systemes SolidWorks, віртуального моделювання, галузевого машинобудування, гірничі машини, технології віртуальної реальності.

ABSTRACTS

Shkut A.P. «Methodology for Virtual Modeling of Double-Drive Inertial Screens Using Dassault Systemes SolidWorks Software Package». – Qualifying scientific work as manuscript.

Dissertation for the Degree of Doctor of Philosophy in the speciality 133 «Industrial Mechanical Engineering», Dnipro University of Technology, Ministry of Education and Science of Ukraine, Dnipro, 2024.

The dissertation presents a solution to an important scientific task: the development of a methodology for virtual modeling of two-drive inertial screens using the Dassault Systemes SolidWorks software package. The research is based on the experience of well-known scientists in the fields of mechanics and vibration engineering, employing a combined approach that includes analytical methods, physical experiments, and computer modeling. This approach allows for a comprehensive analysis of the dynamic characteristics of equipment, optimization of its design, and improvement of process efficiency.

The main objective of the study is to improve the efficiency of inertial screen design using innovative virtual modeling methods. The thesis emphasizes the importance of using the Dassault Systemes SolidWorks software package to create accurate parametric models and simulations, reducing the cost and time of developing physical prototypes. The use of virtual modeling ensures the accuracy and reliability of design solutions, which is critical in today's competitive market.

Main Conclusions and Achievements: A methodology for a combined approach that includes analytical, experimental, and computer methods has been developed, providing an integrated approach to the analysis and design of inertial screens. This methodology comprehensively accounts for all factors affecting the operation of screens and ensures high accuracy of the results.

The relevance of the research for industry, where increasing the efficiency of technological processes is a key factor in competitiveness, is emphasized. The use of modern design methods can reduce the time from development to implementation of equipment, which is important for maintaining the competitiveness of enterprises.

Using the Dassault Systemes SolidWorks software package made it possible to create virtual models of screens and simulate their work processes, increasing the accuracy of analysis and design efficiency. This provides an opportunity to study the dynamic characteristics of screens in detail, optimize them, and improve their reliability.

Physical experiments were conducted to confirm the accuracy of analytical models and computer simulation results. This ensures the high reliability of the data obtained, which is the basis for further research and development.

We developed an automated workstation for the SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW), integrated with the Dassault Systemes SolidWorks complex, which optimizes the design of inertial screens and increases their reliability. This solution significantly reduces the cost of developing new designs, increases design efficiency, and reduces time to market.

The use of virtual reality (VR) to create three-dimensional models of screens improves the design process and training of technicians. VR technologies enable a detailed study of the structural elements and dynamic characteristics of equipment in a virtual environment.

Using computer modeling methods to analyze the stress-strain state of structures allows us to identify critical areas and optimize the design to improve its reliability and durability. This helps to improve the performance of screens and reduce the cost of their maintenance and repair.

New analysis and design methods based on modern computer technology have been proposed. These methods can significantly improve the accuracy and efficiency of design processes, ensuring high quality of final products.

The study has shown that the integration of modern computer technologies into the design process of vibrating screens is not only desirable but also necessary to achieve high standards of quality, efficiency, and competitiveness of products.

The virtual modeling methodology developed in this thesis includes an integrated approach using analytical methods, computer modeling, physical experiments, virtual reality technologies, and an automated designer's workstation. This approach provides an innovative and reliable design of inertial screens that meets

the goals and objectives of the research work, as well as the standards of the specialty 133 «Industrial Mechanical Engineering». The obtained results contribute to the development of industrial engineering and increase the productivity and competitiveness of enterprises.

Keywords: load, safety margin, statistical analysis, resonance phenomena, mathematical model, stress-strain state, vibration parameters, inertial screen, computer modelling, analytical solution, fatigue damage, methodology, Dassault Systemes SolidWorks complex, virtual modelling, industrial engineering, mining machines, virtual reality technologies.

**Наукові праці, в яких опубліковано основні
наукові результати дисертаційного дослідження:**

Публікації у наукових фахових виданнях України

1. Research on the dynamics of transitional regimes in an inertial screen with two motor vibrators / A.P.Shkut // Collection of Research Papers of the National Mining University – 2023 – 75:203-213
2. Simulation the spring element of a screen in the SolidWorks Motion / A.P.Shkut // Collection of Research Papers of the National Mining University – 2023. – 74:253-263

Публікації у наукометричних базах Scopus

1. A methodological approach to assessing the durability of welded structures of screens using SolidWorks Simulation software /A.P.Shkut// Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu – 2023 – (6): 079 – 085
2. Methodology for Service Life Evaluation of Screens Welded Structures / A.P.Shkut // Journal of Engineering Sciences (Ukraine) – 2024 – Vol. 11(1), pp. D10–D18

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

1. Розробка методики моделювання напружено-деформованого стану зварних конструкцій методами SOLIDWORKS SIMULATION / Шкут А.П., Заболотний К.С. // Наукова весна: тези доповідей XII Всеукр.наук.-техн. конф. аспірантів та молодих вчених, 23 – 24 травня 2022 р. м. Дніпро – Дніпро: НТУ «ДП», 2022. – С. 150-152. https://rmv.nmu.org.ua/ua/arkhiv-zbirok-konferentsiy/naukova-vesna-2022/Scientific_Spring_2022.pdf
2. Calculation of Modernized Screen Design in The Solidworks / Shkut A.P., Zabolotnyu K.S. // «Світ наукових досліджень. Випуск 13»: матеріали Міжнародної мультидисциплінарної наукової інтернет-конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Переворськ, Польща, 25-26 жовтня 2022 р.). – Тернопіль: ФО-П Шпак В.Б. – 229-230 <https://www.economy-confer.com.ua/full-article/3974/>

3. Calculation of modernized screen design / K. Zabolotny, A. Shkut // 3rd International Scientific and Technical Internet Conference «Innovative development of resource-saving technologies and sustainable use of natural resources». Book of Abstracts. - Petroșani, Romania: UNIVERSITAS Publishing, 2020. (OCTOBER 26, 2020) . P. 229-232

4. Influence of technical and design features of screens on work efficiency / Antsyferov O. V., Shkut A. P.// International scientific-practical conference «Actual problems of science, education and technology in modern conditions»: conference proceedings. Aarhus, Denmark (August 15, 2023). P. 45-47. <https://www.economics.in.ua/2023/08/15.html>

5. Virtual reality illustration of dynamic system mechanics using a screen example/ Anastasiia SHKUT//6nd International Scientific and Technical Internet Conference "Innovative development of resource-saving technologies and sustainable use of natural resources". Book of Abstracts. - Petroșani, Romania: UNIVERSITAS Publishing, 2023. P. 172-174

https://ep3.nuwm.edu.ua/28050/1/Tezy%202023____.pdf

6. Використання технологій віртуального дизайну для моделювання механіки роботи інерційного грохота./ Шкут А.П. // Потураївські читання: Матеріали XXI всеукр. наук.-технічної конф., м. Дніпро, 23 лютого 2024 р.: тези – Дніпро : НТУ «ДП», 2024 – 87-88

<https://gmi.nmu.org.ua/ua/nauka/vibro/%D0%9F%D1%80%D0%BE%D0%B3%D1%80%D0%B0%D0%BC%D0%B0%20%D0%9F%D0%A7%202024.pdf>

7. Dynamics of a vibrating screen with two motor-vibrators/ Vsevolod Franchuk, Oleksandr Antsiferov, Anastasiia Shkut1//IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 1348 012063

<https://doi.org/10.1088/1755-1315/1348/1/012063>

ЗМІСТ

	ВСТУП.....	12
РОЗДІЛ 1	АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ	
	ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	21
1.1	Вступ до розділу 1.....	21
1.2	Аналіз науково-дослідних робіт, присвячених створенню інерційних грохотів.....	23
1.3	Обґрунтування вибору програмного пакета віртуального моделювання.....	30
1.4	Постановка завдань дослідження.....	40
РОЗДІЛ 2	МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ	
	ВИСОКОЧАСТОТНОГО ГРОХОТА ТИПУ ГВЧ-2.....	42
2.1	Вступ до розділу 2.....	42
2.2	Дослідження динаміки перехідних режимів грохотів типу ГВЧ-2.....	44
2.3	Висновки до розділу 2.....	67
РОЗДІЛ 3	ЗАСТОСУВАННЯ КОМПЛЕКСУ SOLIDWORKS	
	EDUCATION EDITION ЯК КЛЮЧОВОГО ЕЛЕМЕНТУ	
	МЕТОДОЛОГІЇ ВІРТУАЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ	
	ДВОПРИВІДНИХ ІНЕРЦІЙНИХ ГРОХОТІВ.....	69
3.1	Постановка завдання розділу 3.....	69
3.2	Підготовка розрахункової моделі.....	71
3.3	Розробка методики визначення власних частот коливань грохота з використанням SolidWorks Simulation.....	73
3.4	Розробка методики моделювання перехідних процесів грохота з використанням SolidWorks Motion.....	77
	3.4.1 Моделювання змушеної сили в SolidWorks Motion....	77
	3.4.2 Моделювання пружного елемента в SolidWorks Motion	81
	3.4.3 Розрахункова модель для SolidWorks Motion.....	91
	3.4.4 Моделювання перехідного режиму – пуск грохота.....	92
	3.4.5 Моделювання сталих вимушених коливань – робочий режим грохота.....	95

3.5	Розробка методики моделювання напружено-деформованого стану вузлів кріплення модернізованої конструкції грохота.....	98
3.6	Висновки до розділу 3.....	106
РОЗДІЛ 4	ФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДВОПРИВІДНОГО ІНЕРЦІЙНОГО ГРОХОТА.....	109
4.1	Постановка задачі до розділу 4.....	109
4.2	Обґрунтування та створення конструкції грохоту для лабораторного стенду	109
4.3	Розробка концепції експериментального стенду.....	116
4.4	Налаштування обладнання, тарировка.....	119
4.5	Проведення досліджень грохота на основі лабораторного стенда	122
4.6	Оцінка результатів, порівняння з іншими видами аналізу	131
4.8	Висновки за розділом 4.....	132
РОЗДІЛ 5	РОЗРОБКА ТА ВПРОВАДЖЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО МІСЦЯ КОНСТРУКТОРА SOLIDWORKS PARAMETRIC DESIGN WORKSTATION	134
5.1	Постановка задачі до розділу 5.....	134
5.2	Розробка параметричної моделі грохота та опис математичних моделей і методів	135
5.3	Інтеграція з С# і особливості програмної реалізації.....	148
5.4	. Аналіз інтерфейсу користувача програми	151
5.5	Результат використання програми SolidWorks Parametric Design Workstation.....	153
5.6	Інсталяція програмного забезпечення «Solidworks Parametric Design Workstation».....	155
5.7	Перспективи розвитку та масштабування програми.....	156
5.8	Концептуальна модель розробки VR-застосунків для моделювання динаміки роботи грохота	157
5.9	Висновки до розділу 5.....	162
	ВИСНОВКИ	164
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	169
	Додаток А. Аналіз літературних джерел	

Додаток Б. Технічні характеристики приладів, що входять до лабораторного стенду для тестування грохотів

Додаток В. Результати дослідження грохоту отримані при тестуванні лабораторного стенду

Додаток Г. Статистична обробка даних отриманих під час дослідження лабораторного стенду

Додаток Д. Основні розміри та технічні характеристики інерційних грохотів

Додаток Е. Результати розрахунку конструкції грохоту розробленої та проаналізованої з використанням автоматизованого робочого місця конструктора Solidworks Parametric Design Workstation

Додаток Ж. Розробка концепції автоматизованого місця конструктора для моделювання та розрахунку вібраційних грохотів

Додаток К. Програмний код автоматизованого робочого місця конструктора Solidworks Parametric Design Workstation

Додаток Л. Вимоги до обчислювальної техніки для програми «SolidWorks Parametric Design Workstation»

Додаток М. Розробка та впровадження інтерактивного VR-додатка для моделювання динамічних процесів роботи інерційних грохотів

Додаток Н. Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження у НДР № ДР0123U201676 «Розвиток теорії обґрунтування і вибору конструктивних та технологічних параметрів технічних об'єктів галузевого машинобудування»

Додаток О. Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження на підприємстві «Паритет СОФТ»

Додаток П. Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження в рамках навчального процесу

Додаток Р. Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження на підприємстві ТОВ «АНА-ТЕМС»

Додаток С. Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження на підприємстві ТОВ «Океанмашенерго»

Додаток Т. Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження на підприємстві ПрАТ «СУХА БАЛКА»

ВСТУП

Актуальність теми. У сучасному промисловому виробництві дослідження вібраційного обладнання, зокрема інерційних грохотів, є надзвичайно важливим через необхідність підвищення ефективності технологічних процесів і прискорення темпів проектування. Здатність швидко адаптувати та модифікувати конструкції обладнання, мінімізуючи час від розробки до впровадження, становить критично важливу конкурентну перевагу, яка потребує глибокого розуміння фізичних процесів грохочення продукції та розробки ефективних конструкцій.

Підприємства в Україні, зокрема ТОВ Машинобудівний завод «Витязь», ТОВ «АНА-ТЕМС» та ТОВ «Укрпроммінерал», активно займаються розробкою і виготовленням вібраційних машин із самосинхронізувальними вібробуджувачами. Це підкреслює актуальність теми для подальших наукових досліджень і розробки методик комп'ютерного розрахунку та автоматизації конструювання таких систем, що сприятиме підвищенню якості та ефективності проектування.

Інерційні грохоти, оснащені інерційними вібробуджувачами, відзначаються простотою конструкції, високою надійністю та здатністю генерувати вібрації необхідної амплітуди й частоти, що забезпечує ефективне функціонування обладнання завдяки дії неврівноваженої маси, яка обертанням створює відцентрову силу, ініціюючи коливальні рухи. Такі грохоти використовуються для сухого й мокрого просіювання різних матеріалів, включаючи антрацити, кам'яне вугілля, а також для операцій зневоднення та відмивання суспензій. Вони виготовляються в опорному або підвісному виконанні, причому привід представлений двома мотор-вібраторами, що забезпечують максимальні поштовхові сили й, відповідно, ефективні коливання короба грохота під кутом 45 градусів відносно поверхні просіювання.

Аналіз науково-дослідних робіт, присвячених створенню інерційних грохотів, демонструє значний прогрес у розробці вібраційного обладнання. Центральним компонентом грохотів є короб і закріплений на ньому інерційний

вібратор, який створює необхідні механічні коливання завдяки дії неврівноваженої маси. Важливим аспектом є простота конструкції та висока надійність інерційних віброзбуджувачів, що забезпечують вібрації необхідної амплітуди та частоти. Роботи, такі як дослідження ефективних конструкцій інерційних грохотів, зосереджуються на використанні аналітичних моделей, які допомагають визначити базові параметри конструкції та оптимізувати їх за допомогою сучасних технологій вібрації.

У дослідженнях розглядаються різні схеми й моделі, що використовуються для створення ефективних вібраційних систем. Наприклад, було проаналізовано моделі грохотів із одним та двома дебалансами, де проєкція збурювальної сили проходить через центр тяжіння грохота, що дає можливість уникнути його галопування. Для ефективнішого просіювання запропоновано використовувати поверхні з поздовжніми рифленнями, що забезпечують інтенсифікацію перемішування матеріалу. Крім того, було проведено детальні експерименти та аналіз напружено-деформованого стану конструкцій для підтвердження теоретичних моделей і покращання динамічних характеристик грохотів.

Дослідження сучасних вібраційних грохотів також включає використання комп'ютерного моделювання та віртуальної реальності. Наприклад, застосування SolidWorks та інших програмних комплексів дозволяє створювати детальні параметричні моделі, проводити частотний аналіз та оптимізувати конструкції грохотів. Такі підходи забезпечують точність, надійність та ефективність проєктування, а також знижують витрати на створення фізичних прототипів. Використання VR-технологій дає змогу створювати реалістичні візуалізації та проводити віртуальні експерименти, що сприяє глибшому розумінню процесів і покращанню якості проєктних рішень.

Таким чином, сучасні науково-дослідні роботи в галузі створення інерційних грохотів сприяють значному прогресу в розробці вібраційного обладнання, покращанню його динамічних характеристик і підвищенню ефективності технологічних процесів, забезпечуючи конкурентоспроможність продукції на ринку.

Обґрунтування вибору програмного пакета віртуального моделювання у машинобудуванні ґрунтується на значному підвищенні ефективності проєктувальних процесів завдяки використанню сучасних комп'ютерних технологій. Віртуальне моделювання дозволяє досягти високої точності й деталізації у візуалізації складних механічних структур, що сприяє покращанню функціональних характеристик і зниженню ймовірності помилок на етапі фізичної реалізації. Програма SolidWorks від Dassault Systèmes є одним із провідних рішень у цій галузі, оскільки вона забезпечує моделювання механічних рухів, аналіз частот та коливань, дослідження напружень і деформацій, параметричне проєктування й віртуальну реальність, що робить її ідеальним інструментом для проєктування та оптимізації інерційних грохотів.

Аналіз науково-дослідних робіт виявив низку проблем аналітичних методів, які обмежують їх точність та ефективність. Спрощені математичні моделі не враховують багатьох критичних чинників, що знижує точність оцінки конструктивних рішень. Велика затрата часу і трудових ресурсів на розрахунки, а також труднощі в аналізі напружень, деформацій і втомної міцності, додатково підкреслюють недоліки аналітичних методів. У відповідь на ці виклики інтеграція комп'ютерних технологій, таких як Dassault Systemes SolidWorks, стає критично важливою. Вона дозволяє враховувати складні фізичні процеси й динамічні навантаження, зменшуючи час на розрахунки і підвищуючи точність та надійність проєктування.

Використання Dassault Systemes SolidWorks забезпечує високий рівень автоматизації процесів проєктування, включаючи створення концепцій, оптимізацію та адаптацію під специфічні умови експлуатації. Програма уможливорює моделювати роботу грохота в різних умовах, що сприяє значному зниженню витрат на фізичне виготовлення прототипів і підвищує точність прогнозування динамічних характеристик обладнання. Віртуальне моделювання також відкриває нові можливості для точного прогнозування терміну служби обладнання, що є важливим для забезпечення надійності та безпеки експлуатації. Таким чином, перехід до використання комп'ютерних технологій у проєктуванні

інерційних грохотів не тільки бажаний, але й необхідний для досягнення високих стандартів якості, ефективності та конкурентоспроможності продукції.

З огляду на вищезазначене, розробка методології віртуального моделювання двопривідних інерційних грохотів на основі використання програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks – це актуальне наукове завдання, спрямоване на підвищення точності та продуктивності проєктувальних процесів двопривідних інерційних грохотів.

Мета дослідження – підвищення ефективності проєктування високоефективних інерційних грохотів за рахунок використання інноваційних методів віртуального моделювання та симуляційних технологій, сучасних програмних комплексів для 3D моделювання та аналізу, параметричного проєктування та автоматизації процесів інженерного аналізу, а також комп'ютерного моделювання й віртуальних випробувань.

Для досягнення поставленої мети сформульовано й виконано такі завдання:

1. Аналітичний етап. На основі використання рівнянь Лагранжа II роду виконати моделювання перехідних режимів високочастотного грохота, визначити базові параметри конструкцій вібраційних грохотів на основі аналізу результатів дослідження.

2. Комп'ютерне моделювання. Розробити методикау використання комплексу Dassault Systemes SolidWorks для параметричного моделювання, аналізу напружень, деформацій та коливань високочастотних грохотів.

3. Фізичне тестування. Для підтвердження даних, отриманих із аналітичного та комп'ютерного моделювання здійснити фізичне моделювання високочастотного грохота на експериментальному стенді.

4. Інтеграція процесів. Віртуальний аналіз. На базі комплексу Dassault Systemes SolidWorks розробити автоматизоване робоче місце конструктора – SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW), яке інтегрує всі етапи проєктування в єдину систему, забезпечуючи автоматизацію процесів розрахунку, моделювання, аналізу та документування. Розробити VR-додаток для візуалізації та аналізу роботи грохотів у масштабі 1:1.

Наукова ідея роботи полягає у створенні методології комбінованого підходу до проектування двопривідних інерційних грохотів, яка підвищить ефективність проектування, точність і надійність конструкцій, а також зменшить витрати та час на розробку фізичних прототипів. Ця методологія включає аналітичні методи, комп'ютерне моделювання з використанням комплексу Dassault Systemes SolidWorks, фізичні експерименти та технології віртуальної реальності. Важливою частиною методології є впровадження автоматизованого робочого місця конструктора (SPDW), яке інтегрує всі етапи проектування в єдину систему, автоматизуючи процеси розрахунку, моделювання та аналізу. Це дозволить легко змінювати конструктивні параметри грохотів відповідно до заданих вихідних даних та забезпечить високу точність і надійність проектних рішень.

Об'єкт досліджень – процеси проектування та експлуатації інерційних грохотів, що викликають проблемні ситуації, пов'язані з точністю моделювання та ефективністю конструкцій.

Предметом дослідження є параметри інерційних грохотів, що визначають їхні динамічні характеристики та ефективність роботи, а також методи їх моделювання та оптимізації за допомогою сучасних комп'ютерних технологій

Наукова новизна одержаних результатів:

Уперше:

- запропоновано нову методологію комбінованого підходу для аналізу динаміки інерційних грохотів, яка включає традиційні аналітичні методи, фізичні експерименти та комп'ютерне моделювання із використанням програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks та технологій віртуальної реальності. Це дозволяє створювати віртуальні моделі грохотів із симуляцією їх робочих процесів, що підвищує точність аналізу та ефективність проектування.
- розроблено методику визначення власних частот коливань грохота з використанням SolidWorks Simulation.

- запропоновано методику моделювання перехідних процесів грохота з використанням SolidWorks Motion, що дозволяє врахувати змушувальні сили та точно описати динамічну поведінку грохота.
- розроблено методику моделювання напружено-деформованого стану вузлів кріплення грохота з використанням SolidWorks Simulation.
- реалізовано автоматизоване робоче місце конструктора SPDW, інтегроване з Dassault Systemes SolidWorks, що дає можливість створювати та аналізувати параметричні моделі інерційних грохотів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в розробці та впровадженні нової методології комбінованого підходу, що включає традиційні аналітичні методи, фізичні експерименти та комп'ютерне моделювання, яка уможливорює забезпечення комплексного аналізу та оптимізацію динамічних характеристик інерційних грохотів.

Наукове значення отриманих результатів роботи полягає в тому, що використання розробленої методології для підвищення ефективності проектування інерційних грохотів, що сприяє розвитку галузі механіки та вібротехніки й може бути застосовано в промисловості для створення надійніших і ефективніших конструкцій.

Обґрунтованість та достовірність отриманих результатів і висновків підтверджено результатами дослідження грохота аналітичними, комп'ютерними методами та фізичного експерименту. Похибка розрахунку амплітуд комп'ютерним методом у порівнянні з аналітичним становила від 2 до 8 %, а похибка розрахунку амплітуд комп'ютерного в порівнянні з фізичним експериментом – від 1 до 9 %, залежно від досліджуваної точки грохота. Методи комп'ютерного дослідження роботи грохотів, здійснювані за допомогою комплексу SolidWorks Parametric Design Workstation, дають можливість створити віртуальну модель грохота з симуляцією його робочих процесів і є ефективними.

Практичне значення отриманих результатів

1. Комплекс SolidWorks Parametric Design Workstation дозволяє автоматизувати створення параметричних моделей, що забезпечує значну

економію часу й ресурсів у порівнянні з традиційними методами проектування. Це знижує ймовірність помилок, що можуть виникнути під час ручного моделювання.

2. Завдяки параметричному моделюванню SolidWorks Parametric Design Workstation може легко адаптуватися до змін у вимогах проекту, дозволяючи швидко коригувати розміри та інші характеристики конструкцій без необхідності повного переналаштування моделі. Це особливо важливо у виробництві грохотів, де можуть знадобитися моделі різних розмірів та конфігурацій для різних застосувань.

3. Комплекс SolidWorks Parametric Design Workstation об'єднує можливості SolidWorks Motion і SolidWorks Simulation, що дає можливість проводити динамічний і частотний аналіз безпосередньо в рамках одного програмного середовища. Це спрощує процес аналізу конструкцій на предмет їх поведінки під дією зовнішніх навантажень і коливань, що важливо для забезпечення надійності та ефективності грохотів.

4. Використання VR-технологій та інструментів для тривимірного моделювання (таких як Gravity Sketch) у поєднанні з SolidWorks Parametric Design Workstation дозволяє інженерам створювати віртуальні прототипи та візуалізувати їх у реальному часі. Це сприяє кращому розумінню дизайну та виявленню потенційних проблем на ранніх етапах проектування.

Упровадження результатів роботи

Дослідження авторки стало фрагментом держбюджетної НДР «Розвиток теорії обґрунтування і вибору конструктивних та технологічних параметрів технічних об'єктів галузевого машинобудування» (№ ДР 0122U201676). 01.2023-12.2025. (Додаток Н).

Практичні результати дисертації – це комплекс SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW), який передається для використання стейкхолдерам – машинобудівним підприємствам галузі. Розроблений у дисертації комплекс SPDW (розділ 5) розроблено на основі комплексу SOLIDWORKS Education Edition – це ліцензована та адаптована для навчальних закладів спеціалізована

версія програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks. У своїй дисертації авторка використовує ліцензію університету – *Product: SolidWorks EDU Edition NETWORK – 300 users Installation Serial Number: 9710009087238505XH6SPG92 Account Name: National mining university*. Щоб промислове підприємство могло використовувати програмний комплекс SPDW, потрібно придбати комерційну ліцензію на програмний комплекс Dassault Systemes SolidWorks, установити програмне забезпечення, перенести та налаштувати SPDW, а також провести тестування. Це забезпечить легальне та ефективне використання SPDW у комерційних цілях.

На підприємстві ТОВ «Паритет СОФТ» було виконано комплексну оцінку прискорення процесу проектування та аналізу роботи грохота з використанням автоматизованого місця конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW) порівняно з традиційними методами проектування у SolidWorks). За даними підприємства «Паритет Софт», використання комплексу SPDW під час проектування типорозміру грохота типу ГВЧ-2 дозволяє при концептуальному проектуванні зменшити час створення у 10 разів, а при робочому – 2,5 рази (Додаток О).

У рамках навчального процесу авторкою розроблено практикум «Методика виконання лабораторних робіт із використанням автоматизованого робочого місця конструктора інерційних двопривідних грохотів з дисципліни «Основи комп'ютерного інжинірингу» (Додаток П).

Підприємству ТОВ «АНА-ТЕМС», яке є стейкхолдером спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», передана віртуальна візуалізація конструкції грохота SkUb5.0x1D з інтерактивними елементами, яка створена у програмному комплексі Dassault Systemes SolidWorks (Додаток Р).

Підприємству ТОВ «Океанмашенерго», яке є стейкхолдером спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», передано автоматизоване місце конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation та віртуальна візуалізація конструкції грохота SkUb5.0x1D (Додаток С).

ПрАТ «СУХА БАЛКА» передано автоматизоване місце конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation та віртуальна візуалізація конструкції грохота SkUb5.0x1D (Додаток Т).

Особистий внесок здобувача. Автором самостійно сформульовано мету, ідею та задачі досліджень, наукові положення, новизна, практичне значення роботи, розроблено лабораторний стенд для дослідження грохотів та на його базі проведено експерименти, розроблено математичну модель грохота, розроблено методику частотного аналізу та дослідження динаміки грохотів, розроблено автоматизоване місце конструктора та VR-додаток для дослідження конструкції грохотів.

Публікації. За результатами виконаних досліджень опубліковано 11 наукових праць: 2 статті у періодичних виданнях, включених до переліку фахових видань України, 2 статті у періодичних виданнях, що індексовані в базах даних Scopus, 7 публікацій у збірниках матеріалів міжнародних науково-практичних конференцій.

Структура і обсяг дисертаційної роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел – 80 найменування на 9 сторінках, 16 додатків. Робота містить 178 сторінок основного тексту, 74 рисунки та 9 таблиці, загальний обсяг – 269 сторінок.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ. ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Вступ до розділу 1

У контексті сучасного промислового виробництва значущість досліджень вібраційного обладнання, зокрема інерційних грохотів, обумовлюється потребою не тільки в підвищенні ефективності технологічних процесів, але й у прискоренні темпів проектування. Здатність швидко адаптувати та модифікувати конструкції обладнання, мінімізуючи час від розробки до впровадження, стає критично важливою конкурентною перевагою. Обґрунтування ефективних конструкцій інерційних грохотів – складне науково-технічне завдання, яке потребує глибокого розуміння фізичних процесів, що відбуваються під час грохочення продукції.

В Україні існують підприємства, які спеціалізуються на розробці й виробництві вібраційних машин із самосинхронізувальними віброзбуджувачами напрямлених коливань. ТОВ Машинобудівний завод «Витязь» виробляє грохот ПСЛ 62 У – інерційне самобалансне обладнання, призначене для сухого й мокрого просіювання антрацитів, кам'яного вугілля, просіювання на операціях зневоднення та для відмивання суспензій (рис. 1.1а). Привід представлений двома мотор-вібраторами, й під час увімкнення обладнання вали з дебалансами здійснюють обертальні рухи назустріч один одному та в крайніх точках утворюють найбільші поштовхові сили, які надають коробу грохота коливання під кутом 45 градусів відносно поверхні просіювання. Грохот має підвищений вібродинамічний режим грохочення. Виготовляється в опорному або підвісному виконанні з приводом через гнучку муфту.

У ТОВ «АНА-ТЕМС» у каталозі представлено живильник ПИ-1,4 із системою самосинхронізації (рис. 1.1б). Живильник – пристрій для рівномірної та регульованої подачі сипучих матеріалів. У конструкції використано два асинхронні двигуни, на які встановлено відкриті дебалансні пари.

На рис. 1.1в зображено грохот ГВЧ-42 виробництва ТОВ «Укрпроммінерал». Конструкція і принцип роботи аналогічні представленому раніше грохота виробництва ТОВ Машинобудівний завод «Витязь». Грохот високочастотний призначено для сухого або мокрого просіювання сипучих матеріалів з об'ємною масою не більше $2,8 \text{ т/м}^3$, знешламлювання, зневоднення, а також відмивання суспензії від продуктів збагачення.



а



б



в

Рисунок 1.1 – Приклади вібраційних машин, виготовлених підприємствами України: а – інерційний самобалансний грохот ГІСЛ 62 У виробництва ТОВ Машинобудівний завод «Витязь»;

б – вібраційний живильник ПИ-1,4 виробництва ТОВ «АНА-ТЕМС»;

в – високочастотний інерційний грохот ГВЧ-42 виробництва ТОВ «Укрпроммінерал»

Джерело: [1, 2, 3]

Отже, до поданого огляду підприємств, що розробляють і виготовляють вібраційні грохоти з вібророзбуджувачами, які самосинхронізуються, можна

додати акцентування уваги на актуальності цієї теми для подальших наукових досліджень. Розроблення методик комп'ютерного розрахунку та автоматизації конструювання подібних вібраційних систем – це необхідний крок для підвищення якості та ефективності проектування, забезпечуючи при цьому високу оперативність та адаптивність в умовах сучасного виробничого циклу технологій вібраційного обладнання.

Наукова ідея даної роботи – спираючись на досвід розробки відомих вчених у цій галузі [4–9], розробити методологію комбінованого підходу, що включає традиційні аналітичні методи для аналізу динаміки грохота та визначення впливу його параметрів на коливальні процеси, проведення фізичних експериментів для перевірки правильності аналітичних моделей та використання методів комп'ютерного моделювання, які за допомогою програмного забезпечення, наприклад SolidWorks Education Edition, та технологій віртуальної реальності, дають можливість створити віртуальну модель грохота з симуляцією його робочих процесів. Інтеграція цих методів може забезпечити користувачеві автоматизоване робоче місце конструктора, що під час використання параметричного проектування інерційних грохотів дозволить легко змінювати їхні конструктивні параметри для заданих вихідних даних.

У контексті розробки комбінованого підходу до аналізу та проектування інерційних грохотів проведемо огляд досліджень і розробок у сфері створення інерційних грохотів у таких напрямках:

1. Огляд сучасних методів розрахунку та моделювання роботи вібраційних грохотів.
2. Обґрунтування методів комп'ютерного моделювання для симуляцій роботи грохотів.

1.2 Аналіз науково-дослідних робіт, присвячених створенню інерційних грохотів

Робочим органом грохот є короб та закріплений на ньому інерційний вібратор. Інерційні віброзбуджувачі, які є ключовим компонентом для створення

механічних коливань, відрізняються своєю простотою конструкції, високою надійністю і здатністю генерувати вібрації необхідної амплітуди й частоти. Ефективність їхньої роботи ґрунтується на дії неврівноваженої маси, обертання якої породжує відцентрову силу, що ініціює коливальні рухи обладнання. Таким чином, через ретельний інженерний розрахунок і застосування просунутих технологій у галузі вібрації досягається оптимальне функціонування вібраційного грохота.

На рис. 1.2 зображено систему з одним дебалансом. Робочий рух тілу масою M задає дебаланс, що обертається з кутовою швидкістю ω і масою m , і закріплений на вібраційній машині [10]. За такого компоновання, тіло здійснює кругові коливання.

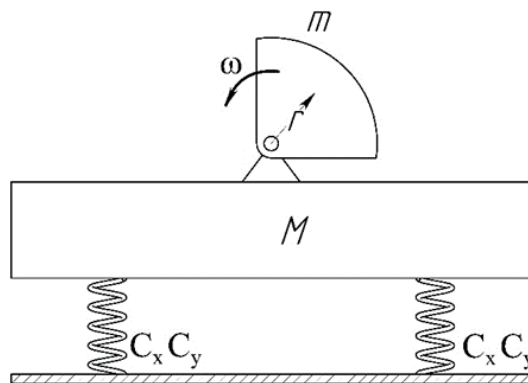


Рисунок 1.2 – Схема вібраційної системи з одним дебалансом

Адаптовано автором на основі: [10]

При встановленні одновального інерційного вібратора рух матеріалу відбувається як уздовж, так і впоперек робочої поверхні. Це сприяє перемішуванню частинок та збільшення виходу дрібної фракції. Така конструкція вважається перспективною для отримання дрібнодисперсних матеріалів.

Основи динамічного розрахунку такого грохота наведено у роботі [11, 12]. У ній досліджувався вплив геометричних параметрів грохота та місця встановлення віброзбудувача. Прийнято, що проекція вектора збурюючої сили

приводу на вертикальну площину проходить через центр тяжіння грохота. Це виключає його галопування. Складено рівняння просторових коливань короба, які базуються на основі складання поворотно-поступальних коливань у вертикальній площині та поворотних коливань навколо поздовжньої та вертикальної осей. Розв'язання їх дає змогу визначити кінематичні параметри будь-якої точки просіювальної поверхні. На наступному етапі розглядається схема руху з безперервним підкиданням матеріальної частинки по вібруючій шорсткій площині. Таким чином можна побудувати траєкторію її переміщення в часі. Зазначимо, що цей підхід допускається при досить тонкому шарі частинок.

Про експериментальні дослідження лабораторного грохота даної конструкції йдеться в статті [13]. Досліди показали інтенсивніший рух матеріалу у бічному напрямку, ніж у поздовжньому. В результаті більша частина просіювальної поверхні виявляється неробочою. Цей недолік усунули конструктивним методом – поверхню розділили поздовжніми перегородками.

Аналіз результатів експериментів у роботі (Франчук, Федоскин, Єгурнов, 2005) знайшов продовження у (Франчук, Федоскин, Куница, 2008). Було запропоновано використовувати поверхню, що просіює, з поздовжніми рифленнями. Таким чином зберігався процес інтенсифікації перемішування матеріалу та усувався ефект його руху в бічному напрямку. Аналітично даний випадок розглядається у дослідженнях [14,15]. Побудовано амплітудно-частотну характеристику лінійних та поворотних коливань грохота. Звідси визначено робочі частоти, в яких амплітудні та фазні характеристики системи стабілізуються. Далі розглядається рух частинки матеріалу на поверхні рифлення, що має напівкруглий переріз. Побудовано графіки швидкості руху матеріалу вздовж поверхні по довжині грохота та поперек у межах одного рифлення та за шириною грохота.

Розглянемо ще приклади, коли теоретичні та експериментальні дослідження уможливають додати конструктивні зміни та підвищити ефективність тонкого грохотіння.

У грохотів із високою продуктивністю довжина робочої поверхні становить 5–8 метрів. У результаті просіювання товщина шару зменшується у 3–

10 разів, тому для збільшення ефективності класифікації запропоновано грохоти зі змінними параметрами коливання сітки по довжині поверхні, що просіює. У роботі (Надутый, Лапшин, 2008) розглядається математичне моделювання кінетики грохочення при параметрах віброзбудження, що змінюються за довжиною поверхні.

Автори роботи (Лапшин, Шевченко, 2010) запропонували до вібрації робочого органу додати віброударне збурення. При цьому пропонується збурення поверхні подвійним ударом. Перший удар збігається з моментом відриву частинок і сприяє збільшенню їх розрідженості (розпушування). Другий удар завдається, коли матеріал перебуває у польоті. Він надає додаткове прискорення сітці та очищає її від частинок, що застрягли. Авторами розроблено математичну модель руху робочої поверхні при складному навантаженні, на основі якої проведено численні експерименти.

Експериментальна перевірка підтвердила ефективність запропонованого підходу як сухого розсіювання, так і процесу зневоднення (Лапшин, Шевченко, 2013).

Високочастотні грохоти характеризується малою амплітудою та високою частотою коливань, що робить їх ефективними для розділення дрібних фракцій матеріалів за розміром. Особливість цих грохотів полягає у застосуванні мотор-вібраторів як віброзбудників. У грохотах невеликих типорозмірів використовуються приводи з одним мотор-вібратором, тоді як у грохотах більших типорозмірів устанолюються приводи з двома мотор-вібраторами. У такому випадку виникає необхідність синхронізації обертання роторів обох мотор-вібраторів. Траєкторія руху грохота змінюється залежно від кількості мотор-вібраторів і місця їх розташування на грохоті. Параметри руху грохота визначаються на основі динамічного розрахунку.

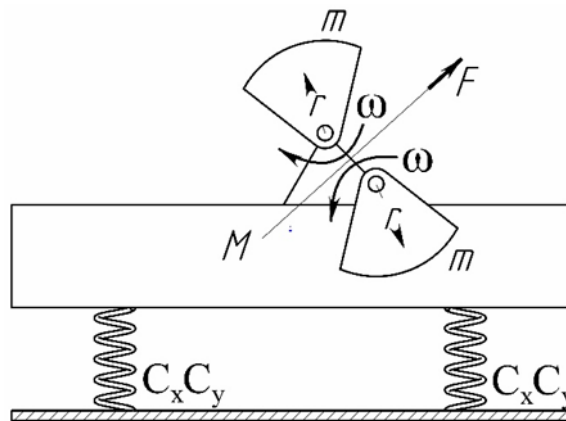
У промисловості виділяється серія «високочастотних» грохотів, які відрізняються малою амплітудою та високою частотою коливань, що робить їх ефективними для розділення дрібних фракцій матеріалів за розміром.

Вони призначені в основному для поділу дрібного матеріалу на фракції [16, 17]. Специфіка цих грохотів полягає у застосуванні мотор-вібраторів як

віброзбудників. Для малих типорозмірів грохотів застосовуються приводи з одним мотор-вібратором, для грохотів більших типорозмірів застосовуються приводи з двома мотор-вібраторами.

Два дебаланси з масами m виконують обертання з кутовою швидкістю ω в протилежних напрямках (рис. 1.3). У результаті формується сила F , що визначає напрямок руху об'єкта. Кут нахилу рівнодіючої – один із основних чинників, що впливають на продуктивність і якість розсіву

Одним із ключових аспектів, що забезпечують точність функціонування й зручність налаштування системи з двома неврівноваженими масами, є ефект самосинхронізації.



Адаптовано автором на основі: [14]

Самосинхронізація – це процес, під час якого два й більше дебаланси (неврівноважені маси) механічно не пов'язані між собою, встановлені на спільній рухомій основі й рухаються від незалежних асинхронних двигунів, обертаючись, автоматично налаштовуються на синхронне обертання з однаковими або кратними середніми кутовими швидкостями та з певними взаємними фазами завдяки динамічній взаємодії між силами інерції, створюваними цими масами.

На рис. 1.4 зображено схему вібраційного грохота з двома віброзбудниками, що утворюють напрямлені коливання.

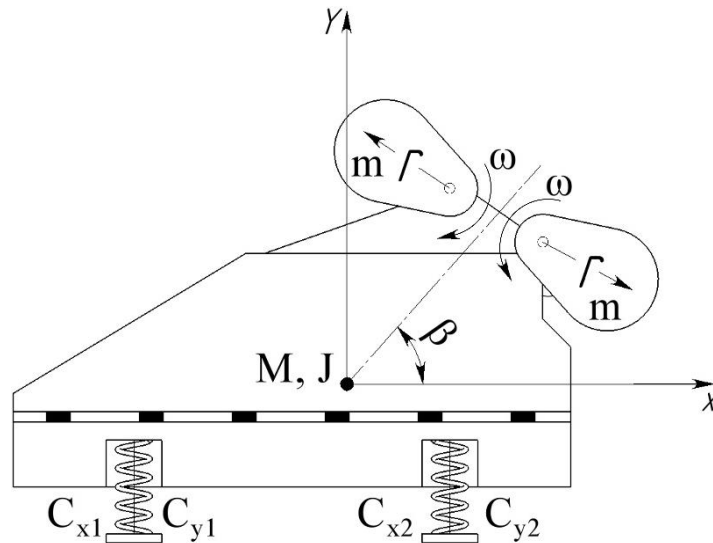


Рисунок 1.4 – Схема вібраційного грохота з двома вібробудниками

Адаптовано автором на основі: [14]

Зі схеми видно, що грохот масою M і моментом інерції коливних частин J , встановлений на пружних елементах із жорсткістю в напрямку осей x і y – C_x , C_y . Дебаланси масою m і радіусом ексцентриситету r здійснюють обертальний рух, обертаючись зі швидкістю ω в протилежних напрямках. При цьому корпус грохота задається напрямлений рух.

Дослідженнями різної синхронізації вібротришин займалися такі відомі вчені В. М. Потураєв, А. Д. Учитель, В. П. Франчук.

Існують різні варіанти синхронізації приводів, наприклад використання синхронізатора з пружним елементом, який пов'язує два дебалансні вали грохота [18], або зубчаста передача між валами [19]. Проте використання кінематичного зв'язку між валами ускладнює конструкцію й такі системи актуальні при частоті обертів не більше 750 об/хв. Без примусової синхронізації вібраторів за допомогою зубчастої або пружної передачі, висока синфазність роботи двох вібраторів забезпечується у високочастотних грохотах. Відмінною особливістю цих грохотів є використання як приводу мотор-вібраторів. Такі грохоти мають підвищену частоту коливань, 1000–3000 об/хв, оскільки мотор-вібратори з меншими частотами важчі та більші за габаритами.

Суттєвою перевагою високочастотних грохотів порівняно зі звичайними інерційними є простота і компактність приводу, більша гнучкість у компонованні самого грохота. Обмеженням є те, що ці грохоти призначені для розділення дрібних класів матеріалу.

Аналіз наявних конструкцій грохотів свідчить про можливість використання ефекту самосинхронізації. Можливі також різні варіанти розташування мотор-вібраторів – співвісно по різні сторони корпусу грохота або вздовж корпусу суміщені чи рознесені по довжині [19].

Досить затребуваним напрямом серед науковців у дослідженні вібраційної техніки є розробка приводів для грохотів. Основна увага приділяється вивченню нових типів приводів, синхронізації декількох інерційних приводів, використанню багаточастинного керування для створення направленої руху, а також аналізу динамічних характеристик вібраційних машин і впливу змін цих характеристик на ефективність, енергоспоживання та робочі параметри. Розглянуті роботи в цьому напрямі [20-27], детальний їх аналіз представлений в додатку А .

Значну увагу в дослідженні вібраційної техніки приділяють також проведенню фізичних експериментів, аналізу параметрів, отриманих за допомогою датчиків на експериментальних стендах, та зміні характеристик роботи і просіювання під час модифікації конструкції. Ці теми детально висвітлені [28-32] та розглядаються у додатку .

Свою актуальність демонструють комп'ютерні методи дослідження грохотів. Сучасні технології дозволяють не лише створювати тривимірні моделі машин, але й комплексно їх досліджувати за допомогою методу скінченних елементів, методу дискретних елементів, а також залучати технології штучного інтелекту та віртуальної реальності. Ці аспекти детально представлені в працях [33-39] у додатку.

Отже, можна зробити висновок, що в промисловості активно застосовують сучасні технології для моделювання та аналізу конструкцій. Застосування комп'ютерних технологій актуальне для розрахунків вібраційної техніки, наприклад грохотів. Дослідницькі роботи, наведені в розділі, підтверджують

актуальність у галузі вібраційної техніки застосування комп'ютерних технологій для аналізу напружень, частот, амплітуд, деформацій, довговічності. Подібні методи аналізу забезпечують точність дослідження, сприяють значному скороченню часу на розрахунки, дають можливість аналізувати модернізовані конструкції без повторення написання рівнянь під кожну модифікацію конструкції. Сучасне програмне забезпечення надає інженерам інструменти для візуалізації, що полегшує аналіз складних конструкцій і сприяє глибшому розумінню процесів, які відбуваються всередині грохота.

Таким чином, сучасні дослідження та розробки в галузі вібраційних грохотів значно підвищують їхню ефективність і надійність, що сприяє оптимізації виробничих процесів і зниженню енергоспоживання. Необхідність удосконалення методик розрахунку й моделювання роботи грохотів, використання сучасних методів комп'ютерного моделювання в поєднанні з аналітичними розрахунками та фізичними експериментами є критично важливою для досягнення високих стандартів якості та надійності вібраційних машин.

1.3. Обґрунтування вибору програмного пакета віртуального моделювання

У сучасній промисловості значущість віртуального моделювання в галузях інженерії та машинобудування стає все більш актуальною. Впровадження сучасних комп'ютерних технологій у процес проектування дає змогу досягати високого ступеня деталізації й точності у візуалізації складних механічних структур, що сприяє поліпшенню їхніх функціональних характеристик. Такий підхід значно посилює аналітичні можливості, надаючи інженерам інструменти для проведення комплексного модального аналізу та оцінки стійкості системи до різних навантажень. Завдяки функціоналу віртуального прототипування досягається суттєве зменшення ймовірності помилок і недоліків на етапі фізичної реалізації механізмів. Такий методологічний підхід також сприяє глибшому осмисленню динамічних процесів і поведінки матеріалів в умовах реальної експлуатації. Загалом віртуальне моделювання стає невід'ємним

компонентом для впровадження інноваційних підходів у сучасному проєктуванні та для вдосконалення технічних параметрів машин і пристроїв.

В основу згаданих робіт у пункті 1 покладено аналітичний метод аналізу конструкції, який спирається на математичні моделі. Аналітична методологія в розрахунках інерційних грохотів, що самосинхронізуються, стикається з серйозними обмеженнями, які можуть значно зменшувати точність і оперативність їхнього створення та використання. Проблематика точності є центральною й зумовлена застосуванням спрощених математичних моделей і гіпотез. Такі спрощення ведуть до виключення з розгляду багатьох критичних чинників, що призводить до зниження аналітичної точності під час оцінки конструктивних рішень.

Значні затрати часових і трудових ресурсів на проведення розрахунків також є вагомим недоліком аналітичної методики. Традиційні ручні підрахунки та використання базових аналітичних інструментів потребують зусиль і часу, особливо під час опрацювання великих обсягів даних, що робить цей метод менш привабливим для сучасних виробничих процесів, де превалюють прагнення до швидкості та ефективності.

Зміна конструкції є додатковою проблемою для аналітичного методу. Нова модифікація в дизайні грохота або його компонентів для підвищення продуктивності або адаптації до нових умов потребує глибокого перегляду розрахунків, що знову тягне за собою потребу в додаткових ресурсних витратах.

Проблематика аналізу напружень і деформацій у конструкції грохота також є значним недоліком аналітичних методів. Ці параметри безпосередньо впливають на міцність, довговічність і безпеку використання обладнання. Складність урахування комплексних геометрій, зварних з'єднань і динамічних навантажень знижує ефективність аналітичного підходу в прогнозуванні реальної поведінки конструкції в процесі експлуатації.

Обмежена здатність аналізу матеріалів також підкреслює недоліки аналітичної методики. Різноманітність матеріалів, що застосовуються в конструкції грохота, які мають унікальні механічні характеристики, може бути

недостатньо точно оцінена аналітичними методами, особливо за їхньої нелінійної поведінки під впливом навантажень.

Зрештою, складності в передбаченні втомної міцності виділяють обмеження аналітичних методів. Втомні процеси, викликані повторюваними циклічними навантаженнями, потребують детального врахування безлічі факторів для адекватного аналізу. Через спрощену природу аналітичні методи можуть не забезпечувати необхідну точність і достовірність у прогнозуванні втомної міцності, що критично важливо для забезпечення довговічності та надійності грохотів за їхньої інтенсивної експлуатації.

З огляду на зазначені обмеження аналітичної методології в розрахунках інерційних грохотів виникає необхідність інтеграції комп'ютерних технологій у процес проектування та аналізу. Застосування високопродуктивних обчислювальних систем і спеціалізованого програмного забезпечення для моделювання є ключовим у подоланні розглянутих недоліків. Комп'ютерне моделювання дає змогу з високим ступенем точності враховувати складні фізичні процеси, динамічні навантаження, варіабельність матеріалів і геометричну неоднорідність конструкцій, у такий спосіб значно підвищуючи достовірність рішень.

Переваги використання комп'ютерних технологій не обмежуються лише збільшенням точності. Вони також сприяють значному скороченню часу на розрахунки за рахунок автоматизації багатьох процесів, починаючи від створення концепції до оптимізації та адаптації під специфічні умови експлуатації.

Ключовим аспектом є можливість моделювання роботи грохота в різних умовах, що дає змогу проводити випробовування без фізичного виготовлення прототипів. Це не тільки економить ресурси, але й дає змогу інженерам експериментувати з різними конструкціями та матеріалами, швидко адаптуючи та оптимізуючи обладнання під конкретні завдання.

У контексті аналізу втомної міцності комп'ютерне моделювання відкриває нові можливості для точного прогнозування терміну служби обладнання. З використанням методів скінченних елементів та інших сучасних аналітичних

підходів можна детально вивчити поведінку матеріалів і конструкцій під впливом циклічних навантажень, що вкрай важливо для забезпечення надійності та безпеки експлуатації грохотів.

Таким чином, перехід до використання комп'ютерних технологій у проєктуванні та аналізі інерційних грохотів видається не просто бажаним, але й необхідним кроком для підвищення якості та ефективності, забезпечуючи при цьому високу оперативність і адаптивність в умовах сучасного виробничого циклу.

Для комплексного аналізу й розрахунку параметрів грохота обраний програмний продукт SolidWorks компанії Dassault Systèmes, який є одним із провідних рішень у сфері параметричного проєктування [40]. Ось основні аспекти, які підкреслюють придатність SolidWorks для дослідження та розрахунків параметрів грохота:

Моделювання механічних рухів: SolidWorks має вбудований модуль для динамічного аналізу – SolidWorks Motion, що дозволяє симулювати реальні механічні рухи та взаємодії між різними компонентами системи [41]. Це особливо корисно для розрахунку траєкторій, швидкостей та прискорень у вібраційних системах, таких як грохоти.

Аналіз частот та коливань: Використання модуля аналізу коливань у SolidWorks Simulation дає змогу визначати власні частоти та форми коливань, що є критично важливим для забезпечення надійності та ефективності вібраційних машин [42]. Це також допомагає уникнути резонансних явищ, які можуть призвести до передчасних поломок.

Аналіз напружень у деталях та вузлах: За допомогою модуля аналізу напружень SolidWorks Simulation можна детально вивчати напруження та деформації в усіх компонентах грохота [43]. Це допомагає оптимізувати дизайн та матеріали для забезпечення довговічності та надійності.

Параметричне проєктування: Параметричні можливості уможливають легко модифікувати конструктивні параметри відповідно до нових вимог або результатів тестувань. Це забезпечує велику гнучкість у процесі дизайну та швидке впровадження необхідних змін.

Віртуальна реальність: Інтеграція з технологіями віртуальної реальності дає можливість інженерам і дизайнерам зануритися в реалістичне середовище, де вони можуть взаємодіяти з моделлю грохота в масштабі 1:1. Це забезпечує краще розуміння роботи машини та можливість проводити комплексні тести перед фізичним виробництвом [44].

Завдяки своїй широкій функціональності та високій інтеграції з різними інженерними інструментами, цей програмний продукт є ідеальним рішенням для розробки, тестування та оптимізації грохотів. Це не тільки сприяє зниженню витрат і часу на розробку, але й підвищує якість та надійність кінцевих продуктів.

Приклади використання програмного продукту SolidWorks для виконання науково-дослідних проєктів.

Розробка та вдосконалення наукових методів обґрунтування конструктивних параметрів технологічних машин – один із важливих аспектів дослідницької діяльності співробітників НТУ «Дніпровська політехніка». Так у багатьох роботах фахівців відображено пошук наукових методик оптимізації параметрів тонкостінних підкріплених конструкцій машин на основі сучасних способів комп'ютерного моделювання та обчислювального експерименту [44 – 48].

Стаття [49] О. В. Панченко присвячена розробці методу комп'ютерного аналізу напружено-деформованого стану маніпулятора тюбінгоукладача, що має кілька ступенів свободи, з використанням сучасних методів математичного та комп'ютерного моделювання. Дослідження включає використання програмних комплексів для розрахунку динамічних і статичних навантажень в елементах механізму, а також аналіз зміни напружень під час циклу укладання, із застосуванням інструментів SolidWorks Motion і SolidWorks Simulation для деталізованого аналізу напружено-деформованого стану.

Оцінці точності моделювання механізму маніпулятора тюбінгоукладача в програмі SolidWorks Motion присвячено роботу [50], що важливо для визначення кінематичних і динамічних характеристик механізму. Дослідження включає використання сучасних методів математичного та комп'ютерного моделювання, при цьому особлива увага приділяється порівнянню результатів математичної

моделі та комп'ютерного моделювання, виявленню можливих помилок у розрахунках і налаштуваннях програмного забезпечення.

У дослідженнях, проведених під керівництвом професора К. С. Заболотного, також застосовуються технології комп'ютерного моделювання. Наприклад, у роботі [51], мета якої – розробити рекомендації щодо зниження максимальних контактних напружень під час взаємодії гальмівної колодки з барабаном шахтної підйомної машини. Дослідження спростовує гіпотезу про абсолютну жорсткість гальмівної балки, аналізуючи вплив співвідношення поперечної жорсткості гальмівної колодки до згинальної жорсткості гальмівної балки на розподіл контактних тисків. Використано методи Гауса, Ейлера, Ньютона та метод скінченних елементів для оптимізації конструкції гальмівної балки. Розроблено аналітичну модель гальмівної балки з урахуванням жорсткості композитної підкладки, виявлено безрозмірний фактор, що визначає характер розподілу контактного тиску – відносну жорсткість. Застосування цих рекомендацій дасть змогу знизити максимальний контактний тиск у гальмах шахтних підйомних машин.

Розробці методики для розрахунку розділених циліндричних барабанів шахтних підйомних машин зі збільшеною канатоємністю, ґрунтуючись на аналізі жорсткості їхніх елементів під різними навантаженнями, присвячено статтю [52]. Дослідження включає створення спрощених моделей для вузлів барабана на основі їхнього функціонування й потім розрахунок переміщень усієї спрощеної моделі барабана. Представлено результати, які показують максимальні осьові переміщення країв гальмівних дисків, розроблено спрощений метод розрахунку для структур розділених циліндричних барабанів шахтних підйомних машин, придатний для використання в програмному забезпеченні середнього класу, такому як SolidWorks Simulation.

Статтю [53] присвячено розробці концепції рекурентного метамоделювання для проєктування перспективних конструкцій гірничодобувних машин, зокрема, тунельного еректора, використовуючи системний аналіз і CASE-технології. Розроблено математичну модель гідравлічного приводу пристроїв еректора, яка враховує різні закони руху

точкової маси для визначення закону керування рухом золотника гідравлічного розподільника залежно від ламінарного та турбулентного режимів потоку рідини. Дослідження показує, що мінімальний час руху досягається за дотримання U-подібного закону руху. Метамоделювання пристрою еректора було створено з використанням алгоритмічної мови MATLAB Simulink, а використання математичної моделі гідравлічного приводу дало змогу вивчити функцію керування та визначити закон руху з помилкою 2,5 %.

У дослідженнях, які виконувались під керівництвом професора В. П. Франчука, містяться основні наукові результати у сфері вдосконалення роботи вібраційних живильників-грохотів для гірничо-металургійної промисловості (Франчук, Анциферов, Куниця, 2018). У цих дослідженнях зосереджено теорію, методи розрахунку й принципи конструювання вібраційних машин технологічного призначення [54-57]. Проте основний наголос у цих дослідженнях зроблено на математичний аналіз конструкцій вібраційної техніки. У зв'язку з цим основне завдання даного дослідження полягає в розробці методології віртуального моделювання для двопривідних інерційних грохотів із використанням SolidWorks. Це дослідження спрямоване на подолання проблем, пов'язаних із проєктуванням, аналізом та оптимізацією роботи цих механізмів. За допомогою віртуального моделювання можна значно поліпшити розуміння динаміки і механічних процесів, що відбуваються в грохотах, що дасть змогу підвищити їхню надійність та ефективність використання в промисловості. Такий підхід забезпечує глибокий аналіз вібраційних характеристик і кінетичних параметрів, а також дає змогу виявляти та мінімізувати потенційні неефективності в роботі пристроїв. У рамках дослідження буде здійснено моделювання різних експлуатаційних сценаріїв, що сприяє визначенню оптимальних умов роботи та запобіганню можливих несправностей. Особлива увага приділяється також аспектам зносу та довговічності конструкцій, що має ключове значення для забезпечення стійкого та безпечного функціонування механізмів у промислових умовах.

Паралельно з комп'ютерним моделюванням віртуальна реальність доповнює процес, надаючи інженерам унікальну можливість візуально оцінити

й аналізувати роботу вібраційного грохота в різних умовах. VR дає змогу не лише покращити конструкцію самих грохотів, але й оптимізувати їхню роботу. Особливо це ціно під час моделювання складних умов експлуатації та оцінки впливу різних конструктивних змін на ефективність і довговічність грохотів.

Додатково до використання комп'ютерного моделювання, впровадження віртуальної реальності (VR) у машинобудування відкриває нові перспективи для галузі [58]. Віртуальна реальність дає змогу інженерам і дизайнерам імерсивно взаємодіяти з їхніми проєктами, надаючи змогу глибше зануритися в процес конструювання та аналізу. Це забезпечує більш інтуїтивне розуміння просторових відносин і динаміки механізмів, що особливо важливо для розробки складних машинобудівних систем. Використання VR для прототипування дає можливість тестувати функціональність і ергономіку конструкцій у більш реалістичних умовах, не вдаючись до витрат на фізичне втілення машини.

Крім того, VR сприяє поліпшенню співпраці між командами, оскільки інженери і проєктувальники можуть спільно працювати над одним і тим самим віртуальним проєктом у реальному часі, незалежно від їхнього географічного розташування. Це прискорює процес ухвалення рішень і полегшує координацію у великих і міждисциплінарних проєктах. Таким чином, упровадження віртуальної реальності в машинобудування не тільки покращує якість та ефективність розробки нової техніки, а також відкриває нові шляхи для інновацій та співпраці в цій галузі, яка швидко розвивається.

На світовому ринку машинобудування приклади використання віртуальної реальності (VR) вельми різноманітні та вражаючі. Компанія Boeing, знаменитий авіабудівник, застосовує VR для проєктування кабін своїх літаків [59]. Це дає змогу інженерам і дизайнерам віртуально оглядати кабінку, оптимізувати розташування елементів і оцінювати зручність для пасажирів ще до створення фізичного прототипу. Автомобільний гігант Ford також використовує віртуальну реальність для проєктування й тестування нових автомобілів [60]. Інженери Ford можуть оцінювати ергономіку, видимість і загальний дизайн автомобіля, працюючи з віртуальними моделями, що значно скорочує час розробки та зменшує необхідність у створенні фізичних прототипів.

Компанія Siemens, відома інноваціями в галузі промислових технологій, активно використовує VR для тренування своїх співробітників [61]. Це дає змогу навчати персонал у безпечному та контрольованому середовищі, імітуючи різні виробничі сценарії та умови роботи на обладнанні. Такий підхід не тільки підвищує кваліфікацію працівників, але й сприяє запобіганню нещасним випадкам на виробництві. Таким чином, віртуальна реальність не тільки покращує процеси моделювання та розробки в машинобудуванні, але й забезпечує нові можливості для навчання та підвищення безпеки праці, демонструючи свою багатофункціональність та ефективність на світовому ринку.

На кафедрі інжинірингу та дизайну в машинобудуванні в Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка» у ході виконання кваліфікаційних робіт магістрів відбулася співпраця здобувачів В'ячеслава Махарини та Олександри Куц у віртуальному середовищі.

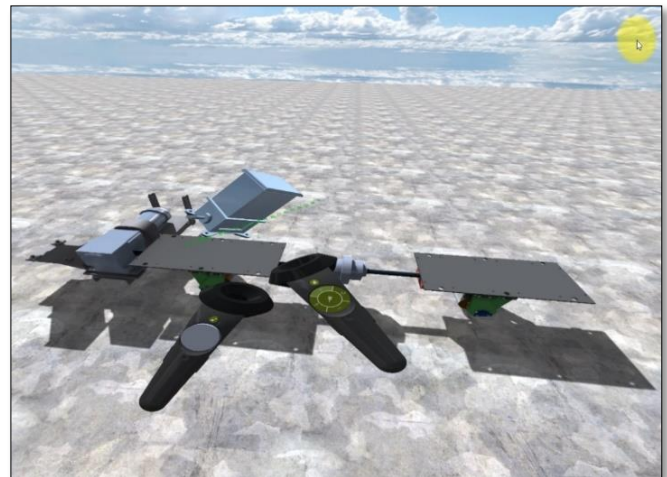


Рисунок 1.5 – Перегляд віртуальної моделі механізму викочування опіковочно-завантажувальної машини МОЗ 2,5 через додаток EDrawing

Джерело: архів кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні



Рисунок 1.6 – Перегляд віртуальної моделі ходової частини машини опіковочно-завантажувальної МОЗ 2,5 через додаток EDrawing
Джерело: архів кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні

З використання технології віртуальної реальності було розроблено опіковочно-завантажувальну машину МОЗ 2,5. Злагоджена робота з використанням VR технологій виявилася необхідною, оскільки здобувачі працювали над вузлами однієї машини, а саме В'ячеслав Махарина досліджував тему «Визначення параметрів конструкції механізму викочування машини опіковочно-завантажувальної МОЗ 2,5 з використанням VR технологій», а Олександра Куц – «Визначення параметрів ходової частини машини опіковочно-завантажувальної МОЗ 2,5 із використанням VR технологій». Оскільки механізм ходової частини та механізм викочування машини є вузлами однієї машини, то під час проєктування важливо було з'єднати обидва механізми на одній рамі-платформі, щоб забезпечити їх функціонування та перевірити наявність потрібних зазорів. Віртуальний простір ідеально підходить для цього, адже VR надає високу реалістичність у візуалізації машин та їх компонентів, допомагаючи кандидатам краще уявити та зрозуміти реальний вигляд і функціонування різних частин машини.

Використання VR технологій в цьому процесі було ідеальним рішенням, оскільки віртуальний простір забезпечує реалістичну візуалізацію машин та їх компонентів. Це дозволило розробникам краще зрозуміти, як різні частини машини виглядатимуть та функціонуватимуть у реальному світі. Можливість взаємодії з технічними об'єктами у віртуальному середовищі не тільки служить інструментом для навчання технічних навичок, але й створює платформу для комплексного професійного розвитку спеціалістів у галузі машинобудування, готуючи їх до виконання різноманітних і складних завдань у своїй професійній діяльності.

Таким чином, інтегрований підхід на основі комплексу SolidWorks, що включає аналітичне та комп'ютерне моделювання, фізичні експерименти, VR-технології та автоматизоване робоче місце конструктора, забезпечує високу точність, ефективність та надійність проектування та експлуатації вібраційних грохотів. Це сприяє оптимізації виробничих процесів, зниженню енергоспоживання та підвищенню конкурентоспроможності продукції.

1.4 Постановка завдань дослідження

З огляду на вищезазначене, розробка методології віртуального моделювання двопривідних інерційних грохотів на основі використання програмного комплексу SolidWorks Education Edition представляє собою актуальне наукове завдання, спрямоване на підвищення точності та продуктивності проектувальних процесів двопривідних інерційних грохотів.

Мета проекту - підвищення ефективності проектування високоефективних інерційних грохотів за рахунок використання інноваційних методів віртуального моделювання та симуляційних технологій, сучасних програмних комплексів для 3D моделювання та аналізу, параметричного проектування та автоматизації процесів інженерного аналізу, а також комп'ютерного моделювання та віртуальних випробувань. Це дозволить точно прогнозувати динамічні характеристики обладнання, оптимізувати конструкційні параметри, інтегрувати всі етапи проектування від концепції до випробувань, швидко адаптувати

конструкції до змінних виробничих вимог, мінімізувати кількість фізичних прототипів та скоротити витрати на їх виготовлення і тестування.

Для досягнення цієї мети необхідно комплексно підходити до задачі, об'єднуючи аналітичні, комп'ютерні та фізичні методи:

1. **Аналітичний етап.** На основі використання рівнянь Лагранжа II роду виконати моделювання перехідних режимів високочастотного грохота, визначити базові параметри конструкцій вібраційних грохотів на основі аналізу результатів дослідження.

2. **Комп'ютерне моделювання.** Розробити методіку використання комплексу Dassault Systemes SolidWorks для параметричного моделювання, аналізу напружень, деформацій та коливань високочастотних грохотів.

3. **Фізичне тестування.** Для підтвердження даних, отриманих із аналітичного та комп'ютерного моделювання здійснити фізичне моделювання високочастотного грохота на експериментальному стенді.

4. **Інтеграція процесів. Віртуальний аналіз.** На базі комплексу Dassault Systemes SolidWorks розробити автоматизоване робоче місце конструктора – SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW), яке інтегрує всі етапи проектування в єдину систему, забезпечуючи автоматизацію процесів розрахунку, моделювання, аналізу та документування. Розробити VR-додаток для візуалізації та аналізу роботи грохотів у масштабі 1:1.

РОЗДІЛ 2 МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ ВИСОКОЧАСТОТНОГО ГРОХОТА ТИПУ ГВЧ-2

2.1. Вступ до розділу 2

Грохота широко застосовуються в різних галузях промисловості для сортування та класифікації сипучих матеріалів, і їх ефективність безпосередньо залежить від коректності вибору параметрів запуску та режимів роботи, виникає необхідність у проведенні ретельних розрахунків та побудові математичних моделей для адаптації грохотів до конкретних умов роботи.

Найбільше поширення в промисловості отримали грохоти, що працюють у зарезонансному режимі. Таке обладнання має ряд значних переваг, які роблять його особливо привабливим для застосування. Зарезонансний режим роботи дозволяє досягти високої ефективності розділення матеріалу за крупністю завдяки здатності генерувати інтенсивні коливання з високими амплітудами. Це забезпечує більш ефективне перемішування сипучого матеріалу, що сприяє поліпшенню якості та точності класифікації матеріалу. Енергетична ефективність є ще однією значною перевагою зарезонансного режиму, оскільки грохот використовує енергію коливань більш раціонально порівняно з іншими режимами роботи. Це досягається завдяки тому, що поблизу резонансної частоти система здатна підтримувати великі амплітуди коливань при значно менших енергетичних витратах.

Найбільшою перевагою роботи грохота у зарезонансному режимі є відносна простота налаштування та підтримання стабільних частот та амплітуд роботи. Цей режим найбільш стабільний для тривалої роботи машини, який також сприяє зниженню механічного навантаження на конструктивні елементи грохота, що веде до збільшення терміну його служби та зниження витрат на обслуговування.

Таким чином, зарезонансний режим роботи грохота представляє собою високоефективну та стабільну альтернативу для виробничих процесів,

пов'язаних із класифікацією сипучих матеріалів, забезпечуючи високу продуктивність та зниження експлуатаційних витрат.

Для кращого розуміння важливості дослідження та математичного моделювання пуску вібраційної техніки, необхідно розуміти принцип роботи грохота, з урахуванням перехідних режимів, таких як пуск, сталий режим та зупинка. Ці режими включають в себе ряд особливостей, пов'язаних з динамікою системи та її реакцією на зміни робочих параметрів.

Пуск грохота. На етапі пуску грохота система переходить від спокою до робочого стану, що супроводжується поступовим наростанням амплітуди та частоти коливань. У цей період грохот повинен пройти через резонансну частоту, яка може супроводжуватися значним збільшенням амплітуди коливань. Це вимагає ретельного контролю параметрів пуску, щоб мінімізувати ризики, пов'язані з можливими механічними пошкодженнями обладнання.

Сталий режим роботи. Після успішного проходження через резонанс та досягнення необхідних параметрів коливань, грохот входить у сталий режим роботи. У цьому режимі амплітуда та частота коливань стабілізуються, після чого можна почати подачу матеріалу на просіювальну поверхню. Якість та продуктивність просіювання в сталому режимі багато в чому залежать від початкових умов пуску та точності підтримання робочих параметрів вібрації.

Зупинка грохота. Процес зупинки грохота також є важливим перехідним режимом, що вимагає уважного управління. Під час зупинки амплітуда та частота коливань поступово знижуються, що може призвести до зміни умов просіювання та зміщення матеріалу на робочій поверхні. Важливо забезпечити плавне уповільнення системи, щоб мінімізувати можливі динамічні навантаження та запобігти скиданню непереробленого матеріалу з грохота.

Правильно спланований та контрольований процес пуску, роботи та зупинки допомагає підтримувати цілісність обладнання та готує систему до наступного циклу роботи.

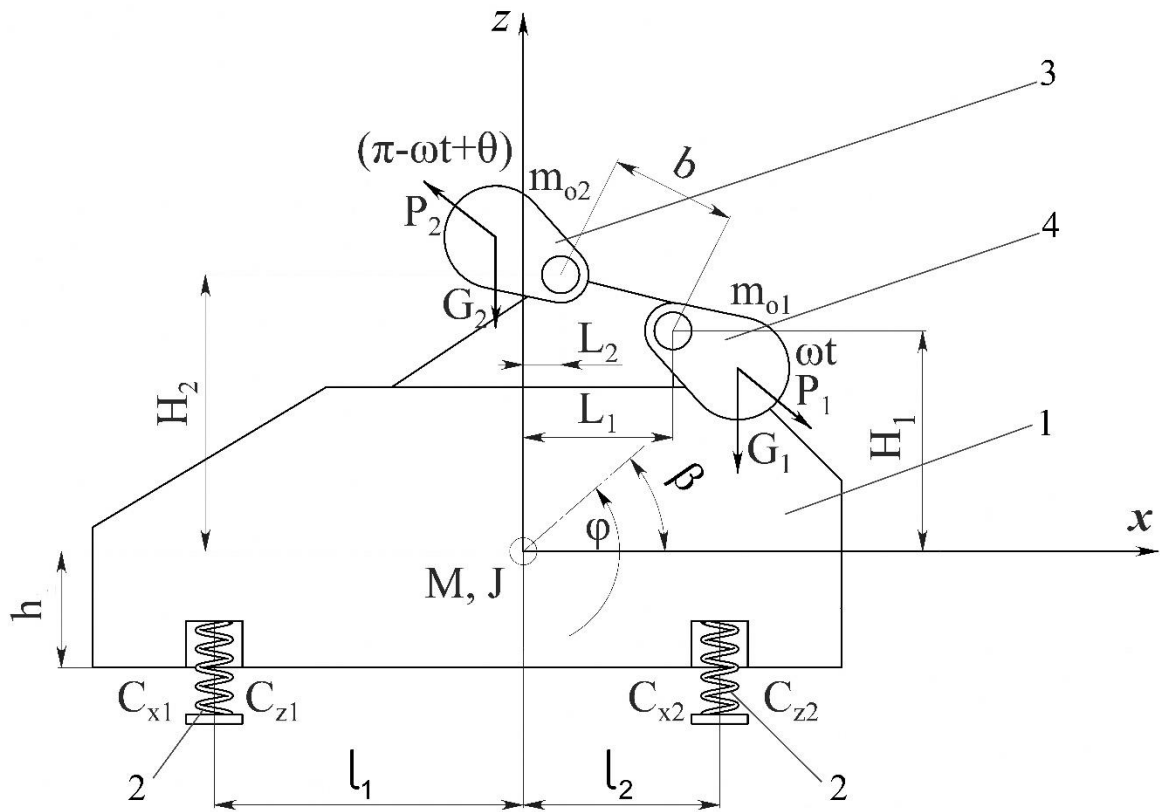
Для початкового аналізу конструкції та визначення базових параметрів, дослідження динаміки перехідних режимів вібраційних грохотів виберемо високочастотні грохоти, які забезпечують високу ефективність сепарації

Завдання розділу — з використанням рівнянь Лагранжа II роду виконати аналіз динамічних характеристик перехідних режимів грохота ГВЧ-2. Для виконання цього завдання необхідно побудувати математичну модель руху грохота з урахуванням непружних опорів, розрахувати траєкторії руху грохота у перехідних режимах, визначити амплітудно-частотні характеристики коливань грохота.

2.2 Дослідження динаміки перехідних режимів грохотів типу ГВЧ-2

В якості технічного об'єкту оберемо високочастотний грохот типу ГВЧ-2 з двома мотор-вібраторами. Грохот типу ГВЧ-2 відноситься до типу двоприводних високочастотних грохотів. Їх відмінність полягає в тому, що як привід у них використовуються мотор-вібратори з двигунами змінного струму, які мають синхронну частоту 1000, 1500 і 3000 об/хв. Завдяки високій стабільності їх параметрів при виготовленні, при даних частотах забезпечується синхронність та задовільна синфазність коливань пари мотор-вібраторів, що при протифазному обертанні двигунів дозволяє отримувати направлені рухи робочої поверхні грохота без жорсткого зв'язку між валами.

Високочастотний грохот типу ГВЧ-2 складається з короба 1 (виконавчого органу), встановленого на основі за допомогою пружних амортизаторів 2. В коливальний рух короб приводиться за допомогою двох мотор-вібраторів 3 і 4, осі яких розташовані горизонтально, встановлених так, що лінія, яка проходить через середину і перпендикулярна лінії, що йде через центри обертання дебалансних вантажів, проходить через центр ваги грохота та спрямована під кутом β до горизонту. Розрахункова схема грохота представлена на рисунку 2.1.



L_1, L_2, H_1, H_2 – положення приводу від центру ваги; C_{x1}, C_{x2} – жорсткість пружин на стиск; C_{z1}, C_{z2} – жорсткість пружин на зсув; m_{01}, m_{02} – маса дебалансів; $\omega t, (\pi - \omega t + \theta)$ – частоти віброзбуджувачів; G_1, G_2 – вага дебалансів; l_1, l_2 – положення пружних елементів від центру ваги; b – відстань між осями дебалансів; M – маса грохоту; P_1, P_2 – сила, що виникає при обертанні дебалансів; J – момент інерції грохоту; β – кут нахилу вібрацій; x, z, φ – координатні осі.

Рисунок 2.1 – Розрахункова схема типу ГВЧ-2

Джерело: розроблено автором

Вважаємо розташування робочої поверхні грохоту горизонтальною. У цьому випадку прискорення робочої поверхні у вертикальному напрямку характеризується параметром

$$R = \frac{a\omega^2}{g} \sin \beta, \quad (2.1)$$

де a – амплітуда коливань вздовж вектора обурюючої сили;

ω – частота коливань;

g – прискорення вільного падіння.

β – кут нахилу вібрацій, складає 45° .

Розглянемо рух одиничної частинки робочої поверхні. З [62] при $R = 3,5$ частинка рухається у режимі безперервного підкидання. Тоді її поздовжні переміщення за один період руху грохоту при:

- $\omega_1 = 1000$ об/хв

$$\Delta s_1 = 0,015 \text{ м,}$$

- $\omega_2 = 1500$ об/хв

$$\Delta s_2 = 3,79 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

- $\omega_3 = 3000$ об/хв

$$\Delta s_3 = 9,47 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Приблизно в тих же межах розглядаються і розміри осередків робочої поверхні та крупності матеріалу, що класифікується.

Для складання рівнянь руху грохоту використовуємо рівняння Лагранжа II роду [63].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i. \quad (2.2)$$

де T – кінетична енергія системи;

Π – потенційна енергія системи;

D – дисипативна функція, що описує втрати енергії в системі, наприклад, через тертя або в'язкий опір;

i – номер узагальненої координати;

q_i – узагальнена координата, що описує конфігурацію системи;

\dot{q}_i – узагальнена швидкість, похідна узагальненої координати за часом, описує, як швидко змінюється узагальнена координата;

Q_i – узагальнена сила, що діє на систему, відповідна узагальненій координаті;

$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right)$ – це похідна за часом від часткової похідної кінетичної енергії T за швидкістю узагальненої координати \dot{q}_i ;

$\frac{\partial T}{\partial q_i}$ – частинна похідна кінетичної енергії T за узагальненою координатою q_i ;

$\frac{\partial \Pi}{\partial q_i}$ – частинна похідна потенційної енергії Π за узагальненою координатою q_i ;

$\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i}$ – частинна похідна дисипативної функції D .

В останньому доданку рівняння (2.2) враховуються непружні опори пружних зв'язків грохоту. Відповідно до досліджень В.М. Потураєва (Потураїв, 1971) у діапазоні частот коливань вібраційних грохотів найбільш стабільними є коефіцієнти, що враховують непружні опори з гіпотези Бокка-Шліппе [63]: непружні опори пропорційні першому ступеню швидкості деформації пружних зв'язків і не залежать від частоти деформації. До таких результатів приходять і за Є.С. Сорокіним, який запропонував пружні опори враховувати, як уявну частину комплексного модуля пружних зв'язків [63].

Дані види розрахунку непружних опорів узгоджуються з поняттями, що широко використовуються, такими як технічний коефіцієнт поглинання енергії і декремент згасання коливань. Якщо позначити через ψ коефіцієнт непружних опорів за Є.С. Сорокіним чи гіпотезі Бокка-Шліппе, то маємо

$$\psi = \frac{\Psi_0}{2\pi} = \frac{\delta_3}{\pi}, \quad (2.3)$$

де $\psi_0 = \Delta W/W$ – технічний коефіцієнт поглинання енергії (ΔW – поглинена енергія, W – енергія циклу коливань);

δ_3 – декремент згасання коливань.

Можливе також використання принципу Вольтерра, згідно з яким непружні опори враховуватимемо наприкінці суто пружного рішення.

Тому при використанні рівняння (2.2) на першому етапі розв'язуємо задачу у суто пружній постановці при $D = 0$.

Динамічна розрахункова схема грохоту показана рисунку 1. Грохот є систему з п'ятьма ступенями свободи: руху виконавчого органу вздовж осей x і z , його поворотні коливання φ навколо осі y , що проходить через центр тяжіння, і рух дебалансів, які обертаються навколо осей φ_1 і φ_2 .

Приймаємо, що мотор-вібратори працюють з однаковою вимушеною частотою, але мають початковий зсув фаз θ . Вважається, що раціональне співвідношення потужності двигунів дотримано [63].

Поворот дебалансів навколо осей φ_1 і φ_2 визначиться як

$$\varphi_1 = \omega t, \quad \varphi_2 = \omega t - \theta, \quad (2.4)$$

де ω – кутова швидкість обертання роторів двигунів;

θ – неузгодженість фаз руху роторів двигунів;

t – час.

Розглянемо площину, утворену паралельними осями 1 і 2. Вектор спрямованих коливань коробки є перпендикуляром до цієї площини. Розузгодження фаз визначається взаємодією сил у площині розташування осей вібраторів. Це складова сил інерції дебалансних вантажів $F_{ин}$ та гравітаційна складова від цих вантажів F_g .

Інерційна складова у площині розташування вібраторів визначиться як

$$F_{ин} = m_{o1}r\omega^2 \cos(\omega t) + m_{o2}r\omega^2 \cos(\pi - \omega t + \theta). \quad (2.5)$$

Постійна складова сили тяжіння дебалансів компенсується пружними елементами. Змінна гармонійна складова цих сил відстає від інерційної складової на $\pi/2$, осі сил розташовані в площині осей приводів

$$F_g = G_1 \cos(\omega t + \pi / 2) + G_2 \cos(\pi - \omega t + \pi / 2 + \theta). \quad (2.6)$$

Нехтуємо впливом поворотних коливань грохоту φ і тоді рівняння визначення θ має вигляд

$$F_{ин} = F_g \sin(\beta). \quad (2.7)$$

Підставляємо у формулу (2.7) вирази (2.5) та (2.6). Після перетворень отримаємо

$$\theta = 2 \arctg\left(\frac{-g \sin \beta}{r\omega^2}\right). \quad (2.8)$$

За формулою (2.8) будемо графіки кута неузгодженості θ синфазності обертання мотор-вібраторів в залежності від швидкості обертання роторів (рисунок 2.1, а) і від кута напрямку вібрацій β (рисунок 2.2, б).

З аналізу графіка на рисунку 2.2,а видно, що із збільшенням частоти коливань порушення синфазності (кут неузгодженості обертання мотор-вібраторів θ) зменшується. Можна вважати, що високочастотні грохоти ($\omega > 100$ рад/с) мають досить високу синфазність, тобто, працюють у режимі самосинхронізації.

Навпаки, для грохотів, що працюють на ультранизьких частотах (менше 25 рад/с), як впливає з рисунка 2.2,б, навіть при нульовому куті площині розташування осей віброзбудників не вдається досягти синфазності їхньої роботи.

Координати обертання дебалансів φ_1 і φ_2 визначаються формулами (2.4) та (2.8). Складемо рівняння руху короба грохоту вздовж осей x , z та його обертання навколо осі φ .

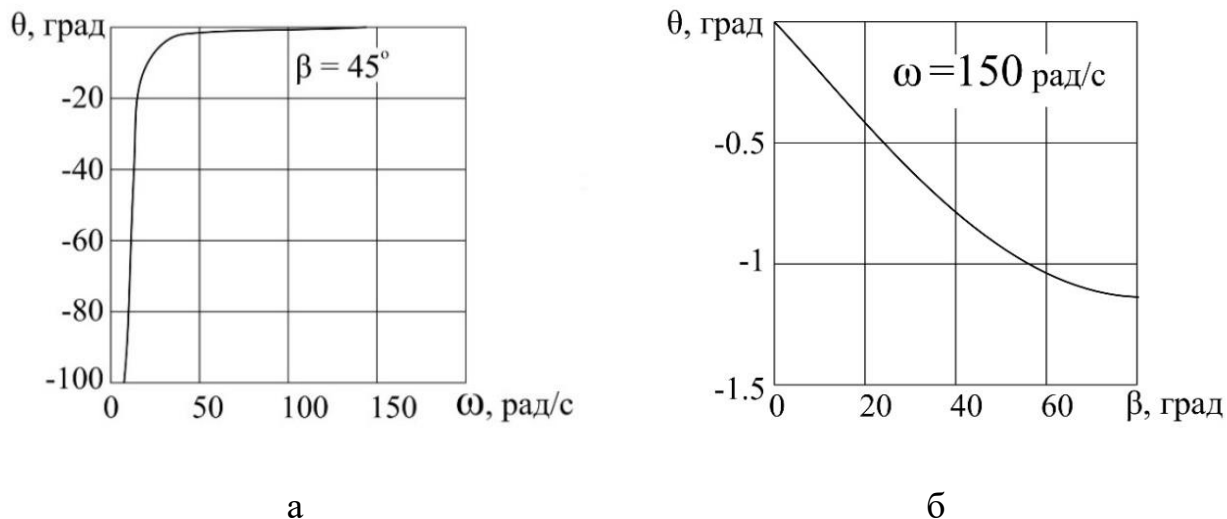


Рисунок 2.2 – Залежність кута неузгодженості θ обертання роторів від частоти грохоту (а) та кута напряму вібрацій (б)

Джерело: розроблено автором

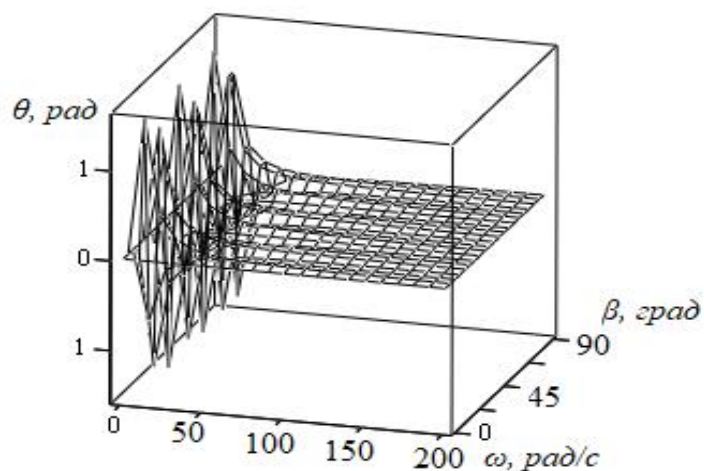


Рисунок 2.3 – Порухення синфазності за низької кутової швидкості ω

Джерело: розроблено автором

Скористаємось рівнянням Лагранжа II роду (2.2).

Зовнішня сила, що обурює, в системі $Q_i = 0$.

Кінетична енергія системи

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{m\dot{x}^2}{2} + \frac{m\dot{z}^2}{2} + \frac{I_o\dot{\phi}^2}{2} + \frac{m_o(\dot{x} - H_1\dot{\phi} + r\omega\cos\omega t\sin\beta - r\omega\sin\omega t\cos\beta)^2}{2} + \\
 & + \frac{m_o(\dot{x} - H_1\dot{\phi} + r\omega\cos\omega t\sin\beta - r\omega\sin\omega t\cos\beta)^2}{2} + \\
 & + \frac{m_o(\dot{z} - L_1\dot{\phi} + r\omega\cos\omega t\cos\beta - r\omega\sin\omega t\sin\beta)^2}{2} + \\
 & + \frac{m_o(\dot{x} - H_2\dot{\phi} - r\omega\cos(\pi - \omega t + \theta)\sin\beta + r\omega\sin(\pi - \omega t + \theta)\cos\beta)^2}{2} + \\
 & + \frac{m_o(\dot{z} + L_2\dot{\phi} - r\omega\cos(\pi - \omega t + \theta)\cos\beta + r\omega\sin(\pi - \omega t + \theta)\sin\beta)^2}{2}.
 \end{aligned} \tag{2.9}$$

Потенційна енергія системи

$$\Pi = \frac{C_{x1}(x + h_1\varphi)^2}{2} + \frac{C_{z1}(z - l_1\varphi)^2}{2} + \frac{C_{x2}(x + h_2\varphi)^2}{2} + \frac{C_{z2}(z + l_2\varphi)^2}{2}. \tag{2.10}$$

Передбачається, що параметри двигуна обрані такими, що рівність кутових швидкостей дебалансів (синхронність) забезпечуються завжди. У той же час кут неузгодженості приводів θ (фазність) залежить від кутової частоти коливань і кута нахилу площини, що з'єднує осі приводів.

Після підстановки виразів (2.9) і (2.10) в (2.2) та перетворень отримаємо диференціальні рівняння руху грохоту

$$\begin{aligned}
 & m\ddot{x} + m_o(\ddot{x} - H_1\ddot{\phi} - r\omega^2\sin\omega t\sin\beta - r\omega^2\cos\omega t\cos\beta) + \\
 & + m_o(\ddot{x} - H_2\ddot{\phi} + r\omega^2\sin(\theta - \omega t)\sin\beta + r\omega^2\cos(\theta - \omega t)\cos\beta) + \\
 & + C_{x1}(x + h_1\varphi) + C_{x2}(x + h_2\varphi) = 0; \\
 & m\ddot{z} + m_o(\ddot{z} + L_1\ddot{\phi} - r\omega^2\sin\omega t\cos\beta - r\omega^2\cos\omega t\sin\beta) + \\
 & + m_o(\ddot{z} - L_2\ddot{\phi} + r\omega^2\sin(\theta - \omega t)\cos\beta + r\omega^2\cos(\theta - \omega t)\sin\beta) + \\
 & + C_{z1}(z + l_1\varphi) + C_{z2}(z + l_2\varphi) + 2m_o g = 0;
 \end{aligned} \tag{2.11}$$

$$\begin{aligned}
& l_o \ddot{\phi} - m_o H_1 (\ddot{x} - H_1 \ddot{\phi} - r \omega^2 \sin \omega t \sin \beta - r \omega^2 \cos \omega t \cos \beta) + \\
& + m_o L_1 (\ddot{z} + L_1 \ddot{\phi} - r \omega^2 \sin \omega t \sin \beta + r \omega^2 \cos \omega t \sin \beta) - \\
& - m_o H_2 (\ddot{x} - H_2 \ddot{\phi} + r \omega^2 \sin(\theta - \omega t) \sin \beta + r \omega^2 \cos(\theta - \omega t) \cos \beta) + \\
& + m_o L_2 (\ddot{z} + L_2 \ddot{\phi} + r \omega^2 \sin(\theta - \omega t) \cos \beta + r \omega^2 \cos(\theta - \omega t) \sin \beta) + \\
& + C_{x1} h_1 (x + h_1 \phi) + C_{z1} l_1 (z + l_1 \phi) + C_{x2} h_2 (x + h_2 \phi) + C_{z2} l_2 (z + l_2 \phi) + \\
& + m_o g (L_1 + r \sin \omega t \sin \beta + r \cos \omega t \cos \beta + \\
& + L_2 - r \sin(\theta - \omega t) \sin \beta - r \cos(\theta - \omega t) \cos \beta) = 0.
\end{aligned}$$

Отримані рівняння (2.11) перетворюємо в такий спосіб. У лівій частині залишаємо члени, які містять похідні від змінних. Інші члени рівнянь переносимо в праву частину і виділяємо в них співмножники $\sin \omega t$ и $\cos \omega t$. Приходимо до системи трьох рівнянь

$$\begin{aligned}
M \ddot{x} + m_o (H_1 + H_2) \ddot{\phi} &= m_o r \omega^2 [\sin \omega t (\sin \beta - \cos \beta \sin \theta + \sin \beta \cos \theta)] - \\
& - m_o r \omega^2 [\cos \omega t (\cos \beta \cos \theta - \cos \beta + \sin \beta \sin \theta)] - \\
& - (C_{x1} + C_{x2}) x - (C_{x1} h_1 + C_{x2} h_2) \phi; \\
M \ddot{z} + m_o (L_1 + L_2) \ddot{\phi} &= m_o r \omega^2 [\sin \omega t (\cos \beta + \cos \beta \cos \theta - \sin \beta \sin \theta)] - \\
& - m_o r \omega^2 [\cos \omega t (\cos \beta \sin \theta - \sin \beta + \sin \beta \cos \theta)] - \\
& - (C_{z1} + C_{z2}) z - (C_{z1} l_1 + C_{z2} l_2) \phi + 2 m_o g;
\end{aligned} \tag{2.12}$$

$$\begin{aligned}
& - m_o (H_1 + H_2) \ddot{x} + m_o (L_1 + L_2) \ddot{z} + I \ddot{\phi} = m_o r \omega^2 \sin \omega t [H_2 (\cos \beta \sin \theta - \sin \beta \cos \theta)] - \\
& m_o r \omega^2 \sin \omega t [L_2 (\cos \beta \cos \theta - \sin \beta \sin \theta) - H_1 \sin \beta + L_1 \cos \beta] - m_o r \omega^2 \cos \omega t \\
& [L_2 (\cos \beta \sin \theta - \sin \beta \cos \theta) - H_2 (\cos \beta \cos \theta + \sin \beta \sin \theta) + H_1 \cos \beta + L_1 \sin \beta] - \\
& - (C_{x1} h_1 + C_{x2} h_2) x - (C_{z1} l_1 + C_{z2} l_2) z - (C_{x1} h_1^2 + C_{x2} h_2^2 + C_{z1} l_1^2 + C_{z2} l_2^2) \phi - \\
& (L_1 + L_2) m_o g - m_o r g [\sin \omega t (\sin \beta - \sin \beta \sin \theta + \sin \beta \cos \theta)] - \\
& - m_o r g [\cos \omega t (\cos \beta \cos \theta - \cos \beta + \sin \beta \sin \theta)],
\end{aligned}$$

де $M = m + 2m_o$;

$$I = I_0 + m_o(H_1^2 + H_2^2 + L_1^2 + L_2^2).$$

Для розрахунку та побудови амплітудно-частотної характеристики не враховуватимемо постійні складові в рівняннях, що компенсуються деформацією пружних елементів.

Приймаємо рішення у гармонійному вигляді

$$\begin{aligned} x(t) &= a_x \sin(\omega t + \xi_x); \\ z(t) &= a_z \sin(\omega t + \xi_z); \\ \varphi(t) &= a_\varphi \sin(\omega t + \xi_\varphi). \end{aligned} \quad (2.13)$$

або

$$\begin{aligned} x(t) &= A_x \sin \omega t + B_x \cos \omega t; \\ z(t) &= A_z \sin \omega t + B_z \cos \omega t; \\ \varphi(t) &= A_\varphi \sin \omega t + B_\varphi \cos \omega t. \end{aligned} \quad (2.14)$$

тут A и B – невизначені коефіцієнти, що відповідають амплітудним складовим переміщень по гармонікам.

Звідси для других похідних шуканих величин у рівняннях (2.12) маємо

$$\ddot{x}(t) = -\omega^2 x(t), \quad \ddot{z}(t) = -\omega^2 z(t), \quad \ddot{\varphi}(t) = -\omega^2 \varphi(t). \quad (2.15)$$

Повертаємося до системи трьох рівнянь (2.12) з невідомими у лівій частині \ddot{x} , \ddot{z} , $\ddot{\varphi}$. Підставимо рівняння (2.15) у ліві частини рівнянь (2.12), а рівняння (2.14) – у праві частини.

Після перетворень приходимо до системи трьох рівнянь алгебри з коефіцієнтами $\sin \omega t$ или $\cos \omega t$ при кожному члені. Скористаємося методом гармонійного балансу. Прирівнюємо коефіцієнти у лівій та правій частинах рівнянь при однакових гармоніках. Вважається, що постійна складова рівняння (2.12) компенсується деформацією пружних зв'язків. Таким чином отримуємо

систему з шести рівнянь алгебри з шістьма невідомими, зазначеними у співвідношеннях (2.14)

$$\begin{aligned}
& (-M\omega^2 + C_{x1} + C_{x2})A_x + \left[m_o\omega^2(H_1 + H_2) + C_{x1}h_1 + C_{x2}h_2 \right] A_\varphi = \\
& = m_or\omega^2(\sin\beta - \cos\beta\cos\theta + \sin\beta\cos\theta); \\
& (-M\omega^2 + C_{x1} + C_{x2})B_x + \left[m_o\omega^2(H_1 + H_2) + C_{x1}h_1 + C_{x2}h_2 \right] B_\varphi = \\
& = -m_or\omega^2(-\cos\beta + \cos\beta\cos\theta + \sin\beta\sin\theta); \\
& (-M\omega^2 + C_{z1} + C_{z2})A_z + \left[-m_o\omega^2(L_1 + L_2) + C_{z1}l_1 + C_{z2}l_2 \right] A_\varphi = \\
& = m_or\omega^2(\cos\beta + \cos\beta\cos\theta - \sin\beta\sin\theta); \tag{2.16}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left[m_o\omega^2(H_1 + H_2) + C_{x1}h_1 + C_{x2}h_2 \right] A_x + \left[-m_o\omega^2(L_1 + L_2) + C_{z1}l_1 + C_{z2}l_2 \right] A_z + \\
& + \left[-I\omega^2 + (C_{x1}h_1^2 + C_{x2}h_2^2 + C_{z1}l_1^2 + C_{z2}l_2^2) \right] A_\varphi = m_or(N_1\omega^2 - R_1g);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left[m_o\omega^2(H_1 + H_2) + C_{x1}h_1 + C_{x2}h_2 \right] B_x - \left[-m_o\omega^2(L_1 + L_2) + C_{z1}l_1 + C_{z2}l_2 \right] B_z + \\
& + \left[-I\omega^2 + (C_{x1}h_1^2 + C_{x2}h_2^2 + C_{z1}l_1^2 + C_{z2}l_2^2) \right] B_\varphi = m_or(N_2\omega^2 - R_2g);
\end{aligned}$$

де

$$N_1 = -H_2 \sin(\beta - \theta) + L_2 \cos(\beta + \theta) - H_1 \sin\beta + L_1 \cos\beta;$$

$$N_2 = -H_2 \cos(\beta - \theta) + L_2 \sin(\beta + \theta) + H_1 \cos\beta + L_1 \sin\beta;$$

$$R_1 = \sin\beta \sin(\beta + \theta);$$

$$R_2 = -\cos\beta + \cos(\beta - \theta).$$

Для обліку непружних опорів згідно з комплексним модулем пружності за Є.С. Сорокіним приймаємо

$$C_{x1} = C_{x1}(1 + i\psi), C_{x2} = C_{x2}(1 + i\psi), C_{z1} = C_{z1}(1 + i\psi), C_{z2} = C_{z2}(1 + i\psi). \tag{2.17}$$

Тут коефіцієнт внутрішнього опору визначається (2.3).

Після вирішення системи рівнянь значення амплітуд коливань A та B при відповідних гармоніках у виразах (2.16) визначаються як модулі комплексних чисел

$$A_x = |A_x|, B_x = |B_x|, A_z = |A_z|, B_z = |B_z|, A_\varphi = |A_\varphi|, B_\varphi = |B_\varphi|. \quad (2.18)$$

Амплітуди та фази коливань по кожному з переміщень

$$a_x = \sqrt{A_x^2 + B_x^2}; a_z = \sqrt{A_z^2 + B_z^2}; a_\varphi = \sqrt{A_\varphi^2 + B_\varphi^2}. \quad (2.19)$$

$$a_x = \arctg(B_x / A_x), \xi_z = \arctg(B_z / A_z), \xi_\varphi = \arctg(B_\varphi / A_\varphi). \quad (2.20)$$

На рисунку 2.4, а представлені графіки амплітудно-частотної характеристики грохоту з двома мотор-вібраторами, що самосинхронізуються. При цьому осі розташовані в горизонтальній площині. У розрахунках ставився кут неузгодженості фаз руху роторів двигунів θ за формулою (2.8).

На рисунку 2.4 б показані результати розрахунку для приводів з примусовою синхронізацією (самобалансні).

З порівняння графіків видно, що при низьких частотах й у зоні резонансу спостерігається значна різниця в амплітудах. Амплітуди коливань по осях x і z у самобалансному грохоті стабільніші, ніж у грохоті з самосинхронізацією.

При $\omega > 75$ рад/с значення амплітуд коливань стабілізуються. Можна стверджувати, що для грохоту ГВЧ-2 обертання вібраторів стають синфазними ($\theta \rightarrow 0$).

Іншим способом обліку непружних опорів пружних зв'язків є гіпотеза Бокка-Шліппе. І тут непружні опори пропорційні першу ступеню швидкості деформації і залежать від частоти.

В останній доданок рівняння Лагранжа (2.7) вводимо функцію D . Загальний перебіг рішення не змінюється. Графік АЧХ має такий самий вигляд, як і на рисунку 2.4, а.

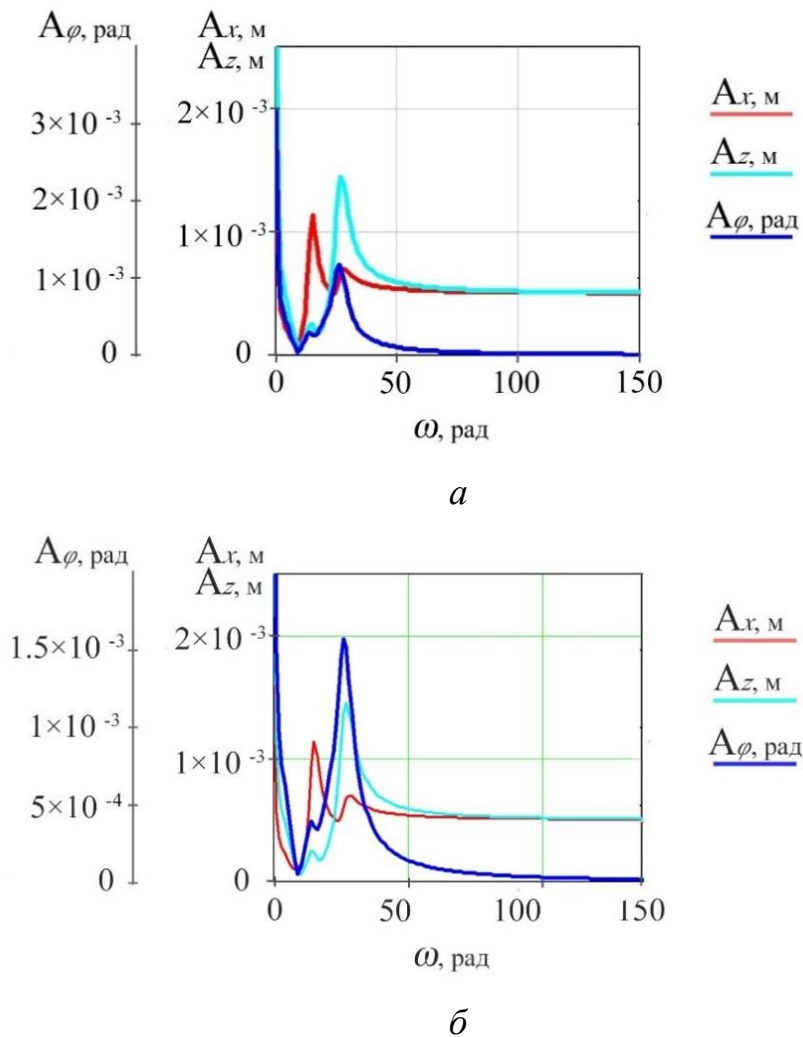


Рисунок 2.4 – АЧХ грохота з самосинхронізацією, одержані при врахуванні непружних опорів за О.В. Сорокіним (а), те саме при самобалансному вібраторі (б)

Джерело: розроблено автором

Розрахунок грохоту при обліку непружних опорів з обох гіпотез призводить до однакового результату, але сам розрахунок при обліку непружних опорів згідно з пропозицією О.В. Сорокіна менш громіздкий.

При включенні двигуни приводів грохота будуть набирати обороти від нуля до робочої швидкості за експоненціальним законом. Це означає, що швидкість обертання двигунів буде поступово зростати, починаючи від стану спокою, і досягати своєї максимальної швидкості згідно з експоненціальною кривою. Такий режим пуску важливий для забезпечення плавності процесу та

запобігання механічним ударним навантаженням на конструкцію грохота і систему приводу. Це також сприяє забезпеченню синхронності та синфазності мотор-вібраторів, що є ключовим для правильного функціонування грохота.

При включенні двигуни приводів грохота будуть набирати оберти від нуля до робочої швидкості за експоненціальним законом:

$$\omega(t) = \omega p(1 - e^{-kt}) \quad (2.21)$$

де ωp – робоча частота обертання приводів, k – коефіцієнт, t – час.

При цьому кут розбіжності синфазності приводів по мірі набору швидкості буде:

$$\theta(t) = -2 \operatorname{arctg} \left(\frac{g \sin \beta}{r_o \omega(t)^2} \right) \quad (2.22)$$

Виведення диференціальних рівнянь, що описують рух грохота, були представлені у статті [19]. Таким чином, використовуючи раніше виведені рівняння, отримаємо рівняння руху без урахування опорів.

$$\ddot{x}(t) = w_{11}x(t) + w_{12}z(t) + w_{13}\phi(t) + w_{14} \sin(\omega t) + w_{15} \cos(\omega t),$$

$$\ddot{z}(t) = w_{21}x(t) + w_{22}z(t) + w_{23}\phi(t) + w_{24} \sin(\omega t) + w_{25} \cos(\omega t), \quad (2.23)$$

$$\ddot{\phi}(t) = w_{31}x(t) + w_{32}z(t) + w_{33}\phi(t) + w_{34} \sin(\omega t) + w_{35} \cos(\omega t)$$

Далі розв'язуємо рівняння матричним методом у програмному забезпеченні MathCad, тоді коефіцієнти дорівнюють [64]:

$$w_{11} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{11} & u_{12} & u_{13} \\ q_{21} & u_{22} & u_{23} \\ q_{31} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{12} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{12} & u_{12} & u_{13} \\ q_{22} & u_{22} & u_{23} \\ q_{32} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{13} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{13} & u_{12} & u_{13} \\ q_{23} & u_{22} & u_{23} \\ q_{33} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix};$$

$$w_{14} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{14} & u_{12} & u_{13} \\ q_{24} & u_{22} & u_{23} \\ q_{34} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{15} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{15} & u_{12} & u_{13} \\ q_{25} & u_{22} & u_{23} \\ q_{35} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{16} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{16} & u_{12} & u_{13} \\ q_{26} & u_{22} & u_{23} \\ q_{36} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix};$$

$$w_{21} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{11} & u_{13} \\ u_{21} & q_{21} & u_{23} \\ u_{31} & q_{31} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{22} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{12} & u_{13} \\ u_{21} & q_{22} & u_{23} \\ u_{31} & q_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{14} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{13} & u_{13} \\ u_{21} & q_{23} & u_{23} \\ u_{31} & q_{33} & u_{33} \end{vmatrix}; \quad (2.24)$$

$$w_{24} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{14} & u_{13} \\ u_{21} & q_{24} & u_{23} \\ u_{31} & q_{34} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{25} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{15} & u_{13} \\ u_{21} & q_{25} & u_{23} \\ u_{31} & q_{35} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{26} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{16} & u_{13} \\ u_{21} & q_{26} & u_{23} \\ u_{31} & q_{36} & u_{33} \end{vmatrix};$$

$$w_{31} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{11} \\ u_{21} & u_{22} & q_{21} \\ u_{31} & u_{32} & q_{31} \end{vmatrix}; w_{32} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{12} \\ u_{21} & u_{22} & q_{22} \\ u_{31} & u_{32} & q_{32} \end{vmatrix}; w_{33} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{13} \\ u_{21} & u_{22} & q_{23} \\ u_{31} & u_{32} & q_{33} \end{vmatrix};$$

$$w_{34} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{14} \\ u_{21} & u_{22} & q_{24} \\ u_{31} & u_{32} & q_{34} \end{vmatrix}; w_{35} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{15} \\ u_{21} & u_{22} & q_{25} \\ u_{31} & u_{32} & q_{35} \end{vmatrix}; w_{36} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{16} \\ u_{21} & u_{22} & q_{26} \\ u_{31} & u_{32} & q_{36} \end{vmatrix};$$

$$\Delta = \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{13} \\ u_{21} & u_{22} & u_{23} \\ u_{31} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}.$$

де

$$u_{11} = M; u_{12} = 0; u_{13} = -m_o(H_1 + H_2);$$

$$u_{21} = 0; u_{22} = M; u_{23} = m_o(L_1 + L_2); \quad (2.25)$$

$$u_{31} = -m_o(H_1 + H_2); u_{32} = m_o(L_1 + L_2); u_{33} = J.$$

$$q_{11} = -(C_{x1} + C_{x2}); q_{12} = 0; q_{13} = -(C_{x1}h_1 + C_{x2}h_2);$$

$$q_{14} = m_o r_o \omega^2 [\sin(\beta) + \sin(\beta - \theta)]; \quad q_{15} = m_o r_o \omega^2 [\cos(\beta) + \cos(\beta - \theta)];$$

$$q_{21} = 0; \quad q_{22} = -(C_{z1} + C_{z2}); \quad q_{13} = -(C_{z1}l_1 + C_{z2}l_2);$$

$$q_{24} = m_o \left[r_o \omega^2 (\cos(\beta) + \cos(\beta - \theta)) + g (\cos(\beta) + \cos(\beta - \theta)) \right];$$

$$q_{25} = m_o \left[r_o \omega^2 (\sin(\beta) - \sin(\beta - \theta)) - g (\sin(\beta) - \sin(\beta - \theta)) \right]; \quad (2.26)$$

$$q_{31} = -(C_{x1}h_1 + C_{x2}h_2); \quad q_{32} = (C_{y1}l_1 - C_{y2}l_2);$$

$$q_{33} = -(C_{x1}h_1^2 + C_{x2}h_2^2 + C_{y1}l_1^2 + C_{y2}l_2^2);$$

$$q_{34} = m_o \left[r_o \omega^2 (-H_1 \sin \beta - H_2 \sin(\beta - \theta)) + L_1 \cos \beta + L_2 \cos(\beta - \theta) - g r_o (\sin \beta + \sin(\beta + \theta)) \right];$$

$$q_{34} = -m_o \left[r_o \omega^2 (H_1 \cos \beta + H_2 \cos(\beta + \theta)) + L_1 \sin \beta - L_2 \sin(\beta - \theta) + g r_o (\cos \beta - \cos(\beta + \theta)) \right].$$

Згідно з принципом Вольтерра, непружні опори враховуються на кінці чисто пружного розв'язку. Відповідно до досліджень В.Н. Потураєва, з найпростіших і широко використовуваних гіпотез щодо врахування непружних опорів пружних зв'язків у діапазоні частот коливань вібраційних грохотів найстабільнішими є коефіцієнти, які враховують опори згідно з гіпотезою Бокка-Шліппе: непружні опори пропорційні першому степеню швидкості деформації пружних зв'язків і не залежать від частоти деформації. До таких же результатів приходять і згідно з Е.С. Сорокіним, який пропонує враховувати непружні опори як уявну частину комплексного модуля пружних зв'язків.

Використовуючи принцип Вольтерра та Бокка-Шліппе про врахування непружних опорів, отримаємо систему рівнянь для визначення переміщень грохота.

$$\begin{aligned} \ddot{x}(t) &= w_{11}x(t) + w_{12}z(t) + w_{13}\phi(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{11}\dot{x}(t) + \\ &+ \frac{\Psi}{\omega}w_{12}\dot{z}(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{13}\dot{\phi}(t) + w_{14}\sin(\omega t) + w_{15}\cos(\omega t), \\ \ddot{z}(t) &= w_{21}x(t) + w_{22}z(t) + w_{23}\phi(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{21}\dot{x}(t) + \\ &+ \frac{\Psi}{\omega}w_{22}\dot{z}(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{23}\dot{\phi}(t) + w_{24}\sin(\omega t) + w_{25}\cos(\omega t), \\ \ddot{\phi}(t) &= w_{31}x(t) + w_{32}z(t) + w_{33}\phi(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{31}\dot{x}(t) + \\ &+ \frac{\Psi}{\omega}w_{32}\dot{z}(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{33}\dot{\phi}(t) + w_{34}\sin(\omega t) + w_{35}\cos(\omega t). \end{aligned} \quad (2.27)$$

Лістинг розв'язку задачі у MathCad представлено на рис. 2.5.

The screenshot displays the MathCad interface for solving a system of differential equations. The 'Given' section contains the following equations and conditions:

$$\begin{aligned} \ddot{x}(t) &= w_{11}x(t) + w_{12}z(t) + w_{13}\phi(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{11}\dot{x}(t) + w_{14}\sin(\omega t) + w_{15}\cos(\omega t) \\ \ddot{z}(t) &= w_{21}x(t) + w_{22}z(t) + w_{23}\phi(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{21}\dot{x}(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{22}\dot{z}(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{23}\dot{\phi}(t) + w_{24}\sin(\omega t) + w_{25}\cos(\omega t) \\ \ddot{\phi}(t) &= w_{31}x(t) + w_{32}z(t) + w_{33}\phi(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{31}\dot{x}(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{32}\dot{z}(t) + \frac{\Psi}{\omega}w_{33}\dot{\phi}(t) + w_{34}\sin(\omega t) + w_{35}\cos(\omega t) \end{aligned}$$

Initial conditions are specified as:

$$x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0, \quad z(0) = 0, \quad \dot{z}(0) = 0, \quad \phi(0) = 0, \quad \dot{\phi}(0) = 0$$

The system is solved using the 'Odesolve' function:

$$\begin{bmatrix} X \\ Z \\ \Phi \end{bmatrix} := \text{Odesolve} \left(\begin{bmatrix} x \\ z \\ \phi \end{bmatrix}, t, 10 \right)$$

The time range is set to $t := 0, 0.001..10$. The interface also shows several utility windows: 'Калькуляція...' (Calculator), 'Матриця' (Matrix), 'График' (Graph), and 'Булева алгебра' (Boolean Algebra).

Рисунок 2.5 – Лістинг визначення параметрів пуску грохота в MathCad

Джерело: розроблено автором

Початкові умови прийняті нульовими. З розв'язку стають відомими переміщення за x , z та ϕ у функції часу t . Графіки переміщень грохота представлені на рис. 2.6.

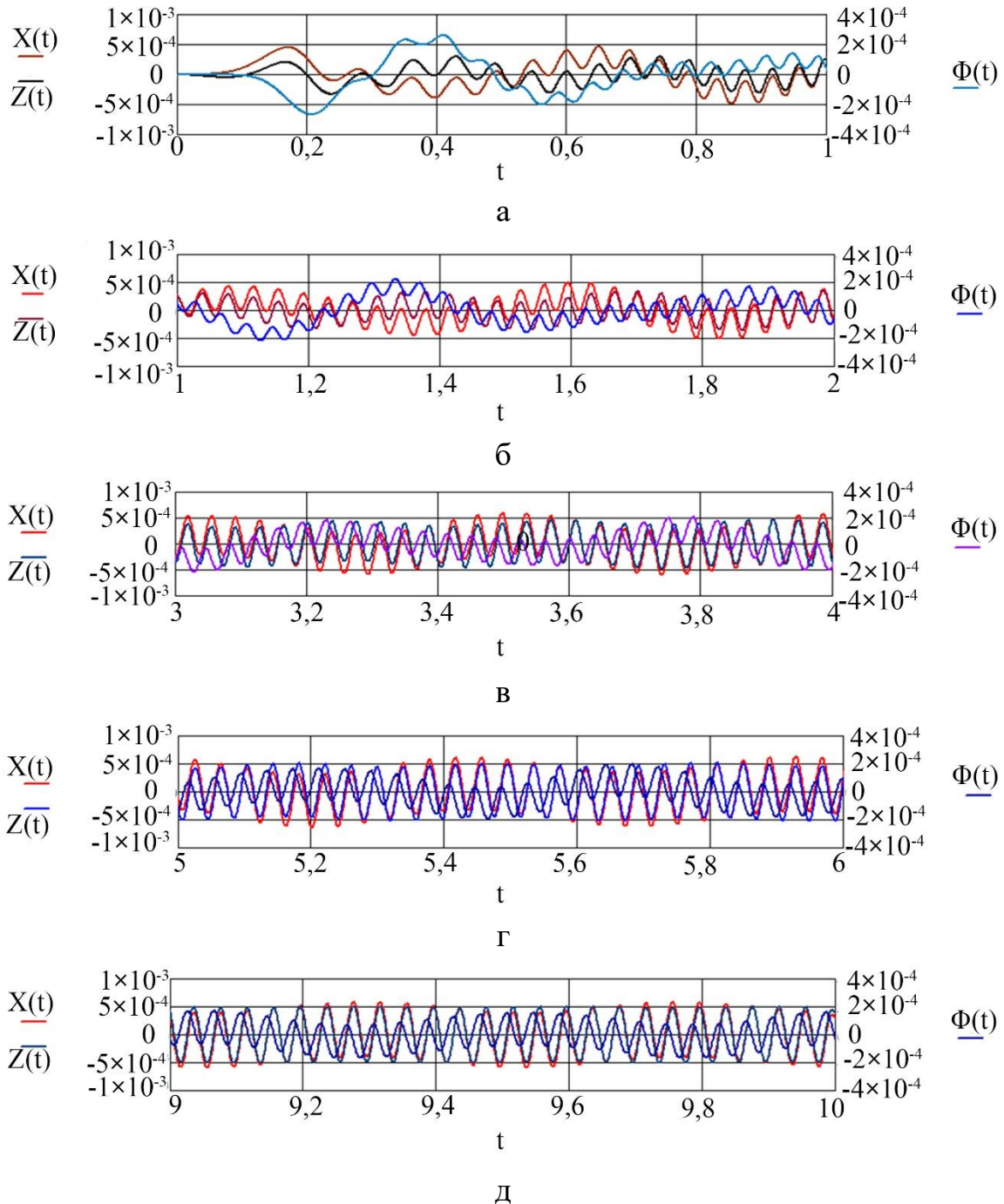


Рисунок 2.6 – Графіки переміщення грохота при запуску:
 а – від 0 до 1 с; б – від 1 до 2 с; в – від 3 до 4с; г – від 5 до 6 с;
 д – від 9 до 10 с

Джерело: розроблено автором

Як впливає з рис. 2.6,а, у початковий період руху через розсинхронізацію приводів спостерігається певна хаотичність руху за всіма трьома координатами. У подальшому, зі збільшенням частоти коливань грохота, коливання за $x(t)$ та $z(t)$ поступово стабілізуються (рис. 2.6,б,в), хоча частота коливань ще не досягла свого межового (робочого) значення ω_r . Що стосується обертових коливань грохота, то на них ще впливає гармоніка з частотою власних коливань. Можна зробити висновок, що при проходженні 8-10 секунд коливання за $x(t)$ та $z(t)$ повністю стабілізуються. За координатою $\varphi(t)$ присутні коливання, окрім вимушеної частоти, постійно присутні низькочастотні коливання, викликані різницею в жорсткості пружних зв'язків у напрямку x та z .

Траєкторії руху грохота в усталеному режимі руху представлені на рис. 2.7. У період запуску амплітуди коливань грохота несуттєво відрізняються від амплітуд усталених коливань.

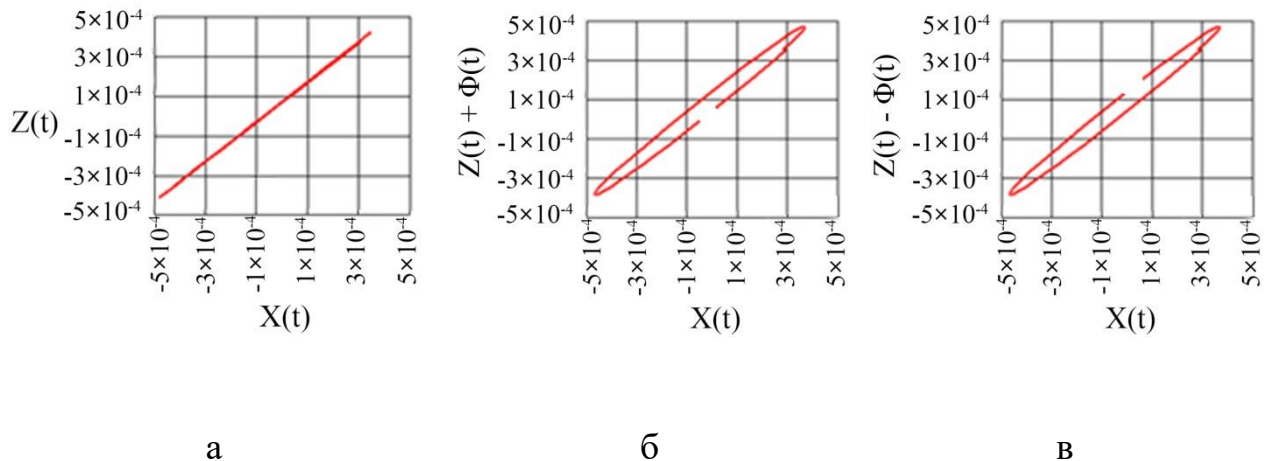


Рисунок 2.7. Траєкторія руху грохота: а – у центрі ваги грохота, б – біля розвантажувального торця, в – біля завантажувального торця

Джерело: розроблено автором

Траєкторії переміщення поверхні грохота при робочій частоті $\omega=150$ рад/с у центрі ваги грохота (рис. 2.7,а) є прямолінійною, траєкторія грохота біля розвантажувального торця представляє собою видовжений еліпс, нахилений під кутом 45° у бік розвантаження (рис. 2.7,б), аналогічний еліпс і у

завантажувального торця (рис. 2.7,в), але траєкторія його руху в протилежному напрямку. Різниця в русі точок робочої поверхні грохота призведе до певної різниці в швидкості руху матеріалу [65].

Важливо знати переміщення грохота в точках з'єднання пружних елементів передньої та задньої підвіски, оскільки це пов'язано з надійністю кріплення грохота на основі. Для цього визначаються траєкторії руху в найбільш неблагополучні періоди руху .

Переміщення точки кріплення задніх амортизаторів:

$$X(t) = x(t) + h_1 \cdot \phi(t); Z(t) = z(t) + l_1 \cdot \phi(t). \quad (2.28)$$

Переміщення точки кріплення передніх амортизаторів:

$$X(t) = x(t) + h_2 \cdot \phi(t); Z(t) = z(t) + l_2 \cdot \phi(t). \quad (2.29)$$

На рисунку 2.8 зображені траєкторії початку руху грохота в точках кріплення амортизаторів та його центру ваги.

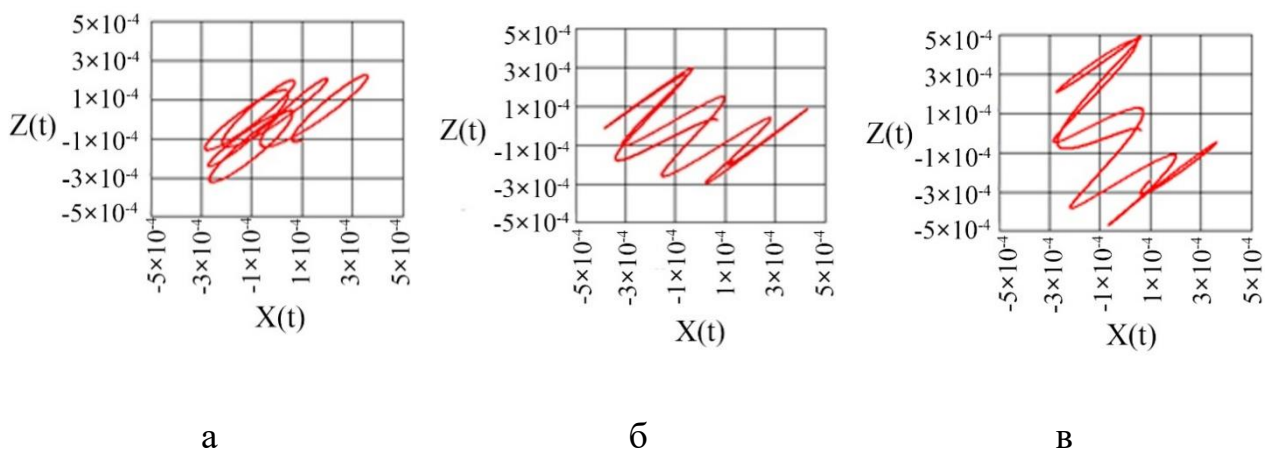


Рисунок 2.8. – Траєкторії грохота в період запуску: а – місце кріплення задніх амортизаторів, б – центр ваги грохота, в – місце кріплення передніх амортизаторів

Джерело: розроблено автором

Як видно з графіків, траєкторії мають хаотичний характер, причому рух у напрямку осі z трохи більше, ніж у напрямку осі x , однак у всіх точках переміщення не перевищують значень у встановленому режимі.

До дев'ятої секунди режим руху грохота дещо стабілізується, коливання з власною частотою майже не відчуваються (рис. 2.6,д), траєкторія руху в центрі ваги стає прямолінійною (рис. 2.9,б), у той час як місця кріплення задніх і передніх амортизаторів здійснюють еліптичні траєкторії, причому їх переміщення спрямовані в протилежні сторони. Варто зазначити, що в даному режимі (частота вимушених коливань $\omega=150$ рад/с) кут розбіжності приводів складає $\theta = 5,63 \times 10^{-3}$ рад/с, але обертальні коливання грохота будуть помітні через неспівпадіння його центру мас і центру пружності.

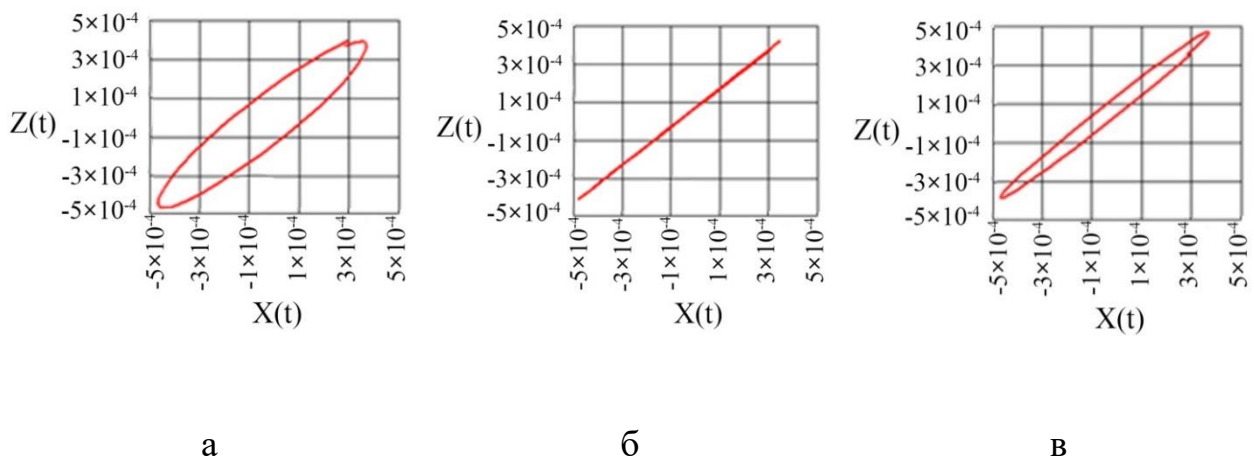


Рисунок 2.9 – Траєкторії грохота через 9 секунд після пуску: а – місце кріплення задніх амортизаторів, б – центр ваги грохота, в – місце кріплення передніх амортизаторів

Джерело: розроблено автором

Рух грохоту описаний за допомогою формул (2.21-2.27). Виходячи з умови, що перед зупинкою грохот перебував у робочому режимі, приймемо початкові умови:

$$x(t) = ax_{\omega p} \sin(\omega p \cdot t + \xi x_{\omega p}),$$

$$\begin{aligned}
 z(t) &= az_{\omega p} \sin(\omega p \cdot t + \xi z_{\omega p}), \\
 \phi(t) &= a\phi_{\omega p} \sin(\omega p \cdot t + \xi \phi_{\omega p}),
 \end{aligned}
 \tag{2.30}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{x}(t) &= \omega p \cdot ax_{\omega p} \cos(\omega p \cdot t + \xi x_{\omega p}), \\
 \dot{z}(t) &= \omega p \cdot az_{\omega p} \cos(\omega p \cdot t + \xi z_{\omega p}), \\
 \dot{\phi}(t) &= \omega p \cdot a\phi_{\omega p} \cos(\omega p \cdot t + \xi \phi_{\omega p}),
 \end{aligned}$$

де амплітуди і фази переміщень задані або визначаються розрахунковим чином. Для цього прикладу ці величини мають значення

$$\begin{aligned}
 ax_{\omega p} &= 0,5046 \text{ мм}, \quad az_{\omega p} = 0,5118 \text{ мм}, \quad a\phi_{\omega p} = 0,1529 \text{ мм} \\
 \xi x_{\omega p} &= 3,936 \cdot 10^{-3} \text{ рад}, \quad \xi z_{\omega p} = 9,779 \cdot 10^{-3} \text{ рад}, \quad \xi \phi_{\omega p} = 0,935 \text{ рад}
 \end{aligned}$$

Початкові умови під час зупинки матимуть вигляд

$$\begin{aligned}
 x_c &= ax_{\omega p} \sin(\omega p \cdot 0 + \xi x_{\omega p}), \\
 z_c &= az_{\omega p} \sin(\omega p \cdot 0 + \xi z_{\omega p}), \\
 \phi_c &= a\phi_{\omega p} \sin(\omega p \cdot 0 + \xi \phi_{\omega p}),
 \end{aligned}
 \tag{2.31}$$

$$\begin{aligned}
 x_{vc} &= ax_{\omega p} \cdot \omega p \cdot \cos(\omega p \cdot 0 + \xi x_{\omega p}), \\
 z_{vc} &= az_{\omega p} \cdot \omega p \cdot \cos(\omega p \cdot 0 + \xi z_{\omega p}), \\
 \phi_{vc} &= a\phi_{\omega p} \cdot \omega p \cdot \cos(\omega p \cdot 0 + \xi \phi_{\omega p})
 \end{aligned}$$

Результатом розв'язання є графіки переміщень грохота за названими трьома координатами у функції часу (рис. 2.10).

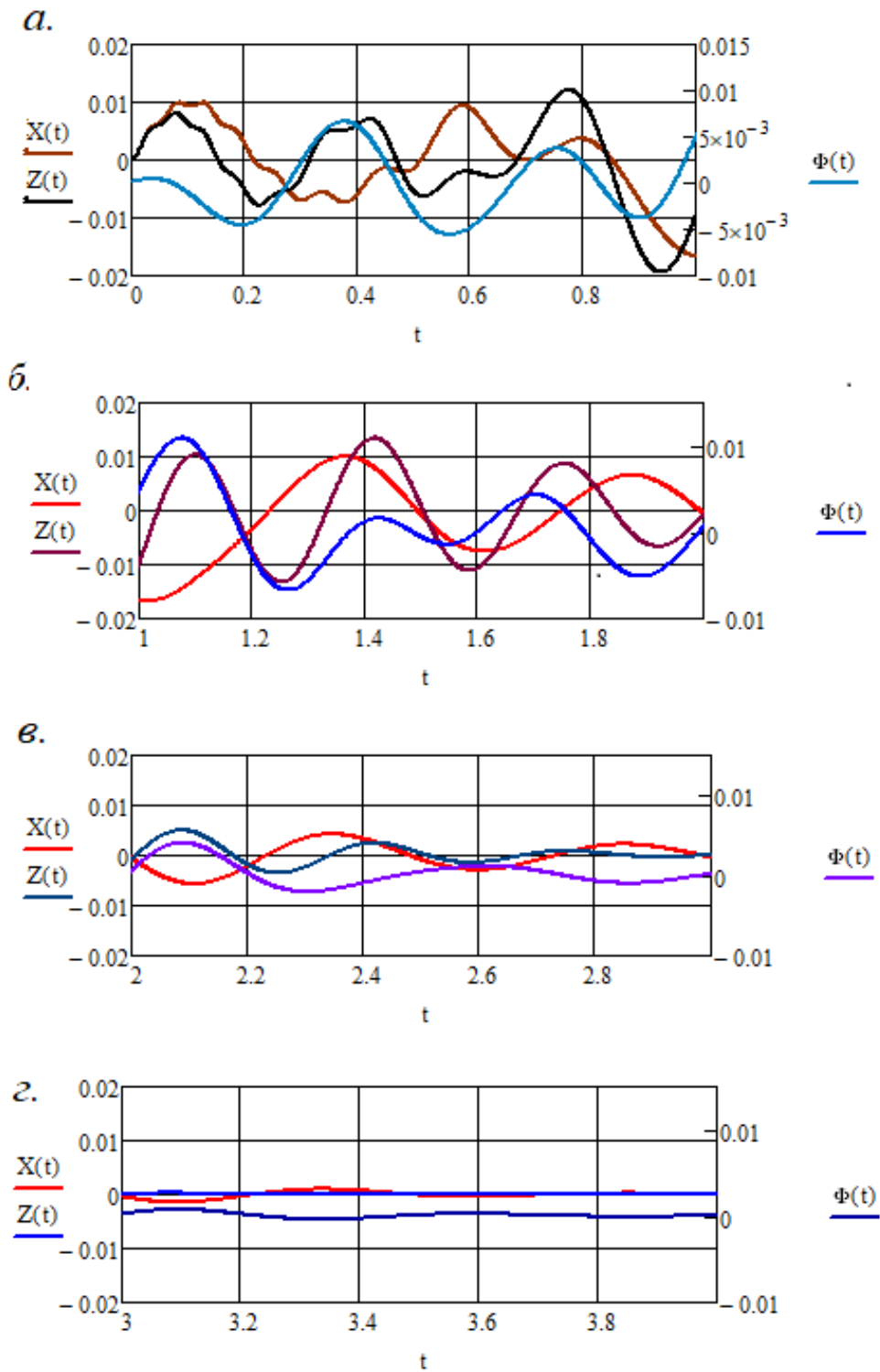


Рисунок 2.10 – Графіки зупинки грохота

Джерело: розроблено автором

Як впливає з рис. 2.10,а, у початковий період руху відхилення переміщень грохота від середнього положення за всіма трьома координатами зростає у 20 разів порівняно з усталеним режимом (рис. 2.10, а,б). У

подальший період часу переміщення зростають у 40 разів по осі x і z . Період коливань за віссю x , z і φ дещо відрізняються, у зв'язку з відмінністю жорсткостей пружних елементів за цими координатами. Далі до третьої секунди (рис. 2.10, г) розмах коливань поступово знижується, на третій секунді коливання припиняються. Слід зазначити, що коливання грохоту відбуваються з частотою власних коливань, коливання з частотою вимушених коливань відчуваються тільки в початковий період зупинки, періоду зупинки двигуна.

Більш докладно можна простежити за графіками, що описують траєкторію руху грохота (рис. 2.11). Видно хаотичний рух грохота зі значними відхиленнями від середнього положення, що перевищує амплітуду коливань за осями в усталеному режимі ($a \approx 0,5$ мм) у 10-15 разів як за віссю x , так і за віссю z . У точці кріплення передніх амортизаторів відхилення переміщень за віссю z може досягати 20 і більше.

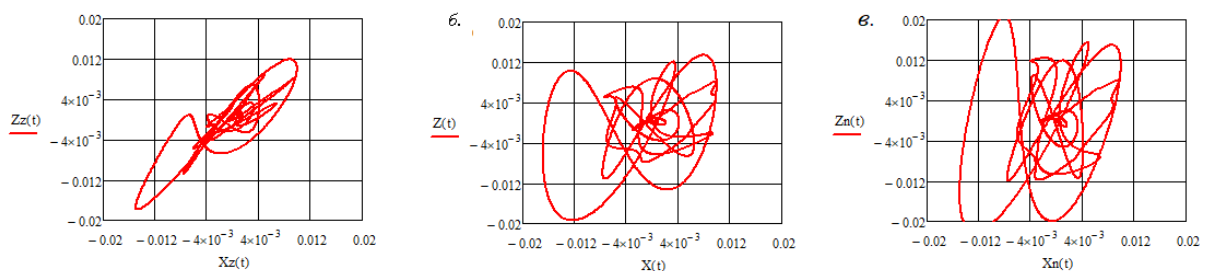


Рисунок 2.11 – Траєкторії грохота в період зупинки: а - місце кріплення задніх амортизаторів, б - центр ваги грохота, в - місце кріплення передніх амортизаторів

Джерело: розроблено автором

2.3 Висновки до розділу 2

1. Грохоти типу ГВЧ-2 оснащені мотор-вібраторами з синхронними частотами обертання, забезпечують стабільну роботу. Завдяки конструктивним особливостям і налаштуванню параметрів, грохоти можуть працювати у

зарезонансному режимі, який є енергоефективним та стабільним для тривалої експлуатації.

2. Застосування рівняння Лагранжа II роду для складання рівнянь руху грохота дозволило врахувати непружні опори пружних зв'язків, що є важливим для точного моделювання динаміки системи.

3. Визначено математичну модель руху грохота, що дозволило детально візуалізувати динаміку його руху, особливу увагу приділивши режиму пуску та сталої роботи. Представлено графіки, які показують зміну положення точок грохота (місце кріплення амортизаторів і центру мас) з часом. Охарактеризовано зміни в поведінці руху вібраційного грохота за різних умов експлуатації.

4. Дослідження показали, що коефіцієнти непружних опорів залишаються стабільними в діапазоні робочих частот, що підтверджується гіпотезою Бокка-Шліппе та дослідженнями В.М. Потураєва. Це дозволяє враховувати непружні опори як уявну частину комплексного модуля пружних зв'язків. Використання принципу Вольтерра для врахування непружних опорів наприкінці суто пружного рішення дозволяє спростити розрахунки та підвищити точність моделювання поведінки грохота.

5. Результати даного розділу безпосередньо пов'язані із загальною задачею дисертації, яка полягає у розробці методології віртуального моделювання двопривідних інерційних грохотів з використанням програмного комплексу SolidWorks Education Edition. Дослідження динаміки перехідних режимів грохота типу ГВЧ-2 надають необхідну базу для створення віртуальних моделей, які можуть бути використані для подальшої оптимізації конструкції та режимів роботи грохотів.

РОЗДІЛ 3 ЗАСТОСУВАННЯ КОМПЛЕКСУ SOLIDWORKS EDUCATION EDITION ЯК КЛЮЧОВОГО ЕЛЕМЕНТУ МЕТОДОЛОГІЇ ВІРТУАЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДВОПРИВІДНИХ ІНЕРЦІЙНИХ ГРОХОТІВ

3.1. Постановка завдання розділу 3

Аналітичні методи відіграють важливу роль у розрахунках вібраційної техніки, зокрема грохотів. Основою математичного моделювання динаміки таких систем є диференціальні рівняння Лагранжа другого роду. Цей метод дає можливість описати процеси, що відбуваються у грохотах під час їх роботи, а також відобразити їх на відповідних графіках.

Однак аналітичні методи мають низку обмежень, зумовлених спрощеннями, які не завжди уможливають врахувати всі динамічні та конструкційні особливості обладнання. Ці методи ґрунтуються на припущеннях та обмеженнях, що може призводити до неточностей під час прогнозування поведінки системи в реальних умовах експлуатації. Особливо це стосується перехідних режимів роботи грохотів, таких як пуск, сталий режим та зупинка, де динаміка системи ускладнюється й потребує більш точних підходів. Також аналіз напружено-деформованого стану конструкції є особливо складним для аналітичного методу.

Однією з головних проблем аналітичного методу стає громіздкість рівнянь Лагранжа другого роду. Для кожної нової моделі грохота потрібно заново прописувати рівняння, що враховують специфічні особливості конструкції. Це ускладнює та затягує процес розрахунку, особливо під час роботи з багатокомпонентними системами, де взаємодія компонентів потребує детального аналізу.

Комп'ютерне моделювання з використанням сучасних програмних комплексів дає змогу значно підвищити точність та ефективність розрахунків вібраційних грохотів. Використання методу скінченних елементів (МСЕ) дає

можливість урахувати складну геометрію, різні матеріальні властивості та взаємодію компонентів системи під час роботи. Це дозволяє детально аналізувати напружено-деформований стан, оцінювати довговічність конструкції та оптимізувати параметри грохотів для забезпечення їх надійної та ефективної роботи.

Комп'ютерне моделювання також дозволяє проводити численні ітерації розрахунків із мінімальними витратами часу та ресурсів, що значно покращує процес проектування та експлуатації грохотів. На відміну від аналітичного методу комп'ютерне моделювання не потребує постійного переписування рівнянь для кожної нової моделі, оскільки програмні комплекси автоматично враховують усі необхідні параметри та особливості конструкції. Це спрощує процес моделювання й робить його більш гнучким та універсальним.

Таким чином, упровадження комп'ютерного моделювання в розрахунки та аналіз роботи високочастотних грохотів є необхідним кроком для подолання обмежень аналітичних методів і підвищення ефективності процесу конструювання вібраційних грохотів.

У зв'язку з цим, виникає необхідність вибрати ключовий зв'язуючий елемент методології віртуального моделювання, яка розробляється в рамках даного наукового завдання. Враховуючи ту обставину, що університет має ліцензію на програмний комплекс SOLIDWORKS EDUCATION EDITION (ліцензія: Product: SolidWorks EDU Edition NETWORK - 300 users Installation Serial Number: 9710009087238505XH6SPG92 Account Name: National mining university) виберемо його як центральний елемент, який об'єднує різні етапи та методи методології, роблячи їх узгодженими та ефективними

Крім того, завдяки гнучкості SolidWorks Education Edition, конструкції можуть бути швидко адаптовані до змінних виробничих вимог та умов експлуатації. Це дозволяє підтримувати високий рівень продуктивності та оперативно реагувати на нові виклики в процесі проектування та виробництва.

У зв'язку з цим виникає необхідність розробити методики моделювання грохотів у комп'ютерному середовищі SOLIDWORKS EDUCATION EDITION, такі як:

- визначення власних частот коливань грохота з використанням SolidWorks Simulation [66];
- моделювання перехідних процесів грохота з використанням SolidWorks Motion [67];
- моделювання напружено-деформованого стану відпрацювати методики, що дозволять вузлів кріплення модернізованої конструкції грохоту.

3.2. Підготовка розрахункової моделі

Під час проведення розрахунків із використанням комп'ютерних технологій SolidWorks виникає необхідність спрощення моделі для мінімізації обчислювального навантаження та підвищення ефективності проведення розрахунків. Слід зазначити, що складність моделі обумовлена наявністю великої кількості дрібних елементів, болтових з'єднань та отворів.

Спрощення моделі впливає не тільки на витрати часу на аналіз, але й на оптимізацію створення скінченно-елементної сітки. Важливо зазначити, що в процесі моделювання слід уникати потенційних концентраторів напружень областей, у яких може відбуватися значне збільшення напружень унаслідок особливостей геометрії або змін у властивостях матеріалів. Правильне спрощення моделі з урахуванням даних областей є важливим для забезпечення точності аналізу методом скінченних елементів.

У збірці грохота є значна кількість елементів, що конструктивно не впливає на результати розрахунку, але значно впливає на якість побудови скінченно-елементної сітки та швидкість розрахунку. Проведено такі спрощення: виключено болтові з'єднання й отвори під них, погашено кутики для опори й кріплення сита.

Визначено масово-інерційні характеристики моделі модернізованої конструкції грохота без спрощень. У таблиці наведено масово-інерційні характеристики грохота без урахування вантажу в порівнянні з параметрами грохота з урахуванням вантажу.

Таблиця 3.1

Масово-інерційні характеристики грохота

	Без вантажу	З вантажем
Вага, кг	1426,67	2863,63
Центр тяжіння, м		
вісь x	0,19	0,31
вісь y	0,05	0
вісь z	0,19	0,28
Момент інерції, кг·м ²		
вісь x	386,06	605,19
вісь y	812,21	1986,38
вісь z	836,17	2068,90

Джерело: отримано автором в програмі SolidWorks

У рамках використання програмного комплексу SolidWorks існує можливість виконання різноманітних типів розрахунків, кожен із яких має особливі вимоги до підготовки моделі. Основне завдання полягає в адаптації моделі, щоб вона відповідала особливостям конкретного типу аналізу, тому необхідно підготувати моделі окремо для частотного розрахунку в SolidWork Simulation та для аналізу динаміки в SolidWorks Motion.

Підготовка моделі для частотного розрахунку в SolidWork Simulation потребує створення на опорних поверхнях грохота за допомогою функції «Лінія рознімання» областей, які відповідають зовнішньому діаметру пружини. Згодом до цих ділянок буде прикладено кріплення «Пружний елемент».

Підготовка моделі для розрахунку динаміки в SolidWork Motion потребує створення основи. Основа зафіксована в просторі, а відстань від грохота до основи з кожного боку дорівнює вільній довжині пружини $l_0 = 320$ мм (рис. 3.1).

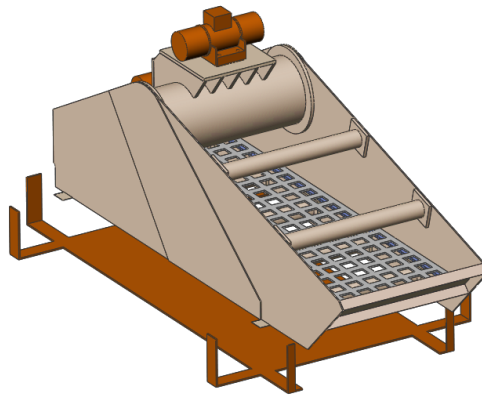


Рисунок 3.1 – Спрощена модель грохота для розрахунку в SolidWorks Motion

Джерело: розроблено автором

Твердотілу модель грохота підготовлено до проведення комп'ютерного аналізу на базі програмного комплексу SolidWorks. Виконано спрощення, а саме видалено незначні деталі, які не впливають на результат аналізу. Окремо модель адаптовано для розрахунку в SolidWorks Simulation, та в SolidWorks Motion. Також отримано масово-інерційні характеристики грохота з урахуванням вантажу та без вантажу.

3.3. Розробка методики визначення власних частот коливань грохота з використанням SolidWorks Simulation

У дослідженнях вібраційної техніки, особлива увага приділяється аналізу режимів роботи вібраційних машин, які експлуатуються в умовах вимушених коливань з зарезонансним налаштуванням. Перед проведенням детального аналізу запуску та робочого режиму грохота типу ГВЧ-31С необхідно здійснити оцінку можливості використання запропонованого вібраційного обладнання для ефективного досягнення зарезонансного режиму машини.

У конструкції запропонований вібратор типу ІВ-106 з частотою коливань 25 Гц. Для забезпечення оптимальної роботи грохота частотні характеристики машини мають бути нижчими від зазначеної частоти вібратора.

В якості інструменту для порівняльного аналізу частот власних коливань конструкції та частоти вібратора ІВ-106 застосуємо програмне забезпечення SolidWorks Simulation.

На рис. 3.2 зображена розрахункова модель, в основі якої використано спрощення, описані в пункті 3.1, до заздалегідь створених областей застосуємо кріплення «Пружний елемент».

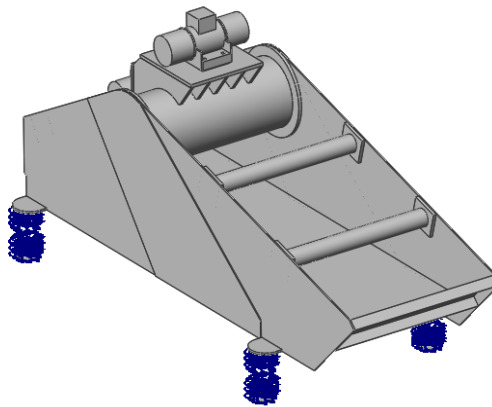


Рисунок 3.2 – Розрахункова модель грохота для визначення частот власних коливань

Джерело: розроблено автором

Проведемо розрахунок з метою визначення частот власних коливань модернізованої конструкції грохота типу ГВЧ-31С.

Виконаємо деталізований аналіз кожної з шести ідентифікованих частот власних коливань грохота, розглядаючи його як тверде тіло (рис. 3.3 а,б,в,г,д,е). Перша форма коливань має частоту 0,895 Гц і відповідає обертанню грохота відносно поздовжньої осі (рис. 3.3, а). Друга форма коливань із частотою 1,506 Гц характеризується поступальними переміщеннями вздовж боковини грохота, як зображено на рис. 3.3,б. Третя форма коливань коробка грохота представляє вертикальні переміщення, при цьому власна частота становить 1,868 Гц (рис. 3.3,в). Четверта форма коливань із частотою 2,851 Гц відображає обертання грохота навколо його вертикальної осі, як зображено на рис. 3.3, г. П'ята форма коливань пов'язана з обертанням грохота відносно поперечної осі, частота якої

дорівнює 3,358 Гц (рис. 3.3, д). Шоста форма коливань становить 4,1281 Гц й відображає обертання навколо поздовжньої осі та поступальне поперечне переміщення (рис. 3.3,е).

Перелік визначених за допомогою програми SolidWorks Simulation власних частот коливань корпусу грохота представлено в табл. 3.2

Таблиця 3.2

Список резонансних частот, визначених у програмі SolidWorks Simulation

№	Частота, Рад/с	Частота, Гц	Період, с
1	5,6232	0,89495	1,1174
2	9,4698	1,5072	0,6635
3	11,742	1,8688	0,53511
4	17,911	2,8506	0,3508
5	21,097	3,3577	0,29782
6	25,937	4,1281	0,24224
7	141,62	22,54	0,044366
8	182,03	28,971	0,034517
9	220,4	35,078	0,028508
10	302,81	48,193	0,02075

Джерело: отримано автором в програмі SolidWorks Simulation

Проведемо оцінку похибки обчислення власних частот коливань за допомогою програми SolidWorks Simulation відносно аналітичного розрахунку.

Розрахунок власних частот грохота без вантажу:

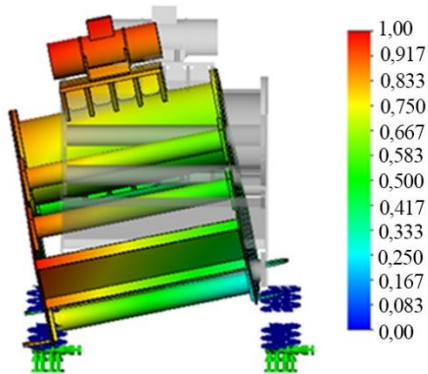
$$\omega_c = \sqrt{\frac{4 \cdot c}{m_g + m_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 67,47}{1400 + 80}} = 2,149 \text{ Гц} \quad (3.1)$$

Після визначення аналітично розрахованої частоти власних вертикальних коливань значення можна порівняти з результатами, що отримані за допомогою SolidWorks Simulation, і відповідають третій формі коливань, ця частота відображає переважно вертикальні переміщення корпусу грохота (рис. 3.6).

Розрахуємо відносну похибку:

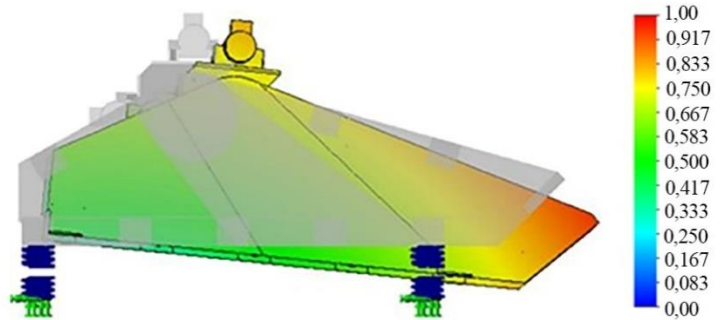
$$i = \left(1 - \frac{\omega_3}{\omega_c}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{1,868}{2,149}\right) \cdot 100\% = 15,3\% \quad (3.2)$$

Model name: Screen
 Study name: Frequency
 Plot type: Frequency Amplitude
 Mode shape: Value = 0,895 Hz
 Deformation scale: 8,758



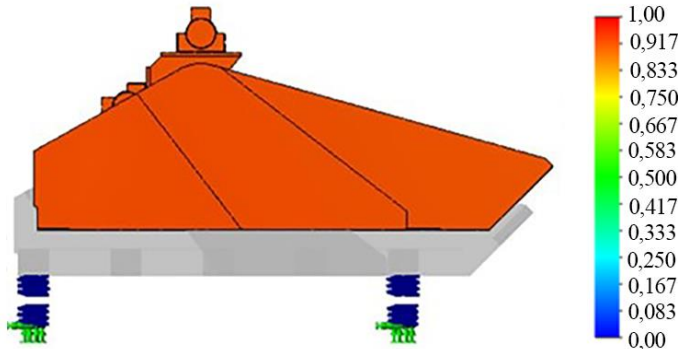
а

Model name: Screen
 Study name: Frequency
 Plot type: Frequency Amplitude
 Mode shape: Value = 1,586 Hz
 Deformation scale: 9,821



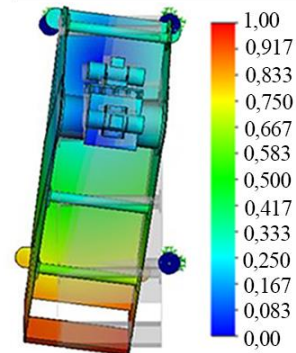
б

Model name: Screen
 Study name: Frequency
 Plot type: Frequency Amplitude
 Mode shape: Value = 1,868 Hz
 Deformation scale: 12,48



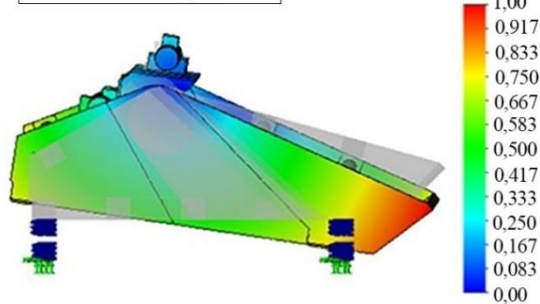
в

Model name: Screen
 Study name: Frequency
 Plot type: Frequency Amplitude
 Mode shape: Value = 2,858 Hz
 Deformation scale: 4,706



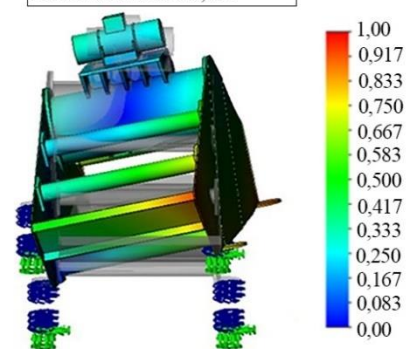
г

Model name: Screen
 Study name: Frequency
 Plot type: Frequency Amplitude
 Mode shape: Value = 3,357 Hz
 Deformation scale: 5,062



д

Model name: Screen
 Study name: Frequency
 Plot type: Frequency Amplitude
 Mode shape: Value = 4,128 Hz
 Deformation scale: 6,064



е

Рисунок 3.3 – Шість форм коливання короба грохота: а – перша; б – друга; в – третя; г – четверта; д – пята; е – шоста

Похибка у визначенні власної частоти коливань за допомогою програми SolidWorks Simulation, яка пов'язана з наявністю незначних горизонтальних переміщень у третій формі коливань, становить 15,3 %. Це демонструє ефективність використання SolidWorks Simulation як інструмента для визначення власних частот системи, незважаючи на існуючі обмеження точності.

З аналізу частот коливань грохота, отриманих за допомогою комп'ютерного розрахунку, випливає, що перші шість форм коливань відповідають поведінці грохота як твердого тіла, підвішеного на пружинах, і мають частоти коливань у межах від 0,89 до 4,12 Гц. Ураховуючи, що частота вібратора становить 25 Гц, можна зробити висновок, що робочий режим порожнього грохота відповідає резонансному.

3.4. Розробка методики моделювання перехідних процесів грохота з використанням SolidWorks Motion

3.4.1. Моделювання змушуваної сили в SolidWorks Motion

Перевагою використання SolidWorks Motion є можливість застосування вбудованих математичних моделей програмного продукту для розрахунку систем різноманітної складності. Проте моделювання робочого процесу грохота потребує детального аналізу продукту та створення математичного виразу для відображення перехідних процесів, що відбуваються під час його експлуатації.

Під час моделювання робочого процесу грохота в комп'ютерному середовищі його можна поділити на три основні етапи.

Перший етап полягає у деформації пружин під дією власної ваги грохота. Моментально прикладання сили тяжкості (тяжіння) призводить до коливань грохота, які протягом часу $\Delta = 7,5$ секунд затухають, і грохот стабілізується у своєму статичному положенні.

Другий етап описує процес активізації вібраторів для грохота без вантажу, що спричиняє перехідний режим. На інтервалі часу від Δ до $\Delta + \delta$, де δ становить 5 секунд, частота коливань вібраторів досягає свого стабільного значення $\omega = 1500$ обертів за хвилину (25 Гц).

Третій етап демонструє вимушені коливання грохота в стабілізованому стані з вантажем, коли система працює у своєму оптимальному режимі.

Для моделювання змушеної сили, що діє на грохот, необхідно математично описати роботу вібратора. Одним із припущень є моделювання кусочно-лінійної безперервної зміни частоти, на рис. 3.4 це зображено на графіку й відповідає кривій $\omega_1(t)$. Цей підхід дозволяє апроксимувати динаміку зміни частоти вібратора протягом часу, що зображено на рис. 3.4 кривою $\omega_2(t)$.

Це припущення спрощує аналіз, уможливорюючи розглядати зміну частоти як послідовність лінійних сегментів, що з'єднують ключові точки графіка. Також це полегшує визначення змушеної сили, що діє на грохот, й аналіз його динамічної відповіді на цю силу в різні моменти часу.

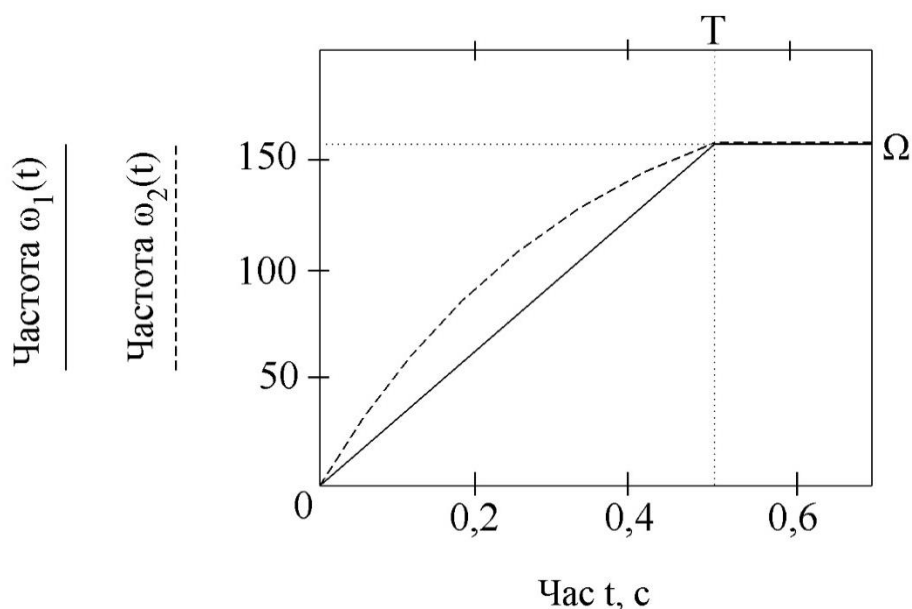


Рисунок 3.4 – Графік зміни частоти змушеної сили

Джерело: розроблено автором

Усі числові розрахунки зроблені в припущенні про те, що частота вібратора в стабільному режимі роботи становить $\omega = 25$ Гц, а час, необхідний

для досягнення цього режиму, $T = 0,5$ секунди при амплітуді змушуваної сили $A = 1$ Н.

Аналізуючи графік змушуваної сили (відповідає кривій, позначеній $f_1(t)$ на рис. 3.5), можна спостерігати, що в момент переходу до стаціонарного режиму роботи вібратора період дії змушуваної сили подвоюється. В цьому контексті під «періодом» розуміють проміжок часу між двома послідовними моментами, коли змушувана сила набуває нульового значення.

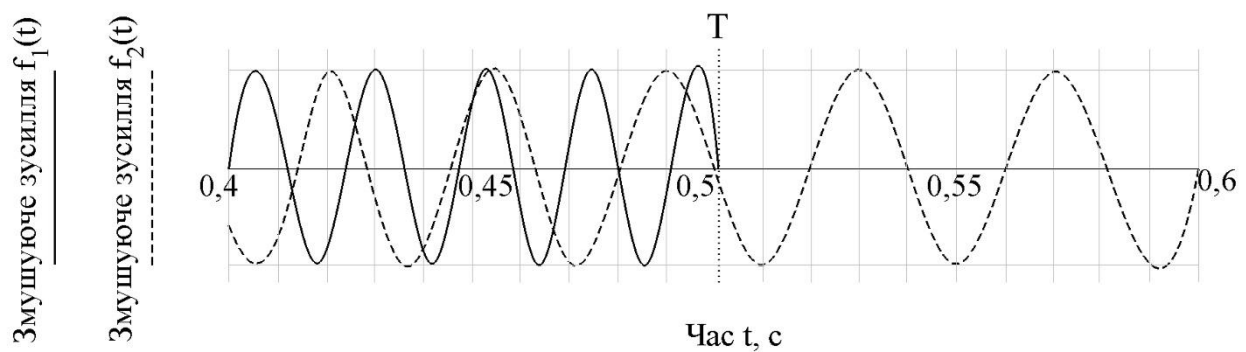


Рисунок 3.5 – Графік змушуваної сили

Джерело: розроблено автором

Отже, крім умови безперервності функції зміни частоти змушуваної сили в часі, необхідно враховувати додаткову вимогу. В околі точки переходу T , аналізуючи поведінку змушуваної сили, можна застосувати розкладання в ряд Маклорена для функції зміни частоти. Це робить можливим детальніше описати характеристики сили в момент переходу до стаціонарного режиму, забезпечуючи точніше моделювання динаміки системи, при цьому змушувана сила має вигляд [68]:

$$f(t) \approx f(T) + f'(T) \cdot (t - T) + \dots \quad (3.3).$$

Однією з ключових додаткових вимог до функції зміни частоти змушуваної сили є її гладкість, тобто безперервність першої похідної цієї функції [68]. Це забезпечує плавну зміну частоти без раптових стрибків або зламів, що

важливо для реалістичного моделювання динамічних процесів. Для досягнення цієї вимоги функція зміни частоти може бути представлена у вигляді полінома другого порядку, що математично формулюється як:

$$w(t) = a \cdot t + b \cdot t^2, \quad (3.4)$$

де a і b константи, які визначаються з умов безперервності й гладкості в точці переходу T , та є рівними:

$$a = \frac{2 \cdot \Omega}{T}, \quad (3.5)$$

$$b = -\frac{\Omega}{T^2}. \quad (3.6).$$

Ураховуючи результати моделювання змушеної сили, які ілюстровані кривою $\omega_2(t)$ (рис. 3.4) та кривою $f_2(t)$ 3.5, можна зробити висновок про ефективність використання перших двох доданків розкладання частоти в ряд Маклорена для досягнення умови, за якої період змушеної сили до та після точки переходу однаковий. Це дозволяє створити плавний перехід частоти вібрацій від початкового до стаціонарного стану без раптових змін, що сприяє більш точному моделюванню динаміки робочого процесу грохота.

Математичний вираз змушеної сили, що діє від кожного вібратора протягом усіх трьох частин робочого процесу грохота, може бути представлений так:

$$F(t) = \begin{cases} 0, & \text{если } t < \Delta; \\ F_v \cdot \sin \left((a(t - \Delta) + b \cdot (t - \Delta)^2) \cdot (t - \Delta) \right), & \text{если } t - \Delta < \delta; \\ F_v \cdot \sin \left(\Omega \cdot (t - \Delta) \right), & \text{если } t - \Delta \geq \delta; \end{cases} \quad (3.7).$$

На рис. 3.6 зображено графік змушеної сили.

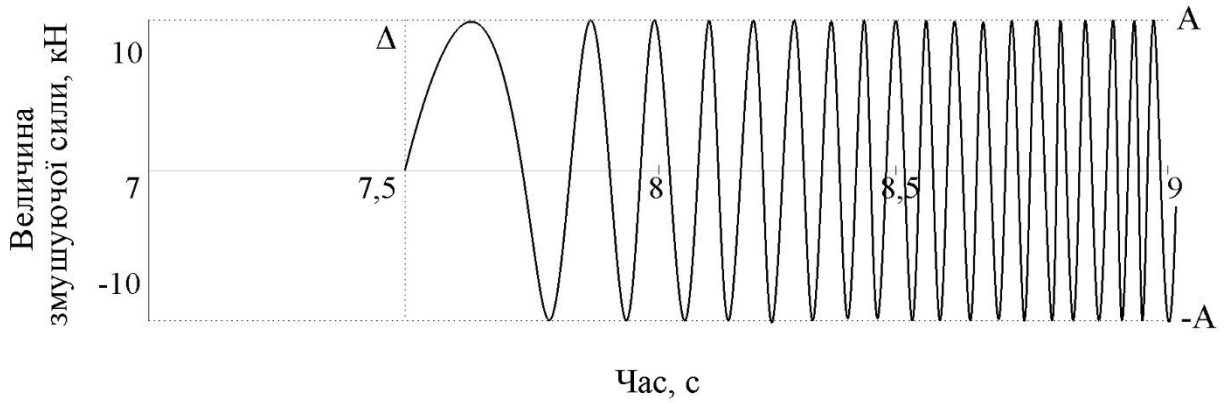


Рисунок 3.6 – Графік змущуваної сили вібратора ІВ-106 для часу, меншого за час перехідного режиму

Джерело: розроблено автором

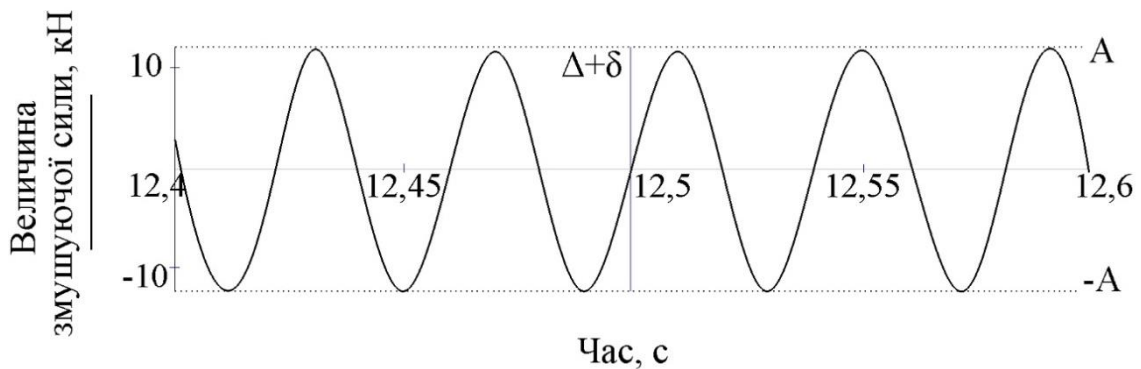


Рисунок 3.7 – Графік змущуваної сили вібратора ІВ-106 для перехідного режиму

Джерело: розроблено автором

Отже, для точного моделювання перехідних процесів, що виникають у грохоті під час його експлуатації, розроблено математичний вираз, який моделює зміну збуджуваного зусилля відповідно до трьох етапів його роботи.

3.4.2. Моделювання пружного елемента в SolidWorks Motion

Для подальшого проведення розрахунків у середовищі SolidWorks Motion необхідно правильно моделювати пружні елементи. У розділах «Довідка» та «Навчальні посібники», які входять до складу програмного

забезпечення SolidWork, немає опису математичних моделей пружних елементів, які використовуються в середовищі SolidWorks Motion [5]. При моделюванні задається тільки два параметри: жорсткість пружини та її вільна довжина. Це ускладнює вивчення коливальних процесів, які протікають у технічних об'єктах, зокрема у процесі дослідження поведінки грохота, оскільки рівняння, яке описує стан пружини, невідоме.

Для дослідження моделі пружини, закладеної в програмі, необхідно розробити методіку моделювання коливальних процесів у середовищі SolidWorks Motion. На першому етапі розробки методіки на основі аналізу результатів обчислювального експерименту необхідно отримати математичну модель пружини, яка використовується в програмному комплексі SolidWorks Motion .

Розглянемо поведінку механічної системи, зображеної на рис. 3.8, що складається з двох кубиків масою $M = 7,8$ кг кожен.

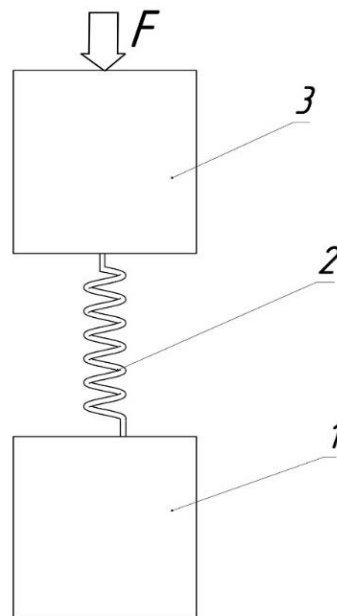


Рисунок 3.8 – Механічна система складається з двох кубиків і пружини

Джерело: розроблено автором

Нижній кубик 1 нерухомий, а верхній 3 має можливість лише вертикального переміщення, між собою вони поєднані пружиною SolidWorks Motion. У програмі задані такі характеристики пружини: жорсткість k дорівнює 100 Н/мм, довжина $l = 100$ мм та величина демфера $C = 0,1$ Н · с/мм. Система приводиться до руху під дією сили тяжіння, коли пружина 2 починає стискатись від ваги куба 3. Другий силовий фактор у системі – це постійна миттєво прикладена вертикально вниз змушувана сила F , яка діє на рухомий куб 3. Проведено серію обчислювальних експериментів, коли постійна сила F дорівнює 1000 Н, 2000 Н, 3000 Н, 4000 Н, 5000 Н, 5500 Н, 6000 Н, 7000 Н.

Проведений дослід засвідчив, що система з двох кубиків на пружині поводить ся як динамічна система в механіці під час моделювання руху маси з нелінійною силою відновлення й може бути описана нелінійним диференціальним рівнянням із нульовими початковими умовами

$$M \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k(x - l \cdot \text{sgn}(x)) = F, \quad (3.8)$$

де M – маса рухомого куба, кг; x – пружне переміщення вільного кінця пружини, мм; c – характеристика демфера, Н · с/мм; k – коефіцієнт жорсткості пружини, Н/мм; l – вільна довжина пружини, мм; F – змушувана сила, Н.

Рівняння 3.8 являє собою диференціальне рівняння другого порядку відносно функції $x(t)$, відіграє ключову роль у численних аналізах динамічних систем [69]. Такі рівняння враховують не лише прямий зв'язок зміни стану системи, але й інтегральні, диференційні аспекти, що дозволяють моделювати взаємодії в системах більшої складності. В контексті дослідження динамічної поведінки системи рівняння цього типу дають можливість аналізувати, як система реагує на різноманітні зовнішні впливи та коливання початкових умов. Важливо, що рішення таких диференційних рівнянь може допомогти в ідентифікації стійкості системи, її часових характеристик та резонансних явищ.

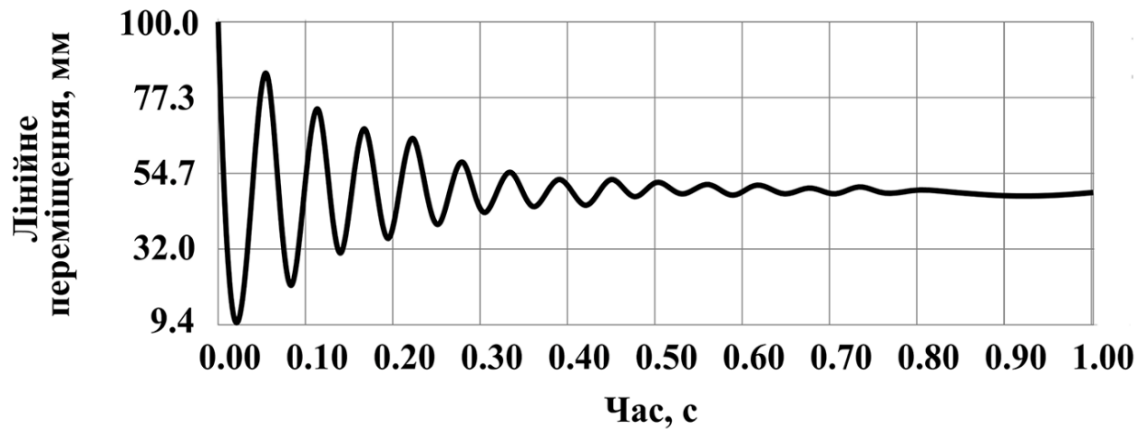
Розглянемо, яким чином кожен член рівняння може описувати фізичну реальність руху куба:

- інерційна складова ($M \cdot \ddot{x}$) – інерційний член, що відповідає за динаміку куба в просторі. Він пов’язує масу $M \cdot \ddot{x}$ об’єкта з його прискоренням \ddot{x} під час вертикального руху куба.
- демпфувальна складова ($c \cdot \dot{x}$) – представляє силу, пропорційну швидкості та спрямовану проти руху об’єкта. Демпфірування моделює внутрішнє тертя в пружині або опір повітря
- пружна складова ($k(x - l \cdot \text{sgn}(x))$) моделює нелінійну силу пружності, пропорційну зміщенню від рівноважного положення, яка містить функцію знака для врахування асиметрії або специфічної нелінійності.
- зовнішні сили (F) – представляє будь-який зовнішній вплив на систему.

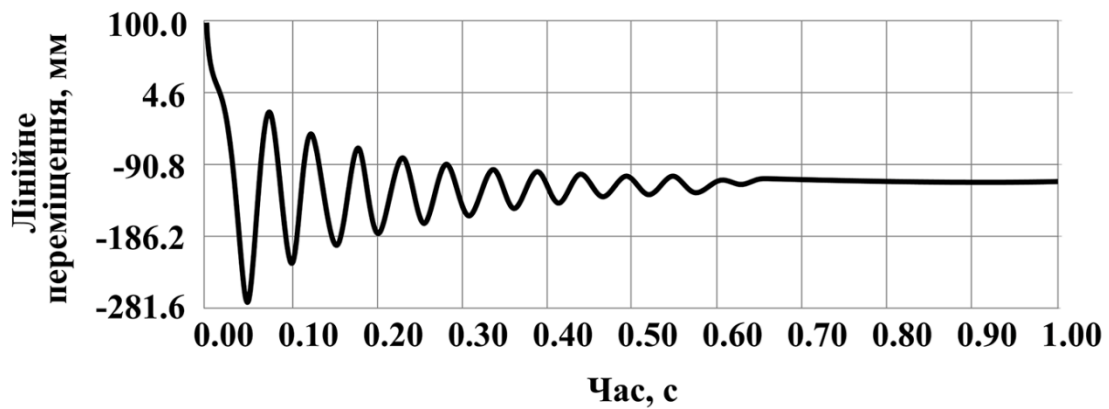
Запропоноване рівняння вводить додаткові аспекти: демпфірування, нелінійність у відновлювальній силі та зовнішній вплив, що дає змогу точніше описати реальні системи та дослідити динамічні моделі, закладені в програмі SolidWorks Motion [41,42].

На рис. 3.9 а, б зображено епюри переміщень рухомого куба (для аналізу переміщень обрано точку в центрі тяжіння куба), які було побудовано під час проведення досліджень. На рис. 3.9, а відображено переміщення куба під час впливу миттєво прикладеної збурюваної сили $F = 5000$ Н, а на рис. 3.9, б – переміщення куба за $F = 5500$ Н.

Порівняння графіків на рис. 3.9 засвідчує, що положення рівноваги куба стрибком змінюється з координати 54,7 (рис. 3.9, а) на координату 90,8 мм (рис. 3.9, б), відповідно можна зробити висновок, що система змінила положення рівноваги за умови додання збурюваної сили F , що перевищує 5000 Н.



а



б

Рисунок 3.9 – Епюри переміщень рухомого куба для різних F

Джерело: розроблено автором

Уведемо позначення критичної сили $F_{кр}$ – сила, за якої система втрачає стійкість і відбувається зміна положення рівноваги. Звідси можна зробити висновок, що поведінка такої системи аналогічна поведінці арки Мізеса. У системи (рис. 3.10) є три положення рівноваги (початок координат обрано таким, що збігається з фіксованим кінцем пружини):

Позиція 1 – Пружина у вільному стані, без прикладення навантаження має довжину l .

Позиція 2 – Стійке положення при постійній миттєво прикладеній вертикально вгору змушуваній силі F та локально стійке положення під час прикладення сили вертикально вниз до величини сили $F_{кр}$. При цьому x – це

пружне переміщення вільного кінця пружини, а A – це значення амплітуди переміщень.

Позиція 3 – Нестійке положення, коли змушувана сила F дорівнює/або більша $F_{кр}$.

Позиція 4 – Нижнє стійке положення для сил, прикладених донизу, й локально стійке до сил $F_{кр}$, спрямованих угору.

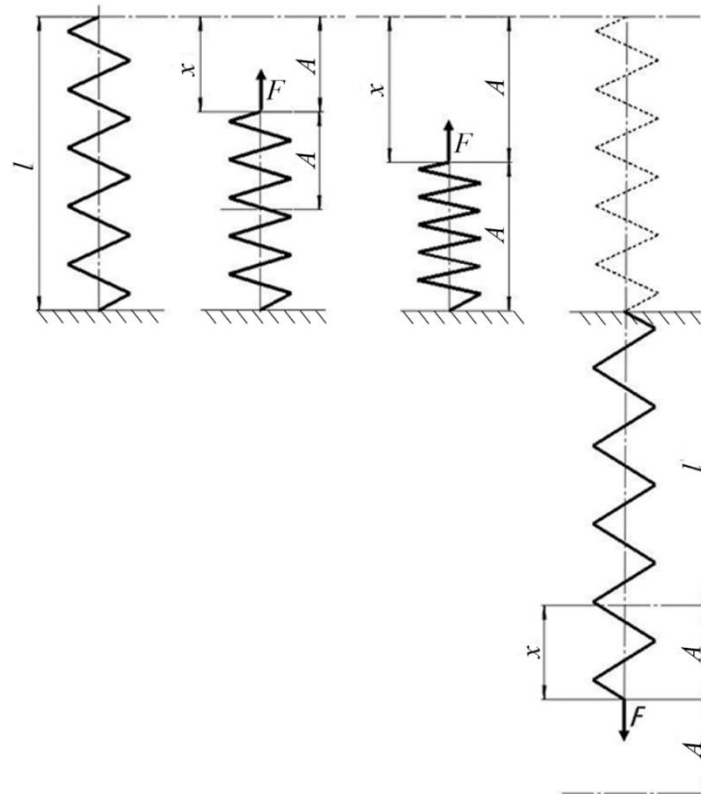


Рисунок 3.10 – Положення пружини

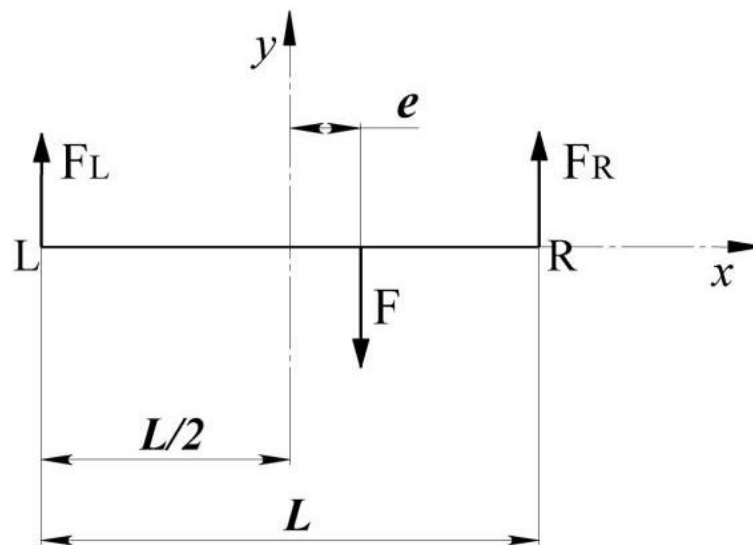
Джерело: розроблено автором

Експериментально визначено, що для цієї системи критична сила $F_{кр}$ перебуває в діапазоні від 5000 Н до 5500 Н. З рівняння 3.8 запишемо формулу, яка дасть змогу аналітично визначати величину критичного зусилля для системи:

$$F_{кр} = \frac{l \cdot k}{2}. \quad (3.8)$$

Отже, на першому етапі розробки методики моделювання пружного елемента в SolidWorks Motion для аналізу коливальних систем визначено рівняння, закладене в моделі пружини, та виявлено, що пружина має декілька положень рівноваги.

На другому етапі розробки методики використовуємо отриманий результат для аналізу поведінки коливання пластини, яка знаходиться в рівновазі на чотирьох пружинах (рис. 3.11).



L – довжина пластини, F_L і F_R – реакції лівої та правої пружини,
 e – ексцентриситет сили F

Рисунок 3.11 – Розрахункова схема пластини

Джерело: розроблено автором

Аналіз рівнянь рівноваги пластини засвідчує, що:

$$F_L = F(0,5 - \varepsilon), \quad (3.9)$$

$$F_R = F(0,5 + \varepsilon), \quad (3.10)$$

де ε – безрозмірне значення ексцентриситету, що дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{e}{L}. \quad (3.11)$$

З формули (3.8) випливає, що перескок пружин можливий за такої умови:

$$F_R = lk = F(0,5 + \varepsilon). \quad (3.12)$$

Позначимо безрозмірну силу:

$$f = \frac{F}{lk} \quad (3.13)$$

Тоді залежність між f і ε можна записати у вигляді (3.12) і зобразити на графіку (рис. 3.12).

$$f(\varepsilon) = \frac{1}{0,5 + \varepsilon} \quad (3.14)$$

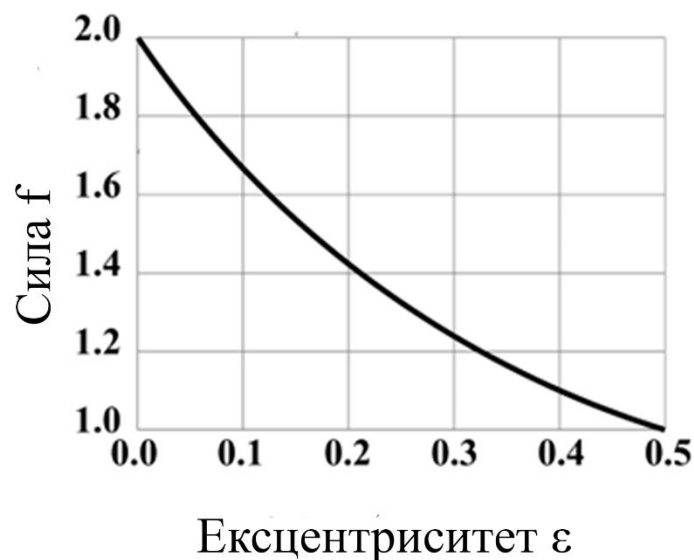


Рисунок 3.12 – Залежність між параметрами f і ε

Джерело: розроблено автором

На рис. 3.13 зображено епюру переміщень крайніх точок пластини (ліві точки – т. 1 (рис. 3.14) та праві точки – т. 2 (рис. 3.14) для значень $\varepsilon = 0,224$, $f =$

0,65, $F = 8105$ Н (де $f_{кр} = 0,69, F_{кр} = 8610$ Н) і положення пластини після 5 секунд (рис. 3.14).

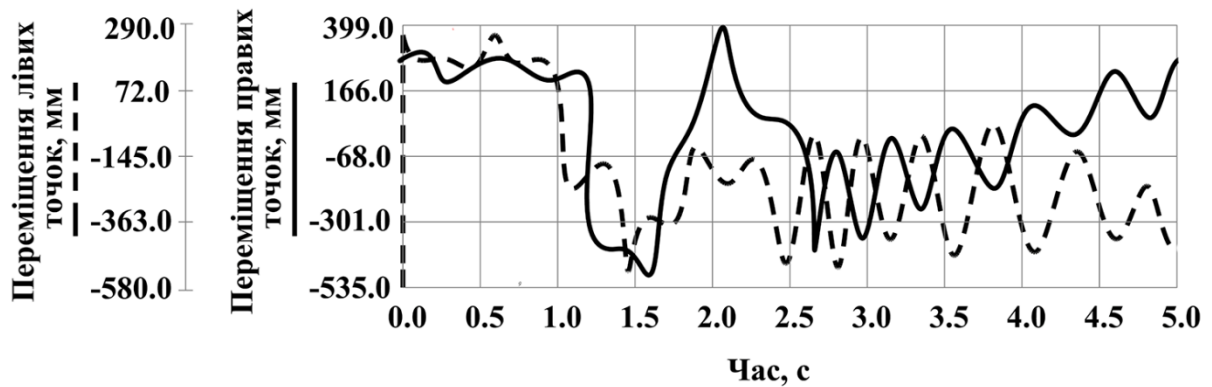


Рисунок 3.13 – Епюра переміщень крайніх точок пластини

Джерело: розроблено автором

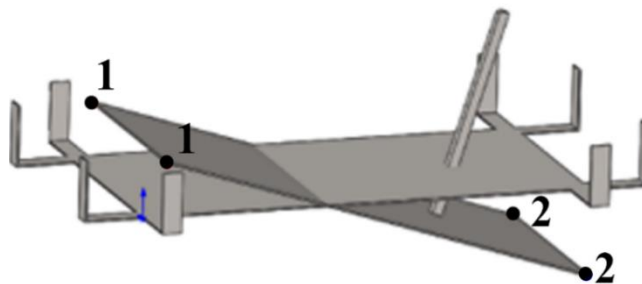
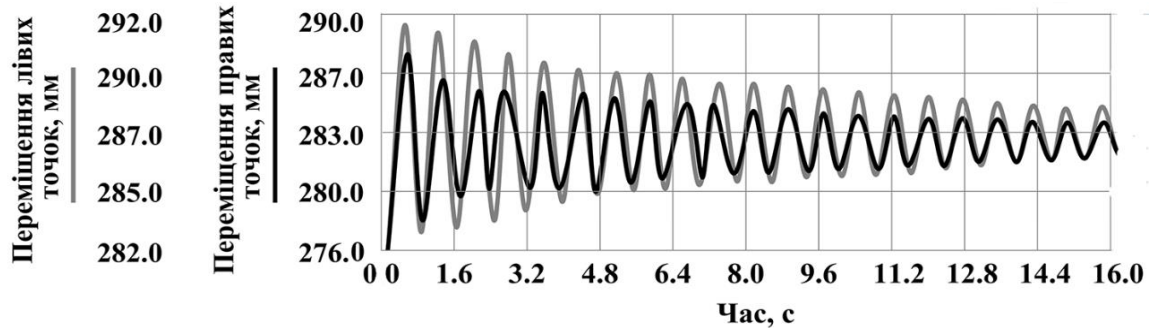


Рисунок 3.14 – Положення пластини після п'яти секунд

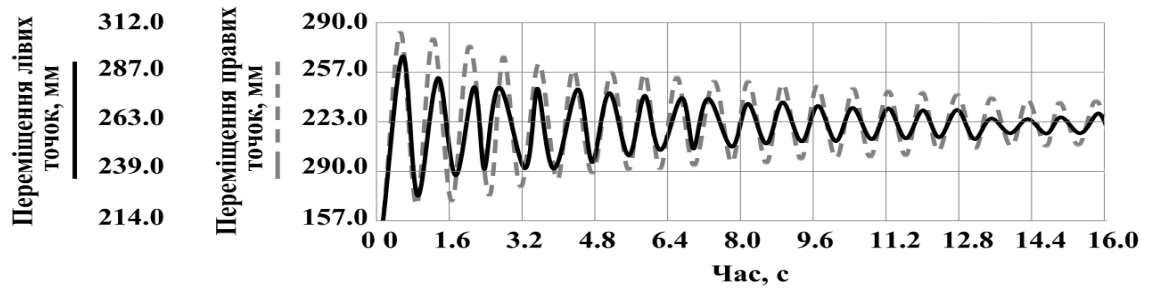
Джерело: розроблено автором

З аналізу рис. 3.14 робимо висновок, що пластина на пружинах поводить ся як система з трьома ступенями свободи: вертикальні поступальні, поворотні (що відповідають за галопування) і горизонтальні поступальні; відбувається перескок правих пружин, незважаючи на те, що докладена сила менше критичної. Для зменшення поперечних переміщень застосовано горизонтальні пружини.

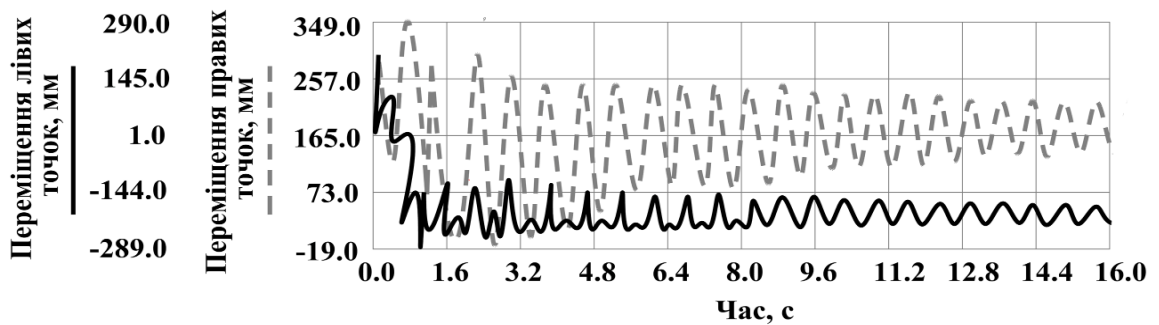
Після установки поздовжніх горизонтальних пружин поведінка системи відповідає отриманому вище аналітичного результату, що можна спостерігати на графіках (рис. 3.15).



а



б



в

Рисунок 3.15 – Епюра переміщень крайніх точок пластини з урахуванням поздовжніх горизонтальних пружин:

а) $F=810$ Н; б) $F=8610$ Н; в) $F=17220$ Н.

Джерело: розроблено автором

На основі аналізу результатів обчислювального експерименту отримано математичну модель пружини, яка використовується в програмному середовищі SolidWorks Motion. Знайдено аналітичний вираз для критичного значення вертикальної сили, що відповідає перескоку пружини з верхнього положення (пружина стиснення) до нижнього (пружина розтягування).

Досліджено просторові коливання пластини, що опирається по краях на чотири пружини. Встановлено, що пластина поводить себе як система з трьома ступенями свободи. Для зменшення поперечних переміщень запропоновано застосування горизонтальних пружин.

3.4.3. Розрахункова модель для SolidWorks Motion

Для проведення аналізу динаміки роботи грохота необхідно обґрунтувати розрахункову схему. Розрахункову схему грохота зображено на рис. 3.16. Використаємо базову модель, спрощення якої описано в пункті 3.3. Сили, докладені до вібраторів, задаються виразом (3.7). Кожний пружний елемент моделюємо згідно з результатами досліджень, що висвітлені в п. 3.4.2 за допомогою трьох пружин: однієї вертикальної та двох горизонтальних. Жорсткість кожної пружини дорівнює $C = 67,5$ Н/мм, а довжини відповідають вільній довжині пружини $l_0=320$ мм.

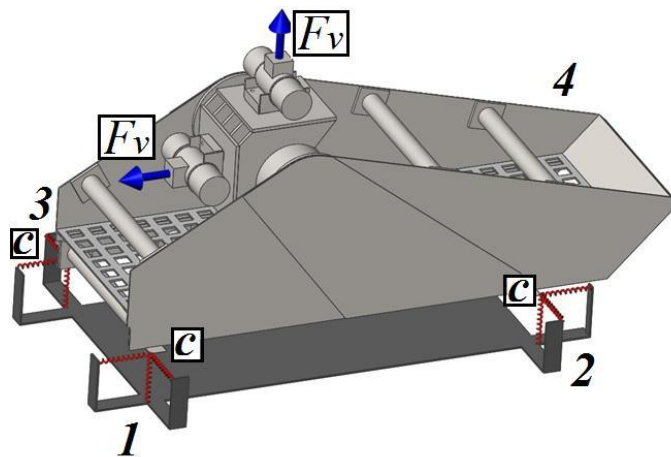


Рисунок 3.16 – Розрахункова схема грохота

Джерело: розроблено автором

Умовимося називати передніми (пружини 2 і 4, що знаходяться збоку приймального отвору), а задніми (пружини 1 і 3, що знаходяться збоку розвантаження).

3.4.4. Моделювання перехідного режиму – пуск грохота

Пуск вібраційної машини відбувається в момент активації вібраторів на порожній машині. У зарезонансних грохотів в цей момент спостерігається максимальна амплітуда коливань, це пов'язано зі збіжністю частот моторвібратора під час розгону та власних частот грохота. В цей період існує ризик виникнення двох основних небезпечних ситуацій:

1. Під час вертикальних коливань деформація пружин може перевищити допустимі межі, що загрожує їх пошкодженням або зниженням ефективності амортизації.

2. Можлива втрата стійкості пружин при поздовжніх і поперечних коливаннях, що створює ризик для стабільності всієї конструкції грохота.

Після проведення комп'ютерного розрахунку пуску грохоту з використанням програмного комплексу SolidWorks отримано графіки зміни довжин пружинних елементів. На рис. 3.17 зображено візуалізацію вертикальних коливань пружин грохота у перехідному режимі.

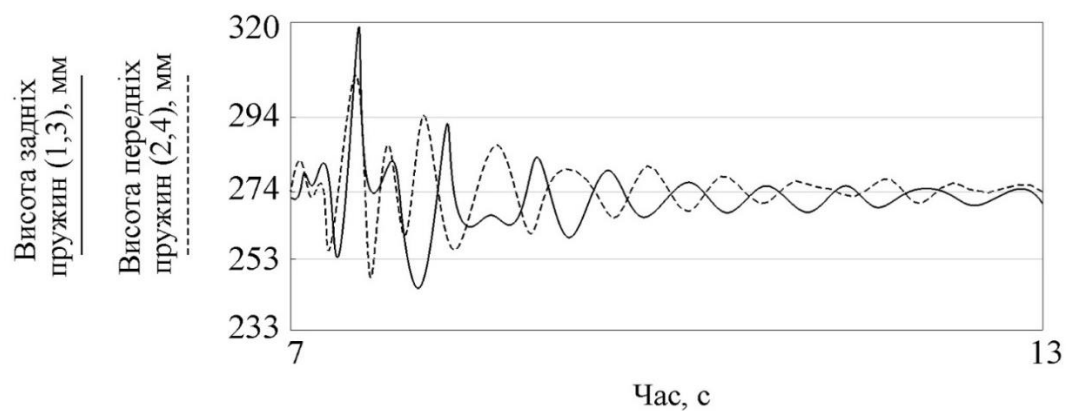


Рисунок 3.17 – Графік зміни довжин вертикальних пружин грохота в перехідному режимі

Джерело: розроблено автором

З аналізу даних, отриманих з рис. 3.17, можна зробити такі висновки про динамічну поведінку грохота в перехідному режимі:

1. Грохот має середній нахил назад на 59,8 мм, що свідчить про його нецентроване положення під час коливань.

2. Середня амплітуда вертикальних коливань становить 33,7 мм, що індикаторно для інтенсивності вібраційних рухів.

3. Максимальний хід пружин досягає 75,1 мм за максимально допустимому значенні 158,8 мм. Це демонструє, що пружини працюють у безпечному режимі, не перевищуючи допустимих меж деформації.

4. Середнє статичне переміщення вертикальних пружин становить 99,5 мм, підтверджуючи достатній запас міцності та амортизаційну спроможність пружин під час навантаження.

На рис. 3.18 зображено поздовжні коливання пружин грохота.

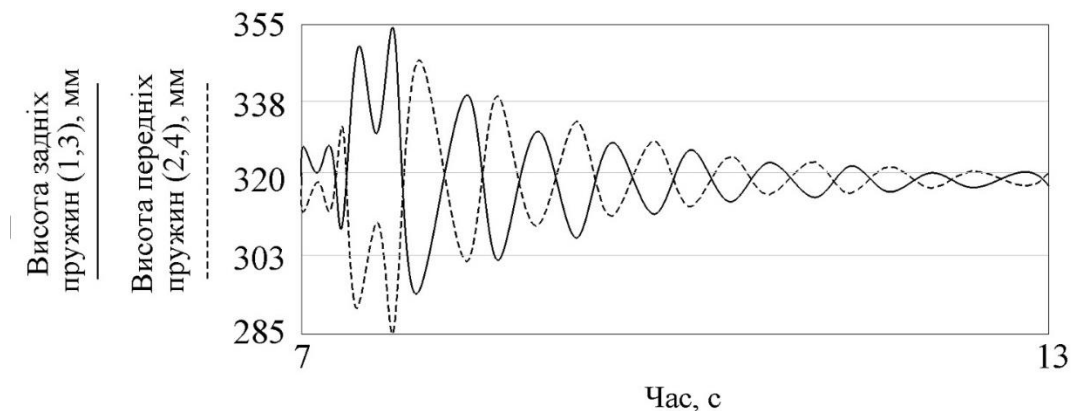


Рисунок 3.18 – Графік зміни довжин поздовжніх пружин грохота в перехідному режимі

Джерело: розроблено автором

Аналізуючи дані з рис. 3.18, можна виділити ключові аспекти динаміки грохота, зокрема його поведінку під час поздовжніх коливань:

1. Грохот має середній нахил назад на 59,19 мм. Це свідчить про те, що під час коливань вісь грохота зміщується від вертикальної лінії, що може впливати на рівномірність сортування матеріалу.

2. Середня амплітуда поздовжніх коливань дорівнює 29,9 мм. Такі коливання свідчать про активну взаємодію передніх і задніх пружин, що адаптуються до змін у навантаженні та руху грохота.

3. Важливим аспектом є те, що передні й задні пружини по черзі додатково розтягуються або стискаються, що забезпечує не тільки вертикальні, але й поздовжні коливання. Це динамічне зміщення дозволяє ефективно розділяти матеріали за розміром, покращуючи ефективність сортування.

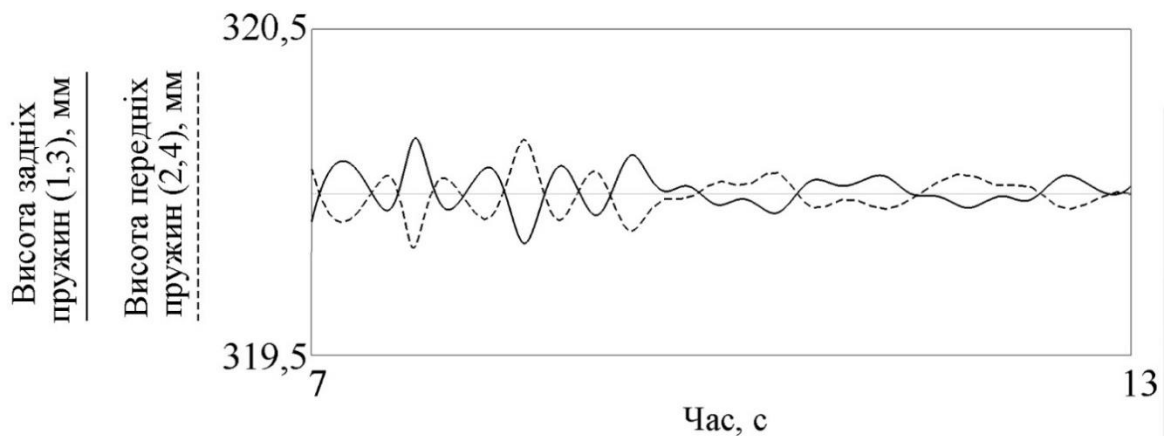


Рисунок 3.19 – Графік зміни довжин поперечних пружин грохота в перехідному режимі

Джерело: розроблено автором

З рис. 3.19 видно, що під час роботи грохота відбувається його невелике зміщення вправо на 0,3 мм, а середня амплітуда поперечних коливань становить лише 0,16 мм. Це свідчить про те, що поперечні коливання грохота є мінімальними.

Рис. 3.20 ілюструє зміни осьової довжини пружин грохота, які є важливими для аналізу його динамічної поведінки, особливо в контексті адаптації пружин до різних робочих умов. Зміни в довжині пружин свідчать про їхню здатність до деформації під час коливань, що є ключовим для забезпечення ефективної амортизації та стабілізації грохота.

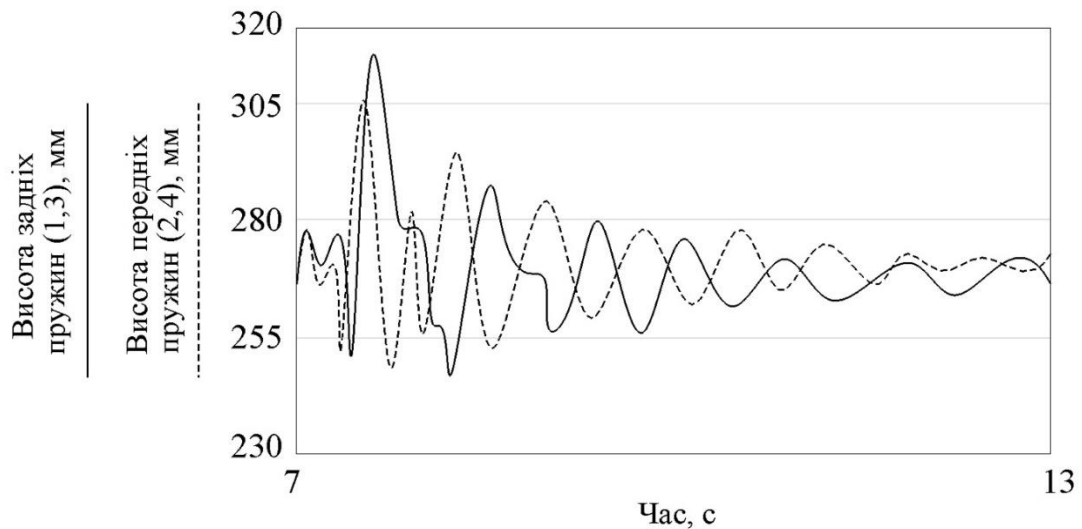


Рисунок 3.20 – Графік зміни осьової довжини пружин

Джерело: розроблено автором

Аналіз рис. 3.20 дозволяє зробити висновки про стан пружин грохота під час його роботи:

1. Передні пружини стиснуті на 72 мм, тоді як задні пружини – на 73 мм. Це свідчить про майже однаковий рівень навантаження на передні й задні пружини, що є показником збалансованої роботи грохота.

2. При цьому максимально допустиме стискання пружин становить 158,8 мм, а це означає, що пружини працюють далеко від своїх межових деформацій, забезпечуючи достатній запас міцності.

3. Максимальне динамічне зусилля, яке виникає в пружинах, досягає 4,9 кН, тоді як максимально допустиме зусилля становить 10,7 кН. Це підтверджує, що пружини перебувають під безпечним навантаженням, їх робочий стан оптимальний для заданих умов експлуатації.

3.4.5. Моделювання сталих вимушених коливань – робочий режим грохота

На рис. 3.21 зображено вертикальні коливання пружин грохота.

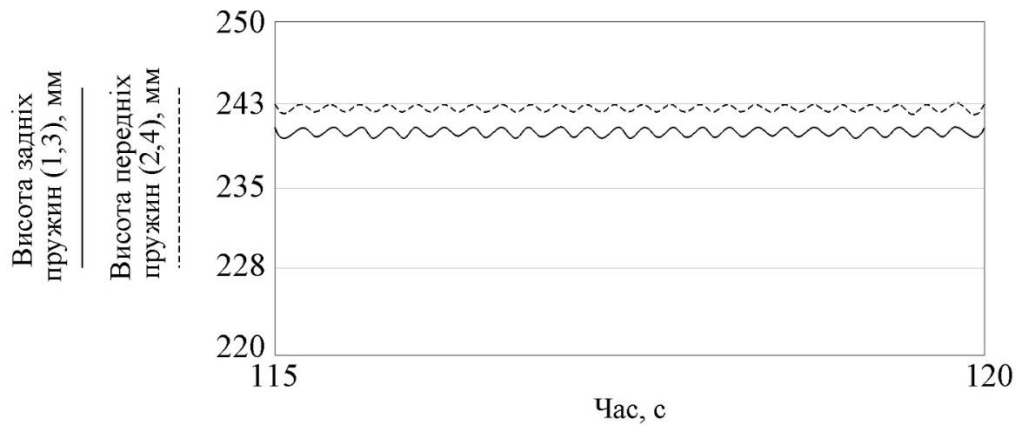


Рисунок 3.21 – Графік зміни довжин вертикальних пружин грохота

Джерело: розроблено автором

Аналіз вертикальних коливань пружин грохота, зображених на рис. 3.21, дає можливість визначити певні характеристики роботи грохота, а саме:

1. Грохот має незначний нахил назад на 2 мм. Такий мінімальний нахил свідчить про високу стабільність конструкції під час роботи та здатність системи зберігати рівновагу.

2. Середня амплітуда вертикальних коливань становить лише 0,48 мм. Це засвідчує, що вертикальні коливання пружин та самого грохота дуже малі, що є індикатором гарної демпфіруючої здатності пружин та ефективності конструкції в цілому для підтримки стабільності під час вібрацій.

На рис. 3.22 зображено поздовжні коливання пружин грохота.

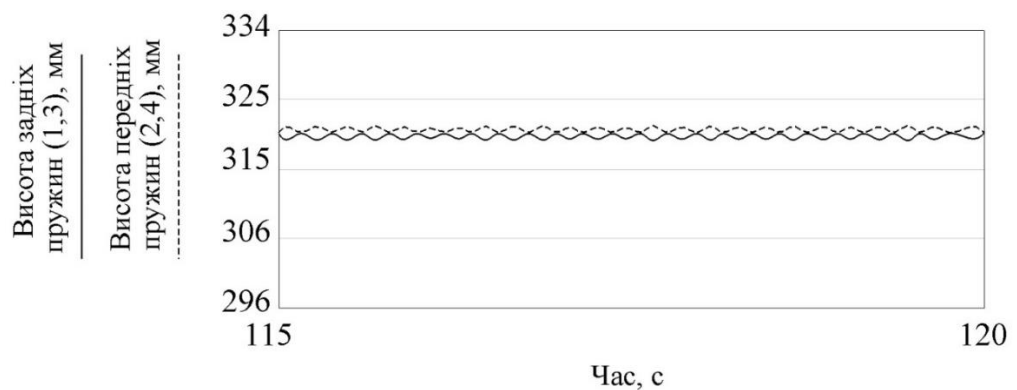


Рисунок 3.22 – Графік зміни довжин поздовжніх пружин грохота

Джерело: розроблено автором

Аналіз поздовжніх та поперечних коливань грохота, заснований на даних з рис. 3.22, свідчить про такі характеристики динаміки його роботи:

1. Грохот має невеликий нахил назад на 0,51 мм, що свідчить про дуже легкий зсув конструкції під час роботи.

2. Середня амплітуда поздовжніх коливань становить 0,239 мм, що є досить маленькою величиною, вказуючи на стабільність роботи грохота в поздовжньому напрямку.

3. Передні та задні пружини по черзі додатково розтягуються або стискаються, що вказує на активну участь пружин у демпфуванні поздовжніх коливань та забезпечення гнучкості робочого процесу.

4. Грохот має мінімальний зсув праворуч на 0,01 мм, що практично не впливає на загальну стабільність роботи.

5. Середня амплітуда поперечних коливань становить лише 0,000266 мм, що є екстремально малою величиною, практично незначущою для загальної динаміки роботи грохота.

Ці результати підтверджують високий рівень стабільності грохота та ефективність його конструкції та пружин у мінімізації небажаних коливань.

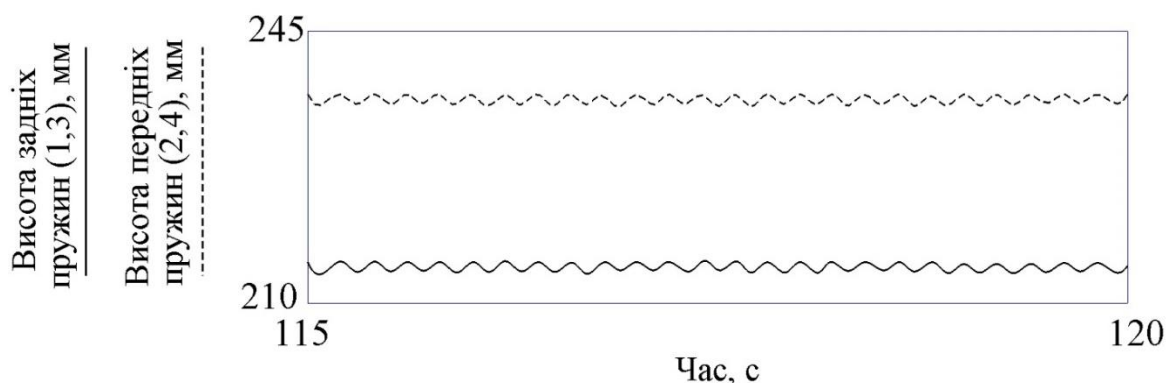


Рисунок 3.23 – Графік зміни осьової довжини пружин

Джерело: розроблено автором

Аналіз рис. 3.23 засвідчує, що пружини грохота працюють в умовах різних стискань, зокрема:

1. Передні пружини стиснуті на 84 мм, що свідчить про значний рівень навантаження, під яким вони перебувають у процесі роботи.

2. Задні пружини стиснуті на 105 мм, що вказує на те, що задня частина грохота піддається більшому навантаженню порівняно з передньою частиною. Це може бути обумовлено особливостями розподілу маси або конструктивними особливостями самого грохота.

3. Максимальна амплітуда коливань задніх пружин становить 1,1 мм, що є важливим показником динамічної роботи пружин під час роботи обладнання. Незначні коливання задніх пружин на рівні 1,1 мм свідчать про ефективність системи демпфування та її здатність адаптуватися до робочих умов без ризику пошкодження або надмірного зносу.

3.5. Розробка методики моделювання напружено-деформованого стану вузлів кріплення модернізованої конструкції грохота

Вузол кріплення вібраторів – це зварна конструкція й розрахунок її напружено-деформованого стану потребує попереднього аналізу можливостей SolidWorks Simulation під час моделювання зварних з'єднань.

Конструкція вузла фіксації вібраторів досліджуваного грохота зображено на рис. 3.24. Тут позначено: 1 – вузол кріплення, 2 – пластини, розташовані вертикально й горизонтально, 3 – труба з'єднана з пластинами за допомогою зварювання ребрами поперечними (4) і поздовжніми (5).

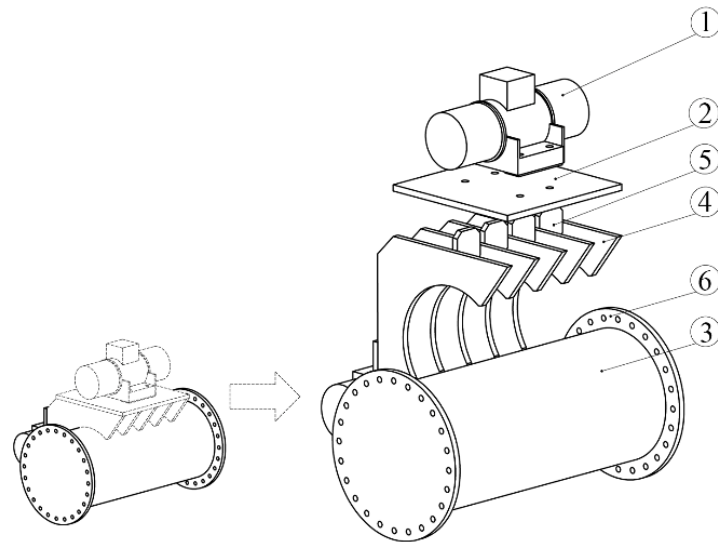


Рисунок 3.24 – Конструкція вузла кріплення вібраторів до грохоту

Джерело: розроблено автором

Уся конструкція вузла кріпиться до грохота за допомогою фланців (6). Розтяжна сила, яку створює вібратор, докладається до пластини (2), потім через поздовжні й поперечні ребра переходить до труби. Найбільша частина зусилля припадає на поздовжні ребра, причому максимального навантаження зазнає середнє ребро.

Для розрахунку параметрів напружено-деформованого стану в елементах грохота методами SolidWorks Simulation, використаємо спрощену модель грохота. Мотор-вібратор також не показуємо, а в місцях його взаємодії із пластиною за допомогою функції «Лінія рознімання» виділяємо ділянки цієї взаємодії.

Розтягувальна сила від вібратора докладена до пластини (2) (рис. 3.24), потім сила через поздовжні (4) й поперечні (5) ребра переходить до труби (3). Велика частина зусилля припадає на поздовжні ребра, причому максимально навантажене з них середнє ребро. В якості найпростішої моделі взаємодії пластини з поздовжнім ребром обираємо таврове з'єднання.

Розглянемо два варіанти моделювання зварних швів в SolidWorks. В першому типі між зварюваними деталями зберігаємо прямокутний зазор

товщиною 1 мм. А за другим принципом елементи дотичні одне до одного та утворюється лінійна тріщина (рис. 3.25 а, б).

У програмі SolidWorks Simulation тріщина змодельована з огляду на контактну умову положення суміжних граней, тобто «немає проникнення». Ця умова під час роботи програми потребує підвищення часу розрахунку. У розглянутій нами ситуації, коли зварні шви зазнають впливу тільки сили розтягнення, можливий перехід до контактної умови «проникнення дозволено».

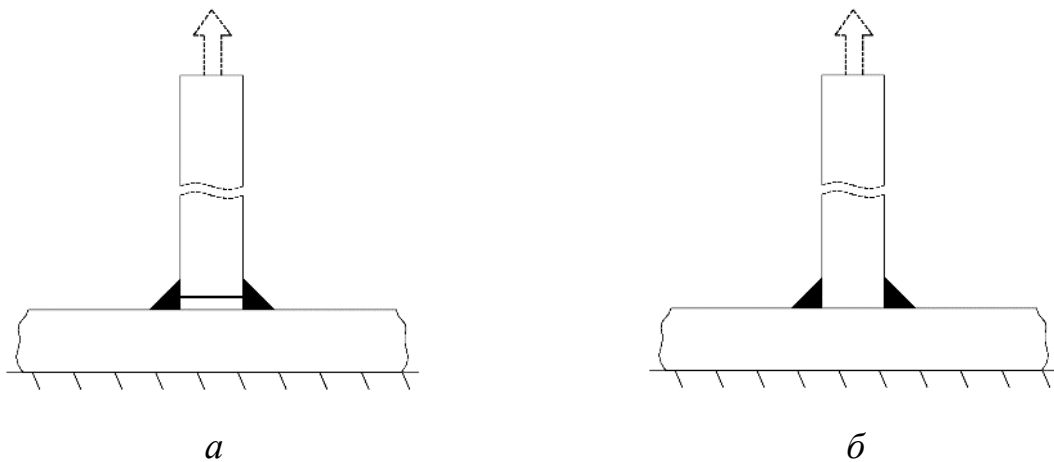


Рисунок 3.25 – Розрахункова схема моделювання зварних елементів у вигляді: зазору (а); тріщини (б)

Джерело: розроблено автором

У розрахунковій схемі зварного з'єднання, змодельованого згідно з обома принципами, передбачено, що до верхнього торця ребра докладено силу, а нижню грань пластини зафіксовано (рис. 3.25 а, б). Для застосування МСЕ в дослідженні звареної таврової конструкції необхідно обґрунтувати параметри сітки. В обчислювальному експерименті було передбачено, що середній розмір кожного елемента сітки беруть з ряду 10, 5, 1 мм. Крім цього, проводився додатковий розрахунок у якому запровадили керування параметрами сітки середній розмір елемента якої дорівнює 1 мм, коефіцієнт переходу від шару до шару 1,5. Уведемо такі назви: «задача з зазором» – це розрахунок моделі (рис. 3.25 а) та «задача з контактом» – розрахунок моделі (рис. 3.25 б).

Результати дослідження подано в табл. 3.3 та рис. 4 а, б. Тут під якістю сітки розуміють максимальне співвідношення між розмірами сторін елементів.

Таблиця 3.3

Залежність максимального еквівалентного напруження та якості сітки від її параметрів

	Тип сітки	σ_{\max}, МПа	Кількість вузлів у сітці	Якість сітки
Задача із зазором	10	5,1	2284	14,142
	5	5,3	14780	6
	1	7,25	1153322	4,8
	5y1	7,17	24058	8,4
Задача з контактом	10	2,407	2148	7,48
	5	3	14681	4,7
	1	5,2	1156959	4,95
	5y1	4,917	28405	4,9

Джерело: розроблено автором

Результати розрахунку напружено-деформованого стану (табл. 3.3, рис. 3.26 а, б) даю можливість зробити такі висновки: крок скінченно-елементної сітки повинен дорівнювати ширині зазору між зварювальними деталями. У цьому випадку розмір задачі трохи перевищує мільйон вузлів. Використання інструменту «управління сітки» знижує точність обчислення напруги на 2 %, але суттєво полегшує розмір завдання. Експеримент «завдання із зазором» показує збільшення рівня напруги на 40 відсотків. При зменшенні розміру сітки необмежено зростає напруга, що свідчить про необхідність застосування інтерполяційних методів розрахунку напруги.

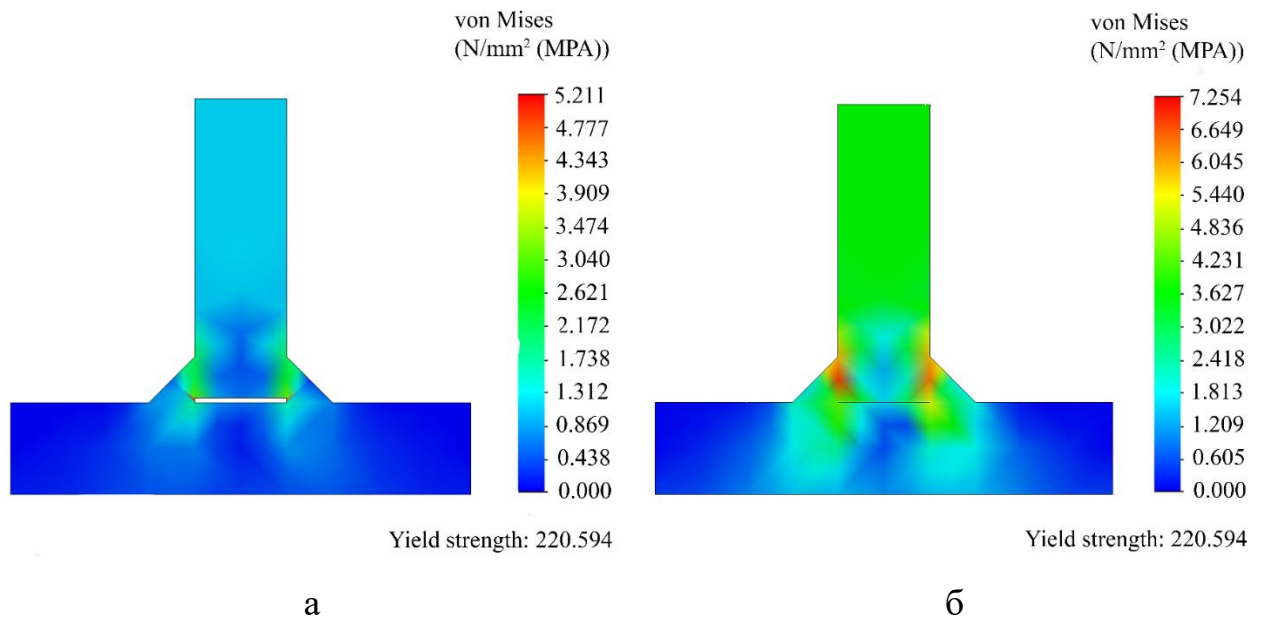


Рисунок 3.26 – Залежність поля еквівалентних напружень у зварному з'єднанні від типу сітки: «задача із зазором» (а); «задача з контактом» (б)

Джерело: розроблено автором

Згідно з методом Hot Spot Stress [10] у ребрі проводимо дві лінії рознімання на відстанях 0.5s і 1.5s від місця, де основний метал переходить до зварного шва – точка 1 (s – товщина зварюваних пластин) (рис. 3.27). Обчислюємо середні напруження σ_1 – точка 4 і σ_2 – точка 5, що виникають у місцях змодельованих кромки, і знаходимо напруження в точці сингулярності σ_{HSS} – точка 2 за допомогою лінійної інтерполяції величин σ_1 та σ_2 . Результати обчислення цих напружень інтерпретовано на рис. 3.27 і занесено в табл. 3.4.

Складемо алгоритм моделювання напружено-деформованого стану у вузлах кріплення грохота за допомогою програми SolidWorks Simulation. Отже, у верхній частині корпусу грохота напруження в зварних швах відповідатиме зусиллям, які чинять вібратори, а в нижній частині корпусу за умови знехтування силами інерції розраховані в статичному режимі роботи грохота напруження перевищуватимуть динамічні на 10–15 %.

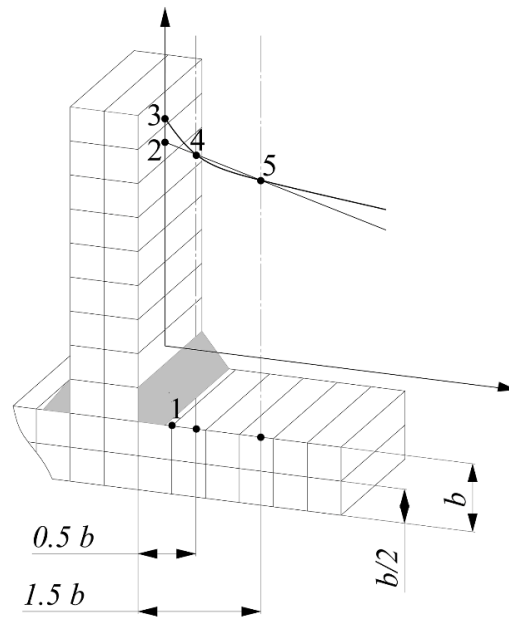


Рисунок 3.27 – Визначення напружень у «гарячих точках» з'єднання за методом HSS

Джерело: розроблено автором

Таблиця 3.4

Результати розрахунку напружень, виконаного методом HSS

Тип моделювання	σ_{\max} , МПа	σ_{HSS} , МПа	Кількість ступенів вільності	Якість сітки
Зазор	2.27	1.298	2284	14.142
Контакт	2.07	1.271	2148	7.48

Джерело: розроблено автором

Оскільки основне завдання розрахунку параметрів НДС зварної конструкції – це визначення напружень у вузлі кріплення вібраторів, то для зниження трудомісткості обчислень можна нехтувати силами інерції, а статичний розрахунок сил у корпусі грохота виконувати, враховуючи його положення на зафіксованих опорах. Статичним аналізом передбачено, що короб грохота жорстко кріпиться на основі. Отже, взаємодія вібраторів з вузлом кріплення моделюється на основі збурювальної сили, F_p , яка дорівнює 12,3 кН, що передбачено технічною характеристикою вібратора.

Наступним етапом роботи буде моделювання зварних швів у вузлі кріплення вібраторів за наявності зазору між деталями конструкції.

Далі створюємо твердотілі моделі зварних швів між такими деталями: пластина – поперечне ребро; поздовжнє ребро – труба; поперечне ребро – труба; поперечне ребро – труба; фланець – труба.

У моделі передбачаємо, що на чотири кругові ділянки болтового кріплення кожного вібратора докладемо розтяжні сили, які дорівнюють по 3,075 кН, для закріплення вузла моделюємо у вигляді фіксації циліндричні грані фланців.

Щоб визначити у зварному шві ділянки з максимальним еквівалентним напруженням, виконаємо дослідження, застосувавши скінченно-елементну сітку, середній розмір елемента в якій дорівнює 5 мм.

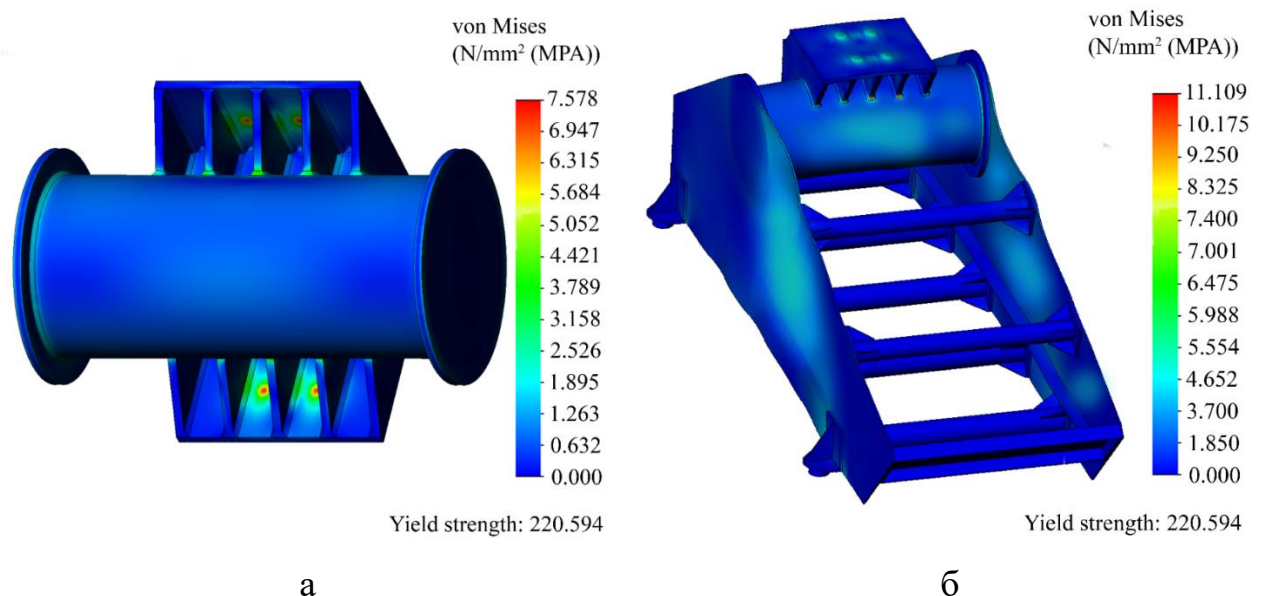


Рисунок 3.28 – Результати обчислення еквівалентних напружень на основі 5-міліметрової сітки: а – конструкція кріплення вібраторів; б – конструкція грохоту

Джерело: розроблено автором

З аналізу даних рис. 3.28,а випливають такі висновки:

- максимальні напруження виникають у місцях кріплення вібраторів до пластины, що потребує розрахунку зусиль у болтових з'єднаннях стандартними методами;

- максимальне напруження в зварних швах виникає там, де поздовжнє середнє ребро з'єднано з пластиною і трубою, тому, аби оцінити довговічність використання цих швів, необхідно провести додаткові лінії рознімання на відстані 10 і 30 мм від краю зварного шва й застосувати метод HSS.

Виконана оцінка напружено-деформованого стану доводить, що максимальна напруга виникає у першому шві.

У розрахунковій схемі для визначення еквівалентних напружень за допомогою твердотільної моделі грохота розтяжні сили, які дорівнюють 3.075 кН, діють на болтове з'єднання в кріпленні вібратора, а чотири кругові ділянки знизу боковин вібратора відповідають місцям його з'єднання з пружинами жорсткості.

Як засвідчують результати розрахунку (рис. 3.28, б), вузол кріплення вібраторів до грохота найбільш навантажений. Значення цих показників було детально розглянуто й проаналізовано раніше, під час аналізу конструкції вузла кріплення вібратора до грохота. Відомо, що сталь 45 має межу витривалості на розтягування σ_{-1P} і становить 220 МПа при нормалізації.

Визначимо допустиме напруження в зварному шві вузла кріплення, а саме

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1P}}{k \cdot K_{ef}} = \frac{220}{1.5 \cdot 3.5} = 41.9 \text{ МПа},$$

де K_{ef} – ефективне значення коефіцієнта концентрації напружень, $K_{ef} = 3,5$, k – коефіцієнт запасу, $k = 1,5$ [69].

Отже, якщо напруження, котре виникає в конструкції буде нижчим від величини $[\sigma]$, то довговічність зварних з'єднань перевищуватиме 2×10^6 циклів, а оскільки максимальні напруження в зварних швах, знайдені методом HSS, дорівнюють 2,5 МПа, то довговічність використання звареної конструкції грохота буде не нижчою 2×10^6 циклів [70].

У роботі грохота в його зварному корпусі зварювальні шви – це області з високим градієнтом напруги – концентратори напруги. Аналіз класичних

методів розрахунку вібраційних грохотів показав ряд недоліків, наприклад короб розглядається як тверде тіло, тому не можна визначити напруження у вузлах та довговічність елементів вузла кріплення вібраторів.

Розроблена методика моделювання напружено-деформованого стану вузлів кріплення вібраторів із використанням сучасних програмних продуктів, таких як SolidWorks Simulation у комбінації з методом SolidWorks Motion та методикою HOT SPOT STRESS. Застосування методики показано на прикладі розрахунку вузлів кріплення зварної конструкції короба грохота типу ГВЧ-31 С, у зв'язку з цим визначено, що дослідження зварних швів доцільно проводити з зазором між зварювальними деталями. Дослідження напружено-деформованого стану показало, що при зменшенні елементу сітки значно зростає напруження, а це свідчить про сингулярність задачі та необхідність подальшого застосування метода HOT SPOT STRESS. Максимальні напруження в зварних швах виникають у місцях з'єднання середнього поздовжнього ребра з площадкою і трубою, визначено довговічність вузла кріплення вібраторів модернізованої конструкції грохота, довговічність не нижче 2×10^6 циклів.

Висновки до розділу 3

Розроблено методику визначення власних частот коливань грохота з використанням SolidWorks Simulation на прикладі грохота ГВЧ-31С. У результаті чого для грохота визначено шість основних форм коливань, які описують поведінку грохота як твердого тіла, підвішеного на пружинах, з частотами коливань в межах від 0.89 до 4.12 Гц. Результати моделювання засвідчили, що робочий режим порожнього грохота відповідає зарезонансному режиму за частоти вібратора 25 Гц. Похибка визначення власних частот коливань дорівнює 15.3 %, що свідчить про ефективність використання SolidWorks Simulation для аналізу вібраційних систем.

Розроблено методику моделювання перехідних процесів грохота з використанням SolidWorks Motion. У ході дослідження визначено, що грохот має середній нахил назад на 5,98 мм у перехідному режимі та 0,51 мм в робочому

режимі, що свідчить про його нецентроване положення під час коливань. Аналіз вертикальних та поздовжніх коливань свідчить про ефективність демпфірування та стабільність роботи грохота в різних режимах. Максимальне динамічне зусилля в пружинах досягає 49 кН, що підтверджує безпечне навантаження та оптимальний робочий стан системи.

Розроблена методика моделювання напружено-деформованого стану вузлів кріплення грохота з використанням SolidWorks Simulation засвідчила, що максимальні напруження виникають у місцях кріплення вібраторів до пластини. Встановлено, що зварні шви в цих місцях мають високу концентрацію напружень, що потребує застосування методу Hot Spot Stress для точного визначення довговічності конструкції. Результати досліджень засвідчили, що при правильному моделюванні та використанні сучасних програмних продуктів, напружено-деформований стан вузлів кріплення може бути ефективно проаналізований та оптимізований для забезпечення надійності й тривалого терміну експлуатації модернізованого грохота.

Комплекс SolidWorks Education Edition є ключовим зв'язуючим елементом методології віртуального моделювання двопривідних інерційних грохотів. Він об'єднує всі етапи та компоненти методології, забезпечуючи інтеграцію аналітичних, комп'ютерних та фізичних методів у єдину систему. Основні функції, які виконує SolidWorks як зв'язуюче звено.

- Параметричне 3D-моделювання. Створення моделей: SolidWorks дозволяє створювати детальні тривимірні моделі грохотів, які можна легко змінювати та адаптувати до нових вимог.
- Параметричне проектування. Можливість задавати параметри та змінювати їх у процесі проектування для оптимізації конструкції.
- Аналіз напружень і деформацій. Використання МСЕ для аналізу напружено-деформованого стану конструкцій, що дозволяє враховувати складну геометрію та матеріальні властивості.

- Симуляції в реальних умовах. Моделювання поведінки грохотів під час їх експлуатації для прогнозування місць можливих поломок та оптимізації конструкції.
- Динамічні симуляції. Аналіз динамічної поведінки грохотів при різних режимах роботи, включаючи пуск, сталий режим та зупинку.
- Віртуальні випробування: Проведення віртуальних тестів для перевірки ефективності та надійності конструкції.
- Інтеграція та автоматизація. Інтеграція процесів проектування: SolidWorks забезпечує інтеграцію всіх етапів проектування в єдину систему, що дозволяє автоматизувати розрахунки, моделювання та документування. Автоматизоване робоче місце конструктора (АРМ): Розробка автоматизованих інструментів для підвищення ефективності роботи конструкторів.

РОЗДІЛ 4 ФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДВОПРИВІДНОГО ІНЕРЦІЙНОГО ГРОХОТА

4.1. Постановка задачі до розділу 4

Фізичне моделювання є важливим інструментом у наукових дослідженнях та інженерних розробках, оскільки воно забезпечує надійність і точність отриманих результатів, допомагаючи зменшити ризики і витрати на подальші розробки та впровадження.

Для валідації комп'ютерних і аналітичних моделей, які були розроблені в розділах 2, 3, необхідно виконати фізичне моделювання.

Таким чином, актуальним завданням є створення та випробування лабораторного стенда для дослідження вібраційних характеристик грохотів. Для реалізації цього завдання необхідно розробити схему стенда, що включатиме модель грохота, сучасні прилади для дослідження вібраційної техніки, забезпечити їх правильне налаштування і взаємодію з комп'ютерними системами для аналізу даних, а також створити лабораторний стенд.

В результаті дослідження необхідно порівняти результати фізичного експерименту з даними, отриманими в результаті аналітичного та комп'ютерного моделювання. Це дозволить оцінити точність та надійність розроблених моделей і внести необхідні корективи для подальшого їх використання у практичних задачах.

4.2. Обґрунтування та створення конструкції грохота для лабораторного стенда

Проектування грохота для лабораторного стенда виконаємо в програмному забезпеченні SolidWorks. На першому етапі це дозволить швидко розробити конструкцію з можливістю вносити необхідні коригування. Провести

розрахунок грохота комп'ютерним методом та переконатися в його справності. І вже наступним етапом втілити конструкцію в металі.

Під час проектування грохотів на одному з перших етапів необхідно визначитись з динамічною схемою грохота, в роботі досліджуються високочастотні інерційні грохоти з двома дебалансним віброзбудником, схема такого грохота відображена в розділі 1 (рис. 1.4). Одна з основних особливостей таких грохотів – це наявність двох однакових дебалансних вібраційних збуджувачів із паралельно розташованими осями. Вібраційні збуджувачі обертаються з однаковою кутовою швидкістю, але у протилежних напрямках, при цьому відбувається синхронізація і виникає направлена сила.

Габаритні розміри інерційних грохотів регламентовані згідно з чинним стандартом [71]. Приймаємо за основу грохот із габаритними розмірами 3200x1240, скористаємось масштабним коефіцієнтом, тоді отримаємо розмір поверхні, що просіює, а відповідно й коробка 1600x620 мм. Із чотирьох сторін коробка передбачено місця для встановлення пружин. Необхідно передбачити вихідні жолоби для сходження просіяного матеріалу та конструкцію для кріплення вібраторів. Для збільшення жорсткості додаємо реберне підкріплення конструкції для кріплення вібраторів. Просіювальні поверхні в таких грохотах розташовують горизонтально або для поліпшення транспортування матеріалу з невеликим нахилом менше 6 градусів, приймаємо в конструкції кут 3 градуси [72]. Конструкцію грохота зображено на рис. 4.1.

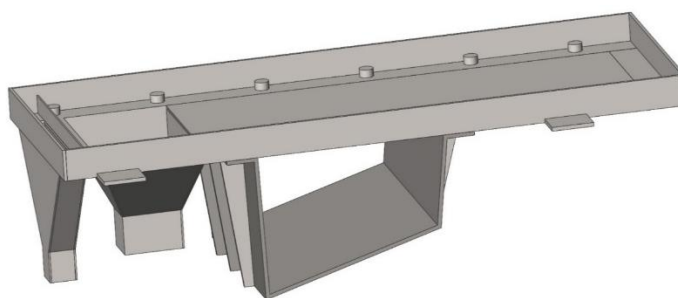


Рисунок 4.1 – Конструкція грохота

Джерело: розроблено автором

Вібробудники можуть бути розташовані вище або нижче просіювальної поверхні, але в будь-якому разі для отримання однорідного поля коливань результуюча вимушена сила повинна проходити через центр ваги грохота (рис. 4.2). З метою економії місця та матеріалів запропоновано винести привід вниз конструкції, а за допомогою можливостей SolidWorks в конструкції визначено центр тяжіння та визначені місця для кріплення моторвібраторів.

Обираємо вібратор ІВ-99 на основі необхідності дослідити високочастотний грохот, оскільки він здатний забезпечити необхідні характеристики.

Таблиця 4.1

Технічні характеристики вібромотора ІВ-99

Напруга живлення, В	220 (1 фаза)
Споживча потужність, кВт	0,50
Примусова сила, кН	2,6...5,0
Швидкість обертання, об/хв	3000
Частота струму, Гц	50
Кількість полюсів	2
Робочий ресурс, ч	900
Приєднувальні розміри, мм	100 x 145
Маса, кг	12,5

Джерело: адаптовано автором згідно [3]

Одна з основних особливостей таких грохотів – це наявність двох однакових дебалансних вібраційних збуджувачів із паралельно розташованими осями. Вібраційні збуджувачі обертаються з однаковою кутовою швидкістю, але у протилежних напрямках, при цьому відбувається синхронізація і виникає направлена сила.

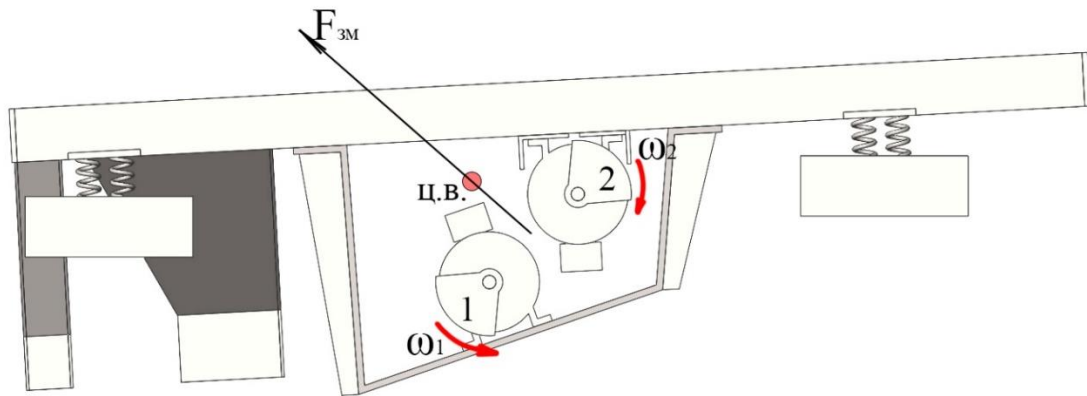


Рисунок 4.2 – Схема розміщення моторвібраторів у конструкції грохота

Джерело: розроблено автором

Пружні елементи добираємо з урахуванням необхідності забезпечення власної частоти коливань грохота, нижчу за змушувальну частоту, яку створює вібромотор ІВ-99.

Таблиця 4.2

Технічні характеристики пружного елемента

Діаметр дроту, мм	5
Кількість витків, шт	8
Зовнішній діаметр пружини, мм	31
Жорсткість, Н/мм	$279 \cdot 10^3$

Джерело: розроблено автором

Застосуємо для визначення власної частоти та визначення амплітуд грохота розроблену в розділі 3 методику комп'ютерного аналізу вібраційних грохотів. Для комплексного дослідження грохота проведемо аналіз точок зображених на рис. 4.3.

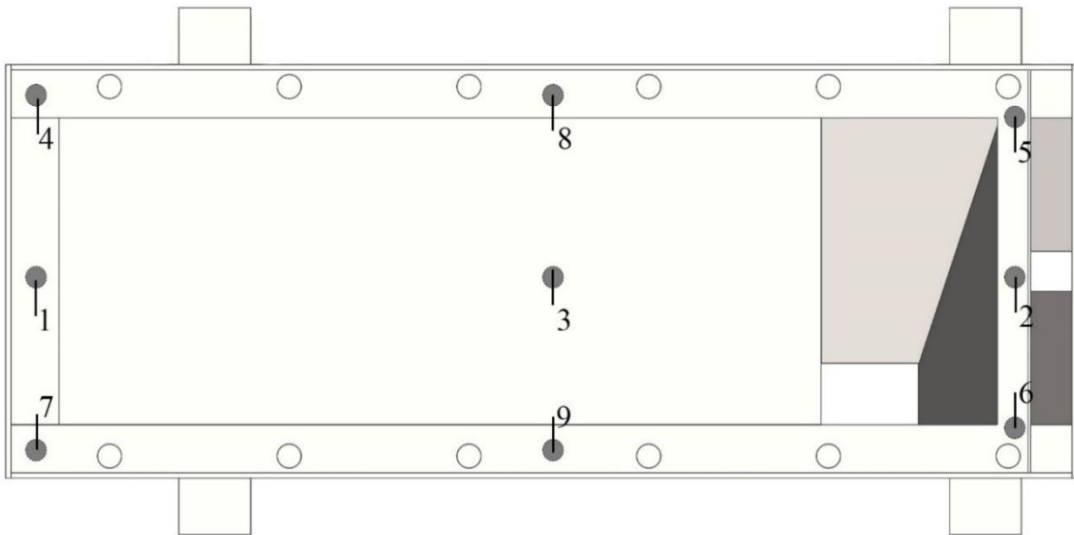


Рисунок 4.3 – Точки для аналізу параметрів роботи грохота

Джерело: розроблено автором

У процесі дослідження отримано графіки переміщень конструкції в трьох напрямках. Розглянемо графік вертикальних переміщень точки 3 грохота: від 0 до 10 с спостерігаємо згасаючі коливання під дією сили тяжіння. В проміжку часу від 10 до 20 с спостерігаємо резонанс.

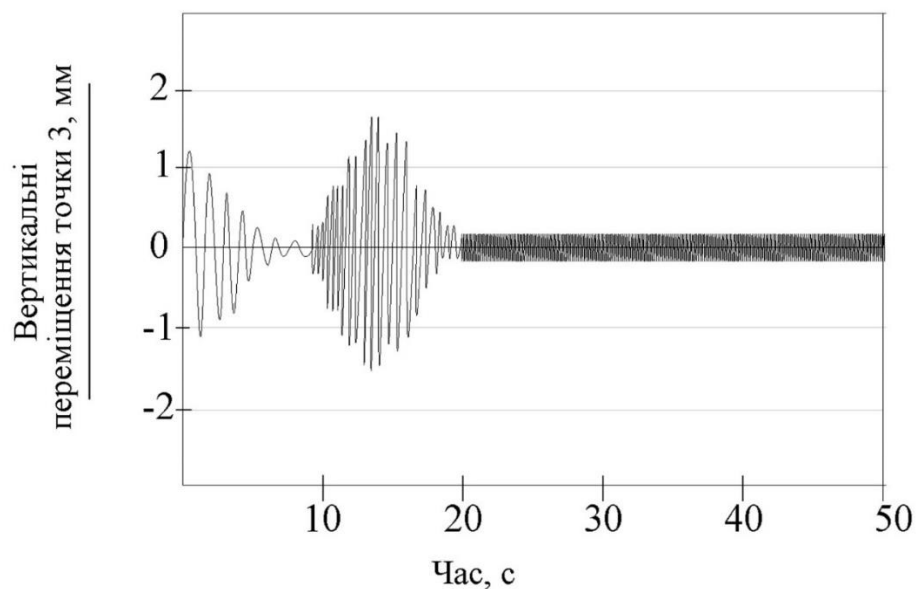


Рисунок 4.4 – Графік вертикальних переміщень грохота в точці 3

Джерело: розроблено автором

Розрахунок пружних елементів засвідчив, що пружини в момент проходження резонансу стискаються на 30 мм при допустимому значенні 38 мм. Сталі коливання починаються від 20 с та детальніше відображені на рисунку 4.5 від 30 до 30,5 с з амплітудою 2,24 мм.

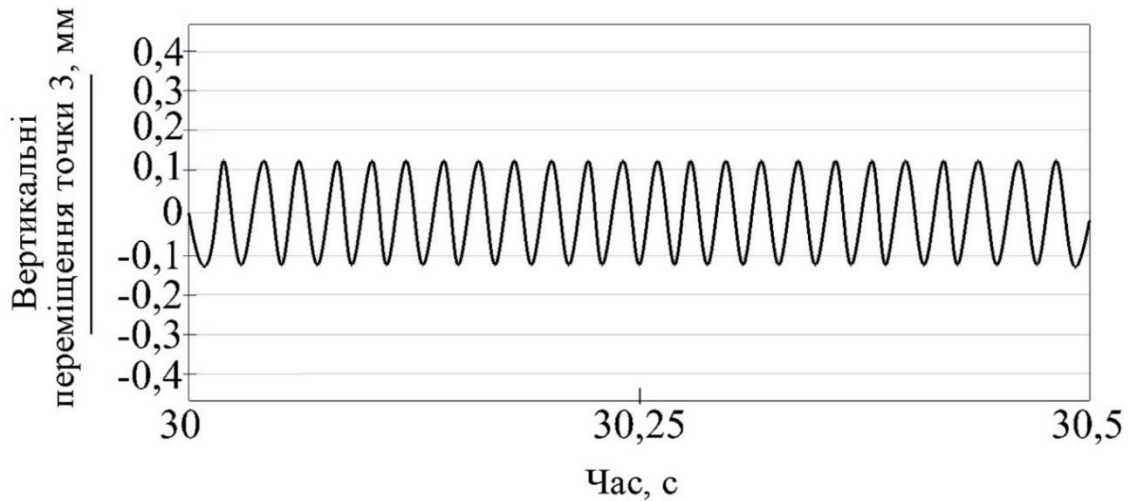


Рисунок 4.5 – Вертикальні переміщення грохота в точці 3 в проміжку від 30 до 30,5 с

Джерело: розроблено автором

Горизонтальні переміщення зображені на рис. 4.6, вони становлять 1,87 мм.

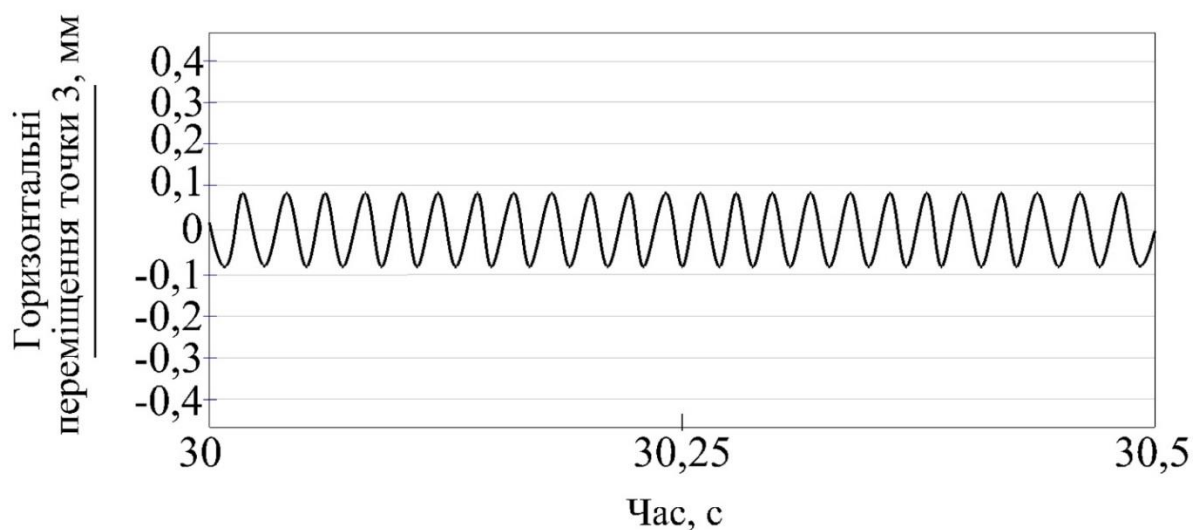


Рисунок 4.6 – Графік горизонтальних переміщень грохота в точці 3

Джерело: розроблено автором

Також досліджені переміщення під кутом 45° уздовж дії змушувального зусилля, вони становлять 2,67 мм (рис. 4.7).

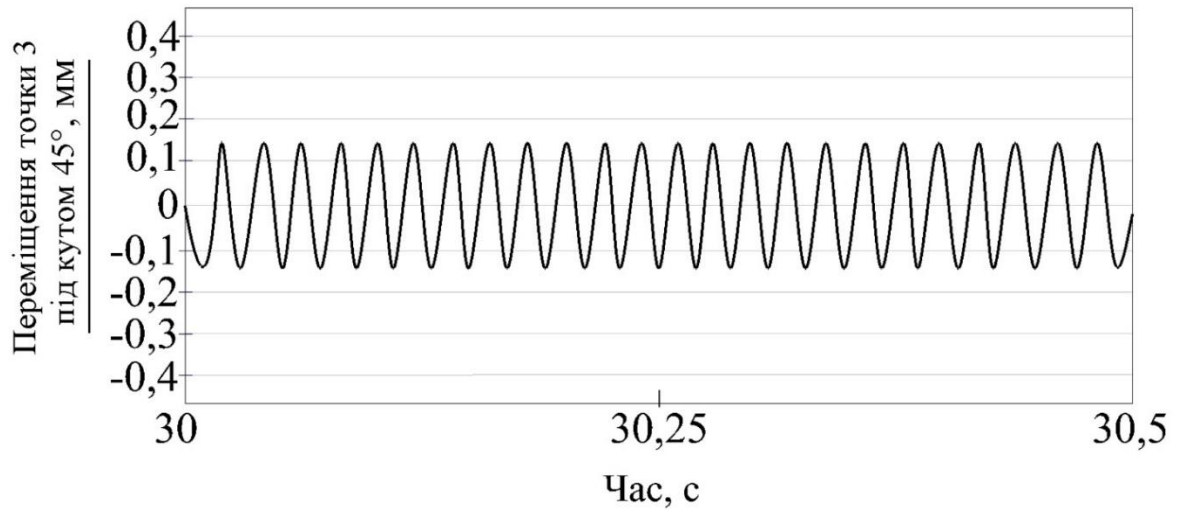


Рисунок 4.7 – Графік переміщень грохота під кутом 45° уздовж змушувального зусилля в точці 3

Джерело: розроблено автором

Аналогічно для всіх досліджуваних точок отримано значення переміщення і занесено до таблиці.

Таблиця 4.3

Результати комп'ютерного дослідження грохота

Досліджувана точка	Вертикальні переміщення, мм	Горизонтальні переміщення, мм	Переміщення під кутом 45° , мм
T1	0,232	0,182	0,257
T2	0,234	0,182	0,257
T3	0,232	0,182	0,257
T4	0,232	0,182	0,257
T5	0,234	0,182	0,257
T6	0,234	0,182	0,257
T7	0,232	0,182	0,257
T8	0,232	0,182	0,257
T9	0,232	0,182	0,257

Джерело: розроблено автором

Отримані результати моделювання в SWS та SWM підтверджують працездатність конструкції, тому наступним етапом є створення фізичного зразка.

Грохот для експериментального стенду виготовляється ручною дуговою зваркою з листового та прокатного матеріалу. Листи товщиною 3 та 10 мм, та кути 80x80x3. Розробимо станину для розміщення короба у просторі. На опорах станини розташовані вісім пружних елементів, на яких підтримується короб. На спеціально підготовленій полиці закріплюється один моторвібратор, тоді як другий моторвібратор кріпиться зверху із додаванням у ці місця додаткових елементів жорсткості. Вібратор фіксується до конструкції за допомогою болтового з'єднання.

4.3. Розробка концепції експериментального стенда

Розробимо схему лабораторного стенда для дослідження грохотів, що складатиметься з таких елементів: модель грохота 1, на короб грохота встановимо п'єзоелектричний датчик прискорення КД 35 – 2, за допомогою кабелю датчик буде поєднано з системою лабораторних приладів акустичної та вібровимірювальної техніки Robotron [72]. Ця система використовується для вимірювання й аналізу акустичних і вібраційних параметрів у різних інженерних та наукових застосуваннях. Для дослідження вібрацій використаємо вібровимірювальний прилад 00032 – 3. Основні елементи приладу: інтегруючий підсилювач 00028 – 3.1, блок індикації 02036 – 3.2 та блок живлення 04013 – 3.3. Віброметр кабелем підключимо до комп'ютера з установленою на ньому програмою звуковим редактором.

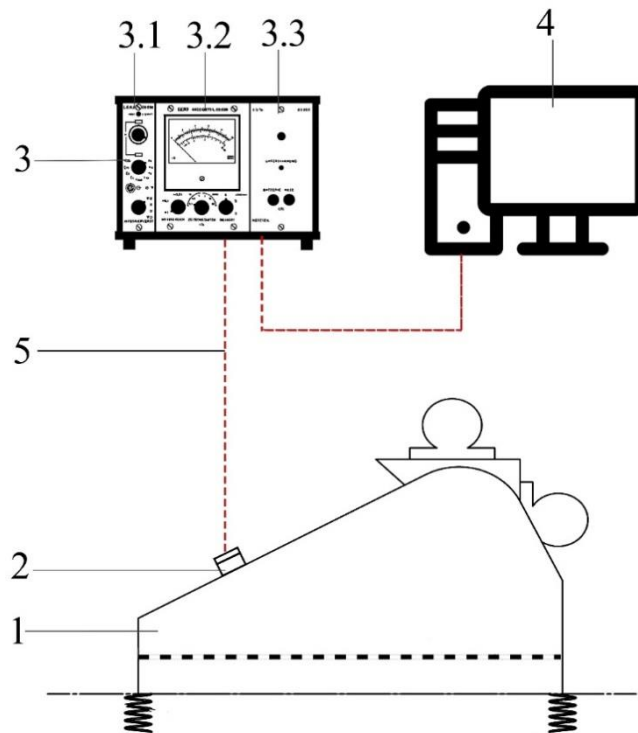


Рисунок 4.8 – Схема експериментального стенда для дослідження грохота

Джерело: розроблено автором

Детально розглянемо кожний елемент схеми. В якості об'єкта дослідження використаємо грохот, розроблений у п. 4.2.

Для дослідження вібрацій, а саме амплітуди, швидкості та прискорення коливань використаємо систему лабораторних приладів акустичної та вібровимірювальної техніки Robotron. Один із приладів системи слугує для вимірювання вібрацій – віброметр 00032 (рис. 4.9). Він складається з модулів: інтегруючий підсилювач 00028, блок індикації 02036 і блок живлення 04024. Модулі системи розміщуються в системному кожуху 04012, він з'єднує їх конструктивно та електрично між собою. Прилад може функціонувати від мережі або від зовнішнього джерела постійної напруги 12В. Виходи змінної та постійної напруги дають можливість підключати реєструвальні пристрої. Використовуючи п'єзоелектричний датчик прискорення КД 35, можна вимірювати прискорення, швидкість та амплітуду коливань. Установивши датчик на короб, під час коливання грохота дані будуть передаватись від

акселерометра до віброметра. Основні технічні характеристики приладів зазначено в додатку Б .

На базі кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні в НТУ «Дніпровська політехніка» (НТУ «ДП») використовують такі елементи: грохот, п'єзоелектричний датчик прискорення КД 35 та віброметр 00032, що складається з інтегрувального підсилювача 00028, блока індикації 02036 та блока живлення 04013, створено лабораторну установку для дослідження грохотів, а саме амплітуди, швидкості та прискорення коливань.



Рисунок 4.9 – Основні компоненти лабораторного станда для дослідження грохотів

Джерело: розроблено автором

Розроблено схему експериментального стенда для дослідження грохота. Її складові елементи грохот, п'єзоелектричний датчик прискорення КД 35, віброметр 00032, з такими модулями як інтегруючий підсилювач 00028, блок індикації 02036, блок живлення 04013. Схему втілено в лабораторну установку на базі кафедри інжинірингу та дизайну НТУ «ДП». Стенд створено для дослідження амплітуди, швидкості та прискорення коливань інерційних грохотів, він працює так: механічні коливання в електричні сигнали перетворює п'єзоелектричний датчик прискорення КД 35, далі вони передаються на віброметр 00032, а з нього до комп'ютера зі встановленим на ньому програмним забезпеченням для аналізу звукових хвиль.

4.4. Налаштування обладнання, тарировка

Для перевірки вимірювальних пристроїв розроблено спеціалізований стенд (рис. 4.10). Основними елементами цього стенда є пластина 1, що спирається на гумові амортизатори 2. За допомогою болтового з'єднання М14 на пластині закріплено вібратор ІВ-99 (3). Також на цій пластині закріплено п'єзоелектричний датчик прискорення КД 35 (4), який, як зазначено у схемі експериментального стенда для дослідження грохота, з'єднано з віброметром. Віброметр передає дані на комп'ютер 5 для подальшої обробки. Крім того, датчик вимірювання переміщення годинникового типу 6 встановлено на штативі над платформою для додаткового контролю величини переміщення платформи.

Принцип роботи стенда полягає у тому, що мотор-вібратор під час роботи створює коливальний рух, який передається на пластину, встановлену на гумових амортизаторах. П'єзоелектричний датчик, закріплений на платформі, перетворює механічні коливання на електричний сигнал, який передається до віброметра. Віброметр, у свою чергу, передає сигнал на комп'ютер з встановленим програмним забезпеченням для обробки звукових хвиль.

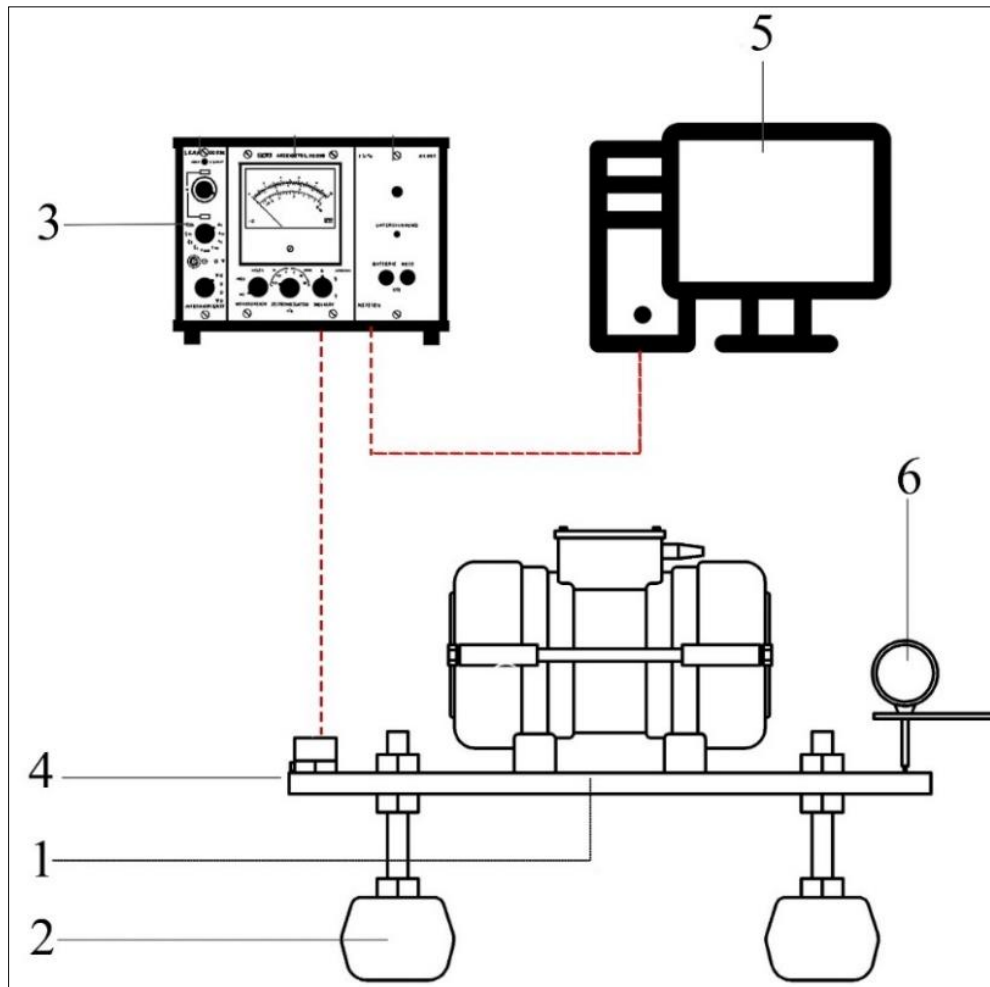


Рисунок 4.10 – Схема станда для випробування обладнання

Джерело: розроблено автором

Постійно ведеться відеозйомка датчика для вимірювання переміщень, щоб, порівнявши рухи пластини з кількістю обертів стрілки датчика, розрахувати амплітуду руху пластини.

Під час роботи станда на комп'ютері за допомогою звукового редактора відображається та записується графік амплітуди переміщень пластини при дії на неї змішувального зусилля, що виникає під час роботи вібратора (рис. 4.11).

Розглянемо інтерфейс програмного забезпечення Sonic Sound Forge для запису звукових хвиль. Завдяки віброметру, який передає сигнал, програма може записувати графік амплітуди коливань.

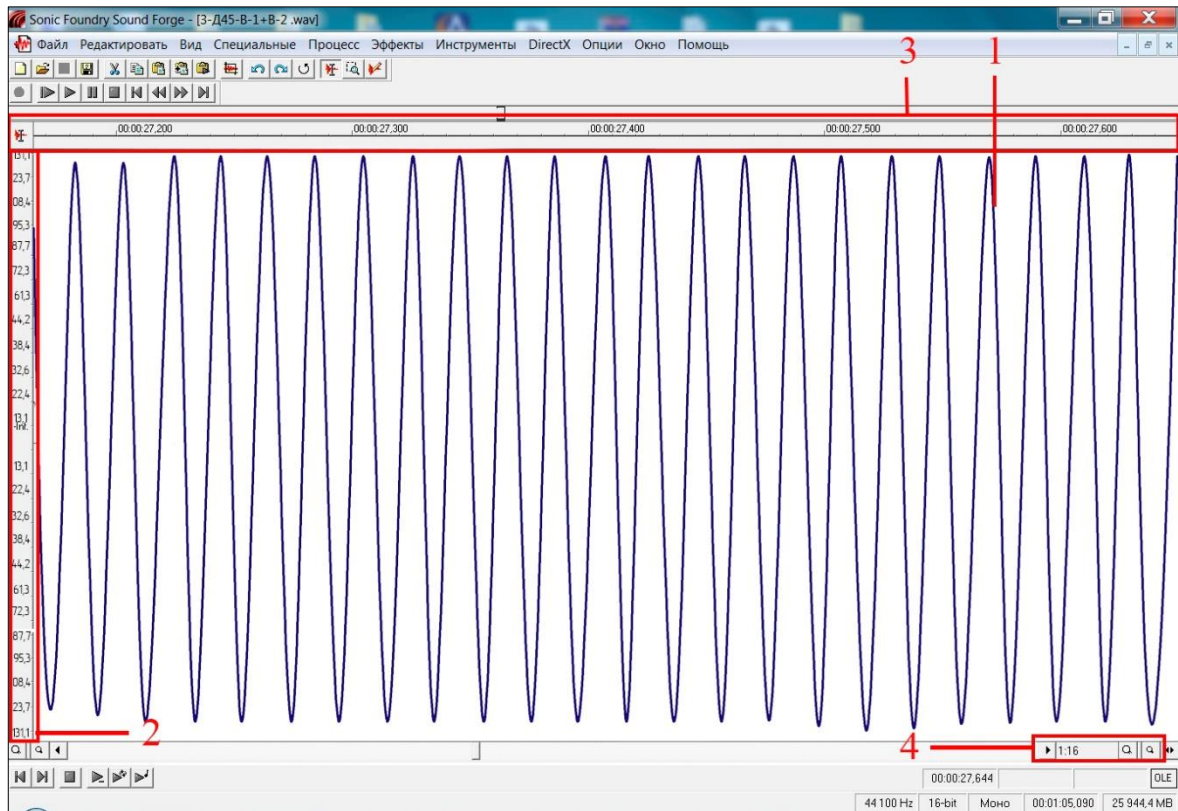


Рисунок 4.11 – Інтерфейс програми Sonic Sound Forge

Джерело: розроблено автором

Отже, графік переміщень пластини 1, шкала зміни децибел 2, шкала зміни часу 3, масштаб відображення 4. Особливість відображення результатів у програмі така, що вісь ординат відображає децибелі, тому необхідно створити еталон, згідно з яким при порівнянні інших графіків з ним можна розрахувати отриману величину амплітуди. Скористаємось датчиком вимірювання переміщень годинникового типу. Паралельно із записом графіка амплітуд відбувається зйомка циферблату, в результаті чого отримано, що під час одного коливання пластини стрілка датчика виконує 10 обертів, що відповідає 1 мм переміщення пластини. Отже, порівнюємо графік коливань на 39,5 с та запис датчика в цей час. На графіку в 39,5 с спостерігаємо сталі коливання зі значеннями по осі ординат 132 дБ, що відповідає 10 обертам стрілки датчика та 1 мм амплітуди коливань пластини.

Для порівняння результатів експерименту проведемо аналітичний розрахунок системи. Визначимо максимальну амплітуду

$$X_{max} = \frac{F_v}{m_v \cdot \omega_v^2 - 4 \cdot c_{пр}} = \frac{2600}{28,9,86 \cdot 10^4 - 4 \cdot 175 \cdot 10^{-3}} = 0,94 \text{ мм},$$

де $F_v = 2600 \text{ Н}$ – змушувальне зусилля з характеристик моторвібратора;

$\omega_v = 314 \text{ рад/с}$ – частота обертання вала моторвібратора;

$m_v = 28 \text{ кг}$ – вага вібромотора з пластиною;

$c_{пр} = 175 \text{ Н/м}$ – жорсткість пружного елемента.

Отже, похибка розрахунку визначення амплітуди на експериментальному стенді аналітично становить 7 %.

Для проведення тарировки обладнання, проведено дослід на системі, яка складається з таких елементів: вібратора ІВ-99, віброметра 00032, пластини, гумових амортизаторів, п'єзоелектричного датчика прискорення КД 35, датчик вимірювання переміщення годинникового типу, комп'ютера.

У процесі проведення дослідження проаналізовано результати з датчика та виявлено, що одне коливання платформи відповідає 10 обертам стрілки датчика та 1 мм амплітуди. В програмі Sonic Sound Forge отримано графік переміщень, що далі буде використовуватись як еталон для порівняння результатів під час дослідження вібрації грохотів.

4.5. Проведення досліджень грохота на основі лабораторного стенда

Мета експерименту – проведення дослідження параметрів переміщення грохота під час його роботи на основі лабораторного стенда. Отримані результати необхідно порівняти з даними розрахунку цього грохота на основі методики комп'ютерного моделювання, що представлена в розділі 3.

Розроблений стенд необхідно підготувати до проведення досліджень. Особливість розташування моторвібраторів на стенді полягає в тому, що під час роботи вони створюють направлені коливання, при цьому змушувальне зусилля діє під кутом 45° до короба. Зважаючи на це, необхідно дослідити переміщення грохота в декількох напрямках, а саме вертикально, горизонтально та під кутом 45° . Розглянемо декілька варіантів кріплення датчиків на рис. 4.12 а, б, в. Основні

елементи: 1 – поверхня грохота; 2 – клеєва поверхня; 3 – п'єзоелектричний датчик; 4 – напрямок змушувального зусилля; 5 – кут для задання напрямку датчика.

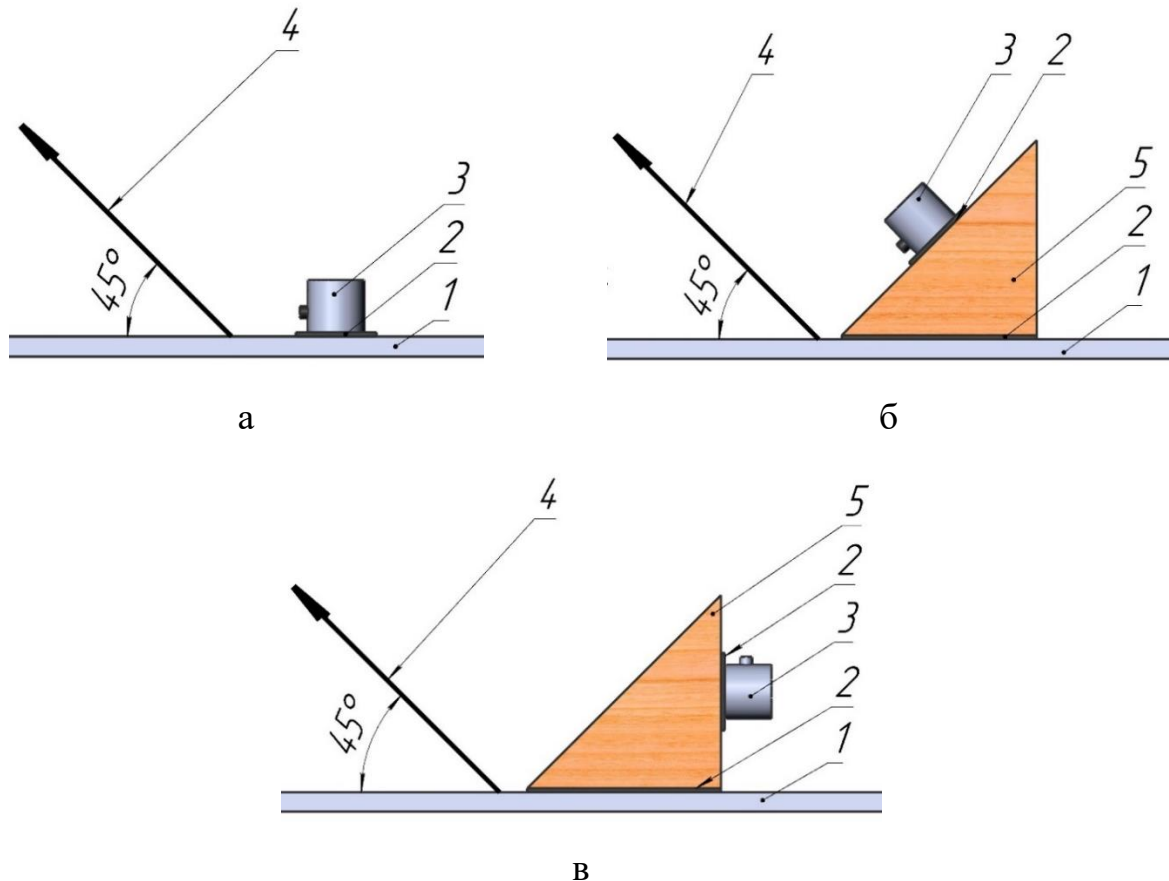


Рисунок 4.12 – Положення датчика відносно поверхні грохота: а – вертикально; б – горизонтально; в – під кутом 45° уздовж змушувального зусилля;

1 – поверхня грохота; 2 – клеєва поверхня; 3 – п'єзоелектричний датчик; 4 – напрямок змушувального зусилля; 5 – кут для задання напрямку датчика

Джерело: розроблено автором

Переміщення, швидкість та прискорення у вертикальному напрямку досліджуються за допомогою вертикально розміщеного п'єзоелектричного датчика (рис. 4.12, а), в горизонтальному напрямку при відповідному розміщенні датчика (рис. 4.12, б). Дослідити величину переміщень у напрямку дії змушувального зусилля можна при розміщенні датчика під кутом 45° в тому ж напрямку (рис. 4.12, в).

На лабораторному стенді на коробі грохота підготуємо місця для кріплення датчика, на рис. 4.13 позначені цифрами.

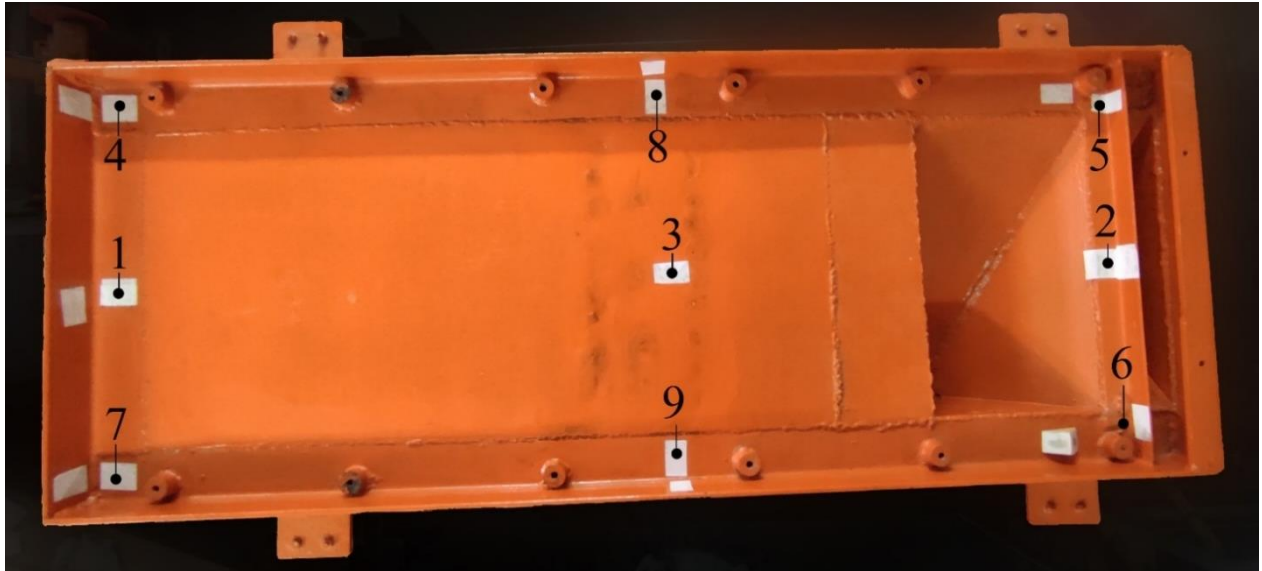


Рисунок 4.13 – Місця кріплення датчиків на коробі грохота

Джерело: розроблено автором

Хід проведення експеримента для дослідження грохота [73,74]

1. **Переглянути цілісність приладів.** Необхідно перевірити справність усіх елементів лабораторного стенда. Спочатку перевіряються наявність пошкоджень на кабелях, таких як порізи, переломи або інші видимі дефекти ізоляції. Оглядаються цілісність корпусів та датчиків на наявність тріщин і вм'ятин. Упевнитись, що всі механічні частини системи працюють безперебійно, без застрягань і зайвого шуму, наприклад, що нічого не заважає стисканню пружин. Моторвібратори повинні бути надійно зафіксовані на грохоті, для цього перевірити болтові з'єднання. Перевірити положення індикаторів усіх пристроїв, стрілки повинні розміщуватись на нульовому показнику.

2. **Увімкнути напругу.** Всі прилади підключити до джерела живлення. Усі прилади працюють від джерела живлення 220 Вт. Під час включення кожного приладу слідкувати за тим, щоб усі індикатори живлення загорілися, а

прилади почали працювати. Прилади повинні працювати без збоїв відповідно до технічних специфікацій.

3. **Зафіксувати п'єзоелектричний датчик прискорення KD 35.** Для встановлення датчика необхідно спочатку визначити місця їх кріплення, показання будуть зняті відповідно до розміщення датчика. На цих місцях оброблюється поверхня від бруду, пилу та інших забруднень, наноситься клейкий шар, щоб забезпечити надійний контакт датчика з поверхнею. Поверхню датчика також оброблюють, потім датчик кріплять до грохота. Важливо, щоб датчик був установлений щільно. Після закріплення датчика перевірте надійність кріплення, легенько потягнувши за нього. Датчик не повинен рухатись або хитатися.

4. **Підключити п'єзоелектричний датчик прискорення KD 35.** Використовуючи кабель, датчик KD 35 підключається до вхідного роз'єму віброметра 00032. Кабель має бути без пошкоджень.

5. **Увімкнути ПК з програмою для запису звуку.** Увімкнути комп'ютер та завантажити програму Sonic Sound Forge, яка використовується для запису й аналізу акустичних і вібраційних даних. Підготувати запис нового файлу в програмі.

6. **Увімкнути вимірювальний пристрій.** Увімкніть віброметр 00032 і переконайтеся, що всі його компоненти працюють належним чином. Дочекайтесь поки пристрій завершить початкове завантаження, що може зайняти декілька секунд. Після цього перевірте, чи всі світлові індикатори на віброметрі загорілися, що свідчить про його готовність до роботи, а стрілка знаходиться на нульовому показнику.

7. **Увімкнути запис звуку.** Увімкніть запис у програмі Sonic Sound Forge, переконайтеся, що вона готова до запису даних.

8. **Увімкнути моторвібратори.** Увімкніть обидва моторвібратори ІВ-99, які генеруватимуть вібрації для грохота. Переконайтеся, що немає незвичних шумів або вібрацій, які можуть свідчити про несправність або неправильне налаштування моторвібраторів.

9. **Упевнитись, що грохот пройшов резонанс.** Після увімкнення моторвібраторів ІВ-99 дайте системі час стабілізуватися і пройти через резонансні частоти. Зачекайте 120 секунд, щоб грохот досягнув своєї робочої частоти та стабільного режиму роботи. Протягом цього часу уважно спостерігайте за показаннями приладів, які вимірюють вібрації та інші параметри роботи системи.

10. **Вимкнути моторвібратори.** Після завершення вимірювань одночасно вимкніть обидва моторвібратори ІВ-99.

11. **Зафіксувати показання, отримані в програмі.** Переконайтесь, що програма для даних від датчиків правильно працює і фіксує всі необхідні параметри. Після закінчення запису натисніть кнопку «Зупинити». Запис програми вимикайте після того, як вимкнуті та повністю зупинились моторвібратори, оскільки важливо зафіксувати момент зупинки грохота. Збережіть файл зі звукового редактора.

12. **Повторити вимірювання.** Для аналізу достовірності необхідно з кожної точки знімати декілька показників. Під час дослідження грохота на лабораторному стенді з кожної точки знято по 20 показників.

13. **Переставити датчик в іншу точку дослідження.** Для отримання аналізу переміщень в інших точках необхідно перемістити датчик та повторити всі попередні кроки для отримання нових даних.

Результати дослідження

В результаті проведення дослідження отримано графіки переміщень. На рис. 4.14 зображено графік переміщень грохота в точці 3 при вертикальному розміщенні датчика. На графіку представлено дві криві: червоного кольору, вона відповідає переміщенню пластини під час тарировки обладнання (рис. 4.14), а синього кольору з меншою амплітудою – переміщенню грохота. Порівнявши амплітуду переміщення грохота з амплітудою еталонного зразка, визначимо, що вертикальне переміщення точки 3 дорівнює 0,2471 мм.

Графік горизонтальних переміщень точки 3 грохота зображено на рис. 4.15. Аналогічно з рис. 4.14 еталонна крива зображена червоним, а переміщення

досліджуваної ділянки – синім. Порівнявши результати еталону та точки 3, амплітуда горизонтальних переміщень точки становить 0,186 мм.

На рис. 4.16 зображено результат дослідження точки 3 під час розміщення датчика під кутом 45° уздовж змушувального зусилля. Порівнявши значення еталону та аналізу, отримаємо переміщення 0,2641 мм.

Досліджено дев'ять точок грохота, які позначені на рис. 4.15. Кожна точка проаналізована в трьох напрямках: вертикально, горизонтально та під кутом 45° . Кожен із експериментів повторений 20 разів для проведення подальшого статистичного аналізу достовірності отриманих амплітуд [75]. Результати досліджень занесено в таблицю в додатку В.

Для оцінки та забезпечення наукової достовірності отриманих даних проведено статистичну обробку результатів, що представлена в додатку Г.

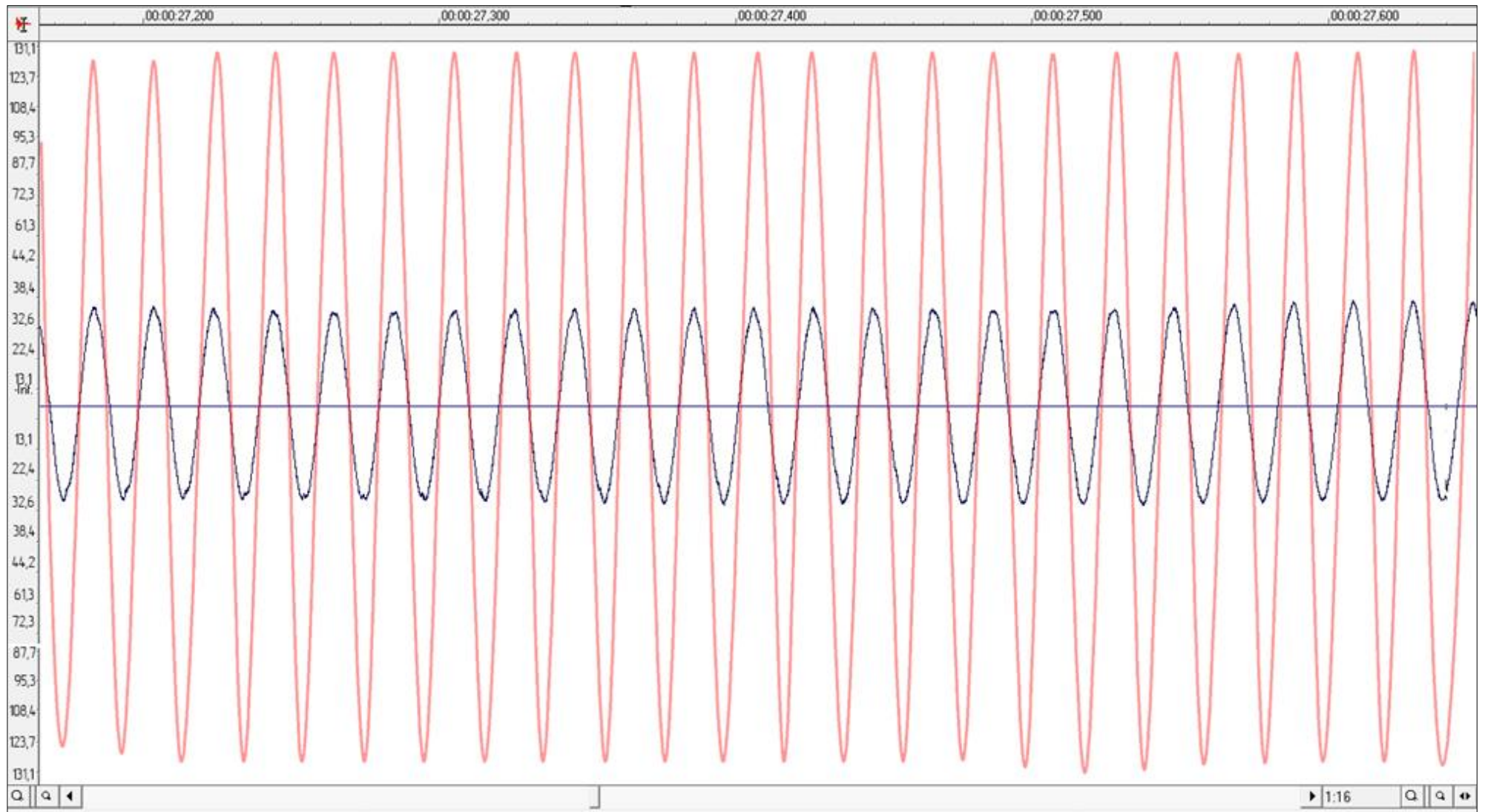


Рисунок 4.14 – Графік вертикальних переміщень точки 3

Джерело: розроблено автором

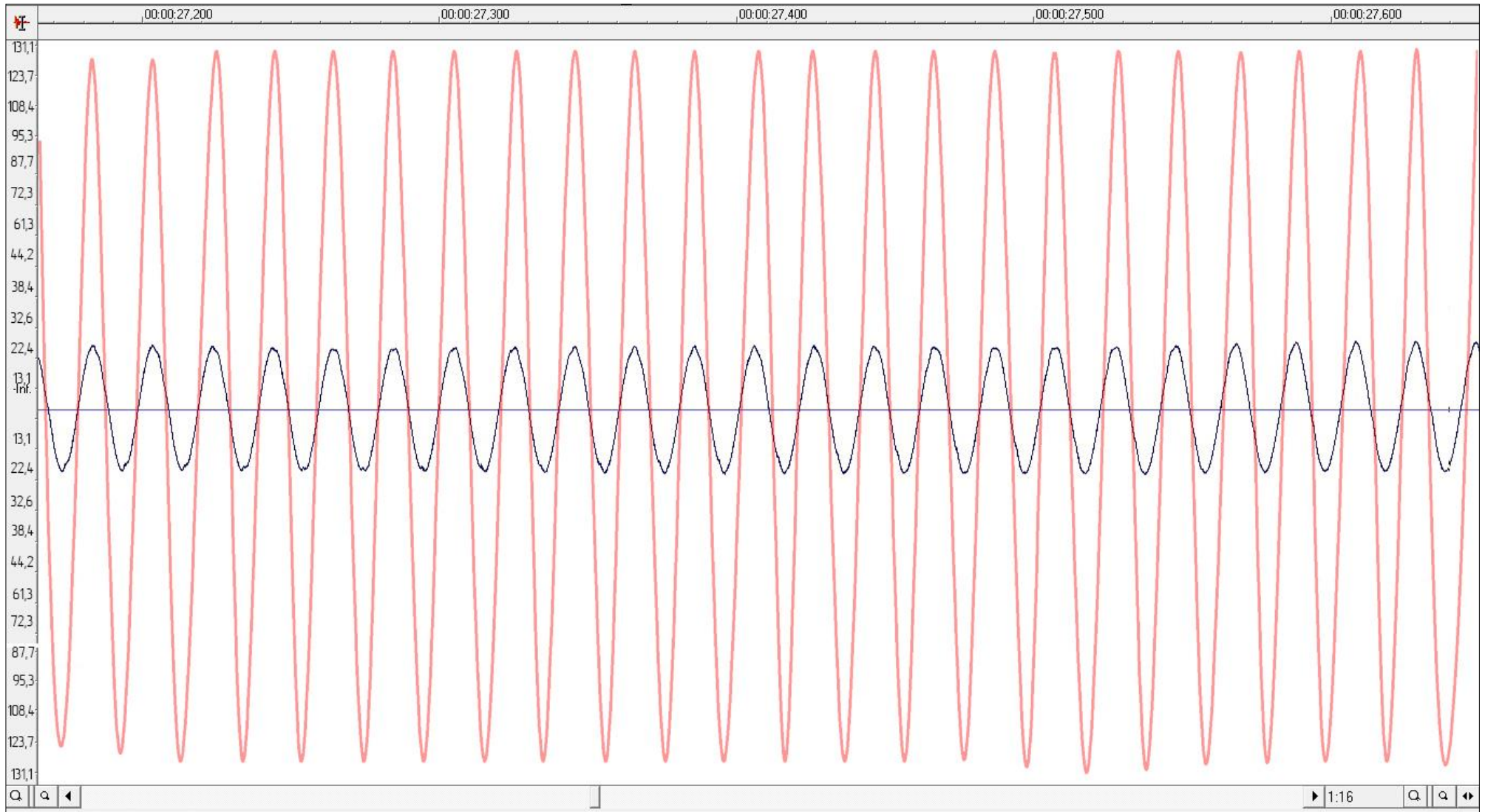


Рисунок 4.15 – Графік горизонтальних переміщень точки 3

Джерело: розроблено автором

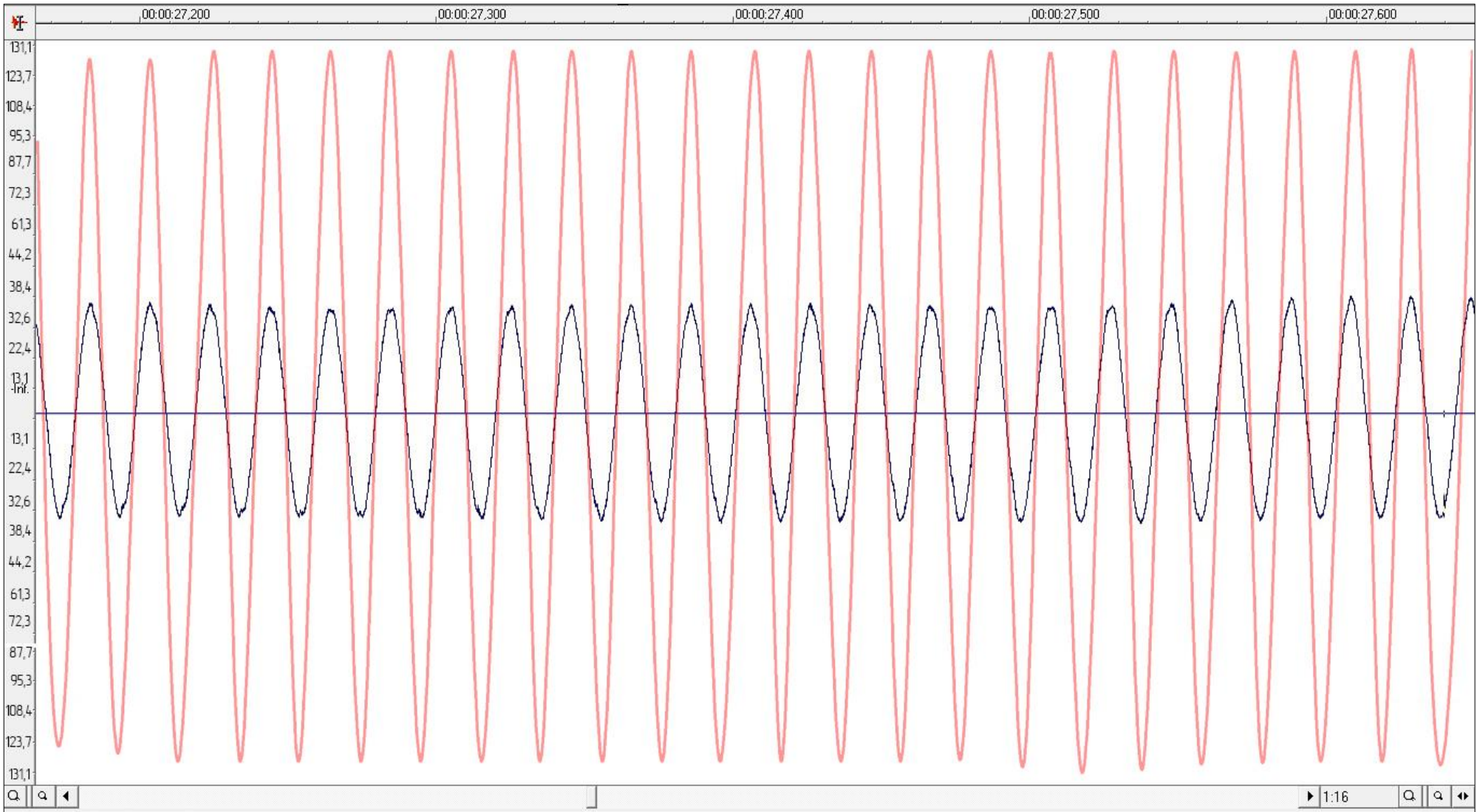


Рисунок 4.16 – Графік переміщень точки 3 під кутом 45° уздовж змушувального зусилля

Джерело: розроблено автором

4.6. Оцінка результатів, порівняння з іншими видами аналізу

Під час проведення дослідження на експериментальному стенді для дослідження грохотів отримані результати необхідно порівняти з результатами, отриманими з використанням комп'ютерного моделювання та аналітичної методики розрахунку.

Таблиця 4.4

Порівняння результатів аналізу грохота методом комп'ютерного моделювання, фізичного експерименту та аналітичного розрахунку

Розміщення датчика	Точка	Результати комп'ютерного моделювання, мм	Результати фізичного експерименту, мм	Результати аналітичного дослідження, мм	$\varepsilon_{\phi}, \% *$	$\varepsilon_a, \% **$
Вертикально	T1	0,232	0,24626	0,245	6	8
	T2	0,234	0,254655		9	7
	T3	0,232	0,232265		1	8
	T4	0,232	0,24004		4	8
	T5	0,234	0,2453		5	7
	T6	0,234	0,247575		6	7
	T7	0,232	0,23923		4	8
	T8	0,232	0,230655		1	8
	T9	0,232	0,233345		1	8
Горизонтально	T1	0,182	0,18484	0,181	2	5
	T2	0,182	0,181262		1	5
	T3	0,182	0,181192		1	5
	T4	0,182	0,180201		1	5
	T5	0,182	0,180348		1	5
	T6	0,182	0,181755		1	5
	T7	0,182	0,182595		1	5
	T8	0,182	0,182126		1	5
	T9	0,182	0,180712		1	5
Під кутом 45 градусів	T1	0,257	0,264055	0,256	3	2
	T2	0,257	0,258945		1	2
	T3	0,257	0,258845		1	2
	T4	0,257	0,25743		1	2
	T5	0,257	0,25764		1	2
	T6	0,257	0,25965		2	2
	T7	0,257	0,26085		2	2
	T8	0,257	0,26018		2	2
	T9	0,257	0,25816		1	2

$\varepsilon_{\phi} *$ – похибка комп'ютерного моделювання відносно фізичного експерименту;

ε_a^{**} – похибка комп'ютерного моделювання відносно аналітичного розрахунку.

В табл. 4.13 представлені результати аналізу амплітуди вібрації грохота, проведеного трьома методами, а саме: комп'ютерним моделюванням, фізичним експериментом та аналітичним розрахунком. При порівнянні результатів комп'ютерного моделювання відносно фізичного експерименту отримано похибку від 1 до 9 %, а при порівнянні комп'ютерного моделювання з аналітичним розрахунком амплітуди похибка становить від 2 до 8 %.

У зв'язку з цим зробимо висновок, що методи комп'ютерного дослідження роботи грохотів можна застосовувати на рівні з аналітичними дослідженнями та фізичним експериментом.

4.7. Висновки до розділу 4

Створено експериментальний стенд для дослідження грохотів. До складу стенда увійшли такі елементи: високочастотний грохот, віброметр із системи лабораторних приладів акустичної та вібровимірювальної техніки Robotron, п'єзоелектричний датчик прискорення КД 35, комп'ютер із програмним забезпеченням Sonic Sound Forge. Проведено тарировку обладнання, в результаті отримано графік-еталон з кривою, амплітуда якої дорівнює 1 мм.

Проведено комп'ютерне дослідження моделі грохота та отримано такі амплітуди коливань: при вертикальному встановленні датчика – 0,232 мм, при горизонтальному – 0,182 мм, при встановленні датчика під кутом 45° переміщення становлять 0,257 мм.

Проведено дослідження грохота на базі лабораторного стенда. Аналогічно з комп'ютерною моделюю знято параметри руху грохота в трьох напрямках. Для отриманих значень проведено статистичну обробку даних, результати досліджень достовірні. Однорідність дисперсій підтверджено критерієм Кочрена, адекватність – Критерієм Фішера, що дає можливість використовувати отримані дані для подальшого аналізу та практичного застосування. Доведено теорію нормального розподілу даних за критерієм Пірсона.

Порівняно результати дослідження грохота аналітичним, комп'ютерним методом та фізичного експерименту. Похибка розрахунку амплітуд комп'ютерним методом в порівнянні з аналітичним становить від 2 до 8 %, а похибка розрахунку амплітуд комп'ютерного в порівнянні з фізичним експериментом – від 1 до 9 % залежно від досліджуваної точки грохота.

На основі отриманих результатів робимо висновок, що методи комп'ютерного дослідження роботи грохотів, здійснювані за допомогою комплексу Dassault Systemes SolidWorks, дають можливість створити віртуальну модель грохота з симуляцією його робочих процесів, є ефективними.

РОЗДІЛ 5 РОЗРОБКА ТА ВПРОВАДЖЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО МІСЦЯ КОНСТРУКТОРА SOLIDWORKS PARAMETRIC DESIGN WORKSTATION

5.1. Постановка задачі до розділу 5

Основні розмірні ряди та робочі характеристики обладнання регламентуються стандартами. Зокрема, у ДСТУ 3182-95 встановлено типорозміри інерційних грохотів, що відображені в додатку Д. Наведено детальний огляд основних параметрів та розмірів інерційних грохотів різних типорозмірів згідно зі стандартом ДСТУ 3182-95 [71]. Представлена інформація про розміри та кількість ярусів сит, амплітуду коливань, частоту коливань та обертання вала моторвібратора, потужність електродвигуна, габаритні розміри та масу. Зокрема, ширина та довжина сит варіюються від 1000 x 2500 мм до 4000 x 11200 мм, що дозволяє обрати оптимальний розмір для конкретних умов експлуатації. Амплітуда коливань зазвичай не перевищує 10 мм, що забезпечує стабільність роботи обладнання. Грохоти обладнані моторвібраторами, що мають частоту обертання від 500 до 700 об/хв, залежно від моделі, а потужність електродвигунів коливається від 10 до 150 кВт. Також описано технічні характеристики інерційних грохотів, із указанням на різноманітність моделей від легкого до важкого типів [71].

Представлені детальні технічні дані корисні при виборі обладнання для специфічних виробничих потреб, забезпечуючи оптимальне співвідношення між розмірами, потужністю та продуктивністю. Аналіз додатка Д засвідчує, що рекомендовані значення параметрів грохота перебувають у широкому діапазоні.

У процесі виробництва можливе виникнення необхідності розробки конструкції грохотів із параметрами, що виходять за межі рекомендованих стандартом. У зв'язку з цим для підвищення точності проєктних рішень, а також виявлення потенційних проблем на ранніх етапах проєктування, доцільно автоматизувати процес побудови комп'ютерної моделі розроблюваної

конструкції інерційного грохота. З цією метою використаємо результати, отримані в попередніх розділах роботи (розділ 2, розділ 3, розділ 5) в комбінації з можливостями комплексу SolidWorks Education Edition, який об'єднує в єдине програмне середовище SolidWorks, SolidWorks Motion та SolidWorks Simulation. Це дасть можливість у рамках інтеграції з .NET Framework створити програмний комплекс, що автоматизує процес створення, аналізу та оптимізації конструкції розроблюваного грохота, а також візуалізації його роботи. Назвемо цей програмний комплекс SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW).

Для розробки даного комплексу необхідно виконати такі підзадачі:

1. Розробити параметричну модель грохота.
2. Розробити технічні можливості для симуляції аналізу грохота.
3. Розробити інтуїтивно зрозумілий інтерфейс користувача, на основі .NET Framework, адаптованого до SolidWorks.
4. Забезпечити результати дослідження, включаючи 3D моделі, технічні звіти та візуалізації.

5.2. Розробка параметричної моделі грохота та опис математичних моделей і методів

Під час розробки параметричної моделі грохота запропоновано застосування технології віртуальної реальності (VR). Повне занурення у VR забезпечуватиме високотехнологічна гарнітура Vivo Pro 2 [76].

Процес проєктування параметричної моделі грохота ґрунтуватиметься на ретельному аналізі технічної документації аналогів і стандартів, які регламентують розміри та характеристики інерційних грохотів [71]. Вивчимо заводські креслення, щоб визначити складові елементи конструкції, такі як сито, привід, боковини, балки, пружні елементи, що дозволить розробити концептуальну модель у віртуальній реальності (рис. 5.1).

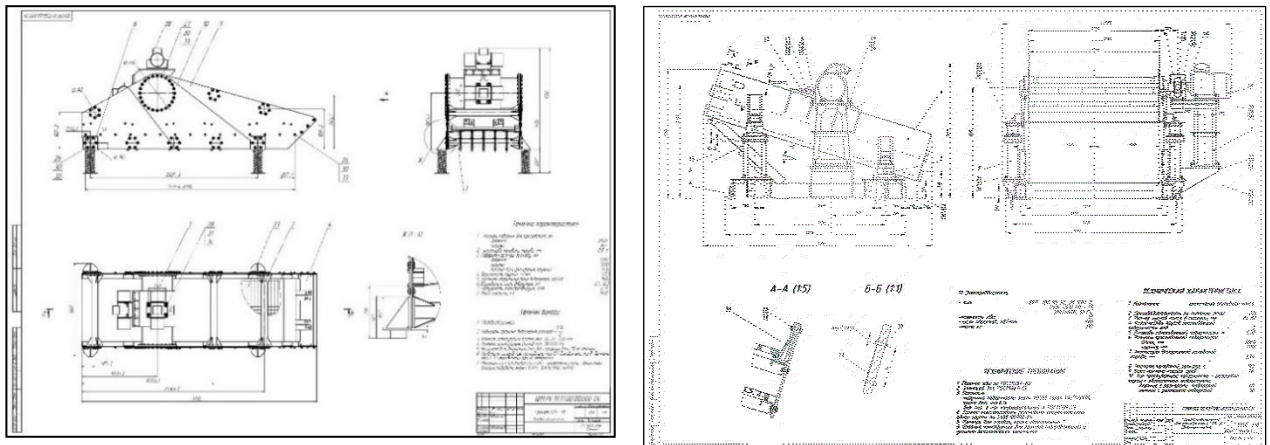


Рисунок 5.1 – Приклади креслень грохотів, надані підприємствами-виробниками

Джерело: підприємства-партнери

В якості базової конструкції для побудови параметричної моделі використовуємо грохот ГВЧ-31С, який розглянуто та досліджено в розділі 3, в результаті чого є комп'ютерна модель, виконана в SolidWorks. Застосуємо програмне забезпечення EDrawing та технології віртуальної реальності для детального аналізу структури, елементів, масштабу та габаритів конструкції (рис. 5.2).

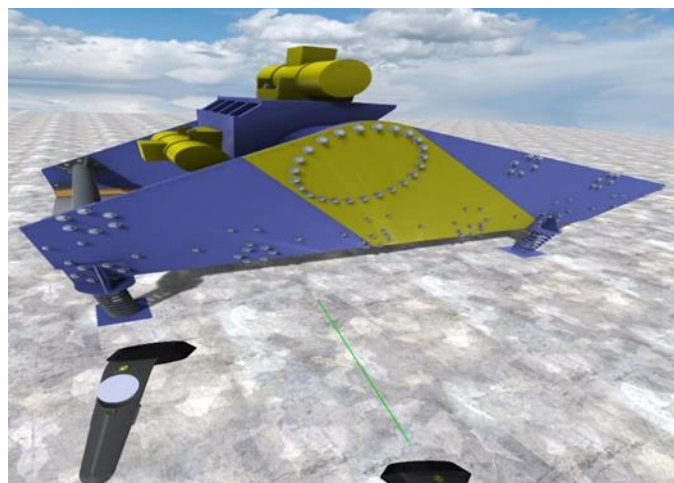


Рисунок 5.2 – Перегляд віртуальної моделі інерційного грохота через додаток EDrawing [77]

Джерело: розроблено автором

На основі отриманих даних зі стандартів, технічної документації та аналізу віртуальної моделі побудуємо параметричну модель грохота.

На першому етапі розробимо концептуальну модель на основі застосування сучасних технологій віртуальної реальності. Доцільно використати програмне забезпечення Gravity Sketch, створене для тривимірного моделювання, що уможливорює користувачам створювати й редагувати тривимірні об'єкти. Використовуючи стандартний набір інструментів Gravity Sketch, який включає базові геометричні форми, кисті та інструменти для створення об'єктів вільної форми, є можливість реалізувати детальну тривимірну модель задуманого конструктивного елемента (рис. 5.3) [78].

Основним робочим органом грохота є плоске сито. Габаритні розміри грохота, зазначені в позначенні типорозміру конструкції, відповідають розмірам сита. На наступному етапі сито зафіксуємо у просторі. Основою каркасу грохотів є боковини. Форма боковин може відрізнитися залежно від моделі грохота, елементів, які до них прикріплюються, та необхідної маси конструкції. На цьому етапі прийняті боковини прямокутної форми. У нижній частині боковин розміщено чотири пластини для опори пружних елементів.

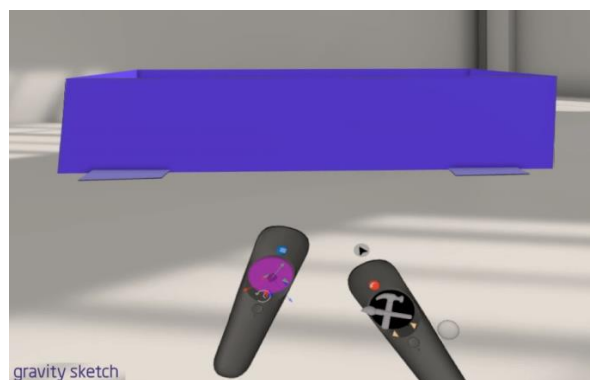


Рисунок 5.3 – Концептуальна модель коробка, виконана в Gravity Sketch

Джерело: розроблено автором

Важливий етап проектування моделі – розміщення вібромоторів. Відповідно до концепції роботи розроблюваного грохота конструкція передбачає два вібромотори, які, обертаючись у протилежних напрямках,

створюють спрямоване зусилля. Під час проєктування необхідно враховувати, щоб створене зусилля було спрямовано під кутом 45 градусів відносно поверхні, що просіює, та проходило через центр тяжіння конструкції.

Розглянемо кілька варіантів розміщення вібромоторів відносно конструкції (рис. 5.4).

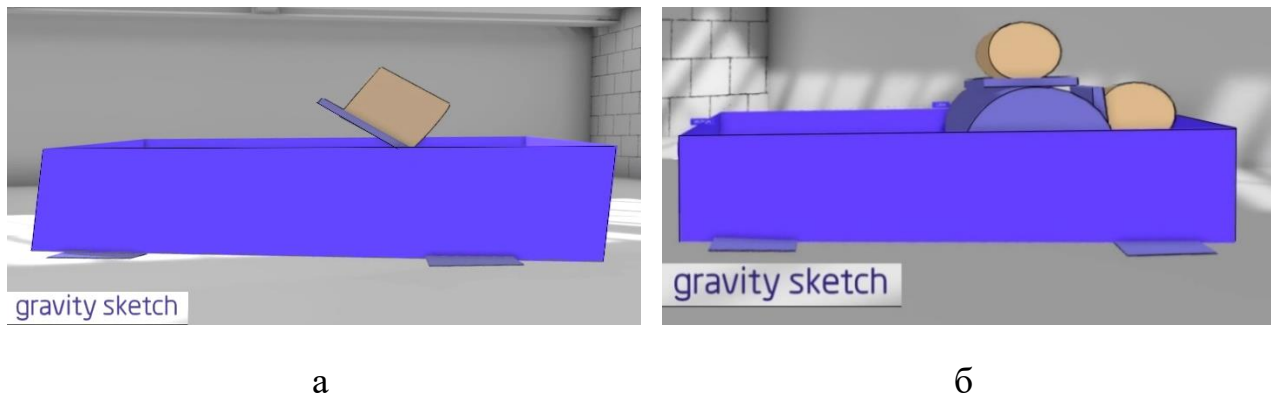


Рисунок 5.4 – Схеми розташування вібромоторів, виконані в Gravity Sketch

Джерело: розроблено автором

На рис. 5.4 а зображено розміщення вібромоторів на пластині, яка фіксується до боковин, під кутом 45 градусів до поверхні, що просіює. Такий варіант потребує реберного підкріплення пластини, оскільки фіксація вібраторів лише до пластини може спричинити виникнення додаткових коливань, що знизить довговічність та якість роботи машини. Крім того, можуть виникнути проблеми з обслуговуванням вібромоторів через брак місця під час їх фіксації на одній пластині.

Другий варіант передбачає фіксацію вібромоторів на двох пластинах, які розташовані під кутом 90 градусів одна до одної (рис. 5.4 б). Таким чином, під час роботи вібраторів виникає сила, спрямована під кутом 45 градусів до сита. Така конструкція також потребує додаткової реберної конструкції для збільшення жорсткості, проте забезпечує простіше обслуговування механізмів. Проаналізувавши аналоги, оберемо другий варіант розміщення приводу. Також

необхідно додати горизонтальні зв'язки-балки для підвищення жорсткості конструкції.

Розташування балок у конструкції грохота визначається на основі аналізу напружено-деформованого стану. Проте на етапі створення концептуальної моделі їх розміщення здійснюється відповідно до аналізу наявних конструкцій грохотів.

Здійснено перехід від початкової тривимірної концепції, створеної за допомогою програми Gravity Sketch, до розробки на її основі твердотілої комп'ютерної моделі в середовищі інженерного програмного забезпечення SolidWorks (рис. 5.5 а) [78].



Рисунок 5.5 – Модель грохота: а – розроблена в SolidWorks на основі моделі Gravity Sketch; б – редагування моделі в Gravity Sketch

Джерело: розроблено автором

У ході ретельного аналізу розроблюваної моделі у SolidWorks виявлено аспекти для оптимізації, спрямовані на підвищення її функціональних характеристик (рис. 5.5 б). Зокрема виникла необхідність модифікувати форму боковини для зменшення металоємності конструкції. У зв'язку з цим також необхідно переглянути положення балок після змін боковин.

Виконаємо додаткову ітерацію розробки концептуальної моделі в Gravity Sketch, в результаті чого змінимо форму боковин та положення балок. Модель відправимо на доопрацювання в програмному комплексі SolidWorks.

Представлена модель у SolidWorks містить спрощення, пов'язані з фіксацією елементів конструкції та геометричними формами. Наступним етапом відокремимо окремі вузли у збірці та опрацюємо кріплення елементів, у результаті чого отримаємо деталізовану комп'ютерну модель інерційного грохота. Цей перехід між програмами дасть змогу досягти високого рівня точності та деталізації, необхідного для подальших етапів розробки. Зокрема, це стосується аналізу напружень, динамічного аналізу, підготовки моделі до виробництва, а також подальшої роботи у віртуальному середовищі.

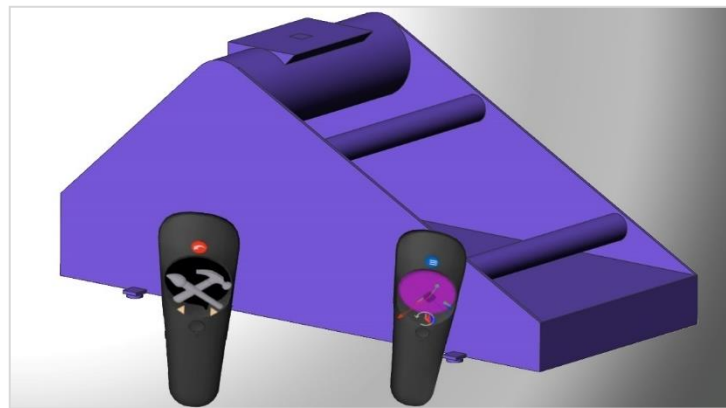


Рисунок 5.6 – Модель грохота виконана з використанням віртуальних технологій

Джерело: розроблено автором

Використання програми Gravity Sketch у сполученні з віртуальною реальністю дає можливість здійснити швидку ітерацію дизайн-концепцій, в той час як SolidWorks застосовується для створення детальних і точних комп'ютерних моделей, які відповідають усім технічним вимогам і стандартам, що є критично важливим для успішної реалізації проєкту.

Автоматизація процесів моделювання та дослідження грохотів потребує швидкого створення 3Д моделей. Для цього необхідно забезпечити гнучку конструкції, що може адаптуватися до різних технічних умов та вимог шляхом зміни глобальних параметрів. Доцільно використати в програмі принципи параметричного моделювання.

Дослідження технічної документації заводів-виробників та стандартів показало, що для розробки параметричної моделі, яка відповідатиме принципам геометричної подібності та коректно змінюватиметься за допомогою масштабного коефіцієнта, необхідно створювати окрему параметричну модель для кожного типорозміру грохота. Такий підхід дозволяє перебудовувати модель, забезпечуючи її адаптацію до специфічних особливостей кожного типорозміру.

Параметричне моделювання уможливить на основі введення декількох ключових параметрів автоматично розрахувати інші розміри та побудувати повноцінну модель завдяки системі математичних рівнянь, що зв'язують основні габаритні розміри з іншими. В якості основи для проєкту обрано двопривідний інерційний грохот.

Використаємо концептуальну модель компоновки конструкції грохота, а саме концептуальну модель інерційного грохота розроблену у віртуальній реальності за допомогою гарнітури Vivo Pro 2.

В якості базових габаритів для побудови параметричної моделі використано грохот ГВЧ-31С. Згідно з основними характеристиками та розмірами ГВЧ-31С належить до 3 типорозміру грохотів (додаток Д), тому діапазон зміни габаритних розмірів параметричної моделі: для довжини від 2500 мм до 4000 мм, а для ширини від 1000 мм до 1250 мм.

Процес адаптування концептуальної моделі до параметричної починається зі створення базового ескізу з контуром боковини грохота ГВЧ-31. Уведемо глобальні змінні, які відповідатимуть габаритним розмірам – довжини короба L та висоти H . На основі цих даних розробимо рівняння для визначення загальної геометрії конструкції.

Проаналізуємо креслення існуючих конструкцій та приймаємо товщини металу та труб 5–10 мм. Між боковинами змоделюємо трубу з площадками, для майбутнього кріплення мотор-вібраторів. Також боковини зв'яжемо пластинами з двох боків. Дві верхні балки з'єднають борти по верхній лінії, а три нижні балки

Надалі моделі застосовуватимуться для розрахунків за допомогою методів скінченних елементів, тому певні конструктивні елементи, такі як болтові з'єднання та кріплення сит, які можуть спричинити появу концентраторів напруг, сингулярностей у задачі та збільшити навантаження на комп'ютер, виключені при моделюванні.

Програмний продукт SolidWorks, який пропонує гнучкі можливості для використання параметризації у конструкції, став основою для реалізації даного проекту. Розглянемо як приклад рівняння, що використані для створення параметричної моделі грохота.

Name	Value / Equation	Evaluates to	Comments
Global Variables			
Add global variable			
Features			
Add feature suppression			
Equations			
"D3@Sketch1"	= "L@Sketch1" / 3	1000mm	
"D4@Sketch1"	= "H@Sketch1" / 3	500mm	
"D5@Sketch1"	= "H@Sketch1" / 5	300mm	
"D9@Sketch1"	= "D8@Sketch1"	5mm	
"D10@Sketch1"	= "D8@Sketch1"	5mm	
"D11@Sketch1"	= "D10@Sketch1"	5mm	
"D12@Sketch1"	= "D21@Sketch1" / 3	166.67mm	
"D13@Sketch1"	= "L@Sketch1" / 3	1000mm	
"D14@Sketch1"	= "L@Sketch1" / 3	1000mm	
"D15@Sketch1"	= "D5@Sketch1" / 2	150mm	
"D16@Sketch1"	= "D8@Sketch1"	5mm	
"D17@Sketch1"	= "D14@Sketch1"	1000mm	
"D18@Sketch1"	= "D5@Sketch1" / 3	100mm	
"D19@Sketch1"	= "D14@Sketch1" / 2	500mm	
"D2@Sketch1"	= ("L@Sketch1" - ("D14@Sketch1" + "D13@Sketch1")) / 2	500mm	
"D1@Base6"	= "B@Base1" / 2	750mm	
"D21@Sketch1"	= "H@Sketch1" / 3	500mm	
"D20@Sketch1"	= "D18@Sketch1"	100mm	
"D2@Sketch10"	= "Hs@Sketch10"	120mm	
"D1@Sketch11"	= "Hs@Sketch10"	120mm	
"D1@Sketch12"	= "Hs@Sketch10"	120mm	
Add equation			

Automatically rebuild Angular equation units: Radians Automatic solve order
 Link to external file:

Рисунок 5.9 – Рівняння, які управляють параметричною моделлю

Джерело: розроблено автором

На рис. 5.9 програмне вікно SolidWorks з розділом для управління рівняннями, глобальними змінними та розмірами елементів ескізу. Представлені всі рівняння, які відповідають за зміну габаритних розмірів моделі. Розглянемо роботу параметричної моделі, створивши декілька конструкцій грохотів,

габарити відповідно діапазону зміни габаритних розмірів грохотів третьої групи [2] (рис. 5.10). Перша модель представлена з розмірами 2500x1000 (ДxШ). Друга модель – 3000x1200 (ДxШ) та третя модель, розміри якої становлять 5400x2000x2200 (ДxШxВ).

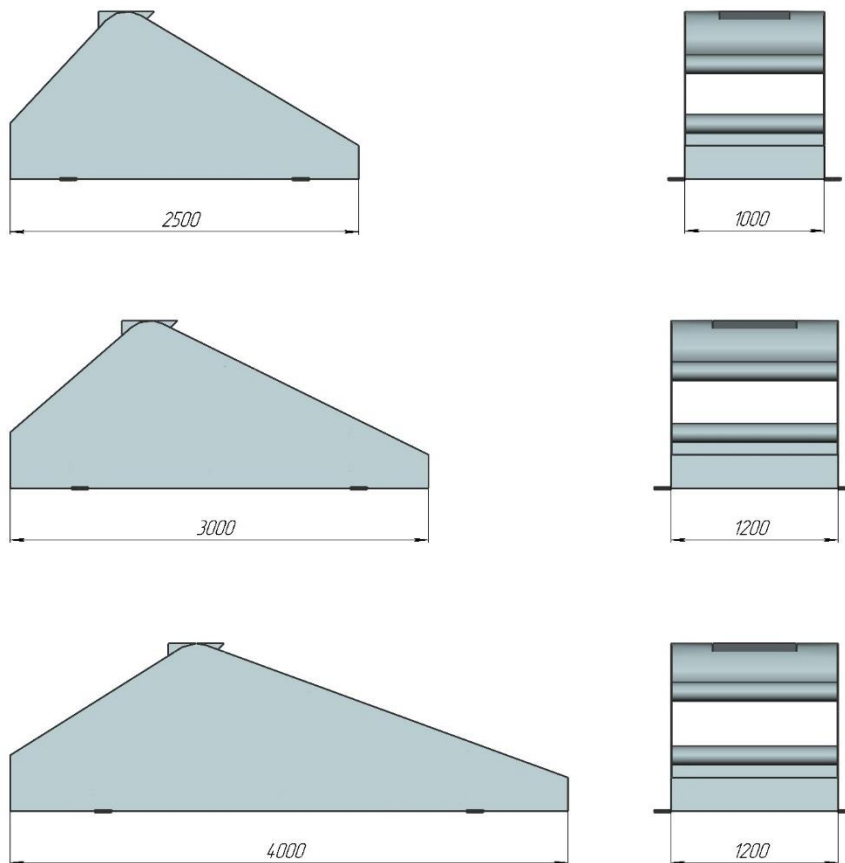


Рисунок 5.10 – Рівняння, які управляють параметричною моделлю

Джерело: розроблено автором

Кожен елемент моделі правильно масштабується і перебудовується залежно від змін глобальних параметрів, забезпечуючи повне геометричне узгодження між компонентами.

Достовірність розрахунку динамічних характеристик значно залежить від центру мас та моменту інерції. Але використання спрощеної моделі може зробити отримані результати хибними.

На етапі проектування остаточне положення центра мас невідоме. Тому програма АРМ задаватиме сама ці параметри, відносно основних габаритних

розмірів. Проаналізувавши конструкції грохотів, визначимо залежність координат центра мас від габаритних розмірів.

Розглянемо конструкцію грохоту ГВЧ-31С на рис. 5.11. Визначивши координати центра тяжіння моделі (c_{xc} , c_{yc} , c_{zc}) з використанням програмного забезпечення SolidWorks:

$$c_{xc} = 1175 \text{ мм}, c_{yc} = 565 \text{ мм}, c_{zc} = 600 \text{ мм}.$$

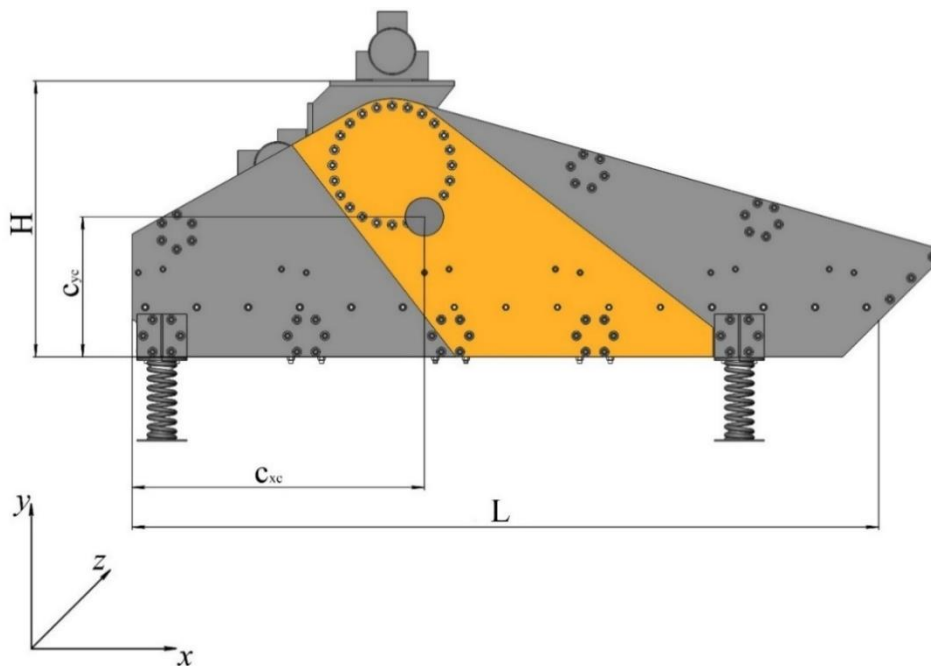


Рисунок 5.11 – Рівняння, які управляють параметричною моделлю

Джерело: розроблено автором

Використавши ці дані, визначимо коефіцієнти залежності координати центра тяжіння для даного грохота від габаритних розмірів:

$$k_x = \frac{L}{c_{xc}} = 2,5; k_y = \frac{H}{c_{yc}} = 2,1; k_z = \frac{B}{c_{zc}} = 2, \quad (5.1)$$

де L – довжина короба базової моделі, мм;

H – висота короба, мм;

B – ширина короба, мм.

При зміні розмірів грохота змінюватимуться масові характеристики. Щоб зберегти подібність динамічних характеристик, необхідно витримати положення центра ваги грохота. Припустимо довжина грохота набуває значення L_1 , тоді положення центра мас визначиться так:

Центр ваги відносно осі x, y, z :

$$c_x = L/2,5; c_y = H/2,1; c_z = B/2 \quad (5.2)$$

Порівнявши ці результати з іншими типорозмірами грохотів, наприклад ГВЧ-52, ГИСЛ-63, похибка становить 3 %.

Після створення параметричної моделі в середовищі SolidWorks логічним продовженням для подальшого аналізу конструкцій є застосування комп'ютеризованих методів розрахунку конструкції, а саме додатків SolidWorks Simulation та SolidWorks Motion.

SolidWorks Simulation використовує різноманітні математичні моделі для аналізу елементів конструкцій у рамках CAD-середовища [6]. Це програмне забезпечення є інтегрованим рішенням для проведення комплексних інженерних аналізів, яке дає змогу оцінити реальну фізичну поведінку об'єкта під різними навантаженнями та умовами експлуатації. Основні математичні моделі, що використовуються в SolidWorks Simulation, включають: лінійний статичний, нелінійний аналіз, динамічний, термальний та частотний аналізи.

Кожен із цих типів аналізу базується на рішенні систем диференціальних рівнянь, які моделюють фізичні закони в дії, застосовуючи метод скінченних елементів для апроксимації рішень на дискретних сітках або елементах. Цей програмний комплекс автоматизує багато складних аспектів цих розрахунків, надаючи інженерам потужний інструмент для виконання складних аналізів із високим ступенем точності.

Для подальшого застосування в SolidWorks Parametric Design Workstation особливу увагу звернемо на частотний аналіз. Після створення параметричної моделі грохота програма викликатиме SolidWorks Simulation для проведення

частотного аналізу. Згідно з програмними документами SolidWorks Help для проведення частотного аналізу необхідно задати кріплення «Пружна основа», тому на моделі заздалегідь підготовлені місця для встановлення взаємозв'язків.

SolidWorks Motion є модулем для симуляції кінематики та динаміки механізмів, що входить у склад комплексу SolidWorks. Цей інструмент дає можливість інженерам аналізувати рух механічних систем, включаючи динамічні взаємодії та сили, що впливають на компоненти під час роботи механізму. Основні математичні моделі, які використовуються в цьому модулі, включають: кінематичний, динамічний, статичний аналізи та оптимізацію параметрів.

Використання цих математичних моделей в SolidWorks Motion надає потужний інструмент для точного аналізу механічних систем, уможливаючи дослідження динаміки роботи машин. У контексті подальшого застосування на платформі SPDW особлива увага приділяється динамічному аналізу. Достовірність проведення динамічного аналізу потребує коректного моделювання впливу змушувальної сили, що виникає через роботу вібромотора, а також аналізу моделі поведінки пружних елементів в SolidWorks Motion. Розглянемо розрахункову схему грохота для SolidWorks Motion, що представлена в розділі 3.

Методологія моделювання пружного елемента грохота у середовищі SW Motion представлена у третьому розділі дисертаційного дослідження.

Методика моделювання змушувального зусилля представлена також у розділі 3, отримані результати використаємо та застосуємо в програмі.

Під час розробки підрозділу виконано аналіз технічної документації заводів-виробників та стандартів, на їх основі створено параметричну модель для третього типорозміру грохота з діапазоном довжини від 2500 мм до 4000 мм та ширини від 1000 мм до 1250 мм. Отже, при зміні габаритних розмірів, завдяки системі математичних рівнянь та масштабного коефіцієнта, забезпечено перебудову моделі без виникнення помилок при зміні розміру. Моделювання виконано за допомогою VR-технології та програм Gravity Sketch і SolidWorks,

що дало можливість створити детальну модель грохота. Адаптована методика моделювання частотного аналізу в SolidWorks Simulation та аналізу динаміки в SolidWorks Motion для використання в SolidWorks Parametric Design Workstation.

5.3. Інтеграція з C# і особливості програмної реалізації

У контексті програмування для SolidWorks існують два основні підходи до розробки додатків: створення плагінів, які інтегруються безпосередньо в середовище програми, та розробка автономних додатків, що використовуються як серверний додаток для виконання специфічних завдань. Останній підхід дозволяє створювати програми, які викликають та управляють SolidWorks, але функціонують незалежно від його інтерфейсу.

Завдання полягає в розробці автономної програми під назвою SolidWorks Parametric Design Workstation, яка функціонує окремо й може працювати на будь-якому комп'ютері, де встановлено SolidWorks.

Основною метою розробки є підвищення продуктивності роботи за рахунок автоматизації рутинних задач та додавання специфічних функцій. В основі розробки використовується SolidWorks API (Application Programming Interface), який дає можливість взаємодії з програмним забезпеченням на програмному рівні, забезпечуючи доступ до широкого спектра функцій для управління документами, елементами моделей, конфігураціями і властивостями.

Програма має працювати незалежно від графічного інтерфейсу SW. Такий підхід забезпечує більшу гнучкість у розгортанні та використанні програми.

Розширення функціоналу SW значно підвищує продуктивність роботи, автоматизуючи рутинні задачі та додаючи специфічні функції. В якості основи для розробки SPDW використано SolidWorks API (Application Programming Interface), який дозволяє розробникам взаємодіяти з програмним забезпеченням на програмному рівні. API забезпечує доступ до великої кількості функцій для управління документами, елементами моделей, а також конфігураціями і властивостями. За допомогою API SW, SPDW може запускати SW у фоновому режимі, відправляти команди, керувати процесами моделювання, зчитувати дані

та використовувати для виконання задач CAD без прямої взаємодії користувача з інтерфейсом SolidWorks.

Хоча SolidWorks API підтримує кілька мов програмування, C# є популярним вибором, оскільки програма на C# може включати складну логіку для автоматизації задач, розв'язання інженерних проблем, оптимізацію дизайну тощо. Це означає, що всі необхідні параметри та команди можуть бути визначені та керовані через користувацький інтерфейс автономної програми.

Взаємодія з SolidWorks відбувається через Component Object Model (COM), що дозволяє C# програмі ефективно керувати всіма аспектами SolidWorks, включаючи створення, зміну та аналіз моделей грехотів.

Правильний вибір бібліотек значно спрощує розробку додатків, забезпечуючи не тільки доступ до потрібних функцій, але й взаємодію з різними версіями SW. Особлива увага під час вибору бібліотеки має приділятися підтримці, оновленням та спільноті користувачів, яка може надати цінні ресурси та підтримку.

Для розробки використано кілька основних бібліотек, основна це SolidWorks API. Вона включає в себе велику кількість функцій для доступу та управління елементами документів, такими як деталі, складання та креслення. API поділяється на кілька підбібліотек:

- **SolidWorks.Interop.sldworks** – Інтерфейси для роботи з документами і моделями.
- **SolidWorks.Interop.swcommands** – Інтерфейси для виклику команд SolidWorks.
- **SolidWorks.Interop.swconst** – Константи, які використовуються в інтерфейсах.
- **SolidWorks.Inte rop.swpublished** – Інтерфейси для створення власних інструментальних панелей та елементів меню.

Для керування файлами, матеріалами та виведення результатів аналізу використовувалась бібліотека SolidWorks Tools Library.

Для розробки програми з модулями SolidWorks Motion та SolidWorks Simulation використовувались спеціальні бібліотеки.

SolidWorks Simulation API – дає можливість інтегрувати та автоматизувати функції аналізу в SolidWorks Simulation, забезпечуючи доступ до широкого спектра можливостей для інженерного аналізу. Так у програмі створюються нові розрахунки частотного аналізу, в яких змінюється значення жорсткості пружного елемента, задаються значення скінченно-елементної сітки, обираються матеріали, зчитуються результати отриманих частот. Автоматично запускається симуляція та аналіз результатів.

SolidWorks Motion API використано для програмування та автоматизації задач аналізу руху в SolidWorks Motion. Це включає моделювання кінематичних і динамічних властивостей грохотів. Використовуючи методи з цієї бібліотеки, встановлено інтегратор для розрахунку, прописано функцію для змушувальної сили, місця встановлення пружних елементів та значення їх жорсткості, включення сили тяжіння. Автоматично запускається аналіз результатів руху, включаючи графіки та анімації.

Розробка програми SPDW на основі SolidWorks API уможливорює значно підвищити ефективність і гнучкість у роботі з SolidWorks. Завдяки використанню бібліотек, таких як SolidWorks.Interop.sldworks, SolidWorks.Interop.swcommands, SolidWorks.Interop.swconst, та SolidWorks.Interop.swpublished, програма отримує доступ до всіх необхідних функцій для управління елементами документів. Додатково бібліотеки SolidWorks Tools Library, SolidWorks Simulation API та SolidWorks Motion API забезпечують можливість інтеграції та автоматизації задач аналізу та симуляції, що дає можливість створювати нові розрахунки, моделювати кінематичні та динамічні властивості моделей, автоматично запускати симуляції та аналіз результатів.

5.4. Аналіз інтерфейсу користувача програми

Інтерфейсу програми належить вирішальна роль у взаємодії користувача з програмним забезпеченням, оскільки ефективний інтерфейс значно сприяє кращому розумінню функціоналу програми, підвищує продуктивність користувачів та загальне задоволення від її використання. Розглянемо основні вікна програми SolidWorks Parametric Design Workstation.

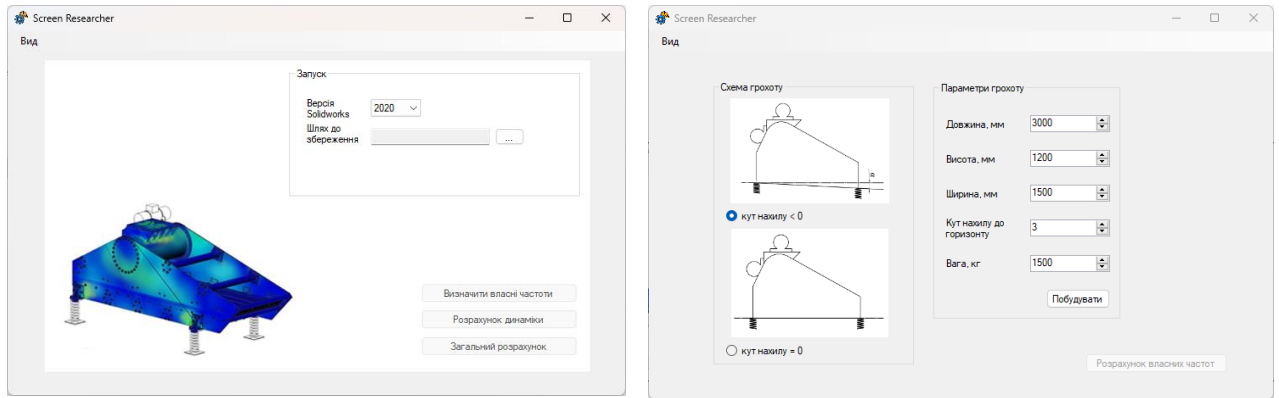
Стартову сторінку зображено на рис. 5.12 а. Основна функція першого вікна програми – дати можливість користувачеві обрати версію SolidWorks та шлях збереження результатів дослідження, а також визначити, який тип дослідження буде проведено.

На рис. 5.12 б зображено сторінку, що відповідає за завдання геометричних розмірів системи, а саме: довжина, ширина, висота, кут нахилу та маса короба грохота.

Вікна для налаштування параметрів, що відповідають за частотне дослідження, зображено на рис. 5.12 в. Користувач повинен зазначити жорсткість пружних елементів та за необхідності скорегувати значення скінчено-елементної сітки. Результати розрахунку буде наведено в таблиці, а окремо модель з результатом для кожної форми коливань буде збережена в папці результатів.

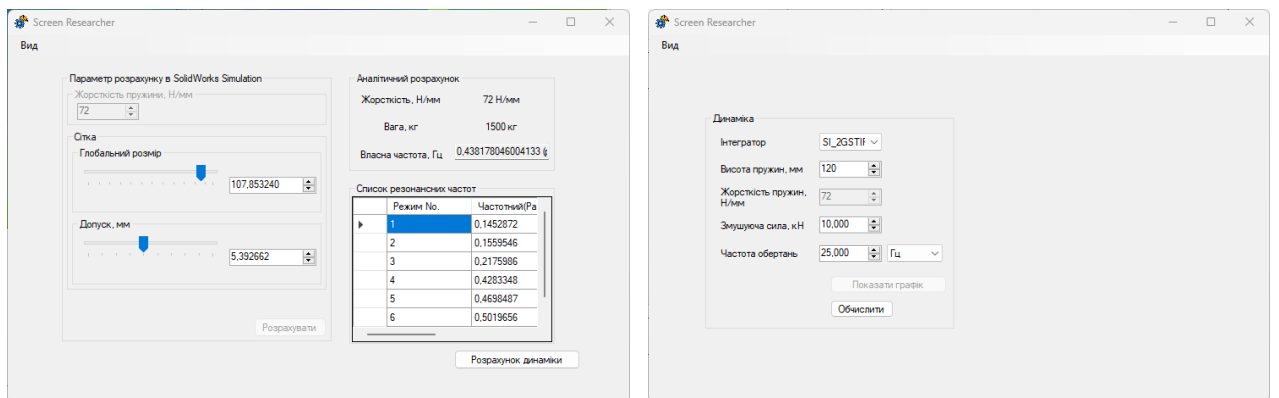
Дослідження динамічних процесів, що протікають у грохоті, потребують зазначення таких параметрів, як висота та жорсткість пружин, змушувальна сила, частота обертання моторвібратора (рис. 5.12 г). Результати будуть зображені на графіках.

Детальний опис розробки інтерфейсу представлений у додатку з описом усіх функціональних можливостей елементів інтерфейсу.



а

б



в

г

Рисунок 5.12 – Інтерфейс програми SolidWorks Parametric Design Workstation

Розроблено інтерфейс користувача для програми SolidWorks Parametric Design Workstation. Інтуїтивно зрозумілий та функціональний інтерфейс, побудований на основі Windows Presentation Foundation (WPF), дає можливість користувачам легко виконувати всі необхідні операції, такі як введення даних, взаємодія з об'єктами та перегляд результатів аналізів. Для кожного кроку взаємодії з програмою, а саме введення габаритів грохота, частотний аналіз та динамічний розрахунок, створено окрему сторінку з полями для введення результатів. Результати розрахунку виводяться окремо у вікнах.

Створено інтерфейс користувача для програми SolidWorks Parametric Design Workstation. Інтуїтивно зрозумілий та функціональний інтерфейс, побудований на основі Windows Presentation Foundation (WPF), забезпечує користувачам легкість у виконанні всіх необхідних операцій, таких як введення даних, взаємодія з об'єктами та перегляд результатів досліджень. Для кожного

етапу роботи з програмою, включаючи введення розмірів грохота, частотний аналіз і динамічні розрахунки, розроблено окремі сторінки з полями для введення даних. Результати розрахунків виводяться в окремих вікнах, що спливають, та зберігаються в окрему папку.

5.5. Результат використання програми SolidWorks Parametric Design Workstation

Для оцінки роботи запропонованих методів, використаних у автоматизованому робочому місці SPDW, необхідно провести тестування програми та проаналізувати отримані результати:

- для забезпечення зарезонансного режиму роботи грохота необхідно отримати список власних частот для перших шести форм коливань. Це дасть можливість визначити ключові частотні характеристики, які впливають на роботу грохота;
- для аналізу динаміки роботи грохота слід оцінити амплітуду коливань, що виникають на різних етапах його роботи, зокрема, під час проходження резонансу та при робочих коливаннях. Також необхідно оцінити коливання в поздовжньому напрямку;
- для підтвердження працездатності конструкції слід оцінити її напружено-деформований стан при різному розміщенні балок-зв'язків. Це допоможе визначити оптимальну конфігурацію конструкції для забезпечення її міцності та стійкості;
- для аналізу достовірності отриманих результатів необхідно порівняти їх з результатами, отриманими за методикою математичного моделювання перехідних режимів роботи грохота.

В якості об'єкта для випробування програми використаємо грохот ГВЧ-31С, методику аналітичного розрахунку такого грохота викладено в статті [9]. Використаємо основні габаритні розміри, які становлять 3000x1200x1000 (ДхШхВ), та вагу 1600 кг.

Детально результати використання автоматизованого робочого місця конструктора представлені в додатку Е.

Загальні результати представлені в табл. 5.3.

Методику проведення аналітичного розрахунку динамічних характеристик грохота у третьому розділі дисертаційного дослідження. Skorиставшись методикою, отримані результати представлені в табл. 5.3 стовпчик 2. У стовпці 3 розраховано відносну похибку розрахунків.

Таблиця 5.3

**Порівняння результатів розрахунку переміщень короба грохота
програмою SWDW та аналітичним методом**

	Амплітуда, мм Вісь Y	Амплітуда, мм Вісь Z	Амплітуда, мм Вісь X	Швидкість, м/с	Прискорення, м/с ²
1	2	3	4	5	6
Результати програми SWDW	2	0,1	0	33	156
Розрахунок аналітичним методом [9]	2,4	0,12	0,007	35,4	188
Похибка розрахунку	4,76	16,67	6,542	6,78	17,021

Джерело: розроблено автором

Проаналізувавши результати, представлені в додатку Е та в табл. 6.3, зробимо такі висновки:

- список власних частот для перших шести форм коливань. Визначено, що п'ята форма коливань становить 2,21 Гц, що відповідає аналітичному розрахунку з похибкою 1,76 %.

- графік вертикальних переміщень при встановлених вимушених коливаннях, що відповідає робочому режиму грохота, з амплітудою коливань 2 мм.

- графік поздовжніх коливань при встановлених вимушених коливаннях з амплітудою переміщень 0,1 мм. Це свідчить про те, що основні коливання грохота відбуваються у вертикальній площині.
- графіки швидкості та прискорення вертикальних переміщень, при цьому їх значення дорівнювали 33 мм/с і 156 мм/с² відповідно.
- запропонована схема розміщення балок-зв'язків та проаналізований напружено-деформований стан конструкції. Напруження становить 35 МПа при допустимих 44 МПа.
- результати отримані з використанням комп'ютерного моделювання порівняні з аналітичним методом аналізу, отримана похибка від 4,76 % до 17,021 %.

5.6. Інсталяція програмного забезпечення «Solidworks Parametric Design Workstation»

Інсталяція програмного забезпечення повинна включати кілька ключових етапів для забезпечення коректного функціонування програми на комп'ютері користувача. Необхідно ознайомитись із технічними вимогами до обчислюваної техніки, що представлені в додатку Л, та забезпечити їх.

Для інсталяції програмного забезпечення «SolidWorks Parametric Design Workstation» слід перенести файли програми на комп'ютер або, можливо, працювати з файлами на зовнішньому носіїві. Після цього запускається файл із розширенням .exe від імені адміністратора. Важливо зазначити, що під час запуску файлу користувачеві не потрібно виконувати додаткові кроки інсталяції, адже програма одразу ж переходить у стан готовності до роботи.

Програму «SolidWorks Parametric Design Workstation» розроблено для роботи на базі програмного продукту SolidWorks. Програма оптимізована для роботи з версіями SolidWorks 2020 та 2022, оскільки бібліотеки цих версій регулярно оновлюються, надаючи доступ до розширеного набору функцій та інструментів. Це забезпечує користувачам можливість використовувати новітні

технології та методики проектування, що підтримуються останніми версіями SolidWorks.

Перед інсталяцією програми необхідно забезпечити наявність однієї з цих версій SolidWorks на комп'ютері. Також для повноцінної функціональності програми на комп'ютері користувача мають бути встановлені додатки SolidWorks Simulation та SolidWorks Motion, які є важливими для проведення аналізу та симуляції в рамках використання розроблюваної програми.

Під час роботи з програмою «SolidWorks Parametric Design Workstation» вона автоматично запускає програмне забезпечення SolidWorks, перевіряючи, чи не активовано наразі роботу з ним. Якщо вікно вже відкрите, програма закриває його та ініціює власний запуск. Це необхідно для уникнення помилок у роботі та забезпечення коректної взаємодії програми з файлами та додатками SolidWorks. Крім того, під час роботи користувачеві необхідно створити папку на комп'ютері, в яку будуть зберігатися файли з результатами розрахунків та аналізів, а також твердотільні моделі.

Програмне забезпечення «SolidWorks Parametric Design Workstation» розроблено з метою спрощення процесу інсталяції та забезпечення максимальної зручності для користувачів. Після перенесення файлів та запуску інсталяційного файлу від імені адміністратора програма готова до роботи без додаткових налаштувань. Це значно скорочує час, необхідний для підготовки до роботи, та мінімізує можливість виникнення помилок під час інсталяції.

5.7. Перспективи розвитку та масштабування програми

Наразі програма «SolidWorks Parametric Design Workstation» зосереджена на роботі з одним типорозміром вібраційних грохотів із інерційним віброзбудником. Це забезпечує детальний аналіз та оптимізацію конкретного типу обладнання, але також ставить певні обмеження на універсальність застосування програми.

Для подальшого розвитку програми існує потенціал розширення її функціоналу на інші типорозміри вібраційних грохотів з інерційними віброзбудниками. Використовуючи вже розроблену методику розрахунку, можна створити додаткові параметричні моделі, що враховують різні габаритні розміри та технічні характеристики. Це дозволить програмі обслуговувати ширший спектр промислових завдань та відповідати різноманітним потребам користувачів.

Крім того, можлива адаптація програми для роботи з іншими типами грохотів, скажімо, з електромагнітними або гідравлічними віброзбудниками. Розробка модулів для цих типів обладнання потребуватиме включення нових фізичних моделей та алгоритмів розрахунку, але значно розширить потенційне поле застосування продукту.

Таке розширення функціоналу не тільки збільшить комерційну привабливість програми, але й зміцнить її позиції на ринку як універсального інструменту для проектування та аналізу вібраційного обладнання в різних галузях промисловості.

5.8. Концептуальна модель розробки VR-застосунок для моделювання динаміки роботи грохота

Віртуальна реальність (VR) як технологія в інженерній галузі відкриває нові горизонти для моделювання динамічних процесів, зокрема вивчення поведінки інерційного грохота. Користувач, скориставшись програмою автоматизованого робочого місця конструктора та отримавши параметри динамічної системи грохота, амплітуди та частоти, може застосовувати результати у віртуальній реальності для візуального дослідження динаміки роботи грохота. У зв'язку з цим виникла задача розробки інтерактивного VR-додатка для вивчення, моделювання та оптимізації динамічних процесів роботи інерційних грохотів у машинобудуванні. Такий підхід дозволить професіоналам машинобудування детально аналізувати динамічні процеси, виявляти потенційні

проблеми, відтворювати реальні робочі умови, відпрацьовувати технічні операції без ризику фізичних ушкоджень та можливих аварій.

В застосунку віртуальної реальності користувач зможе ознайомитись із реальними розмірами, динамікою роботи інерційних грохотів та основними елементами конструкції.

Концепція розроблюваного додатка полягає у створенні віртуального інтерактивного навчального та розважального інструменту, що дає можливість користувачам детально ознайомитися зі складовими частинами конструкції та динамікою роботи інерційних грохотів. Використовуючи VR-гарнітуру та контролери, користувачі можуть взаємодіяти з об'єктом у віртуальному середовищі.

Користувачі, надягнувши VR-гарнітуру, занурюватимуться у віртуальний простір, де перед ними поставатиме тривимірна модель грохота. Вони зможуть детально оглядати принципи роботи грохота. Особливо важливо для застосунку ретельно проаналізувати динамічні характеристики грохотів з метою точного відтворення їхньої роботи у віртуальному середовищі. Це включає моделювання механічних рухів, вібрацій та інших фізичних процесів, які забезпечують реалістичність імітації та сприяють глибшому розумінню користувачем принципів роботи обладнання.

Усі етапи адаптації моделі, розробки фізики руху грохота під час роботи, залежності законів руху моделі від параметрів, таких як амплітуда та частота, реалізація переміщення та взаємодії з об'єктами, вимоги до необхідного обладнання представлено в додатку М. Розглянемо концептуальну схему додатка віртуальної реальності для моделювання динаміки роботи грохота.

В якості середовища для розробки VR-застосунку оберемо ігровий двигун Unity, що включає інтеграцію моделей та взаємодію в середовищі віртуальної реальності за допомогою Steam VR та гарнітури для занурення HTC Vive Pro Eye. Для створення 3D проєкту в Unity необхідно виконати декілька послідовних етапів:

1. Спершу здійснюється моделювання навколишнього середовища з використанням ресурсів з Unity Asset Store [80].

2. Розробляється модель грохота в SolidWorks, яка включає всі механічні компоненти та вузли. Цей процес детально описано в окремому розділі. Після завершення моделювання модель експортується у форматі OBJ для подальшої інтеграції в Unity.

3. Імпортується модель в Unity, здійснюється її масштабування відповідно до реальних розмірів середовища та накладання колайдерів.

4. Для забезпечення взаємодії з віртуальною реальністю використовується плагін Steam VR, завантажений з Unity Asset Store. Після встановлення плагіну відбувається налаштування камери та VR-контролерів.

5. Налаштовується плеєр для реалізації системи телепортації, що базується на Steam VR, та вбудовуються скрипти для взаємодії з об'єктами у сцені.

6. Після налаштування середовища та інтеграції моделі грохота змодельовано пульт управління моделлю. Для цього створюється модель з мітками, при взаємодії з якими запускається скрипт, що моделює рух динаміки грохота.

7. Наступним етапом є тестування створеної схеми за допомогою VR-гарнітури.

8. На завершальному етапі сцена зберігається у вигляді VR-застосунку, який може функціонувати автономно від Unity. Для оцінки роботи застосунку проводиться альфа-тестування.

Процес створення застосунку є ітеративним, тому деякі етапи повторюються та змінюються для досягнення поставлених цілей. Таким чином, процес створення 3D проєкту з інтеграцією моделей і взаємодією в середовищі віртуальної реальності за допомогою Steam VR включає кілька ключових етапів, починаючи від моделювання навколишнього середовища та механічних компонентів до тестування і збереження готового VR-застосунку. Кожен із етапів є важливим і потребує ретельного підходу для досягнення високої якості кінцевого продукту.

Після аналізу даних можна візуалізувати отриману інформацію у формі блок-схеми, яка представлятиме концептуальну модель створення віртуальної реальності для імітації процесів збирання та розбирання технічних об'єктів (рис. 5.9) .

Розроблено концептуальну модель VR-застосунку для моделювання динаміки роботи грохота. Проаналізовано етапи створення VR-застосунку, який включає моделювання навколишнього середовища та інтеграцію механічних компонентів. Створено послідовність дій для розробки та тестування VR-застосунку, включаючи тестування з використанням VR-гарнітури.

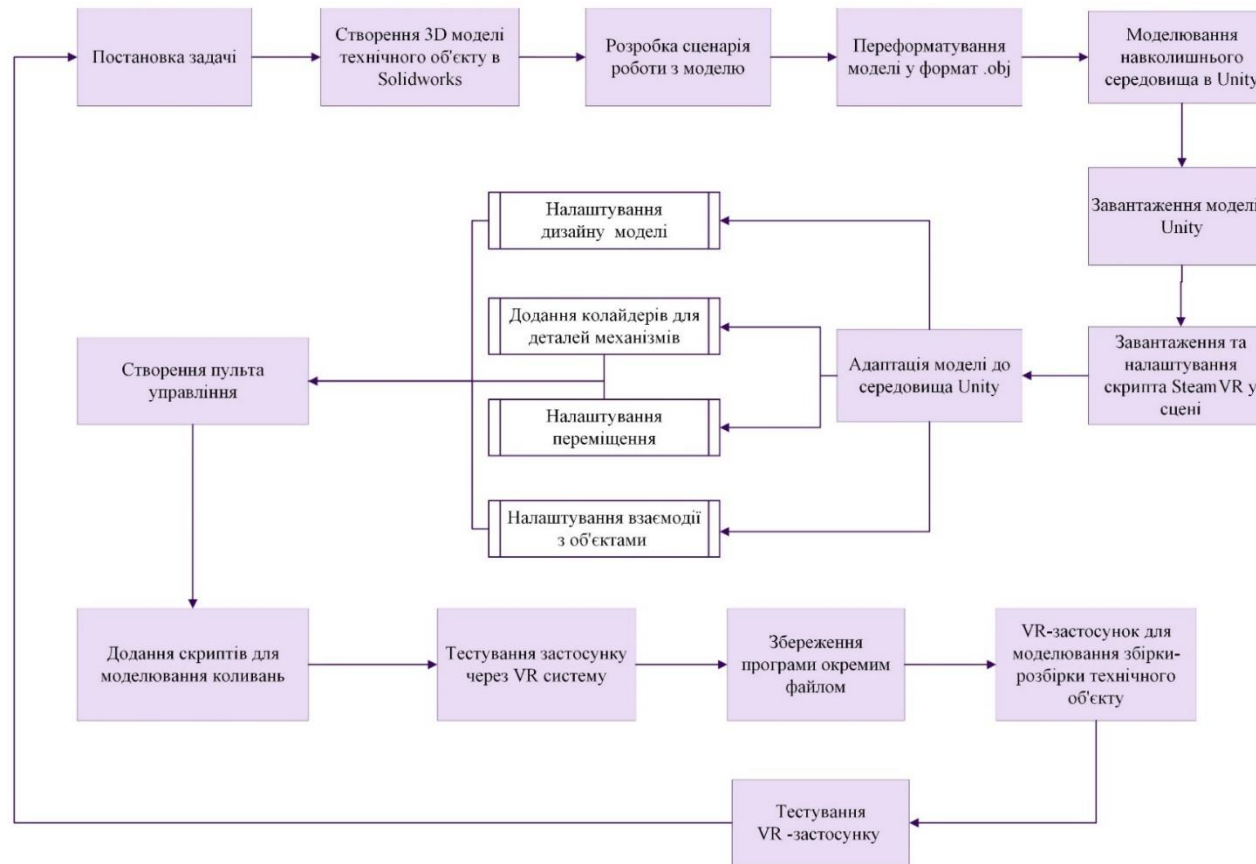


Рисунок 5.9 – Блок-схема створення VR-застосунку для моделювання динаміки роботи інерційного грохота

Джерело: розроблено автором

5.9. Висновки до розділу 5

Спираючись на технічну документацію, розроблена параметрична модель інерційного грохота третього типорозміру: довжина – від 2500 мм до 4000 мм, а ширина – від 1000 мм до 1250 мм.

Розроблено параметричну модель з урахуванням зміни положення центра ваги та інерційних характеристик при зміні габаритних розмірів, забезпечуючи точне моделювання та розрахунок параметрів грохотів.

Використання SolidWorks API дало можливість розробити автоматизоване робоче місце конструктора, яке інтегрується з потужними інструментами 3D-проекування та аналізу. SolidWorks Parametric Design Workstation продемонструвала здатність перебудовувати параметричні моделі та створювати конструкції для подальшого аналізу.

Виконаний частотний аналіз уможливив оцінити роботу грохота та забезпечити його функціонування в зарезонансному режимі. Також були визначені амплітудні характеристики грохота на різних етапах роботи. Отримані результати включають перелік власних частот для перших шести форм коливань, де п'ята форма має частоту 2,21 Гц, що відповідає аналітичному розрахунку з похибкою 1,76 %. Графік вертикальних переміщень під час установлених вимушених коливань, що відповідає робочому режиму грохота, показує амплітуду коливань 2 мм. Графік поздовжніх коливань при встановлених вимушених коливаннях з амплітудою переміщень 0,1 мм свідчить про те, що основні коливання грохота відбуваються у вертикальній площині. Графіки швидкості та прискорення вертикальних переміщень показують значення 33 мм/с і 156 мм/с² відповідно. Запропонована схема розташування балок-зв'язків та проаналізований напружено-деформований стан конструкції демонструють, що напруження становить 35 МПа. Результати, отримані за допомогою комп'ютерного моделювання, порівняні з аналітичним методом аналізу, при цьому похибка становить від 4,76 % до 17,021 %. Проведено валідацію результатів аналізу, що підтверджує високу точність розрахунків і відповідність

аналітичним методам. Забезпечено детальне моделювання напружено-деформованого стану конструкцій.

Запроваджено механізми автоматичного введення та збереження параметрів, що підвищує зручність використання програми та мінімізує можливість помилок. Створено інтуїтивно зрозумілий та функціональний інтерфейс користувача на основі Windows Presentation Foundation (WPF), який забезпечує чітке відображення всіх важливих параметрів і результатів аналізу, полегшуючи взаємодію користувачів з програмою.

Загалом, упровадження автоматизованого місця конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation значно полегшує процеси проєктування та аналізу вібраційних грохотів, забезпечуючи високу точність, ефективність і зручність роботи для інженерів.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі, що є завершеною науковою працею, подано вирішення актуального наукового завдання, яке полягає у розробці методології віртуального моделювання двопривідних інерційних грохотів із використанням програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks.

Результати **аналізу стану питання** підкреслюють актуальність досліджень вібраційних грохотів, зважаючи на їхню значущість у промисловому виробництві, де підвищення ефективності технологічних процесів та скорочення часу від розробки до впровадження обладнання є ключовими аспектами, що визначають конкурентоспроможність підприємств.

Обґрунтовано актуальне наукове завдання, спрямоване на підвищення точності та продуктивності проєктувальних процесів двопривідних інерційних грохотів, а саме: розробка методології віртуального моделювання двопривідних інерційних грохотів із використанням програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks.

Під час розробки та обґрунтування даної методології вирішено такі завдання:

1. **Аналітичний етап.** На основі використання рівнянь Лагранжа II роду здійснено аналіз динамічних характеристик перехідних режимів грохота ГВЧ-2, що включає розробку математичної моделі руху з урахуванням непружних опорів, розрахунок траєкторій руху та визначення амплітудно-частотних характеристик коливань, що дає можливість детально візуалізувати динаміку руху грохота під час пуску й сталої роботи, оптимізувати його конструкцію й режими роботи для підвищення енергоефективності та стабільності, а також створює необхідну базу для віртуального моделювання та подальшої оптимізації конструкцій із використанням програмного комплексу SolidWorks Education Edition.

2. **Комп'ютерне моделювання.** Обґрунтовано в якості ключового елемента методології віртуального моделювання програмний комплекс SolidWorks

Education Edition. У зв'язку з цим розроблено методику моделювання грохотів у комп'ютерному середовищі SolidWorks Education Edition, що включає методики.

- Визначення власних частот коливань грохота з використанням SolidWorks Simulation. На прикладі грохота ГВЧ-31С визначено шість основних форм коливань, які описують поведінку грохота як твердого тіла, підвішеного на пружинах з частотами коливань у межах від 0.89 до 4.12 Гц. Результати моделювання показали, що робочий режим порожнього грохота відповідає резонансному режиму за частоти вібратора 25 Гц. Похибка визначення власних частот коливань становить 15.3 %, що свідчить про ефективність використання SolidWorks Simulation для аналізу вібраційних систем.

- Моделювання перехідних процесів грохота з використанням SolidWorks Motion. Дослідження показали, що грохот ГВЧ-31С має середній нахил назад на 5.98 мм у перехідному режимі та 0.51 мм в робочому режимі, що свідчить про його нецентроване положення під час коливань. Аналіз вертикальних та поздовжніх коливань свідчить про ефективність демпфірування та стабільність роботи грохота в різних режимах. Максимальне динамічне зусилля в пружинах досягає 49 кН, що підтверджує безпечне навантаження та оптимальний робочий стан системи.

- Моделювання з використанням методу Hot Spot Stress напружено-деформованого стану та довговічність вузлів кріплення грохота. Показано, що максимальні напруження виникають у місцях кріплення вібраторів до пластини. Встановлено, що зварні шви в цих місцях мають високу концентрацію напружень, що потребує застосування методу Hot Spot Stress для точного визначення довговічності конструкції.

3. **Фізичне тестування.** Фізичне модулювання виконано на розробленому авторкою експериментальному стенді, який включає високочастотний грохот, віброметр із системи лабораторних приладів акустичної та вібровимірювальної техніки Robotron, п'єзоелектричний датчик прискорення КД35а9, а також комп'ютер із програмним забезпеченням Sonic Sound Forge. Створення експериментального стенда передбачало розробку та

налаштування комплексу сучасних приладів, що дозволило досягти високої точності вимірювань. Були виконані, зокрема, калібрування обладнання та детальні фізичні експерименти, які включали зняття параметрів руху грохота в трьох напрямках: вертикальному, горизонтальному та під кутом 45° . Визначені амплітуди коливань короба грохота при різних положеннях датчика: 0.232 мм при вертикальному встановленні, 0.182 мм при горизонтальному та 0.257 мм при встановленні під кутом 45° , що засвідчило високу точність вимірювань параметрів коливань.

Порівняння результатів комп'ютерного моделювання та фізичного експерименту показало, що похибка розрахунку амплітуд коливань становила від 1 до 9 %, підтверджуючи високу точність та надійність методології, яка включає як комп'ютерне, так і фізичне моделювання для аналізу вібраційних характеристик грохотів та подальшої оптимізації їх конструкцій.

4. **Інтеграція процесів. Віртуальний аналіз.** У дисертації розроблено автоматизоване робоче місце конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW), інтегроване з SolidWorks, що уможливлює створювати та аналізувати параметричні моделі інерційних грохотів із високою точністю та ефективністю. Методика створення концептуальних 3D-моделей грохотів за допомогою програм Gravity Sketch і SolidWorks забезпечує точне відтворення роботи грохота у віртуальному середовищі, включаючи механічні рухи, вібрації та інші фізичні процеси, що значно спрощує процес створення та редагування тривимірних моделей, підвищуючи точність і ефективність проєктування. Використання VR-додатків у навчанні технічного персоналу вдосконалює процес навчання, оскільки детальне вивчення конструктивних елементів і динамічних характеристик грохотів через VR-платформи допомагає користувачам глибше зрозуміти принципи роботи обладнання, а віртуальні тренажери мінімізують ризик аварій і помилок, створюючи безпечне середовище для експериментів і практичного застосування навичок.

Це рішення забезпечує проєктувальників інструментами для створення й аналізу параметричних моделей відповідно до стандартів ДСТУ 3182-95, з можливістю адаптації конструкцій до різних умов експлуатації.

Впровадження результатів роботи

У рамках держбюджетної НДР «Розвиток теорії обґрунтування і вибору конструктивних та технологічних параметрів технічних об'єктів галузевого машинобудування» (№ ДР 0122U201676). 01.2023-12.2025. Дослідження авторки стало фрагментом даної науково-дослідної роботи (Додаток Н).

Практичні результати дисертації – це комплекс SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW), який передається для використання стейкхолдерам – машинобудівним підприємствам галузі.

На підприємстві ТОВ «Паритет СОФТ» було виконано комплексну оцінку прискорення процесу проєктування та аналізу роботи грохота з використанням автоматизованого місця конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW) порівняно з традиційними методами проєктування у SolidWorks). За даними підприємства «Паритет Софт» використання комплексу SPDW під час проєктування типорозміру грохота типу ГВЧ-2 дає можливість під час концептуального проєктування зменшити час створення у 10 разів, а під час робочого – у 2,5 рази (Додаток О).

У рамках навчального процесу авторкою розроблено практикум «Методика виконання лабораторних робіт з використанням автоматизованого робочого місця конструктора інерційних двопривідних грохотів з дисципліни «Основи комп'ютерного інжинірингу» (Додаток П).

Підприємству ТОВ «АНА-ТЕМС», яке є стейкхолдером спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», передана віртуальна візуалізація конструкції грохота SkUb5.0x1D з інтерактивними елементами, яка створена у програмному комплексі Dassault Systemes SolidWorks (Додаток Р).

Підприємству ТОВ «Океанмашенерго», який є стейкхолдером спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», передано автоматизоване місце

конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation та віртуальна візуалізація конструкції грохота SkUb5.0x1D (Додаток С).

ПрАТ «СУХА БАЛКА» передано автоматизоване місце конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation та віртуальна візуалізація конструкції грохота SkUb5.0x1D (Додаток Т).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Завод «Витязь». Конвеєрне, елеваторне та гірничо-переробне обладнання. 2022, 10 листопада. URL: <https://zavodvityaz.com.ua/>.
2. АНА-ТЕМС. Каталог. 2022, 10 листопада. URL: <https://ana-tems.com/index UA.php>
3. Укрпромминерал. Гірничо-збагачувальне обладнання. 2022, 12 листопада. URL: <https://upmineral.com.ua/>
4. Adamchuk V.V., Kaletnik G.M., Bulgakov V.M., Chernysh A.N. Theoretical study of perturbed harmonic vibrations in vibration drives of machines. *Vibrations in engineering and technology*. 2016. №2 (82). P. 5-9.
5. Bondarenko. A. Modeling of interaction of inclined surfaces of a hydraulic classifier with a flow of solid particles. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2018, № 4, P. 13–20.
6. Бондаренко А.О. Обґрунтування параметрів технології переробки техногенних мінеральних відходів / Програма XVII міжнародної науково-технічної конференції «ПОТУРАЇВСЬКІ ЧИТАННЯ». - Дніпро, 25 січня 2019, 4 с.
7. Бондаренко А.О. Моделювання взаємодії проточних поверхонь гідравлічного класифікатора з потоком пульпи / *Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції XVIII міжнародної науково-технічної конференції «Потураївські читання»*.-Дніпро, 24 січня 2020, 5 с.
8. Lyashenko, V.I., Dyatchin, V.Z., & Franchuk, V.P. (2018). Improvement of vibrating feeders-screens for mining and metallurgical industry. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*, 61(6), 470-477. <https://doi.org/10.17073/0368-0797-2018-6-470-477>
9. Chubyk R. V., Yaroshenko L. V. Method of stabilization of technologically optimal parameters of the vibration field of adaptive vibration technological machines. *Vibrations in engineering and technology*, 2008, № 2(51), P. 57–60.
10. Хмара Л. А. Дробильно-сортувальні заводи і устаткування. Полтава: ПолтНТУ, 2009, 209 с.

11. Yanovich V. P., Sosnovskaya L. V. Development of a vibration mill of angular oscillations for the production of feed. *echo progress in animal husbandry and feed production: VIII Soil. Science and Technology conf.*, Glevaha-Kyiv, 2019, P. 107–109.

12. Степаненко С. П., Котов Б. І., Грушецький С. М., Рудь А. В. Математичне моделювання руху зернового матеріалу на поверхні віброживильника за умов введення його в аспіраційний канал сепаратора. *Vibrations in engineering and technology*, 2021, № 2 (101), С. 46–55.

13. Замрій М. А. Степаненко С. П., Котов Б. І., Рудь А. В. Теоретичні дослідження процесу руху зернового матеріалу на поверхні ступінчастого віброживильника. *Vibrations in engineering and technology*, 2022, № 2 (105), 25–32.

14. Патент № 106274 С2 В07В 1/40 (2006.01) В07В 1/46 (2006.01). Вібраційний грохот / В. П. Франчук, В. О. Федосін, В. Ф. Куниця. № 201212439; заяв. 30.10.2012; опубл. 10.02.2014, Бюл. № 3.

15. Лапшин Є. С., Шевченко О. І. Синтез динамічного впливу для очищення поверхні, що просіває. *Потураївські читання: матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»*, (2023), С. 52–53. URL: [https://science.nmu.org.ua /ua/conferences/index.php](https://science.nmu.org.ua/ua/conferences/index.php).

16. Лапшин Є. С., Шевченко О. І. Синтез динамічного впливу для очищення просіюючої поверхні. *Потураївські читання: матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»*, 2023, 52–53.

17. Смирнов В. О., Білецький В. С. Проектування збагачувальних фабрик : навчальний посібник. Донецьк: Східний видавничий дім, 2002. 296 с.

18. Гурський В., Ланець О., Шпак Я. Порівняльна оцінка ефективності функціонування імпульсних резонансних вібраційних машин. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*, 2015. Вип. 85, с 51–58. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/gbdmm_2015_85_9.

19. Білецький В. С., Олійник Т. А., Смирнов В. О., Скляр Л. В. Основи техніки та технології збагачення корисних копалин. Київ : Ліра-К, 2020, 278 с.

20. Feliks, J., Tomach, P., Foszcz, D., Gawenda, T., Olejnik, T. Research on the New Drive of a Laboratory Screen with Rectilinear Vibrations in Transient States. *Energies*. 2021. № 14(24), 8444. URL: <https://doi.org/10.3390/en14248444>

21. Xin Zhang, Lei Jia. Synchronization of Dual Induction Motor Multi-Frequency Control Based on Fixed Speed Ratio. *Machines* 2024, 12 (97). URL: <https://doi.org/10.3390/machines12020097>.

22. Zou M., Fang P., Hou Y. J. Investigation on multiple-frequency synchronization experiment of vibration system with dual-rotor actuation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 164: 108261. 2022. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108261>

23. Gursky V., Krot P., Korendiy V, Zimroz R. Dynamic Analysis of an Enhanced Multi-Frequency Inertial Exciter for Industrial Vibrating Machines. *Machines*. 2022, № 10(2), 130. URL: <https://doi.org/10.3390/machines10020130>

24. Lyan I. Creation and verification of spatial mathematical model of vibrating machine with two self-synchronizing unbalanced exciters, *Journal of Vibroengineering*. 2021, № 7 (23), 11–24. URL: <https://doi.org/10.21595/jve.2021.21923>

25. Hou Y., Xiong G., Fang P., Wang Y. Stability and synchronous characteristics of a two exciters vibration system considering material motion. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: *Journal of Multi-body Dynamics*, 2022, 236 (1), 15–30. URL: <https://doi.org/10.1177/14644193211056138>

26. Shanmugam B., Vardhan H., Raj M., Kaza M., Sah R., Harish H. Evaluation of a new vibrating screen for dry screening fine coal with different moisture contents. *Int. J. Coal Prep. Util*, 2019, № 42, 752–761. URL: <https://doi.org/10.1080/19392699.2019.1652170>

- 27.** Hou, Y., Fang P., Zeng L. Finite element analysis of dual-frequency vibrating screen. *Adv. Mater.*, 2012, № 4 (24), 479–481. URL: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.479-481.2124>
- 28.** Zhou X., Ling Ge. Design and Efficiency Research of a New Composite Vibrating Screen. *Shock and Vibration*, 2018, 5 (15), 1–8. URL: <https://doi.org/10.1155/2018/1293273>
- 29.** Shanmugam B., Vardhan H., Marutiram K. Experimentation and statistical prediction of screening performance of coal with different moisture content in the vibrating screen. *International Journal of Coal Preparation and Utilization*, 2020. № 42(4), 1–14. URL: <https://doi.org/10.1080/19392699.2020.1767606>
- 30.** Modrzewski R., Obraniak A., Rylski A., Siczek K. A Study on the Dynamic Behavior of a Sieve in an Industrial Sifter. *Appl. Sci*, 2022, № 12 (7), 8590. URL: <https://doi.org/10.3390/app12178590>.
- 31.** Feliks, J., Tomach P. The impact of vibrating screen startup time on vibration amplitude and energy consumption in transient state. *Energies*, 2023, № 16 (20), 7129. URL: <https://doi.org/10.3390/en16207129>.
- 32.** Yang X., Wu J., Jiang H., Qiu W., Liu C.S. Dynamic Modeling and Parameters Optimization of Large Vibrating Screen with Full Degree of Freedom. 2019, *Shock Vib*, № 12 (3), 201–220. URL: <https://doi.org/10.1155/2019/1915708>.
- 33.** Xingdong Sun, Yuhang Sui, Yukai Zheng, Li Wang. Finite Element Analysis and Optimization Design of Large Vibrating Screen Based on Equivalent Static Load Method. *Engineering Research Express*, 2024, № 6(1), 15–23. URL: <https://doi.org/10.1088/2631-8695/ad3520>.
- 34.** Yue-min Z. Dynamic design theory and application of large vibrating screen. *The 6th International Conference on Mining Science & Technology. Procedia Earth and Planetary Science*, 2009, № 1, 776–784. URL: <https://doi.org/10.1016/j.proeps.2009.09.123>.
- 35.** Boac J., Ambrose R., Casada M., Maghirang R., Maier, D. Applications of Discrete Element Method in Modeling of Grain Postharvest Operations. *Food Eng. Rev*, 2014, № 6 (2), 128–149.

36. Bąk L., Noga S., Skrzat A., Stachowicz F. Dynamic analysis of vibrating screener system. *J. Phys. Conf. Ser.*, 2013, № 451, 1–7. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/451/1/012028>.

37. Ramatsetse B., Mpofo K., Makinde O. Analysis and performance investigation of a reconfigurable vibrating screen machine for mining and mineral processing industries. *Procedia CIRP*, 2019, № 11(84), 936–941 URL: (<https://doi.org/10.1016/j.procir.2019.04.180>).

38. Linhares T., Vimieiro C. Analysis of the dynamic forces acting on a vibrating screen and its support structure using a scalemodel. *Measurement*, 2021, № 176, 17–22. URL: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2021.109179>.

39. Jiang Y.-Z., He K.-F., Dong Y.-L., Yang D.-l., Sun W. Influence of Load Weight on Dynamic Response of Vibrating Screen. *ShockVib.* 2019, № 9(1), 116–24. URL: <https://doi.org/10.1155/2019/4232730>.

40. Paul J. Schilling, Randy H. Shih. *Parametric Modeling with SOLIDWORKS 2023*. USA: SDC Publications, 2023, 206 c.

41. Kuang-Hua Chang Ph.D. *Motion Simulation and Mechanism Design with SOLIDWORKS Motion*, 2023. USA: SDC Publications, 2023, 405 c.

42. Kurowski Paul, Ph.D., Eng P. *Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2023*. USA: SDC Publications, 2023, 304 c.

43. Grigore C. Burdea, Philip Coiffe. *Virtual Reality Technology*. USA: Wiley. John Wiley & Sons, LTD. 2024, 224 c.

44. Zabolotny K., Zinovyev S., Zupiev A., & Panchenko E. Rationale for the parameters equipment for rope dehydration of mining hoisting installations. *New Developments in Mining Engineering 2015: Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining*, 2015. 275–281. URL: <https://doi.org/10.1201/b19901-49>

45. Zabolotnyi K., Panchenko O., & Zhupiiiev O. Development of the theory of laying a hoisting rope on the drum of a mining hoisting machine. *E3S Web of Conferences*, 2019, №109. URL: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900121>

46. Moskalyova T. V., & Polushyna M. V. Cross way of fastening steel ropes to a singledrum mine hoisting plant with the location of pulleys on the same axis. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2015, № 3, C.56–62.

47. Zabolotnyi, K. S., Panchenko O. V., Zhupiiiev O. L. & Polushyna M. V. Influence of parameters of a rubber-rope cable on the torsional stiffness of the body of the winding. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2018, № 5, C. C. 54–63. URL: <https://doi.org/10.29202/nvngu/2018-5/11>

48. Zabolotny K., Zinovyev S., Zupiev A., & Panchenko E. Rationale for the parameters equipment for rope dehydration of mining hoisting installations. *New Developments in Mining Engineering 2015: Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining*, C. 275–281. URL:<https://doi.org/10.1201/b19901-49>

49. Panchenko O. Substantiating a method for computer analysis of the stress-strain state of the tubbing erector manipulator mechanism. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2023, № 4, C. 62–67. URL: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-4/062>.

50. Panchenko O. Assessing the accuracy of modeling the tubbing erector manipulator mechanism in SOLIDWORKS MOTION program. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2023, № (3), C. 75–80. URL: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-3/075>.

51. Zabolotny K., Zhupiiiev O., & Molodchenko A. Analysis of current trends in development of mine hoists design engineering. *New Developments in Mining Engineering*, 2015, № 1, 175–178. URL: <https://doi.org/10.1201/b19901-32>.

52. Zabolotnyi K. S., Zhupiiiev O. L., & Symonenko V. V. Substantiating the methods for calculating the split cylindrical drums of mine hoisting machines with increased rope capacity. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2022, № 5, C. 60–67. URL: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-5/060>.

53. Zabolotnyi K., Zhupiiiev O., Panchenko O., Tipikin A. Development of the concept of recurrent metamodeling to create projects of promising designs of mining machines. *E3S Web of Conferences*, 2020, 201, 01019. URL: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020101019>.

54. Franchuk V. P., Bondarenko A. O. Development of theoretical foundations for the design of gravitational classifiers. *Потураївські читання: матеріали XVIII Міжнар. наук.-практ. конф. Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»*, 15 (10), С. 26-28.

55. Franchuk V., Bondarenko A., Titov A. Substantiation of method to calculate design parameters of horizontal hydraulic classifier. *Збірник наукових праць «Геотехнічна механіка»*, 20 (134), С. 59 – 66.

56. Заболотний К. С., Гнатушенко В. В., Селівьорова Т. В., Дмитрієва І. С., Шедловська Я. І. Огляд тенденцій застосування віртуальної реальності в машинобудуванні. Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. *ІТММ 2023: тези доповідей. 2023.*

57. Заболотний К. С., Захарова Д. Р. Застосування віртуальної реальності у формуванні професійних компетентностей студентів спеціальності галузеве машинобудування. *Молодь: наука та інновації: матеріали XI Міжнар. наук.-практ. конф. Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»*. 2023, С. 58-59.

58. Hasan, S. Investigating the Potential of VR in Language Education: A Study of Cybersickness and Presence Metrics. *13th International Conference on Educational and Information Technology (ICEIT)*, 2024, С.189–196. URL: <https://doi.org/10.1109/ICEIT61397.2024.10540709>.

59. Boeing. Reality Show. *IQ Innovation quarterly*, 2023. № 6 (21), С. 7–10.

60. Ford newsroom. 2023, 02 травня. URL: <https://media.ford.com/content/fordmedia/fna/us/en/ford-tech-blog.html>.

61. Siemens. Digital Industries Software. 2023, 02 травня. URL: <https://www.sw.siemens.com/en-US/digital-transformation/sony-head-mounted-display-vr/>.

62. Булгаков В. Теоретична механіка. Київ: Центр навчальної літератури, 2017, 604.

63. Василенко М. В., Алексейчук О. М. Теорія коливань і стійкості руху : Підручник.- К.: Вища шк., 2004.- 525 с.: іл

64. Мороз В., Паранчук Я.С. Алгоритмізація та програмування. Пакет MathCAD. Львів: Львівська політехніка., 2012, 312

65. Папушин Ю. Л., Білецький В. С. Основи автоматизації гірничого виробництва (курс лекцій). Донецьк: Східний видавничий дім, 2007, 168 с.

66. Kuang-Hua Chang Ph.D. *Motion Simulation and Mechanism Design with SOLIDWORKS Motion*, 2023. USA: SDC Publications.

67. Kurowski Paul, Ph.D., Eng P. (2023). *Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2023*. USA: SDC Publications.

68. Parovik, R. (2020). Mathematical Modeling of Linear Fractional Oscillators. *Mathematics*, 8(11), 1879. <https://doi.org/10.3390/math8111879>

69. Doerk, O. , Fricke, W., Weissenborn, C. (2003) Comparison of different calculation methods for structural stresses at welded joints. *International Journal of Fatigue*, 5 (25), 359-369

70. Jae-Myung Lee , Jung-Kwan Seo , Myung-Hyun Kim , Sang Beom Shin, Myung-Soo Han , June-Soo Park , Mahen Mahendran (2010) Comparison of hot spot stress evaluation methods for welded structures. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* 2(4), 200-210

71. ДП «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). Технічна документація на продукцію. Пружини. Частина 2. Подання даних для циліндричних спіральних пружин стиснення (ДСТУ EN ISO 2162-2:2018). 2019

72. Західприлад. Каталог. (2023, 5 грудня)
URL:<https://zapadpribor.com/ua/category/akustychni-prylady-robotron-nimechchyna/7/>.

73. Бутко, М.П., Бутко, І. М., Дітковська, М.Ю., Мурашко та ін. Системний підхід і моделювання в наукових дослідженнях. Київ: Центр учбової літератури, 2024,360.

74. Габрієлла Бірта, Юрій Бургу. Методологія і організація наукових досліджень. Київ: Центр учбової літератури, 2023, 142.

75. Барковський, В.В. , Барковська, Н.В. Теорія ймовірності та математична статистика. Навчальний посібник. Київ: Центр учбової літератури, 2021, 220.

76. VIVE Pro Eye. URL: <https://business.vive.com/ua/product/vive-pro-eye/>. 2023, 12 травня.

77. Dassault Systemes. Overview of eDrawings. URL: https://help.solidworks.com/2022/english/eDrawings/c_eDrawings.htmUnity

78. Gravity Sketch. 3D sketching and design software<https://www.gravitysketch.com/>. 2023, 12 травня.

79. Paul J. Schilling, Randy H. Shih. *Parametric Modeling with SOLIDWORKS* 2023. USA: SDC Publications. 2023.

80. Unity Asset Store .URL: <https://assetstore.unity.com/3d>. 2023, 2 грудня

Аналіз літературних джерел

В даному аналізі виконується аналіз статей [20 - 38]. Розглянемо тенденції розвитку науково-дослідницьких робіт в сфері інерційних грохотів.

У статті [20] порушується важливе питання дослідження руху під час запуску та гальмування вібраційного грохота з прямолінійними траєкторіями вібрацій.

Автори замінили в конструкції привід на новий, що складається з двох асинхронних вібраційних двигунів, які приєднані до дебалансів. Вібратори розташовані так, щоб забезпечити безперешкодну самосинхронізацію. Використання частотного перетворювача в системі електропостачання дає можливість налаштовувати робочі параметри машини в широкому діапазоні частот вібрації, що значно перевищує можливості традиційних рішень.

Під час запуску спостерігається приблизно двократне збільшення амплітуди вібрації як для класичної, так і для нової системи приводу. Запуск грохота спричиняє найбільше збільшення амплітуди в точках вимірювання, віддалених від приводу, але тільки для найвищої частоти вібрації. В інших випадках максимальне збільшення спостерігається в точках, близьких до приводу.

Амплітуди вібрації грохота в точках, розташованих симетрично відносно площини симетрії пристрою, однакові, що підтверджує правильність установки системи приводу та симетрію вібраційної системи. Порівняння амплітуд коливань під час запуску нової системи з класичною (асинхронний двигун-муфта-інерційний вібратор) виявило їх незначне зниження, що пояснюється меншим часом досягнення номінальної швидкості обертання двигуна. Гальмування грохота з новою системою приводу супроводжується значним збільшенням амплітуди коливань, яке може досягати десятикратного перевищення номінальних значень. Це значення набагато вище, ніж під час запуску, й приблизно на 30 % більше у порівнянні з класичною системою.

Збільшення пов'язане з відмовою від використання гнучкої (шинної) муфти, яка викликала демпфування в системі. Випробування грохота з новою системою приводу в перехідних режимах засвідчили, що відсутність гнучких муфт знижує демпфування коливань і збільшує амплітуду під час вільного гальмування машини. Проте це не має суттєвого впливу на правильну роботу машини в усталеному режимі. Модернізація грохота завдяки застосуванню нової системи приводу уможливила знизити номінальну потужність приблизно на 63 %: з $2 \times 1,5$ кВт до $2 \times 0,55$ кВт. Зниження потужності приводу не призвело до збільшення часу пуску, що є ключовим при збільшенні амплітуди коливань під час переходу через резонанс.

Результати досліджень вказують на доцільність модернізації приводів промислових вібраційних грохотів з метою зниження енергоспоживання, спрощення конструкції, зниження рівня звукового тиску та підвищення безпеки експлуатації при збереженні заданих робочих параметрів.

У статті [21] досліджується синхронізація двигунів із двох індукційних моторів з використанням багаточастотного керування на основі фіксованого відношення швидкостей. Особлива актуальність цього дослідження полягає в потребі підвищення ефективності вібраційних систем, які широко використовуються в промисловості, зокрема на грохотах для складних матеріалів.

Автори розробили електромеханічну модель динаміки системи, що приводиться в дію двома індукційними моторами, та вивели рівняння відгуку для системи з фіксованим співвідношенням швидкостей. За допомогою стратегії керування "ведучий-ведений" і оптимізації PID-контролю через генетичний алгоритм було досягнуто синхронізації керування.

Використання електромеханічних моделей, стратегії «ведучий-ведений» для керування двома моторами, та PID-контролю, оптимізованого за допомогою генетичних алгоритмів, демонструє високий рівень інноваційного підходу до розв'язання проблеми синхронізації вібраційних систем.

Синхронізація двох вібромоторів на різних частотах для підвищення ефективності вібраційних грохотів у нафтовій промисловості досліджується у

статті [22]. Синхронізація моторів зменшує блокування сітки та підвищує продуктивність пристроїв, що використовуються для очищення бурового розчину. Автори проводять теоретичні та експериментальні дослідження для виявлення умов синхронізації та стабільності між моторами, застосовуючи математичне моделювання, числові обчислення та комп'ютерні симуляції. Вони використовують інтегральний середній метод і принцип Пуанкаре-Ляпунова для оцінки умов синхронізації та стабільності.

Умови синхронізації описуються через абсолютну величину залишкового крутного моменту між двома збудниками, яка має бути меншою або рівною їхньому синхронному моменту. Збільшення монтажної відстані та масового співвідношення ексцентричних роторів полегшує синхронізацію між моторами. Недиференційована область двочастотної системи зменшується зі збільшенням маси низькочастотного ротора. Взаємозв'язок між положенням установа, жорсткістю пружини та станом синхронізації свідчить, що синхронна фазова різниця системи прагне до постійної величини зі збільшенням положення встановлення та коефіцієнта жорсткості.

Стабільна фазова різниця зменшується зі збільшенням кута монтажу вібраційного мотора. Правильність теоретичних висновків підтверджено створенням електромеханічної моделі та експериментальної тестової платформи. Проведене дослідження є важливим внеском у розвиток методів синхронізації вібраційних систем. Це може суттєво підвищити ефективність промислових процесів очищення бурового розчину.

Стаття [23] присвячена розробці й аналізу багаточастотного інерційного збудника для промислових вібраційних машин, що актуально для підвищення ефективності обробки матеріалів та зниження енергоспоживання. Такі збудники можуть покращити сепарацію та транспортування матеріалів, що важливо для багатьох галузей промисловості. Автори розробили математичну модель двочастотного інерційного збудника та проаналізували його динамічні характеристики в різних режимах роботи. Виявлено, що зміна частоти обертання небалансів дозволяє керувати амплітудою та частотою збуджувальних сил, що адаптує машину до специфічних умов експлуатації.

Використано комбінацію аналітичних розрахунків і числових методів симуляції, включаючи метод дискретних елементів та моделювання динаміки системи. Це дало змогу детально вивчити вплив різних параметрів збудника на динаміку вібраційної системи.

Проведене дослідження показало широкий спектр позитивних характеристик, притаманних удосконаленій конструкції двомоторного інерційного вібратора. Головною перевагою є можливість налаштування обмеженої кількості параметрів системи для досягнення необхідних вібраційних характеристик. Це особливо корисно, коли властивості оброблюваних матеріалів значно змінюються. Удосконалений тип вібратора з розділеними електродвигунами та аналогічним коаксіальним розташуванням обертових валів уможливорює здійснювати онлайн-контроль параметрів вібрації шляхом зміни співвідношення кутових швидкостей, використовуючи відношення, розроблені у цій статті. Широкий діапазон налаштування параметрів потребує лише простого контролю швидкості обертання електродвигунів, що дозволяє зручніше інтегрувати інші типи датчиків для вимірювання властивостей оброблюваних матеріалів, таких як вологість, щільність, фракції часток та адгезія.

Коаксіальне розташування двох небалансних роторів уможливорює точно узгодити збуджувальну силу з центром мас вібраційної машини для досягнення необхідної траєкторії руху. Серед напрямів майбутніх досліджень є розробка функції контролю для вібраторів, установлених на ситових екранах, щоб запобігти великим амплітудам перехідних вібрацій під час запуску та зупинки при проходженні резонансних областей. Таким чином, ефект Зоммерфельда може бути зменшений, особливо у вібраційних грохотах та конвеєрах великого розміру. В результаті можна встановлювати електродвигуни меншої потужності для зниження загального енергоспоживання промислових машин, що працюють далеко від резонансу.

Аналіз статті [24] засвідчує важливість створення та верифікації просторової математичної моделі вібраційної машини з двома неврівноваженими збудниками, що самосинхронізуються. Результатом

дослідження стала розробка математичної й урахує взаємодію приводів та еластичної підвіски під час проходження через резонансні частоти. Отримана модель перевірена експериментальними даними, які підтвердили її достовірність.

Методи дослідження включали рівняння Лагранжа другого роду та застосування геометричних матриць для моделювання руху. Експериментальні дослідження проведено для визначення невідомих параметрів системи, що є стандартною практикою для перевірки та калібрування математичних моделей.

У результаті зазначено, що запропонована математична модель та алгоритм визначення параметрів вібраційної машини є досить універсальними інструментами й можуть використовуватись для дослідження поведінки вібраційних технологічних машин з аналогічною конструктивною схемою.

Стаття [25] присвячена дослідженню стабільності та синхронізації двох вібраторів у вібраційних системах з урахуванням руху матеріалу. Наукові результати засвідчують, що маса матеріалу, який пересувається системою, значно впливає на стабільність і синхронізацію двигунів. Виявлено, що зі збільшенням відносної маси матеріалу система може переходити від стабільного періодичного руху до хаотичного стану, що підкреслює критичний вплив маси матеріалу на динамічні властивості системи.

Вібруюче тіло працює в процесі стійкого періодичного руху, коли відношення маси матеріалу до маси вібруючого тіла становить менше 13,75 %. При цьому стійкість системи знижується зі збільшенням співвідношення мас. При співвідношенні мас понад 25 % система переходить у стан хаосу від періодичного руху через біфуркацію подвоєння періоду.

Синхронні характеристики подвійних роторів тісно пов'язані зі співвідношенням мас матеріалу та вібруючого тіла. Зі збільшенням масового співвідношення збільшується діапазон флуктуацій різниці фаз двох роторів, що призводить до зниження синхронної здатності роторів. Коли співвідношення мас перевищує 25 %, очікувані робочі стани вібраційної системи не можуть бути реалізовані.

У світлі експериментального зразка, помилки амплітуди вертикального зміщення у двох точках знаходяться в допустимих межах експериментальної похибки, фактичний коефіцієнт жорсткості і частота коливань приблизно збігаються з теоретичними значеннями, що підтверджує правильність теоретичного аналізу й числового моделювання.

Дослідження використовує методи числової симуляції та аналізу Пуанкаре для вивчення стабільності рухів системи, зосереджуючись на впливі маси матеріалу на фазову різницю між збудниками. Це є ключовим для забезпечення ефективної синхронізації у вібраційних системах.

Автори статті [26] зосереджуються на вивченні динамічних характеристик вібраційного грохота з еластичними ситами для просіювання залізної руди з розміром часток 3 мм. Науковці вдосконалили динамічну модель вібраційного грохота з еластичними ситами, враховуючи вплив навантаження матеріалом. Дослідження показало, що при масі матеріалів 107 кг амплітуді 6 мм і частоті вібрації 80.79 рад/с ефективність просіювання збільшується зі збільшенням довжини сита, досягаючи максимуму 89.05 % при довжині 1900 мм.

Використано метод багат шарового просіювання для оцінки ефективності процесу. Дослідження базується на експериментальних даних, автори аналізували вплив змінних параметрів на динамічні характеристики грохота, таких як маса матеріалу, амплітуда та частота вібрацій.

У статті успішно демонструється вдосконалення моделювання динамічних характеристик вібраційного грохота з еластичними ситами й підкреслюється важливість таких рішень для оптимізації процесів просіювання. На основі експериментальних даних і теоретичного аналізу автори визначили ключові параметри, які впливають на ефективність просіювання.

Рекомендується провести додаткові дослідження для визначення впливу різних типів мінеральних матеріалів на процеси просіювання за допомогою запропонованої моделі. Це допоможе зрозуміти, наскільки універсальною є модель і чи потрібно її модифікувати для різних умов експлуатації. Також слід розглянути можливість включення в модель параметрів, які відображають

змінність умісту вологи та механічних властивостей мінералів з метою покращити точність прогнозування ефективності просіювання.

Дослідження, представлене у статті [27], є актуальним з огляду на потребу підвищення ефективності роботи вібромашин, зокрема вібраційних грохотів, які широко використовуються в гірничодобувній, металургійній та харчовій промисловості. Автори статті зосереджуються на дослідженні змін кута напрямку вібрації, що є критичним параметром для оптимізації процесу сортування матеріалів. Розроблено динамічну модель двопривідної вібраційної машини, проведено математичне моделювання та експериментальні дослідження для вивчення впливу частот водіння на кут напрямку вібрації. Результати засвідчили, що регулювання частоти одного з двигунів може суттєво змінювати кут напрямку вібрації, що має важливе значення для практичного застосування вібраційних машин. Для дослідження було використано теоретичне моделювання, чисельні симуляції за допомогою Simulink, а також фізичні експерименти. Це дозволило комплексно підійти до вивчення фізики процесів та перевірити теоретичні положення на практиці. Стаття, загалом, робить важливий внесок у розвиток технологій вібраційного сортування, проте потребує подальших досліджень для підтвердження отриманих результатів та оптимізації запропонованих рішень.

У статті [28] розглядається актуальна проблема підвищення ефективності та продуктивності грохотів. Автори використали теорію системи з двома ступенями свободи для моделювання й динамічного аналізу нової конструкції грохота. Результати демонструють покращання продуктивності та ефективності просіювання завдяки новому режиму вібрації порівняно з класичними режимами коливання. Дані, отримані на основі лабораторних експериментів, підтверджують теоретичні розрахунки про те, що новий режим дає можливість ефективніше контролювати процеси розділення частинок.

Дослідження базується на використанні методу дискретних елементів (DEM) для симуляції вібраційних параметрів та їх впливу на ефективність просіювання. Крім того, застосовано експериментальний підхід із використанням лабораторного стенда нового композитного грохота для

перевірки теоретичних моделей та отримання кількісних даних про ефективність просіювання при різних вібраційних параметрах.

Аналіз на основі дискретного методу та експериментальні дані підтверджують потенціал запропонованої технології. Для подальшого вдосконалення розробки та її адаптації до промислових умов необхідно провести випробування нової технології на реальних виробничих лініях, що уможливить отримати більш точні дані про ефективність та можливі недоліки у роботі обладнання.

Проаналізуємо статтю [29]. У дослідженні розглянуто актуальне питання покращення ефективності відсіву вугілля за допомогою вібраційних грохотів зі змінним умістом вологи. Задача важлива, оскільки розв'язує практичну проблему у промисловості вугільної підготовки, зокрема у підвищенні якості вугілля, яке подається в доменні печі. Дослідження представлено ретельним вимірюванням відсотків ефективності відсіву при змінних кутах нахилу грохота і частотах. Значні результати було отримано при зміні вмісту вологи від 4 % до 8 %, де спостерігалось падіння ефективності від 85.96 % до 63.46 %. Подальший статистичний аналіз і прогнозування за допомогою регресійного моделювання засвідчили, що поліноміальна регресійна модель ефективніше передбачає результати експериментів. Автори використовували експериментальний підхід з фізичними тестуваннями і статистичний аналіз для визначення ефективності відсіву. Поліноміальні й лінійні регресійні моделі були прийняті для прогнозування з подальшою валідацією за допомогою значення облікового коефіцієнта (VAF) та середньоквадратичної похибки (RMSE). Точність предиктивних моделей вимірюється середньою абсолютною відсотковою похибкою, що є відповідним підходом для таких досліджень. Хоча стаття надає цінні дані щодо ефективності відсіву вугілля, вона не розглядає детально вплив механічних властивостей вугілля, таких як зернистість і міцність, на його відсівну поведінку. Також дослідження не включає порівняння з іншими типами вібраційних грохотів, що обмежує можливість загального застосування результатів.

Наукова робота ефективно висвітлює проблему відсіву вугілля зі змінним умістом вологи й пропонує методика для прогнозування ефективності за допомогою статистичних моделей. Рекомендується використання поліноміальної регресійної моделі, яка показала кращі результати у порівнянні з лінійною моделлю. Також важливим є детальніше дослідження впливу механічних параметрів вугілля, таких як зернистість та форма часток, на ефективність відсіву. Це допоможе розширити універсальність і точність математичних моделей для прогнозування. Крім того, необхідно проведення порівняльного аналізу з іншими сучасними методами прогнозування, такими як машинне навчання або штучний інтелект, для оцінки їх ефективності в аналогічних застосуваннях, а також практичні випробування розроблених методів на різних типах вугілля і в різних умовах, щоб забезпечити універсальність використання цих технологій.

У даній праці [30] досліджується динаміка поведінки сита в промисловому грохоті. Враховуючи, що якість процесу просіювання безпосередньо впливає на ефективність використання ресурсів і матеріалів, розробка й аналіз нових конструкцій вібраційних грохотів має значну практичну цінність.

Стаття представляє результати аналізу динаміки руху сита, використовуючи привід на основі двох мотор-вібраторів, які генерують різні частоти. Автори використовують математичне моделювання та експериментальні методи для порівняння теоретичних розрахунків із експериментальними вимірюваннями на стенді. Основним науковим результатом є визначення оптимальних частотних співвідношень для двох вібраторів, що забезпечують складні траєкторії руху сита і, як наслідок, підвищення ефективності процесу просіювання.

У роботі використано методи математичного моделювання динаміки сита, експериментальні методи для збору даних про поведінку прототипу, а також методи аналізу даних для порівняння теоретичних засад із експериментальними результатами. Це включає застосування програмного забезпечення для симуляцій та використання спеціально розробленого стенду.

Недоліками роботи є брак узагальнення результатів для широкого спектра типів матеріалів, що можуть використовуватись на грохотах, та обмежена кількість варіантів налаштувань приводів, які були досліджені, що може не відображати повного потенціалу двочастотних вібраторів.

Дослідження, представлене в статті [31] фокусується на аналізі впливу часу запуску вібраційного грохота на амплітуду вібрації та споживану енергію під час перехідних станів. Дослідження засвідчує, що правильне калібрування тривісних акселерометрів є критичним для точності вимірювань, які можуть бути підвищені за допомогою оптичного методу. Початкова калібровка системи вимірювання у діапазоні від 1 до 5.5 Гц з кроком 0.5 Гц дозволила досягти точності вимірювань від 3 до 20 % для осі x та до 11 % для осі y, що демонструє практичну застосовність запропонованого методу.

Дослідження виявило, що час запуску значно впливає на максимальну амплітуду вібрації, яка може бути до семи разів більшою, ніж у стаціонарному режимі. Найсприятливіший профіль запуску грохота було зафіксовано при часі запуску 3 секунди, під час якого спостерігалися найнижчі амплітуди вібрацій. Це свідчить про те, що досягнення номінальної частоти обертання вібраторів якомога швидше не завжди є найкращим підходом для зарезонансних вібраційних машин.

Друга частина дослідження зосереджена на впливі часу запуску на енергетичні параметри грохота. Результати засвідчують, що час запуску значно впливає на максимальну миттєву потужність, споживану грохотом. Для часів запуску менше 0.2 с максимальна миттєва потужність залишається постійною на рівні приблизно 5 кВт. Довші часи запуску суттєво знижують максимальне миттєве споживання потужності, а для часів від 0.5 до 2.0 с спостерігається значне зниження, після чого споживання потужності стабілізується на рівні від 1.5 до 1.7 кВт.

Аналіз змін споживання потужності під час запуску також виявив два етапи: від запуску до резонансної частоти та від резонансної частоти до стаціонарного режиму. Найсприятливішими з погляду енергоефективності є час запуску понад 2.0 с, що дозволяє трикратно знизити споживання потужності.

Це дає змогу вибрати мотори з набагато нижчою номінальною потужністю, що знижує експлуатаційні та закупівельні витрати.

Стаття [31] присвячена розробці та оптимізації параметрів великих вібраційних грохотів, які використовуються в обробці вугілля та інших промислових матеріалів. Автори розробили динамічну модель вібраційного грохота з шістьма ступенями свободи, використовуючи метод Лагранжа. Застосування алгоритму для оптимізації параметрів на базі моделі нейронної мережі, дало змогу отримати оптимальні конструктивні параметри, знижуючи максимальну деформацію деталей грохота.

Використання комбінованих методів, таких як метод скінченних елементів (МСЕ), модель нейронної мережі та віртуальної реальності, є важливою особливістю цього дослідження. Ці методи забезпечують комплексний підхід до аналізу динамічної поведінки та оптимізації конструктивних параметрів, підвищуючи точність проектування та ефективність оптимізації. Дослідження забезпечує значний внесок у теоретичне розуміння та оптимізацію вібраційних грохотів із великою кількістю ступенів свободи.

Актуальність наукової задачі дослідження в статті [32] зосереджена на оптимізації конструкції вібраційного грохота. Основними методами, застосованими в дослідженні, є метод скінченних елементів для аналізу динамічних характеристик конструкції та метод еквівалентного статичного навантаження для перетворення динамічних навантажень у статичні. Ці методи забезпечують можливість оптимізації конструкції з урахуванням реальних умов експлуатації. Внаслідок оптимізації маса вібраційного грохота зменшилася на 14.9 %, що сприяло зниженню максимальних напружень на 46.8 %, а це підвищило термін служби обладнання.

Загалом це дослідження демонструє значний потенціал оптимізації конструкції вібраційних грохотів, пропонуючи новітні підходи до підвищення ефективності та довговічності цього типу обладнання. Проте, з огляду на значне зниження маси конструкції, необхідно перевірити стійкість вібраційного грохота до екстремальних навантажень, що можуть виникнути в умовах

інтенсивної експлуатації. Слід розглянути впровадження систем моніторингу напружень, що дозволять у реальному часі відстежувати стан критичних елементів конструкції та вживати заходів для запобігання відмовам.

У праці [33] представлено аналіз нової конструкції вібраційного грохота, що має гіперстатичну сітчасто-балкову структуру з акцентом на його надійність як критичний аспект проєктування і виробництва. Під час дослідження ретельно розглянуто динамічні властивості цього обладнання, а також застосовано метод динамічного моделювання для аналізу сортувальних систем. З використанням методу скінченних елементів (МСЕ) проведено детальний аналіз динамічних характеристик, включно з власними частотами, формами коливань і динамічним відгуком пристрою. Здійснено оптимізацію конструктивних розмірів ребер жорсткості на бічних плитах з огляду на обмеження за діапазоном частот і введено адаптивний критерій для оптимізації. Результати підтверджують посилення міцності конструкції та підвищення власної частоти згинальних деформацій, що сприяє уникненню резонансу та мінімізації потенційного руйнування. Зафіксовано максимальний поперечний зсув вібросита в 0,13 мм, максимальна різниця амплітуд коливань – 0,44 мм, і максимальне динамічне напруження – 16,63 МПа. Структурна оптимізація призвела до зниження маси бічної плити на 194,50 кг, водночас частоти другої та третьої форми збільшилися на 1,73 % та 2,91 % відповідно, демонструючи значне поліпшення оптимальних характеристик.

У статті [34] автори зосереджуються на застосуванні методу дискретних елементів (DEM) для моделювання впливу динамічних і технологічних параметрів на рух матеріалів на поверхні вібраційного грохота. В умовах постійно зростаючих вимог до ефективності та точності технологічних процесів, особливо в галузях, де використовуються вібраційні машини, такий підхід надзвичайно актуальний. Це забезпечує можливість точнішого прогнозування поведінки матеріалів на грохотах, що є ключовим для підвищення якості сортування і зменшення витрат. Дослідження демонструє використання DEM для аналізу впливу частоти вібрацій, амплітуди, кута нахилу сита та кута коливань на швидкість і висоту підкидання матеріалу.

Результати моделювання засвідчили, що зміна кожного з цих параметрів впливає на ефективність процесу грохочення, що важливо для оптимізації конструкції та налаштувань вібраційних грохотів. Використання DEM – це доречний і сучасний підхід у цій галузі, оскільки дає можливість детально аналізувати взаємодію частинок матеріалу з вібраційною поверхнею. Цей метод забезпечує високу точність у відтворенні реалістичної поведінки матеріалів та взаємодії елементів конструкції, що значно випереджає традиційні аналітичні методи.

Основний недолік – це відсутність порівняння результатів моделювання DEM з експериментальними даними, що унеможливує повністю перевірити реалістичність моделей. Також не враховано вплив зносу елементів грохота на динаміку руху матеріалів, що може бути критичним для довгострокової експлуатації.

Робота [35] представляє дослідження поперечних коливань вібраційних грохотів, які використовуються для сортування дрібнозернистих матеріалів, із акцентом на комбіноване застосування аналітичних методів і комп'ютерного моделювання. Аналітичний підхід передбачає моделювання руху грохота через систему диференціальних рівнянь, при цьому до розв'язування задачі про вільні коливання приходять із використанням методу розділення змінних. Програмний аналіз здійснюється через метод скінченних елементів у програмному продукті ANSYS (розроблено компанією ANSYS Inc.), забезпечуючи деталізацію конструкції грохота та врахування маси матеріалу. Визначення власних частот і форм коливань пристрою дає змогу детально оцінити його вібраційні характеристики. Порівняння результатів чисельного моделювання з аналітичними результатами та подальша верифікація спрощених моделей геометрії грохота через контрольні випробування підкреслюють важливість комплексного підходу до аналізу. Так, дослідження демонструє значущість впливу маси дрібнозернистого матеріалу на ефективність роботи вібраційного грохота та його власні частоти, надаючи фундаментальну основу для оптимізації конструкції віброгрохотів.

Модернізований вібраційний грохот, до якого застосовано два методи аналізу: експериментальний та комп'ютерний, описано у статті [36], для забезпечення оптимальної функціональності, надійності та ремонтпридатності машини під час використання в гірничодобувній промисловості. Проведено дослідження продуктивності машини за допомогою інтелектуальних технологій вимірювання та моніторингу – Data Acquisition Systems, яка відображає дані про продуктивність за допомогою датчиків, підключених до машини.

Проведено експерименти з використання методу скінченних елементів моделювання для вимірювання розподілів напружень на різних вузлах машини RVS при різних конфігураціях 305 мм × 610 мм, 305 мм × 1220 мм і 610 мм × 1220 мм відповідно. Крім того, було проведено серії експериментів для визначення розподілу напружень у конструкції машини RVS (Robotized Vertical System) за найгірших умов навантаження.

Результати експериментального дослідження засвідчили, що поточні напруження в підсистемах машини RVS під час просіювання частинок гранітного стоку становлять 5,01 МПа, 1,25 МПа, 0,55 МПа, 0,37 МПа та 1,76 МПа, що є меншими за критичні або максимальні порогові напруження для цих підсистем машини RVS, які становлять 20,8 МПа, 7,4 МПа, 4,3 МПа, 16,3 МПа та 13,6 МПа відповідно, визначені шляхом моделювання. Таким чином продемонстровано застосування комбінованого методу аналізу модернізованих конструкцій грохотів із застосуванням датчиків для роботи з фізичною моделлю та застосування комп'ютерного аналізу для розрахунку методом скінченних елементів.

Прикладом застосування комп'ютерного моделювання у розв'язанні складних інженерних задач є робота [37]. Автори розробили оригінальний метод діагностики вібраційного грохота, що базується на робочому положенні грохота. Здійснено динамічний аналіз вібраційної системи. За допомогою програмної платформи ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) створено динамічну модель грохота. Також симульовано шість типів динамічних моделей несправності збудника для дослідження закону руху віброносця за відмови незбалансованої сили збудження.

Додатково проведено моделювання та експерименти для кожної динамічної моделі несправності. Використано алгоритм діагностики нейронної мережі екстремальних машин навчання (Extreme Learning Machines, ELM)

Розроблено комплект системи збору даних про положення вібратора двохвісного лінійного вібраційного грохота. Результати дослідження засвідчують, що несправність фазового кута збудника може бути діагностована шляхом визначення положення сита.

Методика з використанням ELM для діагностики несправностей є новаторським кроком у розробці систем контролю та моніторингу обладнання. Цей підхід не тільки забезпечує точність у діагностуванні дефектів, але й відкриває нові можливості для подальшого вдосконалення систем контролю якості вібраційних машин. У подальшому для розвитку дослідження можливо розширити дослідження, включивши порівняльний аналіз із традиційними методами діагностики вібраційних грохотів. Подальше дослідження в напрямі оптимізації параметрів нейронної мережі ELM може допомогти зменшити кількість помилок під час діагностики та підвищення загальної точності системи.

Аналіз статті [38] свідчить про важливість вивчення впливу маси навантаження на динамічну відповідь вібраційного грохота, що є значущим для оптимізації конструкційних та експлуатаційних параметрів цих систем. Дослідження підкреслює, що зміни маси навантаження впливають на вібраційні характеристики обладнання, допомагаючи уникнути перевантаження, покращити ефективність сортування та зменшити знос машин. Зміна маси навантаження впливає на натуральні частоти вібраційної системи й може спричинити значні зміни в її динамічній відповіді. Автори визначили діапазони маси й частот збудження, які призводять до раптового збільшення вібраційного прискорення, що є критичним для стабільності та надійності систем. Методи дослідження включають скінченно-елементний аналіз та аналіз частотної відповіді, що уможливають детально оцінити вплив різних факторів на динамічну поведінку вібраційного грохота. Однак стаття не розглядає вплив таких параметрів, як геометрія матеріалів або їхні механічні властивості, що

також можуть суттєво впливати на динамічну відповідь системи. Бракує даних із реальних промислових умов, що могли б підтвердити універсальність отриманих результатів. Рекомендується провести подальші експерименти в різних робочих умовах, щоб перевірити вплив інших факторів на динамічну відповідь вібраційних грохотів та розробити ефективніші й надійніші вібраційні системи, адаптовані до конкретних умов експлуатації. Важливо змінити також і методику розрахунків та дизайн вібраційних грохотів, щоб вони могли автоматично адаптуватися до змін у вазі навантаження, використовуючи адаптивні системи керування та моніторингу стану обладнання в реальному часі. Мета дослідження – вивчення взаємозв'язку між вібровіддачею, вагою вантажу та частотою збудження на основі скінченно-елементного моделювання. Основні висновки демонструють, що побудована імітаційна модель добре відповідає реальному екрану, а результати розрахунків узгоджуються з результатами випробувань. Власні частоти та прискорення центру екрана залежать від ваги вантажу, при цьому динамічний відгук системи різко змінюється зі зміною маси вантажу та частоти збудження.

Унаслідок виконаного аналізу літературних джерел можна зазначити, що застосування автоматизації у процесах проєктування й тестування грохотів ще не повністю реалізовано. Існує потенціал для розробки більш точних комп'ютерних моделей, які б ураховували реальні умови експлуатації.

Сучасні дослідження та інновації в області вібраційних грохотів значно покращують їхню ефективність та надійність, що веде до оптимізації виробничих процесів і зниження енергоспоживання. Важливим є вдосконалення методик розрахунку та моделювання роботи грохотів, використання сучасних комп'ютерних технологій для моделювання, аналітичних розрахунків та проведення фізичних експериментів. Ці заходи є критично важливими для досягнення високих стандартів якості та надійності вібраційних машин.

Технічні характеристики приладів, що входять до лабораторного станду для тестування грохотів

Основні елементи лабораторного станду для дослідження грохотів: система лабораторних приладів акустичної та вібровимірної техніки Robotron (рис.Б1). Один з приладів системи слугує для вимірювання вібрацій – віброметр 00032, який складається з модулів: інтегруючий підсилювач 00028, блок індикації 02036 і блок живлення 04024. Вимірювати прискорення, швидкість та амплітуду коливань відбувається п'єзоелектричним датчиком прискорення КД 35. Датчик передає зчитані данні до віброметра, який передає на комп'ютер зі звукозаписуючою програмою. Розглянемо детально характеристики приладів станду.



Рисунок Б1 – Фотографія віброметра 00032

Джерело: фото зроблено автором

Технічні характеристики віброметра 00032

Діапазон вимірювання:	
Прискорення коливань, ξ	від 0,032 мс ⁻² до 320 мс ⁻²
Швидкість коливання, V	від 0,000032 мс ⁻¹ до 3,2 мс ⁻¹
Амплітуда коливання, a	від 0,0032 мм до 100 мм
Діапазон частот:	
Прискорення коливань, ξ	від 1 Гц до 10 кГц
Швидкість коливання, V	від 1 Гц до 10 кГц
Амплітуда коливання, a	від 1 Гц до 1 кГц

Джерело: адаптовано автором згідно [3]

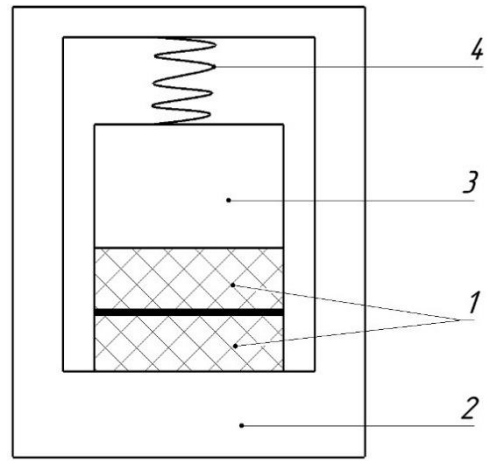
Перетворення механічних коливань в електричні сигнали виконає п'єзоелектричний датчик прискорення (акселерометр) KD 35 (рис.Б2,а). Встановивши датчик на короб, при коливаннях грохота данні будуть передаватись від акселерометра до віброметра.

Основний принцип роботи такого датчика полягає у використанні п'єзоелектричних матеріалів, що генерують електричний заряд у відповідь на механічну напругу. Коли на п'єзоелектричний матеріал діє механічний вплив (наприклад, прискоренню), у його кристалічній структурі відбувається перерозподіл зарядів, що призводить до появи електричної напруги. Ця напруга пропорційна доданій силі, що дозволяє вимірювати прискорення.

Конструктивно акселерометр KD 35 складається з набору кристалів п'єзоелектрика 1, розміщених у легкому металевому корпусі 2 (рис.Б2,б). Для підвищення чутливості акселерометра на п'єзоелемент накладена додаткова маса 3, яка притискається до кристала за допомогою пружини 4. При встановленні акселерометра на поверхню, що коливається, маса зміщується відносно основи. Оскільки сила, яка виникає в акселерометрі під час коливань, залежить від інерційної сили, яка, в свою чергу, пропорційна прискоренню коливань, то вихідний сигнал акселерометра буде прямо пропорційний цьому прискоренню.



а



б

Рисунок Б2 – П'єзоелектричний датчик прискорення KD 35: а – фото датчика; б – схема пристрою акселерометра.

Джерело: фото зроблено автором

Таблиця Б2

Технічні характеристики п'єзоелектричного датчику прискорення KD 35

Коефіцієнт передачі	$5 \pm 0,1$ мВ/мс ⁻²
Місткість	1 нФ
Резонансна частота	20 кГц
Максимальне прискорення, що вимірюється KD35	3 мс ⁻²
Максимальний поперечний коефіцієнт спрямованості	5
Температурний діапазон	от -35° С до +150° С
Габаритні розміри:	
висота	24 мм
діаметр	19 мм
Маса	не более 28 г

Джерело: адаптовано автором згідно [3]

Для відображення та зчитування отриманих параметрів під час вимірювання коливань використаємо блок індикації 02036 (рис.Б3). За його допомогою можна відображати як ефективне значення, так і позитивне або негативне пікове значення вимірюваних величин. Вихід змінної та постійної напруги дозволяє підключати всі стандартні реєструючі пристрої, включаючи аналого-цифрові перетворювачі. Низька нижня частотна межа 0,5 Гц дозволяє використовувати прилад у сфері низьких частот. Блок індикації 02036 дозволяє підключати зовнішні фільтри до шлейфу. Частотний діапазон 0,5 Гц... 22 кГц \pm 0,5 дБ.

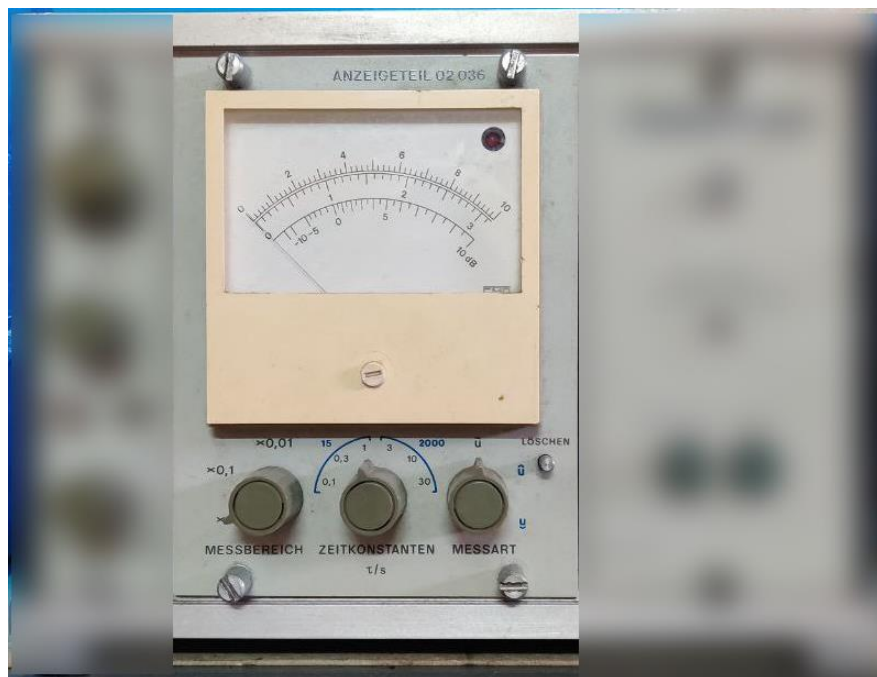


Рисунок Б3 – Блок індикації 02036

Джерело: фото зроблено автором

Таблиця Б3

Технічні характеристики блока індикації 02036

Діапазони вимірювання для повного відхилення стрілки індикаторного приладу	1000/100/10 мВ
макс. вхідна пікова напруга	5,6 В
макс. піковий коефіцієнт несинусоїдальної напруги	5,6 В
Вхідний опір	100 кОм
Види показання	Ефективне значення, позитивне пікове значення, негативне пікове значення
Постійні часу показання	
Пікове значення	15 с; 2000 с
Час зростання	100 мкс до 90% максимального значення
Вихідний опір	≤ 50 Ом
Вихідний опір	≤ 50 Ом
Основна похибка для синусоїдальної напруги 1 кГц (похибка калібрування та лінійності)	+5%
Номінальна ширина блоку	120 мм.
Маса	1,7 кг

Джерело: адаптовано автором згідно [3]

Підключення приладу до джерел напруги відбувається за допомогою блоку мережі 04024 (рис.Б4). Він служить в першу чергу для електроживлення модулів вібровиміральної техніки (підсилювача 00028, блоку інтегратора 02036). Крім мережної напруги подаються стабілізовані та нестабілізовані постійні напруги та калібрувальна напруга.

Таблиця Б4

Технічні характеристики блоку мережі 04024

Електроживлення	
Мережа	220 В +10% – 15% 50 Гц ± 2% 12 В + 3,6 В; – 1,2 В
Вихідна напруга:	
нестабілізовані постійна напруга	+ (12 ± 0,5) В; 1,5 А ± (21 ± 1,5) В; 0,3 А
стабілізована постійна напруга	+ (5,7 ± 0,06) В; 50 мА
калібрувальна напруга	100 мВ ± 1% 40... 80 Гц (прямокутник)
Потужність при повному навантаженні	40 ВА
дод. потужність (тільки під час роботи від мережі) макс.	100 ВА
Номінальна ширина зсувного блоку	80 мм
Вага	3 кг

Джерело: адаптовано автором згідно [3]

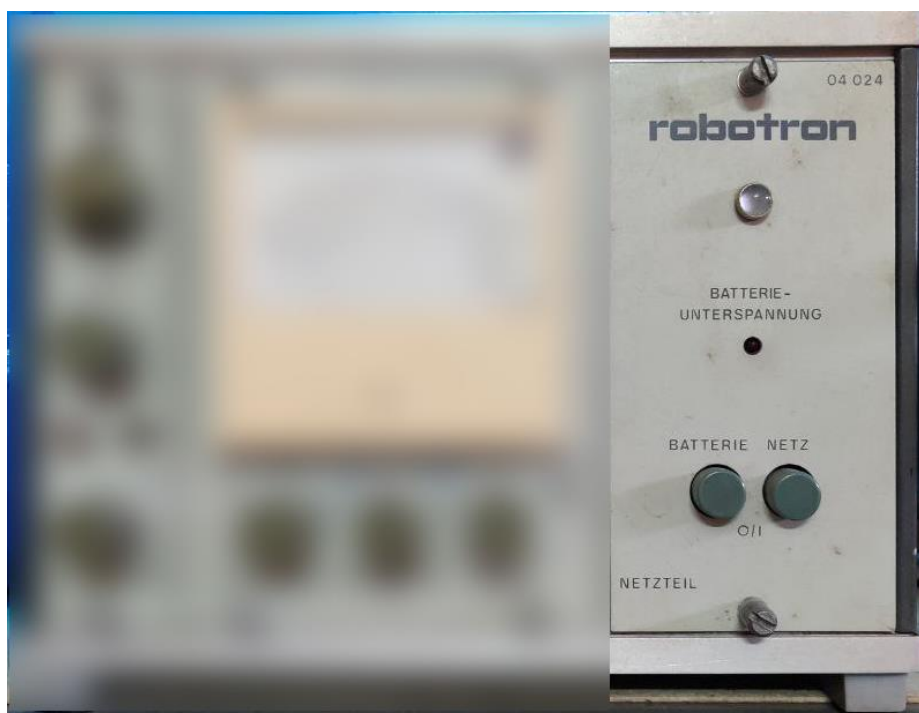


Рисунок Б4 – Блок мережі 04024

Джерело: фото зроблено автором

Інтегруючий підсилювач 00028 дозволяє використовувати систему лабораторних приладів для вимірювання коливань (рис. Б5). Він призначений для підключення п'єзоелектричних датчиків прискорення і дозволяє вимірювати прискорення, швидкість і амплітуду коливань. Завдяки перемиканню нижніх граничних частот, є можливість усунути низькочастотні перешкоди.

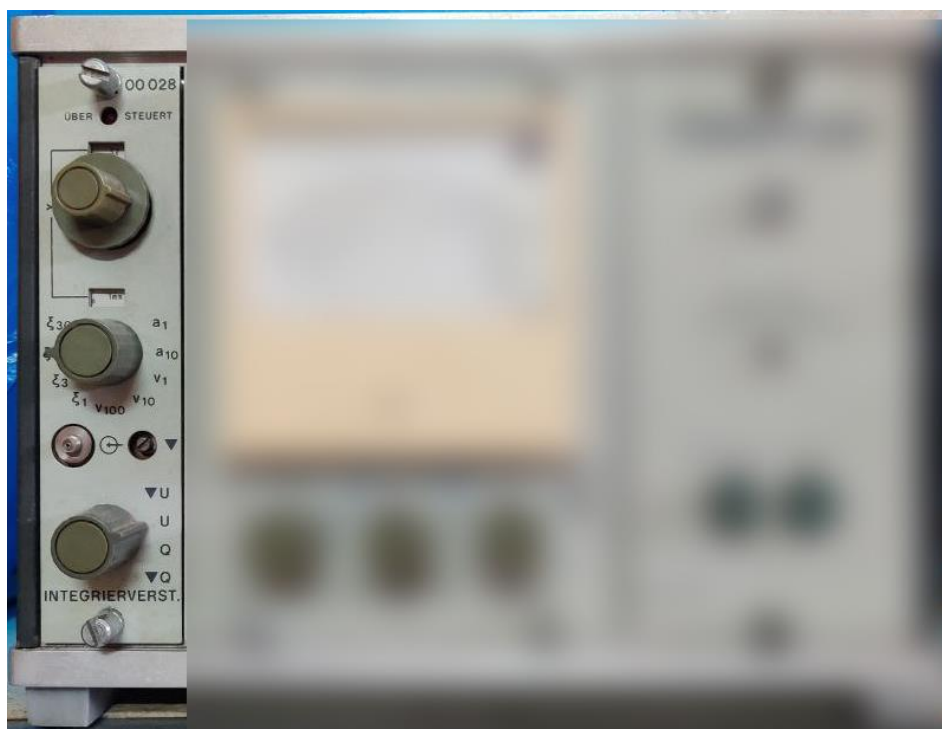


Рисунок Б5 – Інтегруючий підсилювач 00028
Джерело: фото зроблено автором

Технічні характеристики інтегруючого підсилювача 00028

Частотні діапазони	
Амплітуда коливань, a_1	1 Гц... 10 кГц \pm 1 дБ
Амплітуда коливань, a_3	0,5 Гц... 15 кГц \pm 3 дБ
Амплітуда коливань, a_{10}	10 Гц... 10 кГц \pm 1 дБ
Швидкість коливань, V_1	1 Гц... 6 кГц \pm 1 дБ
Швидкість коливань, V_{10}	10 Гц... 10 кГц \pm 1 дБ
Швидкість коливань, V_{100}	100 Гц... 10 кГц \pm 1 дБ
Прискорення коливань, ξ_1	1 Гц... 32 Гц \pm 1 дБ
Прискорення коливань, ξ_{10}	10 Гц... 320 Гц \pm 1 дБ
Прискорення коливань, ξ_{30}	30 Гц... 1 кГц \pm 1 дБ
Вимірювальні діапазони для 1 В вихідної напруги та датчика з коефіцієнтом передачі 5 мВ/ мс ⁻²	
Амплітуди коливань, a_1 a_{10}	0,032 мс ⁻² ... 320 мс ⁻²
Швидкість коливань, V_1	0,0032 мс ⁻¹ ... 3,2 мс ⁻¹
Швидкість коливань, V_{10}	0,00032 мс ⁻¹ ... 0,32 мс ⁻¹
Швидкість коливань, V_{100}	0,000032 мс ⁻¹ ... 0,032 мс ⁻¹
Прискорення коливань, ξ_1	3,2 мм... 100 мм
Прискорення коливань, ξ_{10}	0,032 мм... 1 мм
Прискорення коливань, ξ_{30}	0,0032 мм... 0,1 мм
Амплітуди коливань, a_1 a_{10}	0,005 мс ⁻²
Швидкість коливань, V_1	$0,8 \cdot 10^{-3}$ мс ⁻¹
Швидкість коливань, V_{10}	$0,05 \cdot 10^{-3}$ мс ⁻¹
Швидкість коливань, V_{100}	$6 \cdot 10^{-6}$ мс ⁻¹
Прискорення коливань, ξ_1	0,7 мм
Прискорення коливань, ξ_{10}	0,003 мм
Прискорення коливань, ξ_{30}	$0,5 \cdot 10^{-3}$ мм
Коефіцієнт нелінійних спотворень	\leq 0,5% (до 15 кГц)
макс. вхідна пікова напруга	5,5 В
Вхідний опір	\geq 500 МОм
Вихідна напруга на виході для повної модуляції (ефективна значення)	1 В
Вихідний опір	50 Ом
Вихідний опір	100 Ом... 900 Ом
Резерв модуляції для виходу напруги	15 дБ
Номінальна ширина блоку	40 мм
Вага	1,0 кг

Джерело: адаптовано автором згідно [3]

Модулі системи лабораторних приладів акустики та вібровимірювальної техніки розміщуються в системному кожуху 04012, він з'єднує їх конструктивно та електрично між собою. Робочі та калібрувальні напруги подаються через внутрішнє дротове з'єднання модулів за допомогою штепсельних роз'ємів. Вимірювальні та керуючі сигнали підключаються зовні через вставні кабелі. Цей мобільний блок може бути використаний у будь-якому місці всередині кожуха.

Таблиця Б6

Технічні характеристики системного кожуху 04012

Номинальная ширина для подвижных блоков	240 мм
Степень защиты	IP 20 по ТГЛ 15165
Класс защиты	1 по ТГЛ 14283
Наружные размеры	256x182x310 мм
Вага	3,5 кг

Джерело: адаптовано автором згідно [3]

На наступному етапі описані прилади поєднуються з грохотом утворюючи стенд для лабораторного дослідження грохотів.

Результати дослідження грохоту отримані при тестуванні лабораторного стенду

Напрямок датчику	Точка	№ вибірки																			
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Вертикально	T1	0,2471	0,2442	0,2479	0,2441	0,2481	0,2452	0,2423	0,2481	0,2472	0,2462	0,2452	0,2481	0,2472	0,2511	0,2451	0,2462	0,2432	0,2453	0,2472	0,2462
	T2	0,2522	0,2532	0,2571	0,2566	0,2562	0,2551	0,2514	0,2522	0,2542	0,2532	0,2521	0,2561	0,2551	0,2531	0,2592	0,2571	0,2541	0,2525	0,2551	0,2573
	T3	0,2345	0,235	0,2307	0,2294	0,2364	0,2344	0,2291	0,2324	0,2263	0,2311	0,2322	0,2332	0,2373	0,2321	0,2334	0,2292	0,2291	0,2331	0,2323	0,2341
	T4	0,2411	0,2412	0,238	0,2415	0,2455	0,2392	0,2411	0,2415	0,2371	0,2361	0,2394	0,2422	0,2381	0,2412	0,2395	0,2411	0,2381	0,2396	0,2411	0,2382
	T5	0,247	0,246	0,2417	0,2466	0,2431	0,2481	0,2461	0,2451	0,242	0,2471	0,2435	0,2471	0,2451	0,2464	0,2451	0,2421	0,2432	0,2481	0,2491	0,2435
	T6	0,2493	0,2501	0,2459	0,2471	0,2442	0,2471	0,2482	0,2462	0,2461	0,2481	0,2471	0,2513	0,2474	0,2485	0,2491	0,2482	0,2473	0,2464	0,2465	0,2474
	T7	0,2381	0,2411	0,2388	0,2372	0,2424	0,2372	0,2391	0,2374	0,2411	0,2384	0,2411	0,2411	0,2385	0,2411	0,2422	0,2391	0,2371	0,2383	0,2371	0,2382
	T8	0,2327	0,2337	0,2289	0,2271	0,2321	0,2321	0,2321	0,2331	0,2281	0,2292	0,2282	0,2332	0,2261	0,2291	0,2324	0,2252	0,2312	0,2342	0,2322	0,2322
	T9	0,2361	0,2368	0,2329	0,2321	0,2341	0,2311	0,2312	0,2312	0,2323	0,2332	0,2311	0,2324	0,2333	0,2361	0,2351	0,2342	0,2311	0,2354	0,2341	0,2331
Горизонтально	T1	0,1849	0,18543	0,18494	0,18529	0,18641	0,18242	0,18872	0,1827	0,18669	0,18452	0,18529	0,18417	0,18935	0,18522	0,18585	0,18242	0,18326	0,18081	0,18655	0,18186
	T2	0,18102	0,18109	0,18109	0,18158	0,18039	0,18165	0,1834	0,18053	0,18123	0,18151	0,182	0,18151	0,18235	0,18116	0,18165	0,18025	0,18109	0,18025	0,18032	0,18116
	T3	0,18228	0,18137	0,18144	0,18011	0,182	0,17976	0,18151	0,18186	0,18011	0,18039	0,18158	0,18158	0,18116	0,18186	0,17962	0,18004	0,18158	0,1813	0,18221	0,18207
	T4	0,18067	0,17976	0,18193	0,18123	0,17969	0,18067	0,18116	0,1792	0,18011	0,17885	0,17927	0,18018	0,18025	0,18067	0,17962	0,17934	0,18046	0,17906	0,18144	0,18046
	T5	0,18067	0,17941	0,18088	0,17948	0,18116	0,18004	0,17997	0,18046	0,18088	0,18025	0,18046	0,18081	0,182	0,1792	0,1799	0,17969	0,18018	0,18053	0,18095	0,18004
	T6	0,18186	0,18214	0,18207	0,18158	0,18158	0,18186	0,18235	0,18179	0,18298	0,18039	0,18263	0,18158	0,18109	0,18095	0,18067	0,18081	0,18228	0,18235	0,18235	0,18179
	T7	0,18417	0,18235	0,18179	0,18326	0,182	0,18186	0,18256	0,18305	0,182	0,18067	0,18228	0,18375	0,18221	0,18228	0,18375	0,18312	0,18291	0,18361	0,18284	0,18144
	T8	0,18235	0,18242	0,18165	0,18242	0,18123	0,18039	0,18221	0,18151	0,18172	0,1827	0,18158	0,18137	0,18186	0,18263	0,18305	0,18312	0,18277	0,18263	0,18221	0,1827
	T9	0,1785	0,18032	0,18102	0,17927	0,18116	0,18011	0,18158	0,18137	0,17997	0,18081	0,18214	0,18081	0,17976	0,18144	0,18123	0,1806	0,18102	0,182	0,18053	0,1806
Під кутом 45 градусів	T1	0,2641	0,2649	0,2642	0,2647	0,2663	0,2606	0,2696	0,261	0,2667	0,2636	0,2647	0,2631	0,2705	0,2646	0,2655	0,2606	0,2618	0,2583	0,2665	0,2598
	T2	0,2586	0,2587	0,2587	0,2594	0,2577	0,2595	0,262	0,2579	0,2589	0,2593	0,26	0,2593	0,2605	0,2588	0,2595	0,2575	0,2587	0,2575	0,2576	0,2588
	T3	0,2604	0,2591	0,2592	0,2573	0,26	0,2568	0,2593	0,2598	0,2573	0,2577	0,2594	0,2594	0,2588	0,2598	0,2566	0,2572	0,2594	0,259	0,2603	0,2601
	T4	0,2581	0,2568	0,2599	0,2589	0,2567	0,2581	0,2588	0,256	0,2573	0,2555	0,2561	0,2574	0,2575	0,2581	0,2566	0,2562	0,2578	0,2558	0,2592	0,2578
	T5	0,2581	0,2563	0,2584	0,2564	0,2588	0,2572	0,2571	0,2578	0,2584	0,2575	0,2578	0,2583	0,26	0,256	0,257	0,2567	0,2574	0,2579	0,2585	0,2572
	T6	0,2598	0,2602	0,2601	0,2594	0,2594	0,2598	0,2605	0,2597	0,2614	0,2577	0,2609	0,2594	0,2587	0,2585	0,2581	0,2583	0,2604	0,2605	0,2605	0,2597
	T7	0,2631	0,2605	0,2597	0,2618	0,26	0,2598	0,2608	0,2615	0,26	0,2581	0,2604	0,2625	0,2603	0,2604	0,2625	0,2616	0,2613	0,2623	0,2612	0,2592
	T8	0,2605	0,2606	0,2595	0,2606	0,2589	0,2577	0,2603	0,2593	0,2596	0,261	0,2594	0,2591	0,2598	0,2609	0,2615	0,2616	0,2611	0,2609	0,2603	0,261
	T9	0,255	0,2576	0,2586	0,2561	0,2588	0,2573	0,2594	0,2591	0,2571	0,2583	0,2602	0,2583	0,2568	0,2592	0,2589	0,258	0,2586	0,26	0,2579	0,258

Джерело: розроблено автором

Статистична обробка даних отриманих під час дослідження лабораторного стенду

Проведені дослідження лабораторного стенда для аналізу грохотів, отримані данні представлені в таблиці . Для перевірки отриманих значень проведемо статистичну обробку даних. Отримані результати будемо заносити в таблицю.

Розрахуємо середньоквадратичне відхилення для амплітуди кожної досліджуваної точки грохоту.

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n},$$

де n – число даних;

x_i – значення x , що відповідає середині i -го інтервалу.

Дисперсію вибірки обчислимо за наступною формулою

$$\delta^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}$$

Випадкова помилка дослідів

$$\delta = \sqrt{\delta^2}$$

Також, в таблиці відобразимо максимальне E_{\max} та мінімальне E_{\min} значення.

Таблиця Г1

Результати грубого аналітичного аналізу

		\bar{x}	E_{\max}	E_{\min}	δ^2	σ
Вертикально	T1	0,24626	0,2511	0,2423	4,11095E-06	0,002028
	T2	0,254655	0,2592	0,2514	4,70787E-06	0,00217
	T3	0,232265	0,2373	0,2263	7,51503E-06	0,002741
	T4	0,24004	0,2455	0,2361	4,56674E-06	0,002137
	T5	0,2453	0,2491	0,2417	4,91895E-06	0,002218
	T6	0,247575	0,2513	0,2442	2,58303E-06	0,001607
	T7	0,23923	0,2424	0,2371	3,24537E-06	0,001801

	T8	0,230655	0,2342	0,2252	7,16682E-06	0,002677
	T9	0,233345	0,2368	0,2311	3,39103E-06	0,001841

Продовження таблиці Г1

Горизонтально	T1	0,18484	0,18935	0,18081	4,76835E-06	0,002184
	T2	0,181262	0,1834	0,18025	5,90824E-07	0,000769
	T3	0,181192	0,18228	0,17962	7,3834E-07	0,000859
	T4	0,180201	0,18193	0,17885	7,28346E-07	0,000853
	T5	0,180348	0,182	0,1792	4,55133E-07	0,000675
	T6	0,181755	0,18298	0,18039	4,73237E-07	0,000688
	T7	0,182595	0,18417	0,18067	7,68784E-07	0,000877
	T8	0,182126	0,18312	0,18039	4,83604E-07	0,000695
	T9	0,180712	0,18214	0,1785	7,94522E-07	0,000891
Під кутом 45 градусів	T1	0,264055	0,2705	0,2583	9,73103E-06	0,003119
	T2	0,258945	0,262	0,2575	1,20576E-06	0,001098
	T3	0,258845	0,2604	0,2566	1,50682E-06	0,001228
	T4	0,25743	0,2599	0,2555	1,48642E-06	0,001219
	T5	0,25764	0,26	0,256	9,28842E-07	0,000964
	T6	0,25965	0,2614	0,2577	9,65789E-07	0,000983
	T7	0,26085	0,2631	0,2581	1,56895E-06	0,001253
	T8	0,26018	0,2616	0,2577	9,86947E-07	0,000993
	T9	0,25816	0,2602	0,255	1,62147E-06	0,001273

Джерело: розроблено автором

Доведемо однорідність дисперсій, для цього візьмемо критерій Кочрена. Оскільки за доверительної ймовірності 95 % дотримується нерівність $G_{кр} > G_{сп}$, де $G_{кр}$ – значення отримане з таблиці [4], $G_{сп}$ – розраховано за формулою [6].

При розміщенні датчику:

- вертикально $0,418 > 0,184$
- горизонтально $0,418 > 0,126$
- під кутом 45 $0,418 > 0,211$

Це доводить, що розбіжність вибірових дисперсій незначна. Таким чином, однорідність дисперсій доведено.

У процесі проведення експерименту виникає необхідність перевірити відповідність експериментальних даних теоретичним передумовам, тобто перевірити гіпотезу дослідження.

Перевірка адекватності експериментальних даних є необхідною на етапі аналізу теоретико-експериментальних досліджень. Для цього використовують довірчі інтервали, що дозволяють із заданою ймовірністю визначити потрібні

значення параметра. Суть цієї перевірки полягає в порівнянні отриманої або передбаченої теоретичної функції з результатами вимірювань. При невеликих вибірках доцільно для аналізу адекватності використовувати критерій Фішера. Експериментальний критерій Фішера визначається за формулою:

Для виконання критерію Фішера для доверительної ймовірності 95 % повинна виконуватись нерівність $\Phi_{кр} > \Phi_{сп}$

При розміщенні датчику:

- вертикально $0,418 > 0,184$
- горизонтально $0,418 > 0,126$
- під кутом 45 $0,418 > 0,211$

Нерівність виконується, отже отриманий експериментальний матеріал адекватний.

На рисунках Г1-Г3 зображено розкид експериментально отриманих даних для 9 точок грохоту при різному розташуванні датчику: вертикально, горизонтально та під кутом 45°.

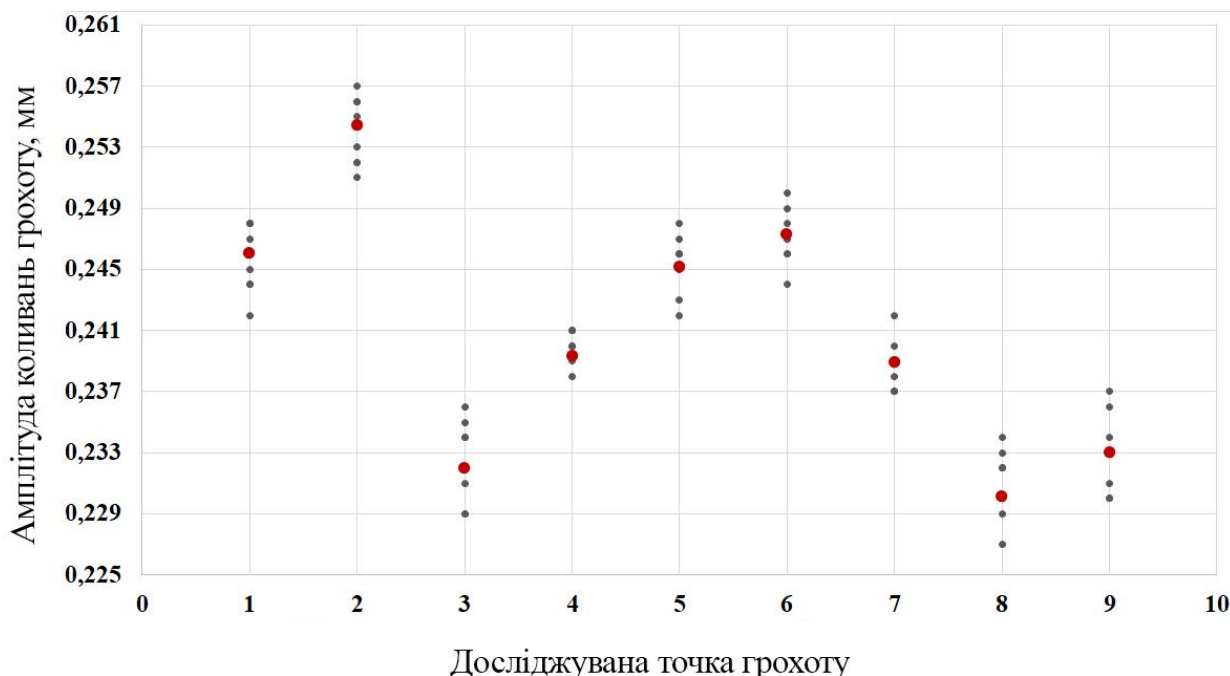


Рисунок Г1 – Розкид експериментально отриманих даних при вертикальному розташуванні датчику

Джерело: розроблено автором

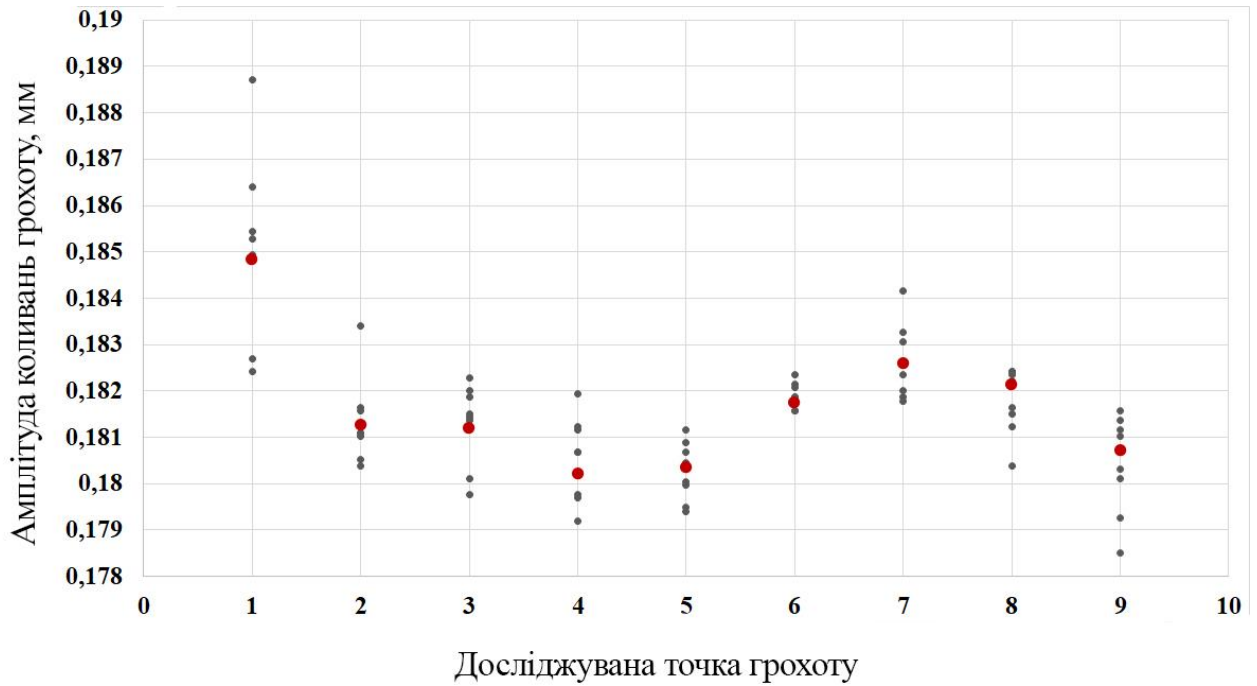


Рисунок Г2 – Розкид експериментально отриманих даних при горизонтальному розташуванні датчику

Джерело: розроблено автором

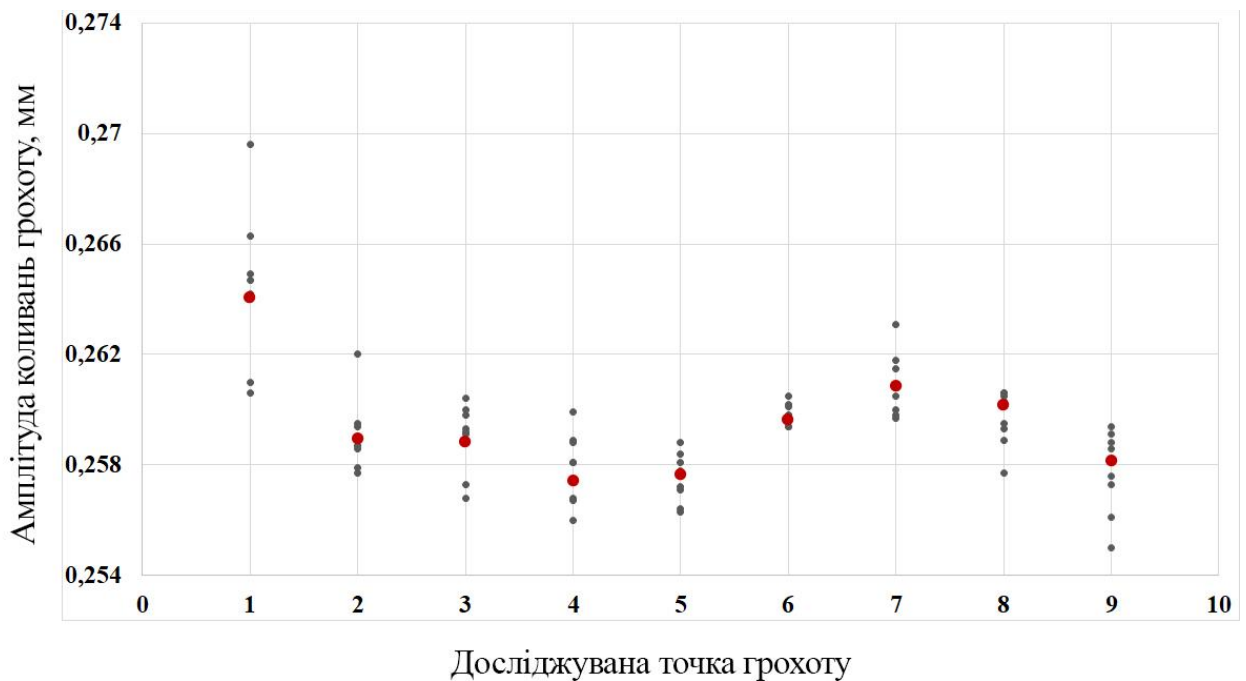


Рисунок Г3 – Розкид експериментально отриманих даних при розташуванні датчику під кутом 45°

Джерело: розроблено автором

Перевіримо теорію нормально розподілу експериментальних даних по критерію Пірсона. Кількість інтервалів розрахуємо по формулі:

Діапазон випадкової величини розділено на п'ять інтервалів. Для доверительної ймовірності 95 % та ступенів свободи критичне значення критерія Пірсона рівне 6 .

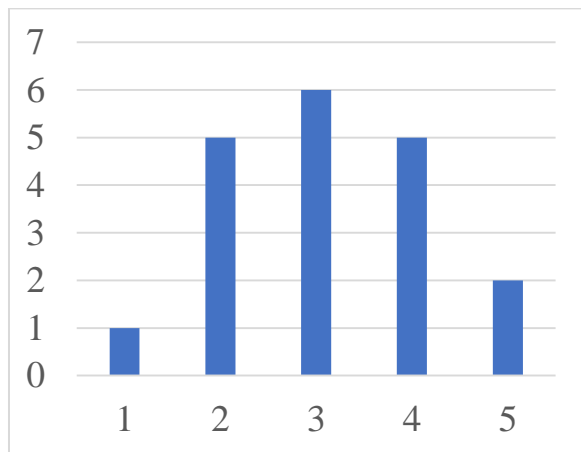
Таблиця Г2

Розрахункова таблиця для побудови графіків нормального розподілення

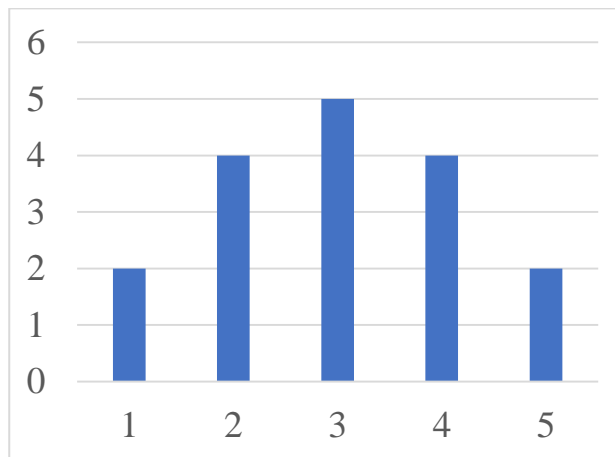
Точка на гروهі	Номер інтервалу	Межі інтервалів		Варіанта	Частота	$x_i - \bar{x}^*$	$x_{i+1} - \bar{x}^*$
		x_i	x_{i+1}	$x_i^* = \frac{x_i + x_{i+1}}{2}$	n_i		
1	1	0,242	0,2436	0,2428	2	-0,00405	-0,00245
	2	0,2436	0,2452	0,2444	4	-0,00245	-0,00085
	3	0,2452	0,2468	0,246	8	-0,00085	0,00075
	4	0,2468	0,2484	0,2476	5	0,00075	0,00235
	5	0,2484	0,2501	0,24925	3	0,00235	0,00405
2	1	0,251	0,2526	0,2518	3	-0,00345	-0,00185
	2	0,2526	0,2542	0,2534	5	-0,00185	-0,00025
	3	0,2542	0,2558	0,255	6	-0,00025	0,00135
	4	0,2558	0,2574	0,2566	5	0,00135	0,00295
	5	0,2574	0,2591	0,25825	2	0,00295	0,00465
3	1	0,226	0,2282	0,2271	1	-0,006	-0,0038
	2	0,2282	0,2304	0,2293	5	-0,0038	-0,0016
	3	0,2304	0,2326	0,2315	6	-0,0016	0,0006
	4	0,2326	0,2348	0,2337	5	0,0006	0,0028
	5	0,2348	0,237	0,2359	3	0,0028	0,005
4	1	0,236	0,237	0,2365	2	-0,0033	-0,0023
	2	0,237	0,238	0,2375	4	-0,0023	-0,0013
	3	0,238	0,239	0,2385	5	-0,0013	-0,0003
	4	0,239	0,24	0,2395	4	-0,0003	0,0007
	5	0,24	0,241	0,2405	2	0,0007	0,0017
5	1	0,242	0,2434	0,2427	1	-0,00315	-0,00175
	2	0,2434	0,2448	0,2441	4	-0,00175	-0,00035
	3	0,2448	0,2462	0,2455	7	-0,00035	0,00105
	4	0,2462	0,2476	0,2469	3	0,00105	0,00245
	5	0,2476	0,249	0,2483	1	0,00245	0,00385

6	1	0,244	0,2452	0,2446	1	-0,0033	-0,0021
	2	0,2452	0,2464	0,2458	3	-0,0021	-0,0009
	3	0,2464	0,2476	0,247	6	-0,0009	0,0003
	4	0,2476	0,2488	0,2482	3	0,0003	0,0015
	5	0,2488	0,25	0,2494	2	0,0015	0,0027
7	1	0,237	0,238	0,2375	2	-0,0019	-0,0009
	2	0,238	0,239	0,2385	3	-0,0009	0,0001
	3	0,239	0,24	0,2395	10	0,0001	0,0011
	4	0,24	0,241	0,2405	4	0,0011	0,0021
	5	0,241	0,242	0,2415	1	0,0021	0,0031
8	1	0,225	0,2268	0,2259	2	-0,00515	-0,00335
	2	0,2268	0,2286	0,2277	3	-0,00335	-0,00155
	3	0,2286	0,2304	0,2295	6	-0,00155	0,00025
	4	0,2304	0,2322	0,2313	3	0,00025	0,00205
	5	0,2322	0,235	0,2336	1	0,00205	0,00485
9	1	0,23	0,2314	0,2307	2	-0,003	-0,0016
	2	0,2314	0,2328	0,2321	6	-0,0016	-0,0002
	3	0,2328	0,2342	0,2335	7	-0,0002	0,0012
	4	0,2342	0,2356	0,2349	6	0,0012	0,0026
	5	0,2356	0,238	0,2368	3	0,0026	0,005

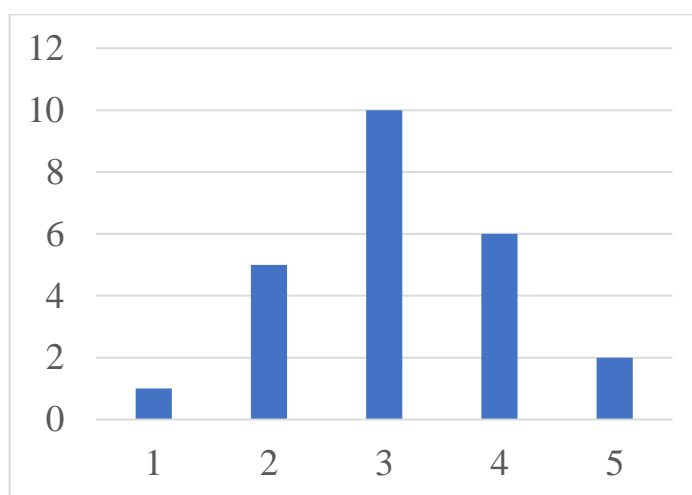
Відобразим розподіл даних згідно нормального закону на графіках Г4, дані отримані при проведенні дослідження з вертикальним розміщенням датчику Г4,а; при горизонтальному розміщенні датчику Г4,б та при розміщенні датчику під кутом 45°Г;,,в.



а



б



в

Рисунок Г4– Графік нормального розподілення для експериментальних

даних: а – при вертикальному розміщенні датчику;

б – при горизонтальному розміщенні датчику;

в – при розміщенні датчику під кутом 45°

Джерело: розроблено автором

У проведених дослідженнях лабораторного стенда для аналізу грохотів отримані дані були піддані статистичній обробці для перевірки їх достовірності та однорідності. Розраховано середньоквадратичне відхилення для амплітуди кожної досліджуваної точки грохоту, дисперсії вибірки, випадкові помилки дослідів та максимальні і мінімальні значення.

Результати показали, що при вертикальному, горизонтальному та під кутом 45 градусів розташування датчика дисперсії є однорідними. Це доведено за допомогою критерію Кочрена. Перевірка гіпотези дослідження за допомогою

критерію Фішера підтвердила адекватність отриманих експериментальних даних.

Для подальшого аналізу використано критерій Пірсона для перевірки теорії нормального розподілу експериментальних даних. Дані розподілені на інтервали, і проведено порівняння з теоретичними розрахунками. Графіки нормального розподілу показали відповідність експериментальних даних теоретичним передумовам.

Отже, результати досліджень є достовірними, і однорідність дисперсій доведена, що дозволяє використовувати отримані дані для подальшого аналізу та практичного застосування.

Основні розміри та технічні характеристики інерційних грохотів

Основні параметри та розміри грохотів

Назва параметру та розміру	Норма								
	Позначення ширини поверхні, що просіває								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Розміри поверхні сита, мм: - ширина; - довжина (не більше).	1000 2500	1250 4000	1500 5000	1750 5000	2000 6500	2500 8500	3000 9000	3500 9500	4000 11200
Кількість ярусів сит, од	1; 2	1; 2	1; 2; 3	1; 2	1; 2	1; 2	1; 2	1; 2	1; 2
Амплітуда коливань, мм (не більше)	10	10	10	10	10	10	8	8	8
Частота коливань, с.-1 (не менше)	11,7	11,7	10,0	10,0	10,0	8,35	8,35	8,35	8,35
Частота обертання валу моторвібратора (об/хв) (не менше)	700	700	600	600	600	500	500	500	500
Потужність електродвигуна, кВт (не більше)	5,5	10	17	28	45	60	90	110	150
Габаритні розміри, мм: (не більше) - довжина; - ширина; - висота.	3500 2000 1600	5000 2000 1800	6000 2700 2000	6500 3400 2800	7500 5600 3000	9500 6000 3500	10000 7700 4000	10600 8000 4500	12500 9000 5000
Маса частини, що коливається (без привода, рами, пилозахисне покриття та пристрій зрошення), т (не більше)	1,8	5,5	7,5	12	15	20	25	31,5	45
Маса грохота, що коливається (без пилозахисне покриття та пристроя зрошення), т (не більше)	3	6,5	9	14	17,5	23	28	35,5	50

Джерело: []

Технічні характеристики інерційних грохотів

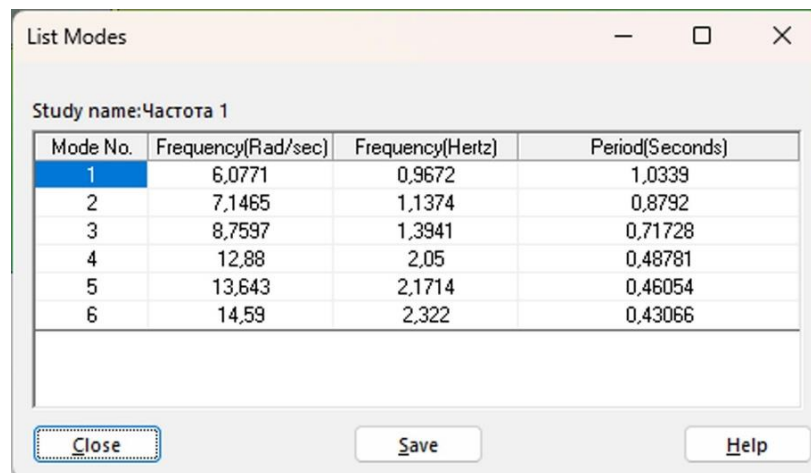
Параметри	Легкого типу				Середнього типу		Самобалансні			
	ГІЛ-32	ГІЛ-42	ГІЛ-43	ГІЛ-52	ГІС-42	ГІС-52	ГІСЛ-62	ГІСЛ-72	ГІСЛ-82	ГІСЛ-72
Площа сит, м2	3,1	5,4	5,4	7,9	5,4	7,9	10	15	21	16
Кількість сит, од	2	2	3	2	2	2	2	2	2	2
Кут нахилу коробка, °	10-25	20-25	10-25	10-25	10-25	10-25	0	0	0	0
Частота коливань, хв.-1	1150	900;1000	970	870	900	900	735	735	735	735
Амплітуда коливань, мм	2,5	3;3,5	2,5	2,5;3,5	4,5	3,7	6	6	6	6
Розмір отворів сит, мм	3-25	6-50	6-50	6-100	6-50	6-100	0,5-100	0,5-100	0,5-100	6-100
Потужність двигуна, кВт	4,0	7,5	7,5	7,5	10,0	25,0	2x17	2x22	2x40	2x30
Продуктивність, т/год	100	180	200	250	230	320	270	400	600	650
Габарити, мм:										
- довжина;	3077	4295	4265	5050	4500	530	5670	6980	7650	6805
- ширина;	1674	2860	2770	3110	2150	2700	2700	3720	3740	3785
- висота.	1640	2710	2660	2910	1290	1300	2690	2500	2660	2530
Маса грохота, т	1,5	3,1	4,0	3,5	3,3	3,8	8,7	12,1	18,6	14,1

Джерело: []

Результати розрахунку конструкції грохоту розробленої та проаналізованої з використанням автоматизованого робочого місця конструктора Solidworks Parametric Design Workstation

В якості об'єкта для випробування програми використаємо грохот ГВЧ-31С, методика аналітичного розрахунку такого грохоту викладено в статті [9]. Використаємо основні габаритні розміри, які складають 3000x1200x1000 (ДxШxВ), та вагу 1600 кг. На основі введених даних програма перебудує параметричні моделі та створить конструкцію для подальшого розрахунку.

Наступним етапом, програма запропонує провести частотний аналіз, для якого необхідно знати жорсткість пружних елементів, яка складає 67,5 Н/мм. В результаті розрахунку отримаємо список частот грохота (рис.Е1).



Study name: Частота 1

Mode No.	Frequency(Rad/sec)	Frequency(Hertz)	Period(Seconds)
1	6,0771	0,9672	1,0339
2	7,1465	1,1374	0,8792
3	8,7597	1,3941	0,71728
4	12,88	2,05	0,48781
5	13,643	2,1714	0,46054
6	14,59	2,322	0,43066

Close Save Help

Рисунок Е1 – Список власних частот отриманих з програмного забезпечення SolidWorks

Джерело: розроблено автором

Також, порівняємо результат отриманий з SW Simulation з аналітичним варіантом. Розглянемо формули, які покладені в аналітичний розрахунок частот:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{4 \cdot c}{m_g}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 67,47}{1400}} = 13,887 \text{ c}^{-1} = 2,21 \text{ Гц} \quad (\text{E1})$$

Розраховану частоту власних коливань можна порівняти з частотою п'ятої форми коливань (рис.E1), яка відповідає переважно вертикальним переміщенням грохота.

Оцінимо похибку обчислення власних частот коливань за допомогою комп'ютерного розрахунку для однієї з форм коливань.

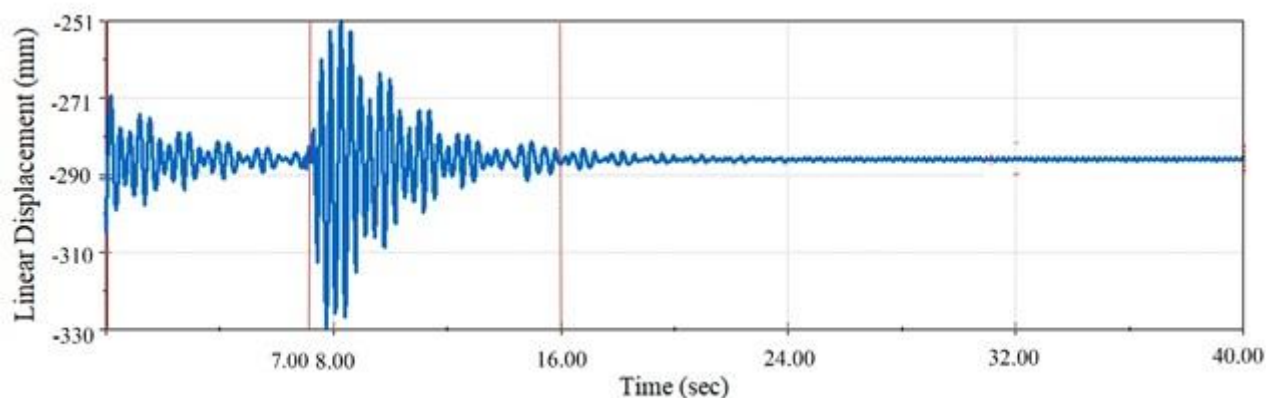
$$i = \left(1 - \frac{\omega_3}{\omega_c}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{2,171}{2,21}\right) \cdot 100\% = 1,76\% \quad (\text{E2})$$

Похибка визначення власної частоти в SW Simulation, спричинена наявністю невеликих горизонтальних переміщень в третій формі коливань, і вертикальних власних коливань, визначених аналітично, становить 1,76%. Це підтверджує можливість використання SolidWorks Simulation як інструмент для визначення власних частот системи.

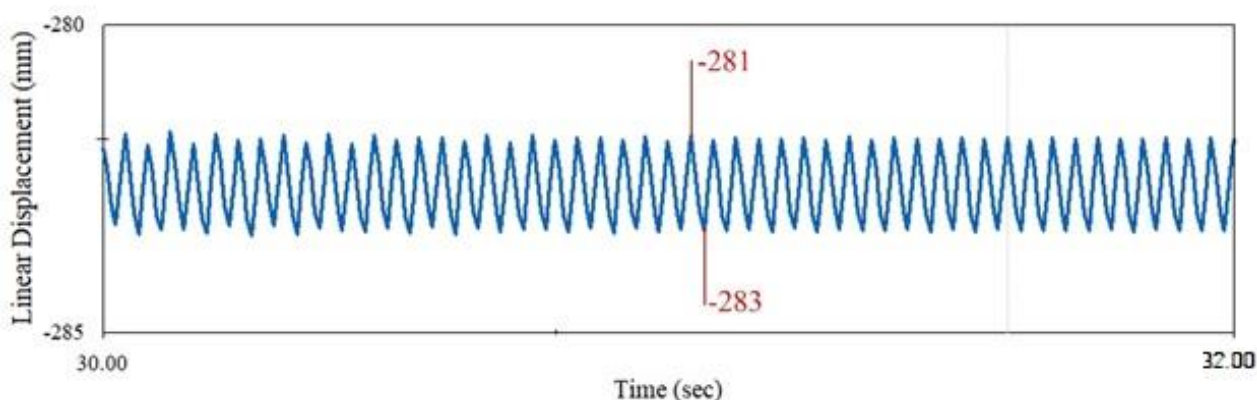
Дізнавшись власну частоту коливань конструкції, можна розрахувати динаміку. Частоту обертання моторвібратора порівняємо з власною частотою грохота, щоб впевнитись, що він працює в зарезонансному режимі. З аналізу частот коливань грохота слід, що перші шість форм відповідають коливанням грохота як твердого тіла на пружинах і вони знаходяться в діапазоні 0,96-2,33 Гц. Оскільки частота вібратора дорівнює 25 Гц, то робочий режим руху порожнього грохоту є зарезонансним.

Після встановлення всіх параметрів, проведено розрахунок. SolidWorks Motion відображає рух грохота під час пуску, проходження резонансу та усталеної роботи. SPDW відображає графіки переміщень грохота в трьох напрямках відносно нерухомої основи.

На рисунку Е2 відображено графік вертикальних переміщень, вздовж вісі Y рухомої частини грохоту відносно зафіксованої основи. Графік складається з декількох ділянок, від 0 с до 7 с, час коли грохот рухається з затуханням коливань від дією сили тяжіння. Від 7 с до 16 с система проходить резонанс, про що свідчить значне збільшення амплітуди руху, при цьому максимальна амплітуда складає 79 мм. Далі спостерігається стабілізація амплітуди, від 20 с грохот здійснює встановлені коливання. Розглянемо ділянку графіку від 30 с до 32 с, спостерігаємо встановлені вимушені коливання, що відповідає робочому режиму грохота. Амплітуда коливань складає 2 мм.



а



б

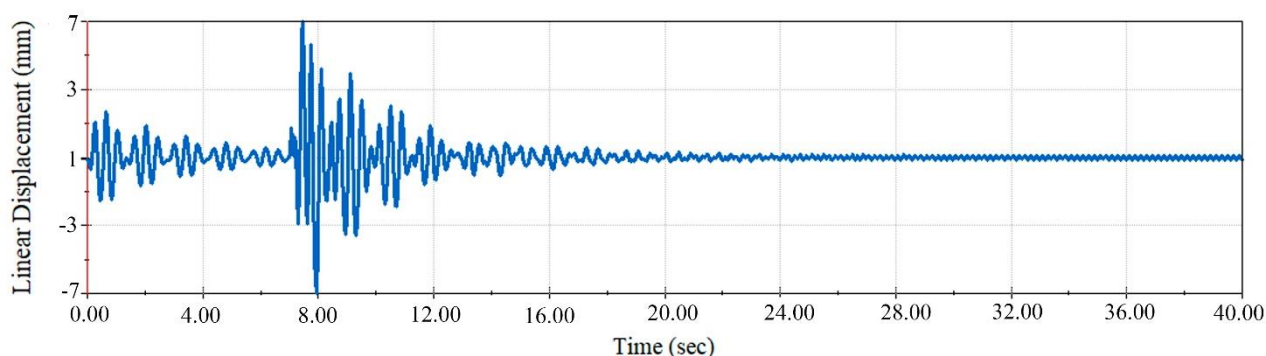
Рисунок Е2 – Графік вертикальних переміщень короба:

а – від 0 с до 40 с; б – від 30 с до 32 с

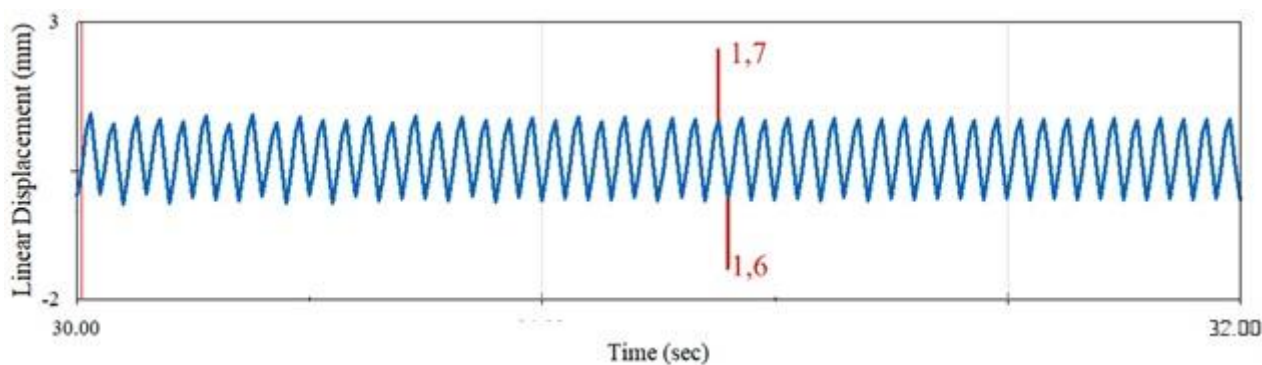
Джерело: розроблено автором

На рисунку Е3 зображені коливання в повздовжньому напрямку, вздовж вісі X. Аналізуючи отриманий результат, робимо висновок, що до 7 с процеси

протікаючи в грохоті відповідають графіку затухаючих коливань, від 8 до 20 – проходженню резонансу. Ділянка графіку від 30 с до 32 с – відповідає встановленим вимушеним коливанням, які складають 0,1 мм.



а



б

Рисунок Е4 – Графік повздовжніх переміщень короба:

а – від 0 с до 40 с; б – від 30 с до 32 с

Джерело: розроблено автором

Також, досліджено швидкість та прискорення вертикальних переміщень в робочому режимі роботи грохота. З графіків визначено, що швидкість руху грохоту складає 33 мм/с, а прискорення – 156 мм/с².

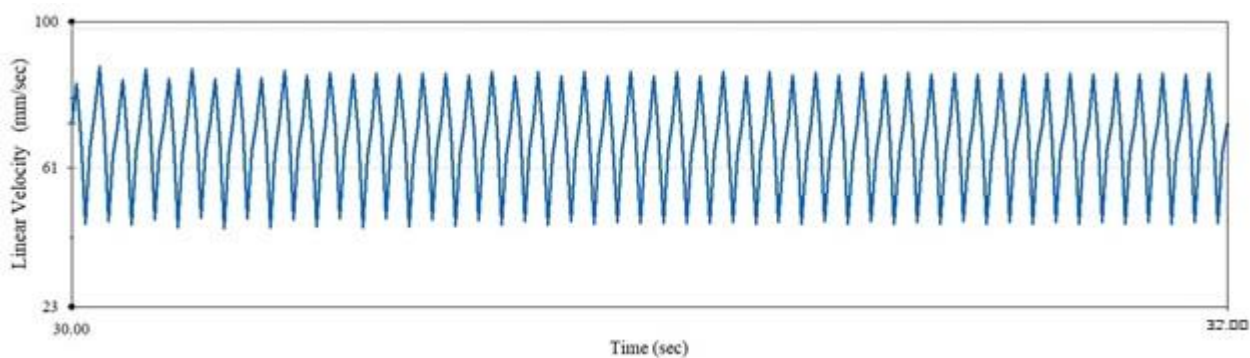


Рисунок Е5 – Графік швидкості вертикального переміщення короба

Джерело: розроблено автором

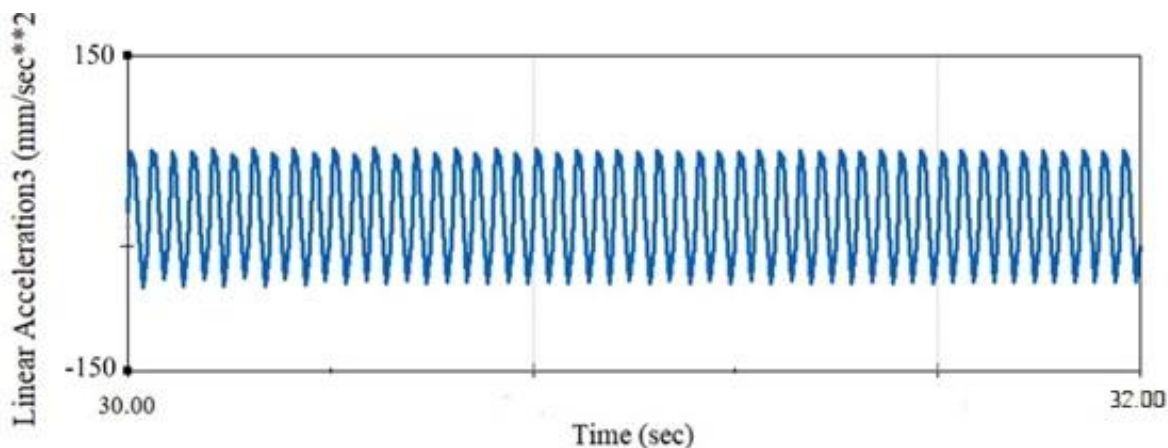


Рисунок Е6 – Графік прискорення вертикального переміщення короба

Джерело: розроблено автором

Як було зазначено вище,

Оскільки процес проектування грохотів є ітераційним, досягнення оптимальних характеристик конструкції вимагає кількаразового проведення розрахунків із коригуванням результатів. Зв'язок-балка є важливим елементом конструкції, що забезпечує зв'язок між лівим і правим бортами грохоту, додаючи жорсткості всій системі. При конструюванні грохотів кількість та розташування балок визначаються шляхом дослідження напружено-деформованого стану.

На початковому етапі балки розміщують на основі даних, отриманих із аналізу наявних конструкцій. Після визначення амплітудно-частотних характеристик конструкції проведемо розрахунок її напружено-деформованого стану. Ця оцінка допомагає скоригувати напруження, що виникають у конструкції, і точно визначити необхідну кількість зв'язків-балок і місця їхнього кріплення. Після цієї корекції знову проводиться амплітудно-частотний аналіз для підтвердження оптимальних характеристик конструкції.

Необхідно перевірити розподілення внутрішніх напружень в конструкції. Для цього проведемо аналіз конструкції за допомогою SolidWorks Simulation.

Розглянемо конструкцію грохоту без горизонтальних зав'язків. При дослідження напружень, що виникли в конструкції визначаються по Мизесу. З аналізу епюри видно, що напруження складають 132 МПа, при максимально допустимих – 44 МПа.

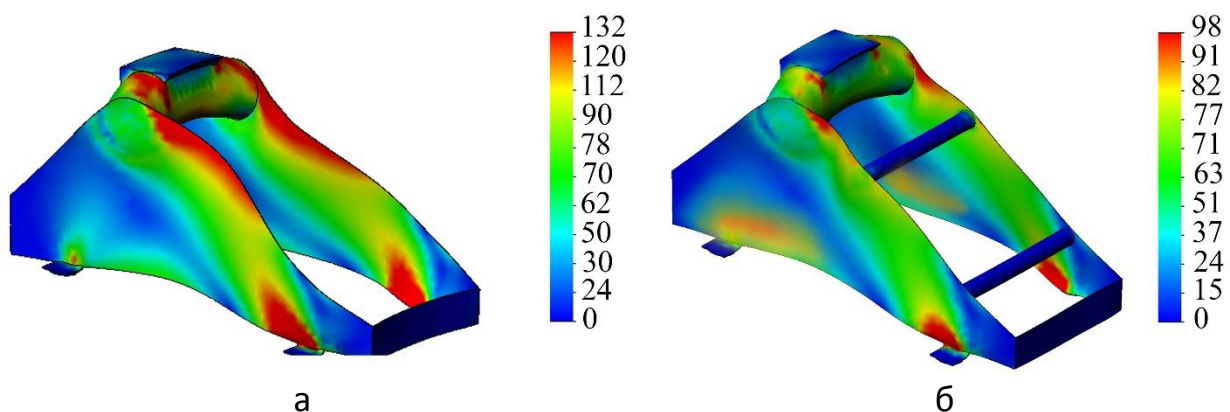
Напруження концентруються в трьох ділянках: верхній край боковини, також на боковині біля опори для пружного елемента та на трубі для фіксації моторвібратора.

Дослідження елементів кріплення мотор-вібратора до короба представлені в статті [10], і загалом спираються на дослідження зварної конструкції при найнебезпечнішому сценарії роботи обладнання.

Наразі розглядатимемо напруження, які виникли на боковині. Для зменшення напружень та збільшення жорсткості конструкції додаємо горизонтальні труби вздовж верхнього краю боковини. Після проведення дослідження та виведення епюри напружень, розглянемо отриманий результат.

Максимальне напруження зменшилось зі 132 МПа до 98 МПа. Також бачимо, що розподілення напружень змінилось та їх концентрація зберіглась на боковині біля кріплення основи пружного елемента. Спробуємо додати до конструкції нижні зв'язки-балки.

Після проведення дослідження, проаналізуємо отриману епюру. Напруження складає 35 МПа при допустимих напруженнях 44 МПа. Візуальний огляд розподілення напружень також показує, що додавши горизонтальні балки вдалося компенсувати напруження, що виникали в конструкції та додати їй жорсткості.



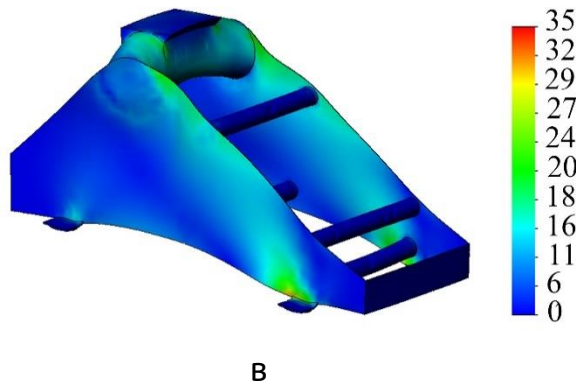


Рисунок Е7 – Дослідження напружено-деформованного стану грохоту в залежності від розподілення зв’язків-балок: а – конструкція без балок; б – балки розміщені в верхній частині боковин; в – балки розміщені в верхній та нижній частині боковини

Джерело: розроблено автором

Методи, використані в програмі, базуються на методиках, розроблених у пунктах 3.3 та 3.4, а саме: розробка методики моделювання перехідних процесів грохота з використанням SolidWorks Motion для моделювання динамічних процесів, що відбуваються в конструкції під час роботи грохота, та методика визначення власних частот коливань грохота з використанням SolidWorks Simulation для аналізу власних частот грохота.

Продемонстровано можливість SolidWorks Parametric Design Workstation перебудовувати параметричні моделі та створювати конструкції для подальшого аналізу. Проведений частотний аналіз дозволив оцінити роботу грохота та забезпечити зарезонансний режим. Також, визначено амплітудні характеристики грохота залежно від етапу роботи.

Розробка концепції автоматизованого місця конструктора для моделювання та розрахунку вібраційних грохотів

Автоматизоване робоче місце конструктора, створене для роботи з грохотами, являє собою комплексне програмне рішення, розроблене на мові програмування C# та інтегроване з платформою SolidWorks. Це спеціалізоване програмне забезпечення надає інструменти для проектування різних типорозмірів грохотів, дозволяючи користувачу не тільки створювати точні та деталізовані 3D-моделі цих пристроїв, але й проводити розрахунки їх частоти та динаміки. Така інтеграція надає конструкторам унікальну можливість для ефективного та точного моделювання грохотів, враховуючи їх специфічні параметри та вимоги до роботи. Завдяки використанню C# для розробки логіки додатку та SolidWorks для візуалізації та деталізації проектів, створюється потужне середовище, яке значно спрощує та прискорює процес проектування, дозволяючи досягати високої точності у розрахунках та оптимізації конструкцій. Це програмне забезпечення стає незамінним інструментом для інженерів та дизайнерів, які займаються розробкою та створенням грохотів, надаючи їм усі необхідні ресурси для реалізації конструкцій різної складності з урахуванням специфічних технічних параметрів та функціональних вимог.

Для розробки автоматизованого робочого місця конструктора, призначеного для роботи з грохотами, використано мову програмування C# у поєднанні з Windows Framework, що забезпечило високу продуктивність та гнучкість застосунку. Використання C# дозволило максимально ефективно реалізувати складні алгоритми обробки даних, у той час як Windows Framework надав надійну платформу для розробки користувацького інтерфейсу та інтеграції з операційною системою. Після розробки основи застосунку увага переключається на SolidWorks, де відбувається розробка моделей і подальша робота з ними. SolidWorks обрано як основну платформу для моделювання

через його потужні інструменти для 3D-проектування та аналізу, що дозволяє деталізувати конструкцію грохотів, проводити розрахунки їх частоти та динаміки з високою точністю. Ця інтеграція між розробкою програмного коду на C# з Windows Framework і роботою в SolidWorks створює ефективне робоче місце для конструкторів, полегшуючи процес створення, аналізу та оптимізації конструкцій грохотів, що в кінцевому підсумку підвищує якість та надійність розроблюваної продукції.

Розглянемо алгоритм взаємодії користувача з інтерфейсом додатку автоматизованого робочого місця конструктора для розрахунку вібраційних грохотів у SolidWorks.

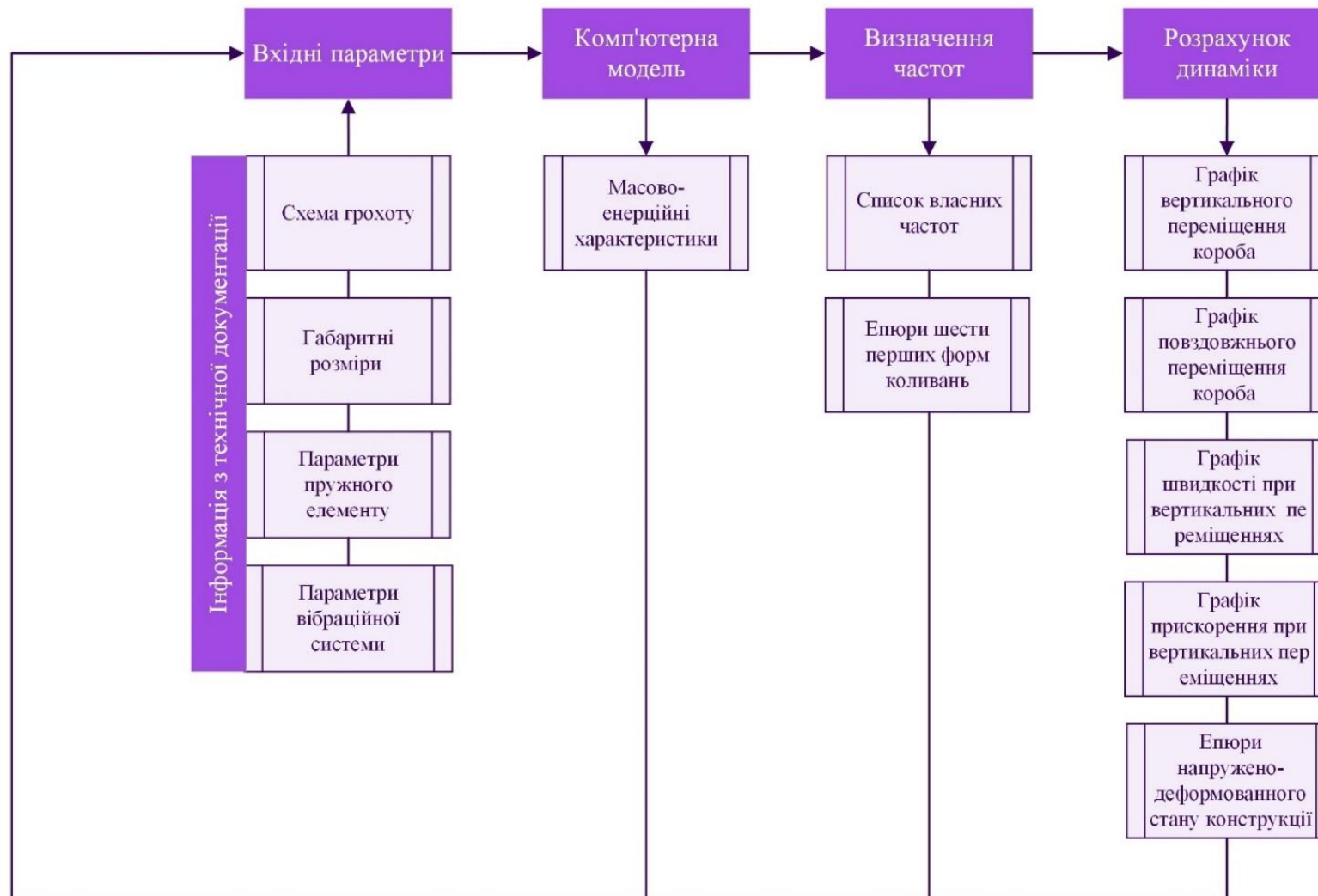


Рисунок Ж1 – Алгоритм взаємодії користувача з інтерфейсом додатку автоматизованого робочого місця конструктора для розрахунку вібраційних грохотів у SolidWorks

Джерело: розроблено автором

Під час першого етапу взаємодії користувача з програмним забезпеченням, який відображено на схемі пунктом «Запуск програми», ініціюється процес активації спеціалізованого додатка до SolidWorks. Цей додаток розроблено для автоматизації процесів робочого місця конструктора, зокрема для моделювання та проведення розрахунків вібраційних грохотів. Оскільки розроблений додаток напряду взаємодії з програмним комплексом SolidWorks, після запуску користувач повинен обрати відповідну версію програми для подальшої роботи та визначити директорію для збереження результатів. На етапі, позначеному в блок-схемі як «Обрати розрахунок», користувач стикається з необхідністю вибору конкретного типу аналізу, який буде застосований для детального вивчення конструкції грохоту. Доступні варіанти включають «Визначення частот», «Розрахунок динаміки» та «Загальний розрахунок», кожен з яких має свої специфічні цілі та методики для досягнення оптимальних результатів в процесі моделювання та аналізу вібраційних характеристик.

На етапі «Визначення частот», зазначеної у схематичному представленні дослідження, ініціація процесу розпочинається з кроку – побудови моделі. На цій стадії вимагається від користувача вибрати концептуальну схему та ввести розміри машини, що послужить базою для програми у створенні параметричної твердотільної моделі. Відображення моделі в інтерфейсі SolidWorks слугує візуальним підтвердженням успішного завершення цієї операції і є передумовою для переходу до наступної фази, зокрема, «Розрахунку власних частот».

Цей етап передбачає введення детальних вхідних даних, необхідних для розрахунку: це включає характеристики жорсткості пружних елементів та параметри скінченно-елементної сітки. Завдяки цим даним програма симулює коливання системи та визначити їх частоти.

Після завершення розрахункового процесу користувач отримує можливість переглянути результати, які представлені у вигляді списку власних частот. Цей список є елементом аналітичного вивчення динамічних властивостей моделі, оскільки саме власні частоти визначають резонансні

характеристики конструкції, що є вирішальним для оцінки її вібраційної стійкості та довговічності.

Напочатку етапу «Розрахунку динаміки» є побудова моделі, яка здійснюється відповідно до алгоритму, що застосовувався на стадії «Визначення частот». Ефективне завершення цієї процедури передбачає детальне введення всіх необхідних параметрів конструкції, після чого активізується опція «Розрахунок динаміки».

При підготовці до розрахунків користувач має здійснити вибір алгоритму інтеграції, також ввести данні про жорсткість і висоту пружного елемента, параметри змушуючої сили та частоту обертання мотор-вібратора.

Завершення розрахунків відкриває доступ до аналізу отриманих результатів. Вони представлені у вигляді розрахунків в модулі SolidWorks Motion, доповнені графіком переміщень грохоту. Ці результати надають інформацію щодо відповіді конструкції на змушуючі впливи та її динамічної поведінки в цілому.

Опція «Загальний розрахунок» у дослідницькому процесі пропонує комплексний підхід до аналізу вібраційних машин, інтегруючи в себе елементи обох попередньо описаних методологій: «Визначення частот» та «Розрахунок динаміки». Цей комплексний підхід дозволяє одночасно оцінити динамічні властивості конструкції з точки зору її власних частот коливань та реакції на змушуючі динамічні навантаження.

Розроблено алгоритм взаємодії користувача з інтерфейсом додатку автоматизованого робочого місця конструктора для розрахунку вібраційних грохотів на базі C# та SolidWorks. Програмне забезпечення дозволяє користувачам швидко та точно створювати 3D-моделі грохотів, проводити їх частотний, динамічний аналіз та зберігати отримані результати.

Програмний код автоматизованого робочого місця конструктора Solidworks Parametric Design Workstation

К1. Код програми «Gabarits_without_angle» для зміни розмірів моделі з урахуванням кута нахилу

/ Програмний код для маніпулювання розмірами деталей, зокрема для моделі грохота з врахування кута нахилу грохота відносно горизонту. Розглянемо структури та функціональності коду */*

```
#define CONSOLE_LOG
```

```
using Gain;  
using Parameters_Manager;  
using SolidWorks.Interop.sldworks;  
using SolidWorks.Interop.swconst;  
using System;  
using System.Collections.Generic;  
using System.IO;
```

```
namespace Gabarits
```

```
{  
    // Основний клас для управління габаритами без кута  
    public class Gabarits_without_angle  
    {  
        // Діапазони допустимих значень для габаритів  
        public static GainMethods.conMinMax<double> L_cv = new  
GainMethods.conMinMax<double>(500, 10000);  
        public static GainMethods.conMinMax<double> H_cv = new  
GainMethods.conMinMax<double>(500, 5000);  
        public static GainMethods.conMinMax<double> W_cv = new  
GainMethods.conMinMax<double>(300, 10000);  
        public ModelDoc2 swModel { get; private set; }  
    }  
}
```

```
private readonly bool changeAfterAlteration;  
private Dictionary<e_Dimensions, double> vals;
```

```
// Посилання на параметри моделі в SolidWorks  
public static string ref_Height = "H@Sketch1";  
public static string ref_Width = "B@Base1";  
public static string ref_Length = "L@Sketch1";
```

```
// Перелічення для ідентифікації параметрів
```

```

public enum e_Dimensions : int
{
    Height = 0,
    Width = 1,
    Length = 2
}

// Метод для отримання обмеженого значення параметра
public static double getLimitedValue(double value, e_Dimensions dim)
{
    switch (dim)
    {
        case e_Dimensions.Height:
            return GainMethods.getLimitedValue<double>(value, L_cv.min, L_cv.max);
        case e_Dimensions.Width:
            return GainMethods.getLimitedValue<double>(value, W_cv.min, W_cv.max);
        case e_Dimensions.Length:
            return GainMethods.getLimitedValue<double>(value, H_cv.min, H_cv.max);
        default:
            throw new OutOfMemoryException();
    }
}

private Dictionary<e_Dimensions, string> dimensions = new Dictionary<e_Dimensions,
string>()
{
    {e_Dimensions.Height, ref_Height},
    {e_Dimensions.Width, ref_Width},
    {e_Dimensions.Length, ref_Length}
};

// Конструктор класу
public Gabarits_without_angle(ModelDoc2 swModel, string model_path, bool
changeAfterAlteration)
{
    this.swModel = swModel;
    this.changeAfterAlteration = changeAfterAlteration;

    if (!changeAfterAlteration)
    {
        vals = new Dictionary<e_Dimensions, double>();
        for (int x = 0; x < 3; x++)
        {
            var key = (e_Dimensions)x;
            vals[key] = this[key];
        }
    }
}

#if CONSOLE_LOG
    // Логування відкриття менеджера параметрів

```

```

        Console.WriteLine(string.Format("Менеджер параметрів, було відкрито :{0}, у
режимі: {1}.", model_path, changeAfterAlteration ? "Зміна після внесення даних" :
"Поступова зміна"));
#endif
    }

    // Індикатор для отримання та встановлення значень параметрів
    public double this[e_Dimensions e]
    {
        get => gabarits_parameter.getParameter(e, swModel);
        set
        {
            double limVal = getLimitedValue(value, e);
            if (changeAfterAlteration)
            {
                #if CONSOLE_LOG
                    // Логування зміни параметра
                    Console.WriteLine(string.Format("key:{0} = {1}", e.ToString(), value));
                #endif
                change_gabarits(e, limVal);
            }
            else vals[e] = limVal;
        }
    }

    // Застосування змін після внесення даних
    public void applyAlterations()
    {
        #if CONSOLE_LOG
            // Логування застосування змін габаритів
            Console.WriteLine("Зміна габаритів.");
        #endif
        if (!changeAfterAlteration)
        {
            for (int x = 0; x < 3; x++)
            {
                var key = (e_Dimensions)x;
                #if CONSOLE_LOG
                    // Логування значень параметрів
                    Console.WriteLine(string.Format("key:{0} = {1}", key.ToString(), vals[key]));
                #endif
                change_gabarits(key, vals[key]);
            }
        }
    }
    public Action OnChangeGabarits;

    #if CHANGE_PARAMATERS_ASYNC
        async
    #endif
    // Метод для зміни габаритів
    private void change_gabarits(e_Dimensions e, double value)

```

```

    {
    #if CHANGE_PARAMATERS_ASYNC
        await Task.Run() =>
        {
    #endif
        gabarits_parameter.changeParameter(e, value, swModel);
    #if CHANGE_PARAMATERS_ASYNC
        });
    #endif
        OnChangeGabarits?.Invoke();
    }
}
}

```

К2. Код програми «Gabarits_with_angle» для зміни розмірів моделі без урахування кута нахилу

// Програмний код для зміни розмірів моделі з врахування кута нахилу

```

#define CONSOLE_LOG

using System.Collections.Generic;
using SolidWorks.Interop.sldworks;
using SolidWorks.Interop.swconst;
using System;
using Parameters_Manager;
using System.IO;
#if CHANGE_PARAMATERS_ASYNC
using System.Threading.Tasks;
#endif
using Gain;

namespace Gabarits
{
    // Основний клас для управління габаритами з кутом
    public class Gabarits_with_angle
    {
        // Діапазони допустимих значень для габаритів
        public static GainMethods.conMinMax<double> L_cv = new
GainMethods.conMinMax<double>(500, 10000);
        public static GainMethods.conMinMax<double> H_cv = new
GainMethods.conMinMax<double>(500, 5000);
        public static GainMethods.conMinMax<double> W_cv = new
GainMethods.conMinMax<double>(300, 10000);
        public static GainMethods.conMinMax<double> f_cv = new
GainMethods.conMinMax<double>(1, 10);
    }
}

```

```

// Модель SolidWorks
public ModelDoc2 swModel { get; private set; }
private readonly bool changeAfterAlteration;
private Dictionary<e_Dimensions, double> vals;

// Посилання на параметри моделі в SolidWorks
public static string ref_Height = "H@Sketch1";
public static string ref_Width = "B@Base1";
public static string ref_Length = "L@Sketch1";
public static string ref_Angle = "f@Sketch1";

// Перелічення для ідентифікації параметрів
public enum e_Dimensions : int
{
    Height = 0,
    Width = 1,
    Length = 2,
    Angle = 3
}

// Метод для отримання обмеженого значення параметра
public static double getLimitedValue(double value, e_Dimensions dim)
{
    switch(dim)
    {
        case e_Dimensions.Height:
            return GainMethods.getLimitedValue<double>(value, L_cv.min, L_cv.max);
        case e_Dimensions.Width:
            return GainMethods.getLimitedValue<double>(value, W_cv.min, W_cv.max);
        case e_Dimensions.Length:
            return GainMethods.getLimitedValue<double>(value, H_cv.min, H_cv.max);
        case e_Dimensions.Angle:
            return GainMethods.getLimitedValue<double>(value, f_cv.min, f_cv.max);
        default:
            throw new ArgumentOutOfRangeException();
    }
}

// Конструктор класу
public Gabarits_with_angle(ModelDoc2 swModel, string model_path, bool
changeAfterAlteration)
{
    this.swModel = swModel;
    this.changeAfterAlteration = changeAfterAlteration;
}

```

```

if (!changeAfterAlteration)
{
    vals = new Dictionary<e_Dimensions, double>();
    for (int x = 0; x < 4; x++)
    {
        var key = (e_Dimensions)x;
        vals[key] = this[key];
    }
}

#if CONSOLE_LOG
    // Логування відкриття менеджера параметрів
    Console.WriteLine(string.Format("Менеджер параметрів, було відкрито :{0}, у
режимі: {1}.", model_path, changeAfterAlteration ? "Зміна після внесення даних" :
"Поступова зміна"));
#endif
}

// Індикатор для отримання та встановлення значень параметрів
public double this[e_Dimensions e]
{
    get => gabarits_parameter.getParameter(e, swModel);
    set
    {
        double limVal = getLimitedValue(value, e);
        if (changeAfterAlteration)
        {
            #if CONSOLE_LOG
                // Логування зміни параметра
                Console.WriteLine(string.Format("key:{0} = {1}", e.ToString(), value));
            #endif
            change_gabarits(e, limVal);
        }
        else vals[e] = limVal;
    }
}

// Застосування змін після внесення даних
public void applyAlterations()
{
    if (!changeAfterAlteration)
    {
        #if CONSOLE_LOG
            // Логування застосування змін габаритів
            Console.WriteLine("Зміна габаритів.");
        #endif
    }
}

```

```

        for (int x = 0; x < 4; x++)
        {
            var key = (e_Dimensions)x;
#if CONSOLE_LOG
            // Логування значень параметрів
            Console.WriteLine(string.Format("key:{0} = {1}",key.ToString(), vals[key]));
#endif
            change_gabarits(key, vals[key]);
        }
    }
}

public Action OnChangeGabarits;

#if CHANGE_PARAMATERS_ASYNC
    async
#endif
    // Метод для зміни габаритів
    private void change_gabarits(e_Dimensions e, double value)
    {
#if CHANGE_PARAMATERS_ASYNC
        await Task.Run(() =>
        {
#endif
            gabarits_parameter.changeParameter(e, value, swModel);
#if CHANGE_PARAMATERS_ASYNC
        });
#endif
        OnChangeGabarits?.Invoke();
    }
}
}

```


К3. Програмний код «Motion» для автоматизації роботи з додатком SolidWorks Motion

/ Програмний код відповідає за автоматизацію роботи з додатком SolidWorks Motion. Код запускається на моменті вибору функції програми «Розрахунок динаміки». Програма демонструє розширену систему для керування законами руху механізму в контексті SolidWorks API */*

```
#define TEST
```

```
#define SELECT_FEATURE
```

```
#define CONSOLE_LOG
```

```
#define USE_SLEEP
```

```
using SolidWorks.Interop.cosworks;  
using SolidWorks.Interop.sldworks;  
using SolidWorks.Interop.swconst;  
using SolidWorks.Interop.swmotionstudy;  
using System;  
using System.Collections.Generic;  
using System.Globalization;  
using System.IO;  
using System.Threading;
```

```
namespace MotionEngine
```

```
{
```

```
    // Клас для управління виразами руху
```

```
    public class ExpressionManager
```

```
    {
```

```
        public const double T = 5;
```

```
        // Перелічення одиниць швидкості
```

```
        public enum e_SpeedUnit : int
```

```
        {
```

```
            SEC_MIN_ONE,
```

```
            TURN_MIN,
```

```
            HERZ
```

```
        }
```

```
        // Метод для отримання виразу з параметрами
```

```
        public static string getExpression(double F, double U, e_SpeedUnit units)
```

```
        {
```

```
            double U1, a, b;
```

```
            switch (units)
```

```

    {
        case e_SpeedUnit.TURN_MIN:
            U1 = (U * 2 * Math.PI) / 60.0;
            break;
        case e_SpeedUnit.HERZ:
            U1 = U * 2 * Math.PI;
            break;
        default:
            U1 = U;
            break;
    }
    F *= 1000.0;
    b = U1 / (T * T);
    a = 2 * b * T;

    NumberFormatInfo nfi = new NumberFormatInfo();
    nfi.NumberDecimalSeparator = ".";
    nfi.PercentDecimalDigits = 2;

    return string.Format("({0}*SIN(IF(Time-7.5-5:{1}*(Time-7.5)-{2}*(Time-7.5)*(Time-
7.5), 50*Pi, 50*Pi)*(Time-7.5)))/SQRT(2)", F.ToString(nfi), a.ToString(nfi), b.ToString(nfi));
}
}

// Основний клас для роботи з рухом у SolidWorks
public class Motion : ExpressionManager
{
    private const swMotionStudyType_e motType =
swMotionStudyType_e.swMotionStudyTypeCosmosMotion;

    // Вираз для симуляції руху
    public static readonly string expression = "(12400*SIN(IF(Time-7.5-5:62.832*(Time-7.5)-
6.283*(Time-7.5)*(Time-7.5), 50*Pi, 50*Pi)*(Time-7.5)))/SQRT(2)";

    // Посилання на контактний параметр
    public static string str_ref_contact = "D1@Distance1";

    private ModelDoc2 swModel;
    private Simulation swSim;
    private MotionStudy MotionStudy;
    private ConfigurationManager confMgr;
    private Configuration swConf;
    private bool wasChanged;
    private int steps;
    private int maxIter = 15;
    private int sleepT = 1000;

```

```

// Конструктор класу
public Motion(string path, int steps = 1, bool rebuild = true)
{
    this.steps = steps;
    SldWorks swApp = new SldWorks();
    swModel = swApp.OpenDoc6(path, (int)swDocumentTypes_e.swDocASSEMBLY, 0,
"", 0, 0);
    swSim = swModel.GetSimulation();
    MotionStudy = swSim.GetMotionStudy((int)motType) as MotionStudy;
    if (rebuild) swModel.EditRebuild3();
    confMgr = swModel.ConfigurationManager;
    swConf = confMgr.ActiveConfiguration;
    wasChanged = false;
}

// Метод для запуску симуляції
public void runSimulation()
{
    MotionStudy.Solve((int)swMotionStudySolveOptions_e.swMotionStudySolveOverwriteResults)
;
}

// Метод для збереження результатів симуляції
public string[] savePlots(string directory, bool getWithDir = false)
{
    if (!directory.EndsWith("/")) directory += "/";
    CosmosMotionStudyResults MotionStudyRes = MotionStudy.GetResults(4) as
CosmosMotionStudyResults;
    if (MotionStudyRes is null) throw new Exception("error save plots, results is null");
    string[] answer = new string[MotionStudyRes.GetPlotCount()];
#ifdef CONSOLE_LOG
    Console.WriteLine("Збереження графіків");
#endif
    for (int x = 0; x < MotionStudyRes.GetPlotCount(); x++)
    {
        string file_name = string.Format("Plot {0}.csv", x);
#ifdef CONSOLE_LOG
        Console.WriteLine($"Збереження графіка: {file_name}");
#endif
        MotionStudyRes.ExportCSVFile(MotionStudyRes.GetPlotFeatures()[x], directory +
file_name);
        answer[x] = getWithDir ? (directory + file_name) : file_name;
    }
    return answer;
}

```

```

    }

    // Метод для редагування властивостей дослідження руху
    public void editMotionStudyProperties(swMotionIntegratorType_e itType)
    {
        CosmosMotionStudyProperties property = MotionStudy.GetProperties((int)mofType) as
CosmosMotionStudyProperties;
        property.IntegratorType = (int)itType;
    }

    // Метод для редагування сили
    public void editForce()
    {
        editForce(expression);
    }

    // Перевантажений метод для редагування сили з параметрами
    public void editForce(double F, double U, e_SpeedUnit units)
    {
        string expression = getExpression(F, U, units);
#ifdef CONSOLE_LOG
        Console.WriteLine($"була назначена формула: {expression}");
#endif
        editForce(expression);
    }

    // Метод для редагування сили з виразом
    public void editForce(string expression)
    {
        FeaturesFunManager((Feature swFeature) =>
        {
#ifdef SELECT_FEATURE
            swFeature.Select(true);
#endif
            SimulationForceFeatureData swForceFeat = swFeature.GetDefinition() as
SimulationForceFeatureData;
            swForceFeat.FunctionExpression = expression;
#ifdef TEST
            Console.WriteLine(swForceFeat.FunctionExpression);
#endif
        }, "AEMLinearForce");
    }
}
}

```

К4. Код програми «OverrideMassProperties» для керування масово-інерційними характеристиками

/ Програмний код «OverrideMassProperties» інтегрується з API SolidWorks для керування масовими властивостями моделі та здійснювати читання основних масових характеристик моделі */*

```
#if DEBUG
#define TEST
#endif
```

```
using SolidWorks.Interop.sldworks;
using SolidWorks.Interop.swconst;
using System;
```

```
namespace Mass
```

```
{
```

```
    // Основний клас для перевизначення властивостей маси
```

```
    public class OverrideMassProperties
```

```
    {
```

```
        private ModelDocExtension Extn;
        private MassProperty MyMassProp;
        private ModelDoc2 swModel;
```

```
        // Конструктор класу
```

```
        public OverrideMassProperties(SldWorks swApp, string name)
```

```
        {
```

```
            // Активувати або відкрити документ у SolidWorks
```

```
            if (swApp.ActivateDoc(name) is null) swApp.OpenDoc(name,
(int)swDocumentTypes_e.swDocPART);
```

```
            if ((swModel = swApp.ActivateDoc(name)) is null) throw new Exception("No access to
the file, OverrideMassProperties");
```

```
            swModel = swApp.ActiveDoc;
```

```
            // Отримати розширення моделі та створити властивість маси
```

```
            Extn = swModel.Extension;
```

```
            MyMassProp = Extn.CreateMassProperty();
```

```
            // Використовувати системні одиниці (MKS)
```

```
            MyMassProp.UseSystemUnits = false;
```

```
        }
```

```
        // Метод для встановлення значення маси
```

```
        public void setMass(double value)
```

```
        {
```

```

        // Встановлення перевизначеного значення маси
        MyMassProp.SetOverrideMassValue(value,
(int)swInConfigurationOpts_e.swThisConfiguration, null);
#ifdef TEST
        // Вивід значення маси для тестування
        Console.WriteLine(string.Format("Set mass : {0} kg", value));
#endif
    }

    // Статичний метод для отримання властивостей маси
    public static void getMassProperty(ModelDoc2 swModel, out double Volume, out double
Area, out double Mass)
    {
        ModelDocExtension swModelDocExt;
        int nStatus = 0;
        double[] MassProp;

        // Отримання розширення моделі та властивостей маси
        swModelDocExt = (ModelDocExtension)swModel.Extension;
        MassProp = (double[])swModelDocExt.GetMassProperties(1, ref nStatus);

        // Призначення отриманих значень змінним
        Volume = MassProp[3];
        Area = MassProp[4];
        Mass = MassProp[5];
    }
}
}
}

```

K5. Код програми «Parameters_Manager<T>» для керування параметрами моделі SolidWorks

```

/*Код реалізує управління параметрами моделі в SolidWorks, він дозволяє змінювати та
отримувати значення параметрів моделі*/
using System;
using SolidWorks.Interop.sldworks;
using System.Collections.Generic;

namespace Parameters_Manager
{
    // Основний клас для управління параметрами
    public class Parameters_Manager<T>
    {

```

```

// Словник для зберігання параметрів та їх ідентифікаторів
public Dictionary<T, string> dimensions { get; private set; }

// Конструктор класу
public Parameters_Manager(Dictionary<T, string> dimensions)
{
    this.dimensions = new Dictionary<T, string>();
    foreach (var key in dimensions.Keys)
    {
        this.dimensions.Add(key, dimensions[key]);
    }
}

// Метод для зміни параметра
public void changeParameter(T key, double value, ModelDoc2 swModel)
{
    try
    {
        // Зміна значення параметра та примусовий перерахунок моделі
        swModel.Parameter(dimensions[key]).Value = value;
        swModel.ForceRebuild3(false);
    }
    catch
    {
        throw new Exception(string.Format("Помилка управління ключем, ключ: {0} не існує", dimensions[key]));
    }
}

// Індикатор для отримання та встановлення значень параметрів
public double this[T key, ModelDoc2 swModel]
{
    get => getParameter(key, swModel);
    set => changeParameter(key, value, swModel);
}

// Метод для отримання значення параметра
public double getParameter(T key, ModelDoc2 swModel)
{
    try
    {
        // Отримання значення параметра
        return swModel.Parameter(dimensions[key]).Value;
    }
    catch
    {

```

```

        throw new Exception(string.Format("Помилка управління ключем, ключ: {0} не існує", dimensions[key]));
    }
}
}
}

```

К6. Код програми «ScreenVer1_0» для впорядкування порядку дій взаємодії з програмою

*/*Програма організовує послідовність кроків, необхідних для проектування, налаштування, симуляції та аналізу руху грохотів*/*

```

using System;
using System.Collections.Generic;
using Gabarits;
using MaterialManagerXML;
using SimulationCore;
using MotionEngine;
using SolidWorks.Interop.sldworks;
using System.IO;
using SolidWorks.Interop.swconst;
using SolidWorks.Interop.swmotionstudy;

namespace ScreenCore
{
    /*
    * 1) Створення файлів шаблонів
    * 2) Налаштування розмірів
    * 3) Симуляція
    * 4) Моушн
    * Перед переходом на наступну операцію впевнитися, що попередня операція була завершена
    */
    public partial class ScreenVer1_0
    {
        // Імена симуляцій та досліджень
        public static string simulation_name = "Частота 1";
        public static string motion_name = "Исследование ";

        // Шляхи до файлів з частинами та збірками
        public static string pathPartAngle = "SolidFiles\\\\Part\\\\"; // з '\\\\\\\\' в кінці
        public static string pathPartWAngle = "SolidFiles\\\\Part\\\\";

        public static string pathAssemblyAngle = "SolidFiles\\\\Assembly\\\\";
    }
}

```



```

public static string pathAssemblyWAngle = "SolidFiles\\\\\\Assembly\\\\\\";

public static string namePartAngle = "Screen_2.SLDPRT";
public static string namePartWAngle = "Screen_1.SLDPRT";

public static string nameAssemblyAngle = "Assembly_Screen2.SLDASM";
public static string nameAssemblyWAngle = "Assembly_Screen1.SLDASM";

// Шлях до каталогу
public readonly string directoryPath;
private dynamic Model = null;
DensityXML materialManager;

private e_lastError error;

private e_ScreenType scrType;
public e_CurrentStep stepNow { get; private set; }

// Перелічення для типу екрану
public enum e_ScreenType
{
    WithAngle,
    WithoutAngle
}

// Перелічення для поточного кроку
public enum e_CurrentStep
{
    CreateTemplateFiles,
    SetDimensions,
    Simulation,
    Motion
}

// Конструктор класу
public ScreenVer1_0(string directoryPath, e_ScreenType scrType)
{
    this.directoryPath = directoryPath;
    this.scrType = scrType;
    this.stepNow = e_CurrentStep.CreateTemplateFiles;
    materialManager = new DensityXML();
}

// Метод для виконання наступного кроку
public bool NextStep(SldWorks swApp, double mass)
{

```

```

bool goStep = false;
switch (stepNow)
{
    case e_CurrentStep.CreateTemplateFiles:
        {
            // Створення файлів шаблонів
            actManager(scrType,
                () =>
                {
                    string filePath = Path.Combine(directoryPath, pathPartAngle,
namePartAngle);
                    File.Create(filePath).Dispose();
                },
                () =>
                {
                    string filePath = Path.Combine(directoryPath, pathPartWAngle,
namePartWAngle);
                    File.Create(filePath).Dispose();
                }
            );
            goStep = true;
        }
        break;
    case e_CurrentStep.SetDimensions:
        {
            // Налаштування розмірів
            actManager(scrType,
                () =>
                {
                    ModelDoc2 swModel = (Model as Gabarits_with_angle).swModel;
                    materialManager.setDensityByMass(swModel, mass);
                    swModel.Save();
                },
                () =>
                {
                    ModelDoc2 swModel = (Model as Gabarits_without_angle).swModel;
                    materialManager.setDensityByMass(swModel, mass);
                    swModel.Save();
                }
            );
            string modelPath = this.directoryPath + (scrType == e_ScreenType.WithAngle ?
pathPartAngle : pathPartWAngle);
            Model = new SimulationCore.Simulation(swApp, modelPath, simulation_name);
            goStep = true;
        }
        break;
}

```

```

    case e_CurrentStep.Simulation:
    {
        // Запуск симуляції
        swApp.CloseAllDocuments(true);
        curActManager() => { swApp.OpenDoc(directoryPath + nameAssemblyAngle,
(int)swDocumentTypes_e.swDocASSEMBLY); }, () => { swApp.OpenDoc(directoryPath +
nameAssemblyWAngle, (int)swDocumentTypes_e.swDocASSEMBLY); });
        Model = new Motion(swApp.ActiveDoc as ModelDoc2, motion_name);
        goStep = true;
    }
    break;
}
if (goStep) stepNow++;
return goStep;
}

public void PreviousStep()
{
}
}

public partial class ScreenVer1_0
{
    // Метод для управління діями в залежності від типу екрану
    private void actManager(e_ScreenType step, Action angle, Action without)
    {
        switch (step)
        {
            case e_ScreenType.WithAngle:
                angle?.Invoke();
                break;
            case e_ScreenType.WithoutAngle:
                without?.Invoke();
                break;
        }
    }
}

    // Метод для управління поточними діями в залежності від типу екрану
    private void curActManager(Action angle, Action without) => actManager(this.scrType,
angle, without);
}
}

```

К7. Код програми «Simulation» для автоматизації роботи з додатком SolidWorks Simulation

*/*Програмний код «Simulation», який відповідає за автоматизацію роботи з додатком SolidWorks Simulation. Код запускається на моменті вибору функції програми «Розрахунок частот»*/*

```
#if DEBUG
#define TEST
#endif
```

```
//#define CONSOLE_LOG
```

```
using System;
using SolidWorks.Interop.cosworks;
using SolidWorks.Interop.sldworks;
using System.IO;
using System.Collections.Generic;
using SolidWorks.Interop.swconst;
using System.Threading.Tasks;
using static System.Runtime.CompilerServices.RuntimeHelpers;
using Mass;
using System.Drawing;
using System.Threading;
using Screen1_0;
using System.Net;
```

```
namespace SimulationCore
```

```
{
```

```
    // Клас для опису помилок симуляції
```

```
    public static class SimulationErrorDiscription
```

```
    {
```

```
        // Опис помилок побудови сітки
```

```
        public static string strStudyMeshError(int error)
```

```
        {
```

```
            switch (error)
```

```
            {
```

```
                case 4:
```

```
                    return "4 = Розмір елемента занадто великий; вкажіть менший розмір елемента";
```

```
                case 3:
```

```
                    return "3 = Розмір елемента занадто малий; вкажіть більший розмір елемента для успішного запуску";
```

```

    case 2:
        return "2 = Немає твердого тіла для обробки";
    case 1:
        return "1 = Не визначені дійсні оболонки";
    case 6:
        return "6 = Вкажіть число між 0.1 і 10 для коефіцієнта масштабу елемента";
    case 5:
        return "5 = Вкажіть позитивне значення";
    case 7:
        return "7 = Вкажіть число між 0.01 і 100 для коефіцієнта масштабу допуску";
    case 0:
        return null;
    case 8:
        return "8 = Неможливо застосувати конфігурацію сітки, змініть значення";
    default:
        return string.Empty;
    }
}

// Опис помилок результатів симуляції
public static string swsResultsError_e(int error)
{
    switch (error)
    {
        case 1:
            return "База даних недоступна";
        case 2:
            return "Неправильний номер кроку";
        case 3:
            return "Неправильна еталонна сутність";
        default:
            return string.Empty;
    }
}

// Основний клас для роботи з симуляцією
public class Simulation
{
    private SldWorks swApp;
    private ModelDoc2 swModel;
    private CWStudyManager StudyMgr;
    private CWStudy Study;

    // Конструктор класу
    public Simulation(SldWorks swApp, string modelPath, string studyName)

```

```

    {
        this.swApp = swApp;
        swModel = swApp.OpenDoc6(modelPath,
(int)swDocumentTypes_e.swDocASSEMBLY,
(int)swOpenDocOptions_e.swOpenDocOptions_Silent, "", 0, 0);
        if (swModel == null) throw new Exception("Неможливо відкрити модель");

        StudyMgr = (CWStudyManager)swModel.GetSimulation();
        if (StudyMgr == null) throw new Exception("Неможливо отримати менеджер
досліджень");

        Study = (CWStudy)StudyMgr.GetStudy(studyName);
        if (Study == null) throw new Exception("Неможливо отримати дослідження");
    }

    // Метод для визначення основних параметрів матеріалу
    public void DefineMaterial(Dictionary<string, double> materialMainProperty)
    {
        CWStudyManager StudyMgr = (CWStudyManager)Study.StudyManager;
        int status;
        CWSolidComponent solidComponent = StudyMgr.GetSolidComponentAt(0, out status);
#if TEST
        Console.WriteLine(string.Format("error status: {0}", status));
#endif
        status = 0;
        CWSolidBody solidBody = (CWSolidBody)solidComponent.GetSolidBodyAt(0, out
status);
#if TEST
        Console.WriteLine(string.Format("error status: {0}", status));
#endif
        CWMaterial CWMat = (CWMaterial)solidBody.GetDefaultMaterial();

#if CONSOLE_LOG
        Console.WriteLine("Визначення основних параметрів матеріалу.");
#endif
        CWMat.MaterialUnits = 0;
        foreach (string key in materialMainProperty.Keys)
        {
            CWMat.SetPropertyByName(key, materialMainProperty[key], 0);
#if CONSOLE_LOG
            Console.WriteLine($"{key} : {materialMainProperty[key]}");
#endif
        }

        double mass, volume, q;
        OverrideMassProperties.getMassProperty(swModel, out volume, out _, out mass);
    }

```

```

    q = mass / volume;
    CWMat.SetPropertyByName("DENS", q, 0);
#if CONSOLE_LOG
    Console.WriteLine($"Визначення густини: {q}");
#endif

    status = 0;
    status = solidBody.SetSolidBodyMaterial(CWMat);
    if (status != 0) throw new Exception("Помилка встановлення матеріалу, симуляція");
}

// Метод для збереження результатів симуляції
public bool Save_Analysis(string directory)
{
#if CONSOLE_LOG
    Console.WriteLine($"Збереження файлів симуляції за шляхом {directory}.");
#endif
    CWResults res = Study.Results;
    if (res == null) return false;
    Directory.CreateDirectory(directory);
    foreach (var plotName in res.GetPlotNames())
    {
#if CONSOLE_LOG
        Console.WriteLine($"Збереження: {plotName}");
#endif
        res.SavePlotsAsDrawings(directory, plotName, plotName);
    }
    return true;
}
}
}

```

8. Код програми для підключення та керування додатків SolidWorks

*/*Код зосереджується на керуванні версіями SolidWorks, запуску програми, збереженні файлів і інтеграції з SolidWorks Simulation та SolidWorks Motion*/*

```

#if DEBUG
#define TEST
#endif

#define MESSAGE_BOX_ERROR_LOAD_ADD_IN

using SolidWorks.Interop.sldworks;

```

```

using SolidWorks.Interop.swconst;
using System;
using System.Collections.Generic;
using System.Diagnostics;
using System.IO;
using System.Linq;
using System.Runtime.InteropServices;
using System.Text;
using System.Threading.Tasks;
using System.Windows.Forms;

namespace Solid
{
    // Клас для роботи з версіями SolidWorks
    public class SolidCoreVersion
    {
        public uint startVersion { get; private set; }

        public static readonly uint maxVersion;
        public static readonly uint minVersion = 20;

        // Статичний конструктор для визначення максимальної версії
        static SolidCoreVersion()
        {
            maxVersion = (uint)DateTime.Now.Year - 2000;
        }

        // Конструктор класу з передачею версії
        public SolidCoreVersion(uint version)
        {
            Version = version;
        }

        // Конструктор класу з передачею екземпляру SolidWorks
        public SolidCoreVersion(SldWorks swApp)
        {
            Version = Convert.ToUInt32(swApp.RevisionNumber().Substring(0, 2)) - 8;
        }

        // Метод для завантаження версії
        private void Version_loader(uint value)
        {
            if (value < minVersion)
            {
                throw new Exception("Помилка введення версії SolidWorks");
            }
        }
    }
}

```



```

        else if (value > maxVersion)
        {
#if TEST
            throw new Exception(string.Format("Помилка введення версії SolidWorks, введено:
{0}", value));
#else
            throw new Exception("Помилка введення версії SolidWorks");
#endif
        }
        else startVersion = value;
#if TEST
        Console.WriteLine(value);
#endif
    }

    // Властивість для отримання та встановлення версії
    public uint Version
    {
        set => Version_loader(value);
        get => startVersion;
    }

    // Властивість для отримання ідентифікатора версії
    public uint get_id
    {
        get => startVersion + 8;
    }

    // Властивість для отримання специфічного рядка
    public string specificString
    {
        get => string.Format("SldWorks.Application.{0}", get_id);
    }
}

// Клас для управління основним функціоналом SolidWorks
public class SolidCore : SolidCoreVersion
{
    private SldWorks swApp;
    public string ExecutableSldworksPath;
    public static string pathSimulation = "\\Simulation.gdl";
    public static string pathMotion = "\\Motion.gdl";
    public bool Visible { get; private set; }

    // Конструктор класу
    public SolidCore(uint version, bool visible = false) : base(version)

```

```

{
    swApp = null;
    Visible = visible;
}

// Метод для запуску SolidWorks
public void RunSolid()
{
    try
    {
        object processSW =
Activator.CreateInstance(Type.GetTypeFromProgID(base.specificString));
        swApp = processSW as SldWorks;
        swApp.Visible = Visible;
    }
    catch (Exception e)
    {
        throw new Exception(String.Format("Помилка запуску SolidWorks {0}",
base.Version + 2000));
    }

    ExecutableSldworksPath = swApp.GetExecutablePath();
    if (true) swApp.SetCurrentWorkingDirectory(Directory.GetCurrentDirectory()); //
задаємо новий шлях робочого потоку

    /*
     * Підключення аддонів
     */

    int err_weight_a = 0, err_weight_b = 0;
    err_weight_a = swApp.LoadAddIn(ExecutableSldworksPath + pathSimulation); //
завантаження аддону Simulation
    err_weight_b = swApp.LoadAddIn(ExecutableSldworksPath + pathMotion); //
завантаження аддону Motion
#ifdef TEST
    Console.WriteLine(err_weight_a);
    Console.WriteLine(err_weight_b);
#endif

    if (err_weight_a != 0)
    {
        if (err_weight_a != -1)
        {
#ifdef !MESSAGE_BOX_ERROR_LOAD_ADD_IN
            throw new Exception(string.Format("Помилка завантаження аддону Simulation:
{0}", err_weight_a));

```


Вимоги до обчислювальної техніки для програми «SolidWorks Parametric Design Workstation»

Для ефективної роботи програми «SolidWorks Parametric Design Workstation», яка базується на SolidWorks 2020, необхідно забезпечити відповідність обчислювальної техніки певним технічним вимогам. Згідно з рекомендаціями для SolidWorks 2020, система повинна відповідати наступним характеристикам:

1. **Операційна система:** Windows 10, 64-біт. SolidWorks не підтримує Windows XP, Vista. Windows 7 та 8.1 підтримується, але не рекомендується через брак деяких функціональних можливостей.
2. **Процесор:** Рекомендується використовувати потужний процесор, що підтримує SSE2 (наприклад, Intel i7 або AMD Ryzen 7). Частота процесора має велике значення для загальної продуктивності, особливо при роботі з великими асамблеями.
3. **Оперативна пам'ять:** Мінімум 16 ГБ RAM (рекомендовано 32 ГБ або більше), особливо при роботі з комплексними збірками, деталями та симуляціями.
4. **Відеокарта:** Професійні графічні картки серії NVIDIA Quadro або AMD Radeon Pro, сертифіковані для SolidWorks. Графічні карти повинні підтримувати OpenGL і мати не менше 4 ГБ відеопам'яті.
5. **Диск:** SSD (Solid State Drive) для інсталяції та зберігання робочих файлів, з рекомендованим мінімальним об'ємом 512 ГБ для забезпечення швидкого доступу та обробки даних.
6. **Мережа:** Широкопasmогове підключення до Інтернету для активації ліцензії, отримання оновлень та використання деяких хмарних функцій SolidWorks.

Ці вимоги забезпечать достатній рівень продуктивності для роботи з «SolidWorks Parametric Design Workstation» і дозволять використовувати всі переваги програмного забезпечення без обмежень на швидкість і якість обробки проектних даних. Забезпечення відповідності цим параметрам є ключовим для забезпечення стабільності та ефективності роботи інженерних додатків.

Розробка та впровадження інтерактивного VR-додатка для моделювання динамічних процесів роботи інерційних грохотів

М1 Призначення та цілі застосування віртуальної реальності в машинобудуванні

Віртуальна реальність (VR) як технологія в інженерній галузі відкриває нові горизонти для моделювання динамічних процесів, зокрема вивчення поведінки інерційного грохота. Для того, щоб професіонали машинобудування могли вдосконалювати практичні навички, ретельно відтворювати реальні робочі умови, відпрацьовувати технічні операції без ризику фізичних ушкоджень та можливих аварій, доцільно розробити VR-додаток. Для розробки застосунку віртуальної реальності, в якому користувач зможе ознайомитись із реальними розмірами, динамікою роботи інерційних грохотів та основними елементами конструкції, слід спершу детально вивчити складові цієї конструкції. На першому етапі необхідно визначити основні елементи, з яких складається інерційний грохот, та розробити його комп'ютерну модель. Крім того, важливо ретельно проаналізувати динамічні характеристики грохотів для точного відтворення їхньої роботи у віртуальному середовищі. Це включає моделювання механічних рухів, вібрацій та інших фізичних процесів, які забезпечують реалістичність імітації та сприяють глибшому розумінню користувачем принципів роботи обладнання.

Концепція розроблюваного додатка полягає у створенні віртуального інтерактивного навчального та розважального інструменту, що дає можливість користувачам детально ознайомитися зі складовими частинами конструкції та динамікою роботи інерційних грохотів. Використовуючи VR-гарнітуру та контролери, користувачі можуть взаємодіяти з об'єктом у віртуальному середовищі.

Користувачі, надягнувши VR-гарнітуру, занурюватимуться у віртуальний простір, де перед ними поставатиме тривимірна модель механізму. Вони зможуть вільно обертати, збільшувати та детально оглядати всі елементи конструкції. Це сприяє не тільки навчанню, але й підвищенню безпеки, даючи змогу уникнути потенційних помилок у реальному середовищі.

VR-додаток для вивчення динаміки роботи грохотів та їх конструкції актуальні у таких сферах:

1. Навчання персоналу: Цей аспект передбачає створення детальних інтерактивних навчальних модулів, що допомагають працівникам оволодіти навичками складання та розбирання складних промислових механізмів і установок. Вони включають демонстрацію покрокових інструкцій, пояснення технічних деталей та надання інструментів для практичного відпрацювання. Це дозволяє працівникам здобути необхідні знання й навички у віртуальному середовищі, зменшуючи ризик помилок та підвищуючи ефективність навчання.

2. Розробка VR-додатка забезпечує створення безпечного віртуального середовища, де учасники можуть вільно експериментувати й навчатися без ризику для власного здоров'я та без загрози пошкодження обладнання. Віртуальна реальність дає змогу відтворювати процеси складання та розбирання механізмів, надаючи користувачам можливість отримати практичний досвід без фізичних ризиків. Це сприяє глибшому розумінню технічних процедур та підвищенню загальної безпеки навчання.

3. Співпраця та обмін знаннями. Важливим компонентом є інтеграція можливостей для командної роботи та обміну знаннями між користувачами. Це дозволяє командам колективно виконувати інженерні завдання в режимі реального часу, обговорюючи та модифікуючи проєкти у віртуальному просторі. Такий підхід сприяє розвитку командних навичок і колективного навчання, забезпечуючи ефективну взаємодію та спільний аналіз технічних проблем. Це допомагає учасникам краще розуміти процеси й розвивати інноваційні рішення завдяки спільним зусиллям та обміну досвідом.

Використання VR-технологій у цьому процесі є ідеальним рішенням, оскільки віртуальний простір забезпечує реалістичну візуалізацію машин та їх

компонентів. Це дозволить розробникам краще зрозуміти, як різні частини машини виглядатимуть та функціонуватимуть у реальному світі. Можливість взаємодії з технічними об'єктами у віртуальному середовищі не тільки служить інструментом для навчання технічних навичок, але й створює платформу для комплексного професійного розвитку спеціалістів у галузі машинобудування. Вона готує їх до виконання різноманітних і складних завдань у професійній діяльності, сприяючи вдосконаленню їхніх навичок та розширенню технічних знань.

Глибокий аналіз аудиторії є ключовим елементом під час створення VR-додатків для складання та розбирання механізмів. Він дозволяє розробникам визначити рівень знань і навичок потенційних користувачів, що є важливим для створення контенту, який відповідає їхнім потребам і рівню підготовки. Адаптація контенту до унікальних вимог різних груп користувачів забезпечує ефективне навчання та розвиток навичок у кожній категорії. Це особливо важливо для задоволення потреб інженерів, конструкторів і робітників промислових підприємств, які мають різні професійні потреби й рівні знань.

Цільова аудиторія VR-додатків включає:

1. Фахівців-початківців – це можуть бути студенти технічних закладів вищої освіти та інженери-початківці, які прагнуть здобути практичні навички у складанні та обслуговуванні промислового обладнання. Для них важливі основи та початковий рівень занурення в процеси роботи з обладнанням.

2. Досвідчені працівники промисловості та фахівці, ця група включає тих, хто бажає оновити свої знання та ознайомитися з новітніми технологіями. Для них актуальні більш складні та передові тренінги, які відображають сучасні тенденції в галузі.

3. Освітні установи, наприклад технічні коледжі та університети шукають ефективні способи навчання студентів. VR-додатки можуть бути інтегровані у навчальний процес для забезпечення практичного досвіду та зміцнення теоретичних знань.

Такий підхід забезпечує не тільки ефективне навчання для новачків, але й сприяє поглибленню навичок у досвідчених фахівців, що є важливим для постійного професійного розвитку у галузі машинобудування.

Отже, наукова задача розділу полягає в розробці та впровадженні інтерактивного VR-додатка для моделювання, оптимізації та навчання динамічних процесів роботи інерційних грохотів у машинобудуванні, з оцінкою ефективності використання VR-технологій для підвищення кваліфікації інженерів та технічного персоналу, а також зниження витрат і часу на розробку нових конструкцій.

У зв'язку з цим необхідно виконати такі завдання:

1. Розробка концептуальної моделі інерційного грохота у віртуальній реальності.
2. Створення рекомендацій для розробки застосунку для моделювання динаміки роботи інерційного грохота у віртуальній реальності.
3. Моделювання динаміки руху інерційного грохота в середовищі Unity.
4. Визначення вимог до переміщення та взаємодії у віртуальному середовищі.
5. Розробка концептуальної моделі VR-застосунку для моделювання динаміки роботи грохота.
6. Встановлення вимог до обладнання для забезпечення роботи VR-застосунку.

M2. Розробка рекомендацій для створення застосунку для моделювання динаміки роботи інерційного грохота у віртуальній реальності

M2.1 Обґрунтування вимог до програмного забезпечення

З початком використання версії SolidWorks 2020 комп'ютерні моделі механізмів, створені в SolidWorks (SW), можуть взаємодіяти з технологією віртуальної реальності. Це стало можливим завдяки інтеграції з програмним забезпеченням EDrawing, яке дає змогу переносити моделі з SW безпосередньо

в окуляри віртуальної реальності, як це показано на рис. М1. Проте можливості VR у SW обмежені. Користувач може взаємодіяти з моделлю лише декількома способами: маніпулювати окремими компонентами механізму, оцінювати пропорції машини у порівнянні з користувачем, а також здійснювати демонтаж та монтаж моделі без дотримання точного технічного алгоритму.

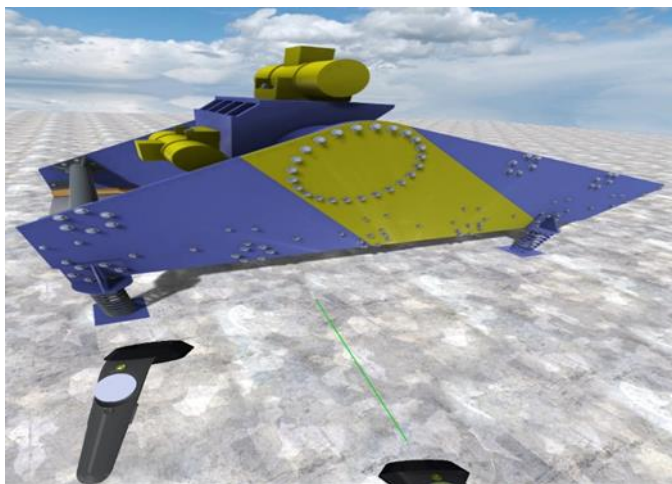


Рисунок М1 – Перегляд віртуальної моделі інерційного грохота через додаток EDrawing

Джерело: розроблено автором

Для розробки більш комплексних та інтерактивних VR-симуляцій, зокрема для точного відтворення алгоритмів монтажу та демонтажу механізмів, доцільно використовувати ігровий двигун Unity, універсальну платформу для розробки ігор та інтерактивних мультимедійних додатків, яка підтримує технології віртуальної та доповненої реальності.

Unity дозволяє розробляти проєкти будь-якої складності, використовуючи мову програмування C# для реалізації інтерактивних елементів та логіки. Ця платформа заснована на принципах об'єктно-орієнтованого програмування (ООП), що дає змогу створювати модульні та багаторазово використовувані скрипти. Ці скрипти можуть бути приєднані до ігрових об'єктів, таких як персонажі, елементи оточення або камери, керуючи їхньою поведінкою та взаємодією в додатку. Такий підхід забезпечує структуровану організацію коду та покращує його впорядкованість.

Двигун надає широкий API, що дозволяє розробникам ефективно взаємодіяти з ігровим двигуном. Цей API охоплює керування різноманітними

елементами, такими як фізика, анімація, введення користувача, аудіо та графіка. Завдяки цьому API, виконання складних завдань, які часто виникають під час розробки ігор, стає значно простішим.

Код часто заснований на подієвій моделі, що дає можливість реагувати на різні входні дії користувачів, зіткнення об'єктів або певні часові події. Цей підхід забезпечує високу гнучкість і динамічність у поведінці об'єктів та геймплея, уможливллюючи створювати інтерактивніші та реалістичні ігрові сценарії.

Unity також включає вбудований фізичний двигун, який сприяє легкій імітації реалістичного руху і взаємодії об'єктів. Розробники можуть програмувати фізичні властивості об'єктів, такі як маса, тертя, пружність, а також обробляти події зіткнення. Це привносить додаткову реалістичність і глибину інтерактивності в ігрові проекти та симуляції.

Таким чином, використовуючи Unity, розробники можуть створювати високоякісні, інтерактивні та занурювальні VR-додатки з підвищеним рівнем контролю та реалістичності.

Проведено аналіз можливостей програмного забезпечення, такого як SolidWorks, Unity, і EDrawing, для інтеграції з VR-технологіями та визначено вимоги до програмної платформи для створення інтерактивних VR-симуляцій. У рамках практичних результатів створено рекомендації щодо використання Unity і C# для розробки інтерактивних елементів і логіки застосунку.

M2.2 Базова адаптація комп'ютерної моделі грохота в Unity

Під базовою адаптацією твердотілої моделі грохота до середовища Unity слід розуміти виконання мінімально необхідного комплексу заходів, що забезпечують початкову можливість взаємодії з об'єктом у даному ігровому двигуні. Ці заходи включають в себе корекцію масштабу, перевірку коректності візуалізації моделі, а також базове налаштування параметрів, що дозволяють ефективно інтегрувати модель у процес симуляції.

Інтеграція тривимірної моделі грохота, створеної за допомогою програмного забезпечення SolidWorks, в ігровий двигун, потребувала здійснення проміжної обробки за допомогою програми 3ds Max. Ця необхідність виникла, оскільки відсутня пряма сумісність форматів файлів між SolidWorks та Unity. Початково модель експортувалась з SolidWorks у STEP. Цей формат зберігає широку інформацію про геометрію та структуру моделі, що дозволяє уникнути втрати даних.

Далі файл імпортувався в 3ds Max та модель зберігалась у форматі OBJ та ефективно передає всі необхідні дані про вершини, текстурні координати та нормалі. Останнім кроком є перенесення файлу OBJ, далі модель інтегрується в ігрове середовище.

У процесі перенесення тривимірної моделі з програмного забезпечення SolidWorks до ігрового двигуна необхідно звернути особливу увагу на коректність вимірювань та масштабування, оскільки Unity за замовчуванням використовує метри як базову одиницю вимірювання. Цей факт накладає певні вимоги на попереднє налаштування параметрів моделі або на її подальше масштабування після імпортування.

Насамперед, під час створення моделі в SolidWorks користувачі мають можливість вибору одиниць вимірювання, таких як міліметри, сантиметри або метри. Якщо модель побудована в міліметрах, при її експорті і подальшому імпорті в Unity кожен міліметр буде інтерпретований як метр, що призведе до значного збільшення розміру об'єкта в ігровому середовищі. Це може мати негативні наслідки для візуалізації та взаємодії у віртуальному світі.

Щоб уникнути подібних непорозумінь, рекомендується спочатку встановити розміри моделі в метрах у SolidWorks перед експортом. Це забезпечить те, що під час імпорту моделі масштаб об'єкта відповідатиме реальним розмірам, як це передбачено функціональними особливостями ігрового двигуна.

Модель грохота створена в системі СІ, отже, оскільки всі одиниці довжини введені в міліметрах, то виникла необхідність скористатись опцією масштабування, коректуючи параметр «Scale Factor» в налаштуваннях імпорту

моделі, встановивши значення 0.001, що зменшило розмір моделі у тисячу разів, відповідно перетворюючи міліметри в метри.

Для визначення меж об'єктів, фізичних зіткнень та просторових взаємодій, до тіл об'єктів застосовуються колайдери. В Unity існує декілька типів колайдерів простої форми:

Box Collider: Колайдер у формі паралелепіпеда ідеально підходить для кубічних і прямокутних об'єктів.

Sphere Collider: Сферичний колайдер. Оптимальний для кулястих об'єктів.

Capsule Collider: Колайдер у формі капсули. Часто використовується для моделювання персонажів, оскільки він наближено імітує форму людського тіла.

Mesh Collider: Колайдер, який точно відповідає формі об'єкта. Підходить для складних форм, але потребує більше обчислювальних ресурсів.

У разі необхідності застосовують Mesh колайдер до складної деталі, можна розбити її на кілька простих колайдерів для спрощення обчислень. Слід уникати взаємодії між двома mesh collider, оскільки це може значно ускладнити обчислювальні процеси.

Для деталей грохота рекомендується використовувати колайдери простих форм. Наприклад, боковини представлені колайдером «Box», а труби – «Capsule», для болтів також застосований колайдер «Capsule».

Використання тригерів (Triggers): для реалізації взаємодії користувача з деталями грохота необхідно колайдери деталей налаштувати як тригери. Тригер – це спеціальний тип колайдера, який не призводить до фізичного зіткнення, але здатен виявляти, коли інший об'єкт входить у його простір. Це дає змогу активувати певні події або скрипти, коли користувач чи інший об'єкт взаємодіє з тригером.

Твердотіла модель грохота пройшла основні етапи адаптування в середовищі Unity, а саме форматування в необхідний формат OBJ, масштабування, накладення колайдерів та налаштування тригерів.

M2.3 Моделювання динаміки руху інерційного грохота в середовищі Unity

Моделювання динаміки інерційного грохота потребує детального аналізу руху конструкції під час її експлуатації. Розглянемо основні аспекти динаміки руху цього пристрою. Інерційний грохот приводиться в дію електродвигуном, який обертає ексцентриковий вал або дебалансний механізм. Також трапляються конструкції, що використовують моторвібратори – електромеханічні пристрої, які поєднують в одному корпусі електродвигун і вал з ексцентриковими масами, що також створюють коливальні рухи за рахунок обертання цих мас.

Дебалансні ваги закріплені на обертовому валу зі зміщенням від осі обертання. Під час їх обертання відбувається нерівномірний розподіл маси, що генерує змінні інерційні сили, змушуючи раму грохота рухатися. Інерція є ключовим чинником у створенні коливального руху. Зміщена маса під час обертання генерує інерційні сили, які змушують раму грохота рухатись. Інерційні сили змінюють свій напрямок і величину з кожним обертом валу, що призводить до коливальних рухів рами.

Слід звернути увагу на режим роботи грохота. Розглянуті типи грохотів належать до зарезонансних. Зарезонансний грохот – це тип грохота, розроблений для роботи на частотах, що значно перевищують його власну резонансну частоту. Такий підхід дозволяє уникнути негативних наслідків резонансних явищ і забезпечити стабільну й ефективну роботу обладнання. Таким чином, під час моделювання динаміки роботи грохота необхідно враховувати не лише сталі коливання, але й перехід через резонанс.

В середовищі Unity змоделювати динаміку руху грохота можна, прописавши необхідні команди в скрипті, який застосовується до короба.

Моделювання динаміки інерційного грохота є важливим завданням для розуміння його роботи та оптимізації параметрів експлуатації. В даному дослідженні розглянуто три основні етапи коливального руху інерційного

грохота: зростаючі коливання, резонансні коливання та постійні коливання. Кожен із цих етапів характеризується своїми динамічними параметрами, які впливають на ефективність і стабільність роботи грохота.

Для моделювання коливального руху грохота використовується чисельний підхід, реалізований у середовищі Unity з використанням мови програмування C#. Розроблено скрипт, який дозволяє змоделювати три етапи роботи грохота та забезпечує можливість регулювання амплітуди й частоти коливань користувачем.

Модель коливального руху грохота включає такі етапи:

1. Зростаючі коливання. На початковому етапі коливання грохота характеризуються зростанням. Це явище моделюється шляхом поступового збільшення амплітуди від початкового значення до максимальної протягом визначеного часу. Початкова амплітуда та частота коливань встановлюються користувачем. Зростання амплітуди описується функцією:

$$A(t) = A_0 \left(\frac{t}{T_3} \right), \quad (M1)$$

де A_0 — максимальна амплітуда; T_3 — тривалість затухання; t — поточний час.

2. Резонансні коливання. Після зростаючих коливань грохот переходить у фазу резонансу, де амплітуда та частота коливань різко зростають. Для визначення резонансної частоти системи користувач вводить масу грохота m та жорсткість пружин k . Резонансна частота розраховується за формулою:

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (M2)$$

де f_p — резонансна частота; k — жорсткість пружин; m — маса грохоту.

Також користувач вводить характеристики двигуна, на основі яких моделюється резонансна частота та амплітуда коливань. Фаза резонансу триває протягом визначеного часу, після чого система переходить до наступного етапу.

3. Постійні коливання. Після резонансу грохот досягає стадії постійних коливань із фіксованою амплітудою та частотою. На цьому етапі амплітуда та частота встановлюються константами. Вихід на постійні коливання розраховується на основі резонансних характеристик системи та характеристик двигуна. Постійні коливання визначаються як:

$$A_{\text{п}} = \frac{F_{\text{д}}}{k}, \quad (\text{МЗ})$$

де $F_{\text{д}}$ — сила, що створюється двигуном.

Запропонована модель дозволяє змоделювати роботу інерційного грохота з урахуванням трьох основних етапів його роботи. Встановлені параметри амплітуди та частоти на кожному етапі дозволяють досягти реалістичного відображення динаміки коливань грохота.

Моделювання динаміки інерційного грохота є важливим для розуміння його експлуатаційних характеристик та оптимізації роботи. Запропонована модель дає можливість урахувати основні етапи коливального руху та забезпечує можливість регулювання основних параметрів, що може бути використано для подальшого аналізу та вдосконалення конструкції грохота.

Скрипт моделює динаміку коливального руху інерційного грохота, який проходить через три етапи: зростання коливання, резонансні коливання та постійні коливання. Користувач має можливість вводити основні параметри системи, які впливають на характеристики коливань.

Користувач вводить такі параметри:

1. Маса грохота – визначає масу грохота. В скрипті – це змінна *mass*.
2. Жорсткість пружин – визначає жорсткість пружин, на яких закріплений грохот. У скрипті – це змінна *springStiffness*.
3. Змушувана сила від двигуна – сила, що створюється двигуном і призводить до коливань. У скрипті – це змінна *drivingForce*.
4. Амплітуда сталих коливань – амплітуда, яка досягається після фази резонансу. В скрипті – це змінна *constantAmplitude*.

5. Частота сталих коливань – частота коливань після фази резонансу. В скрипті – це змінна *constantFrequency*.

Додатково користувач може налаштовувати такі параметри для початкової фази затухання:

1. Початкова амплітуда – амплітуда на початку коливань. У скрипті – це змінна *initialAmplitude*.

2. Початкова частота – частота на початку коливань. У скрипті – це змінна *initialFrequency*.

- Тривалість зростання коливань – час, протягом якого затухають початкові коливання. В скрипті – це змінна *decayDuration*.

- Тривалість резонансу – час, протягом якого відбуваються резонансні коливання. В скрипті – це змінна *resonanceDuration*.

Після введення користувачем вхідних параметрів скрипт моделює зростаючі коливання. На початковому етапі коливання грохота характеризуються зростанням. Амплітуда поступово збільшується з часом. Це моделюється шляхом поступового збільшення амплітуди від початкового значення до максимальної протягом визначеного часу (*decayDuration*). Поточна амплітуда обчислюється як $currentAmplitude = initialAmplitude * growthFactor$, де $growthFactor = elapsedTime / decayDuration$. Перехід до резонансних коливань відбувається після закінчення *decayDuration*.

Зростаючі коливання переходять у фазу резонансу, де амплітуда та частота коливань різко зростають. Резонансна частота розраховується за формулою (5.2). Програмним кодом можна відобразити таким чином:

$$resonanceFrequency = Mathf.Sqrt(springStiffness / mass) / (2 * Mathf.PI).$$

Амплітуда резонансних коливань розраховується як (5.3):

$$currentAmplitude = drivingForce / springStiffness.$$

Фаза резонансу триває протягом визначеного часу (**resonanceDuration**).

Після фази резонансу грохот переходить до стадії постійних коливань з фіксованою амплітудою та частотою, які були введені користувачем (*constantAmplitude* та *constantFrequency*). У функції (*Update*) це задається як $currentAmplitude = constantAmplitude$ та $currentFrequency = constantFrequency$.

На виході скрипт забезпечує реалістичне відображення динаміки коливань грохота через три основні етапи: зростання коливання, резонансні коливання та постійні коливання. Це дозволяє користувачеві моделювати поведінку грохота та налаштовувати основні параметри для оптимізації його роботи. Таким чином, скрипт є ефективним інструментом для аналізу та вдосконалення конструкції грохота, забезпечуючи можливість гнучкого налаштування параметрів та отримання візуального відображення динаміки коливань.

Моделювання динаміки руху інерційного грохота в середовищі Unity включає наукові та практичні результати. У рамках наукових результатів розроблено чисельний підхід до моделювання коливального руху грохота з використанням C#. Щодо практичних результатів, то створено скрипти для моделювання трьох етапів коливального руху грохота: зростаючі коливання, резонансні коливання та постійні коливання в Unity.

M2.4 Вимоги до переміщення та взаємодії у віртуальному середовищі

Основною особливістю віртуальної реальності є не тільки можливість перебувати у віртуальному просторі, але й досягнення більш глибокого занурення завдяки переміщенню та взаємодії з об'єктами в ньому. Це дає можливість користувачеві не просто спостерігати навколишнє середовище, а також активно взаємодіяти з ним, створюючи відчуття реальної присутності та залученості. Такі можливості забезпечують повніше занурення у віртуальний світ, роблячи досвід використання VR-технологій максимально реалістичним і захопливим. Для цього використовуються спеціальні пристрої. Для роботи з віртуальною реальністю в НТУ «Дніпровська політехніка» на кафедрі ІДМБ використовується система віртуальної реальності HTC Vive Pro Full Kit Eye. Цей комплект включає гарнітуру HTC Vive Pro Eye, яка оснащена двома OLED-панелями з роздільною здатністю 2880 x 1600 пікселів (1440 x 1600 на око), що забезпечує високу якість зображення. Вбудована система відстеження руху очей дозволяє керувати віртуальним середовищем більш інтуїтивно та

підвищує реалістичність взаємодії. Гарнітура також має високоякісні вбудовані навушники з 3D просторовим звуком та ергономічний дизайн із регульованими ремінцями та балансом ваги для комфортного використання протягом тривалого часу.

Базові станції 2.0 забезпечують точне відстеження рухів користувача на площі до 10x10 метрів, використовуючи лазерну технологію для створення точної тривимірної моделі рухів. Контролери Vive підтримують 24 сенсори, мають мультифункціональний трекпад, двосторонню тригерну кнопку та HD-гаптичний відгук. Вони мають ергономічний дизайн для зручного тримання та інтуїтивного управління.

Система відстеження SteamVR Tracking 2.0 забезпечує точне відстеження положення гарнітури та контролерів у просторі, що дозволяє плавно й реалістично занурюватися у віртуальний світ [7]. Інтерфейси та підключення включають підтримку USB-C 3.0, DisplayPort 1.2, Bluetooth, а також інтегрований модуль для бездротової передачі даних.

Додаткові можливості системи включають підтримку SteamVR 2.0, який забезпечує доступ до широкого спектра ігор та додатків, а також убудований мікрофон для спілкування у віртуальній реальності.

HTC Vive Pro Full Kit Eye є однією з найпередовіших систем віртуальної реальності, розробленою для професійного використання в таких сферах, як дизайн, освіта, тренінги та ігрова індустрія. Хоч ця система не має прямої інтеграції з програмним забезпеченням Unity, вона може бути підключена через додатковий інструмент SteamVR 2.0. Цей плагін, доступний для безкоштовного завантаження, дозволяє користувачам реалізувати переміщення та взаємодію з віртуальним середовищем. Для активації цієї функціональності в конкретній сцені необхідно завантажити та інтегрувати плагін SteamVR у сцену.

Чим більш різноманітним та функціональним буде віртуальне середовище, тим реалістичнішим воно здаватиметься користувачеві. Тому для реалізації глибокого занурення в середовище необхідно реалізувати можливість переміщення та контактної взаємодії. Використовуються особливі скрипти – невеликі програмні коди, які задають автоматичне виконання певних дій. Такі

скрипти, включно з тими, що відповідають за телепортацію та взаємодію з об'єктами, вже розроблені й збережені в плагіні SteamVR і можуть бути прикріплені до аватара або об'єктів для їх застосування.

У застосунку для моделювання динаміки грохота передбачено переміщення з використанням телепортації замість ковзання, щоб зменшити дискомфорт користувачів. Для моделювання переміщення в сцені створено ділянки круглої форми до яких застосований скрипт. Коли користувач наводить промінь контролера на цю ділянку, він може переміститись (рис. M2).

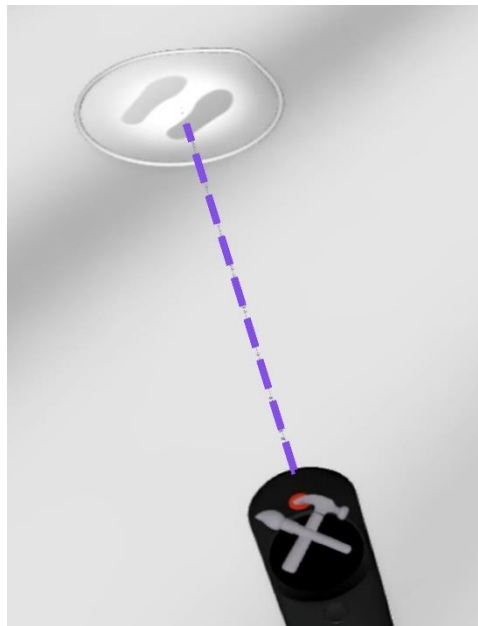


Рисунок M2 – Приклад переміщення в середовищі VR

Джерело: розроблено автором

При наведенні променя від контролера на деталь передбачено її підсвічування та відображення інформації про неї. Цей механізм допомагає користувачу легко ідентифікувати та взаємодіяти з об'єктами у віртуальному середовищі. Завдяки підсвічуванню деталі стають помітнішими, що знижує ймовірність помилок під час маніпуляцій.

Відображення інформації про деталь надає користувачеві необхідні дані для прийняття рішень щодо подальших дій. Такий підхід забезпечує більш інтуїтивний та ефективний процес взаємодії з віртуальним середовищем, підвищуючи загальну ефективність застосунку.

Моделювання взаємодії з об'єктами в плагіні SteamVR здійснюється за допомогою вбудованих скриптів, які надають фізичні властивості необхідним деталям. Наприклад, на об'єкти, з якими дозволена взаємодія користувача, накладаються скрипти, що забезпечують їх масу, швидкість при падінні та уникнення інтерференції. У випадку з моделюванням динаміки роботи грохота інформаційна підтримка при наведенні променя на деталь розроблена для моторвібраторів, пружин, короба.

Основне завдання застосунку полягає в моделюванні динаміки роботи грохота, що включає можливість користувача взаємодіяти з параметрами, які впливають на його функціонування. Для цього розроблено спеціальний пульт керування, через який можна регулювати такі параметри, як амплітуда та частота коливань грохота, а також змушувану силу приводу. Взаємодія з цими елементами дозволяє змінювати характер коливань грохота, що наочно демонструє вплив кожного параметра на його роботу.

Таким чином, користувач отримує можливість не тільки спостерігати за роботою грохота, а також активно впливати на його динамічні характеристики, що робить симуляцію більш реалістичною та інформативною. Використання вбудованих скриптів у плагіні SteamVR забезпечує високу точність і реалістичність моделювання, що є ключовим для досягнення навчальних і практичних цілей застосунку.

У сукупності функції переміщення, взаємодії з об'єктами та інформування сприяють створенню більш реалістичної та зручної взаємодії, що виконує роботу з віртуальними моделями максимально наближеною до реальних умов.

Визначені вимоги до переміщення та взаємодії у віртуальному середовищі. Проведено дослідження методів взаємодії з віртуальними об'єктами та переміщення у віртуальному середовищі. З практичного боку, розроблено систему скриптів для телепортації та взаємодії з об'єктами у VR-просторі, з використанням системи HTC Vive Pro Full Kit Eye.

M2.5 Вимоги до обладнання

Системні вимоги для VR додатків варіюються залежно від їхньої складності та якості графіки, проте можна надати загальні рекомендації щодо мінімальних та рекомендованих вимог.

Мінімальні системні вимоги забезпечують базову функціональність застосунку без значних затримок або проблем із продуктивністю. Ці вимоги представлені в табл. M1, яка містить деталі про мінімальні системні параметри, необхідні для коректної роботи застосунку.

Таблиця M1

Мінімальні системні вимоги для базової функціональності застосунку

1. Операційна система	Windows 10
2. Процесор	Intel i5-4590 / AMD Ryzen 5 1500X або краще
3. Оперативна пам'ять	8 ГБ RAM
4. Відеокарта	NVIDIA GTX 1060 / AMD Radeon RX 480 або аналогічна
5. Вільне місце на диску	Мінімум 10 ГБ
6. Входи	3x USB 3.0 порти и 1x USB 2.0 порт
7. Інтернет-з'єднання	Широкопasmовий Інтернет для завантаження та оновлення програмного забезпечення

Джерело: адаптовано автором [9]

Розглянемо оптимальні системні вимоги (табл. M2), які забезпечують найкращий VR досвід. Ці рекомендації орієнтовані на досягнення високої якості графіки та плавної продуктивності для максимально комфортного використання застосунку.

Конкретні вимоги можуть змінюватись залежно від конкретного додатка і використовуваної VR платформи.

Оптимальні системні вимоги для базової функціональності застосунку

1. Операційна система	Windows 10 або 11
2. Процесор	Intel i7-8700 / AMD Ryzen 7 2700X або краще
3. Оперативна пам'ять	16 ГБ RAM або більше
4. Відеокарта	NVIDIA GTX 2080 / AMD Radeon RX 5700 XT або краще
6. Вільне місце на диску	20 ГБ або більше
6. Входи	3x USB 3.0 порти 1x USB 3.1 порт
7. Інтернет-з'єднання	Високошвидкісний Інтернет для безперебійної роботи та оновлень

Джерело: адаптовано автором [9]

Встановлені вимоги до обладнання для забезпечення роботи VR-застосунку. Визначено мінімальні та оптимальні системні вимоги для функціонування VR-застосунку. Створено таблиці із системними вимогами, що визначають базову та оптимальну функціональність застосунку.

М2.6 Висновки

Розділ дослідження зосереджується на етапах створення додатка для моделювання динаміки руху інерційних грохотів у віртуальній реальності. Розроблено концептуальну 3D-модель грохота в Gravity Sketch, на основі якої створено детальну тривимірну комп'ютерну модель в SolidWorks, а також розроблено віртуальне середовище для моделювання динамічної системи. Основну увагу приділено ключовим технічним аспектам та викликам, що виникають під час процесу дизайну та оптимізації таких комплексних систем.

Під час розробки VR-дodatка для моделювання динаміки руху інерційного грохота виявлено, що використання інтерактивного VR-дodatка значно вдосконалює процес навчання та підвищення кваліфікації технічного

персоналу. Детальне вивчення конструктивних елементів і динамічних характеристик інерційних грохотів через VR-платформи допомагає користувачам глибше зрозуміти принципи їх роботи, що є критично важливим для їх професійного розвитку. Віртуальні тренажери мінімізують ризик аварій та помилок, створюючи безпечне середовище для експериментів і практичного застосування навичок. Таким чином, використання VR не тільки підвищує професійні навички, але й загальну продуктивність праці, сприяючи швидшому та ефективнішому засвоєнню нових технологій і методик роботи.

Оптимізація процесу розробки конструкцій через використання VR-технологій, таких як Gravity Sketch та SolidWorks, значно спрощує процес створення та редагування тривимірних моделей інерційних грохотів. Це підвищує точність та ефективність проектування. Завдяки можливості проводити детальний аналіз динамічних характеристик обладнання у віртуальній реальності, забезпечується вдосконалення конструкцій та підвищення їх експлуатаційних властивостей. Інтеграція VR у процес розробки машинобудівного обладнання уможлиблює зменшити час і витрати на створення фізичних прототипів, забезпечуючи ефективніше використання ресурсів та швидше виведення нових продуктів на ринок.

Таким чином, комплексний підхід до використання VR-технологій у машинобудуванні може суттєво підвищити ефективність розробки, навчання та експлуатації складних промислових механізмів, таких як інерційні грохоти, сприяючи економії ресурсів та підвищенню рівня безпеки й продуктивності праці.



ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор
«Дніпровська політехніка»
Артем ПАВЛИЧЕНКО

впровадження результатів дисертаційного дослідження
аспірантки Шкут Анастасії
у НДР № ДР0122U201676

«Розвиток теорії обґрунтування і вибору конструктивних та технологічних параметрів технічних об'єктів галузевого машинобудування»

1. Вид впроваджених робіт

Розділи дисертаційного дослідження здобуття наукового ступеня доктора філософії за темою «Методологія віртуального моделювання двопривідних інерційних грохотів з використанням програмного комплексу DASSAULT SYSTEMES SOLIDWORKS».

2. Новизна результатів науково-дослідної роботи

Комплексе рішення для підвищення ефективності проєктування та розрахунку інерційних двопривідних грохотів. Методика включає в себе параметричне моделювання конструкції грохоту, частотний аналіз для визначення власних частот, дослідження переміщень різних точок грохоту під час перехідних режимів роботи машини. Методика представлена в вигляді програмного продукту SolidWorks Parametric Design Workstation, який має власний інтерфейс користувача, автономну роботу та створений на базі ядра програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks.

3. Результати передаються у вигляді матеріалів

Розділ 3. Застосування комплексу SOLIDWORKS EDUCATION EDITION як ключового елемента методології віртуального моделювання двопривідних інерційних грохотів.

Розділ 6. Розробка та впровадження автоматизованого місця конструктора SOLIDWORKS PARAMETRIC DESIGN WORKSTATION.

Диск з файлом для інсталяції програмного забезпечення SolidWorks Parametric Design Workstation.

Проректор з науково-педагогічної та навчально-виховної роботи, доктор геологічних наук, доцент, професор кафедри загальної та структурної геології

Ігор Нікітенко

Керівник НДР № ДР0122U201676, завідувач кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні доктор технічних наук, професор

Костянтин Заболотний

Аспірантка кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні

Анастасія Шкут

3.07.2024

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Заст. директора
 ТОВ "Паритет СОФТ"
 К.В. Козюра

Код ЄДРПОУ 66341402
 м. Дніпро, вул. О. Гончара буд.32, кв.13
 Р/р UA02380805000000026003455917 в АТ
 "Райффайзен Банк" у м.Київ, МФО 380805



3.07.2024

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Перший проректор
 НТУ «Дніпровська політехніка»
 Артем ПАВЛИЧЕНКО



А К Т
 оцінка ефективності проектування з використанням
 APM SolidWorks Parametric Design Workstation

На підприємстві ТОВ "Паритет СОФТ" була виконана комплексна оцінка прискорення процесу проектування та аналізу роботи грохота з використанням автоматизованого місця конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW) порівняно з традиційними методами проектування у SolidWorks) Комплекс SPDW – це розробка НТУ «Дніпровська політехніка», який створено на базі ядра програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks. Комплекс SPDW має власний інтерфейс користувача, який дозволяє виконувати параметричне моделювання конструкції грохоту, частотний аналіз для визначення власних частот, дослідити переміщення різних точок грохоту під час перехідних режимів роботи.

У процесі дослідження комплексу SPDW виміряли загальний час, витрачений на проектування та аналіз грохота за допомогою традиційного методу та за допомогою комплексу SPDW. Це включало етапи від початкового концептуального проектування до кінцевого аналізу результатів. Розбили процес проектування на окремі етапи (концептуалізація, розробка креслень, моделювання, аналіз) і порівняли час, витрачений на кожен етап при використанні обох методів. Порівняли кількість ітерацій, необхідних для досягнення оптимального рішення. Комплекс SPDW скоротив кількість необхідних ітерацій завдяки більш швидкому доступу до результатів моделювання і аналізу. Оцінили точність і якість кінцевого проекту, виконаного традиційним методом та за допомогою комплексу SPDW Це включало порівняння кінцевих характеристик, таких як вібраційні параметри, надійність і довговічність конструкції.

За даними підприємства «Паритет – Софт» використання комплексу SPDW під час проектування типорозміру грохоту типу ГВЧ-2 дозволяє при концептуальному проектуванні зменшити час створення у 10 разів, а при робочому – 2,5 рази.

Від ТОВ "Паритет СОФТ"


Заст. директора
 ТОВ "Паритет СОФТ"
 К.В. Козюра



Від НТУ «Дніпровська політехніка»

Завідувач кафедри ІДМБ
 НТУ «Дніпровська політехніка, доктор
 технічних наук, професор,
 К.С. Заболотний

Аспірантка кафедри ІДМБ
 А.П. Шкут



ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор
НТУ «Дніпровська політехніка»
Артем ПАВЛИЧЕНКО



**впровадження результатів дисертаційного дослідження
аспірантки Шкут А. П.
в учбовий процес кафедри інжинірингу і дизайну у машинобудуванні**

1. Вид впроваджених робіт

Методика використання автоматизованого робочого місця конструктора інерційних двопривідних грохотів. Практикум для дисципліни «Основи комп'ютерного інжинірингу» з файлом для інсталяції програмного забезпечення SolidWorks Parametric Design Workstation.

2. Новизна результатів науково-дослідної роботи

Методика включає в себе параметричне моделювання конструкції грохоту, частотний аналіз для визначення власних частот, дослідження переміщень різних точок грохоту під час перехідних режимів роботи машини. Методика представлена в вигляді програмного продукту SolidWorks Parametric Design Workstation, який має власний інтерфейс користувача, автономну роботу та створений на базі ядра програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks.

Завідувач кафедри інжинірингу
та дизайну в машинобудуванні
доктор технічних наук, професор

Костянтин Заболотний

аспірантка кафедри інжинірингу
та дизайну в машинобудуванні

Анастасія Шкут

ЗТВЕРДЖУЮ
Директор з науки та перспективного
розвитку ТОВ «АНА-ТЕМС»
Олександр ЄГУРНОВ
2.07.2024



ЗТВЕРДЖУЮ
Перший проректор
НТУ «Дніпровська політехніка»
Ігор НАВЛІКІЦЬКО
2.07.2024



А К Т

впровадження результатів дисертаційного дослідження
Шкут А. П.
на підприємстві ТОВ «АНА-ТЕМС» - стейкхолдер спеціальності 133
«Галузеве машинобудування»

1. Вид впроваджених робіт

Віртуальна візуалізація конструкції грохоту SkUb5.0x1D з інтерактивними елементами, яка створена у програмному комплексі Dassault Systemes SolidWorks.

2. Новизна результатів науково-дослідної роботи

Посидання SolidWorks для моделювання і VR для візуалізації створює синергетичний ефект, що підвищує ефективність всього процесу проектування, від розробки до фінальної презентації. Це дозволяє досягати більш високих результатів з меншими витратами ресурсів.

Проект з використанням віртуальної візуалізації грохоту SkUb5.0x1D демонструє високу наукову новизну завдяки інтеграції передових технологій, покращенню процесу проектування, розширенням можливостей навчання та реклами, а також синергетичному ефекту від їх поєднання. Це робить проект інноваційним і здатним значно підвищити ефективність і якість інженерних розробок.

Віртуальна візуалізація передається для демонстрації конструкції грохоту SkUb5.0x1D на виставках, конференціях та у рекламних матеріалах.

3. Результати передаються у вигляді матеріалів

Віртуальна візуалізація конструкції грохоту SkUb5.0x1D передається на електронному носії.

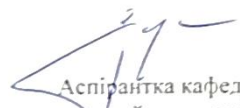
Від ТОВ «АНА-ТЕМС»

Головний конструктор
ТОВ «АНА-ТЕМС»

 В.В. Книш

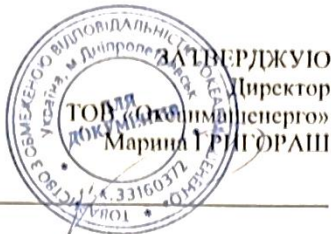
Від НТУ «Дніпровська політехніка»

Завідувач кафедри інжинірингу
та дизайну в машинобудуванні
НТУ «Дніпровська політехніка, доктор
технічних наук, професор.

 К.С. Заболотний
Аспірантка кафедри інжинірингу
та дизайну в машинобудуванні
НТУ «Дніпровська політехніка

А.П. Шкут

2.07.2024



ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор
НТУ «Дніпровська політехніка»
Артем ПАВЛИЧЕНКО

А К Т

**впровадження результатів дисертаційного дослідження Шкут А. П.
на підприємстві ТОВ «Океанмашенерго» - стейкхолдер спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»**

Вид впроваджених робіт

1. Авторизоване робоче місце конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation.
2. Віртуальна візуалізація конструкції грохоту SkUb5.0x1D з інтерактивними елементами, яка створена у програмному комплексі Dassault Systemes SolidWorks.

Новизна результатів науково-дослідної роботи

1. Комплекс рішення для підвищення ефективності проектування та розрахунку інерційних двопривідних грохотів. Методика включає в себе параметричне моделювання конструкції грохоту, частотний аналіз для визначення власних частот, дослідження переміщень різних точок грохоту під час перехідних режимів роботи машини. Методика представлена в вигляді програмного продукту SolidWorks Parametric Design Workstation, який має власний інтерфейс користувача, автономну роботу та створений на базі ядра програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks.
2. Для підсилення ефекту занурення в процес проектування грохотів використовується віртуальна візуалізація, створена при поєднанні використання SolidWorks для моделювання і VR для візуалізації. Це створює синергетичний ефект, що підвищує ефективність всього процесу проектування, від розробки до фінальної презентації.

Результати передаються у вигляді матеріалів

1. Диск з файлом інсталяції ПЗ SolidWorks Parametric Design Workstation.
2. Рекомендації для використання автоматизованого-робочого місця конструктора в pdf – форматі.
3. Віртуальна візуалізація конструкції грохоту SkUb5.0x1D передається на електронному носії.

Від ТОВ «Океанмашенерго»

Директор
ТОВ «Океанмашенерго»

М.В. Григораш

Від НТУ «Дніпровська політехніка»

Завідувач кафедри інжинірингу
та дизайну в машинобудуванні,
доктор технічних наук, професор,

К.С. Заболотний

Аспірантка кафедри інжинірингу
та дизайну в машинобудуванні

А.П. Шкут



АКТ
впровадження результатів дисертаційного дослідження
в рамках науково-дослідних робіт для ПрАТ «СУХА БАЛКА»
аспірантки кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні
Національного технічного університету
«Дніпровська політехніка»
Шкут Анастасії Петрівни

Цим актом підтверджується, що Національний технічний університет «Дніпровська політехніка» передала ПрАТ «СУХА БАЛКА» методичні рекомендації щодо використання автоматизованого робочого місця конструктора SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW). При розробці інерційних грохотів виникає актуальна проблема підвищення ефективності проєктування без втрати точності результатів. У зв'язку з цим було дослідно-промислово перевірено ефективності використання АРМ для проєктування грохотів на підприємстві ПрАТ «СУХА БАЛКА».

Слід зазначити, що SolidWorks Parametric Design Workstation (SPDW) комплекс рішення для підвищення ефективності проєктування та розрахунку інерційних двопривідних грохотів, яке дозволяє скоротити час на моделювання та дослідження конструкції. SPDW включає параметричне моделювання грохоту, частотний аналіз для визначення власних частот, дослідження переміщень різних точок грохоту під час перехідних режимів роботи машини. Методика представлена в вигляді програмного продукту SolidWorks Parametric Design Workstation, який має власний інтерфейс користувача, автономну роботу та створений на базі ядра програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks.

В результаті використання SPDW на ПрАТ «СУХА БАЛКА» під час проєктування грохоту типу ГВЧ-2 час на розробку та аналіз конструкції при робочому проєктування зменшено в 2.5 рази у порівнянні з класичними методами розробки вібраційних грохотів.

Заступник генерального
директора – головний інженер
ПрАТ «СУХА БАЛКА»

Ігор ПІЛЬТЕК