

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»

Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису

УДК 666.97.033.16

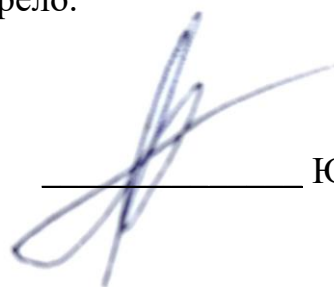
Тікан Юрій Миколайович

ДИСЕРТАЦІЯ

**Підвищення ефективності вібраційного обладнання для
транспортування матеріалів**

Спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»
Галузь знань 13 – «Механічна інженерія»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Дисертація містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на
відповідне джерело.



Юрій ТІКАН

Науковий керівник –
Нестеренко Микола Миколайович,
кандидат технічних наук, доцент

Полтава - 2026

АНОТАЦІЯ

Тікан Ю.М. Підвищення ефективності вібраційного обладнання для транспортування матеріалів – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування. Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». Полтава, 2026.

Дисертацію присвячено вирішенню актуального науково-технічного завдання підвищення ефективності вібраційного обладнання для транспортування сипучих матеріалів шляхом обґрунтування конструктивних, динамічних і режимних параметрів вібраційного транспортера. Актуальність роботи зумовлена необхідністю підвищення продуктивності, енергоефективності та надійності транспортно-технологічних процесів у будівельній, гірничій, металургійній та інших галузях промисловості, а також недостатньою ефективністю традиційних транспортуючих систем, які не забезпечують стабільності режимів роботи, раціонального використання енергії та належної адаптації до змінних властивостей транспортованого матеріалу.

У першому розділі виконано аналіз існуючих конструкцій і принципів дії вібраційного обладнання для транспортування матеріалів, розглянуто особливості переміщення сипучих середовищ по робочих органах вібраційних машин, визначено основні фактори, що впливають на продуктивність і стійкість транспортування. На основі огляду наукових джерел та конструктивних рішень встановлено основні недоліки існуючих систем і обґрунтовано необхідність удосконалення параметрів вібраційних транспортерів.

У другому розділі розроблено теоретичні положення та розрахункові залежності для дослідження робочого процесу вібраційного транспортера. Розглянуто вплив масово-інерційних параметрів системи, жорсткості пружного підвісу, параметрів віброзбуджувача та режимів коливань на

амплітуду, швидкість, прискорення і умови стійкого переміщення матеріалу. Отримано аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних і режимних параметрів вібраційного обладнання.

У третьому розділі описано конструкцію лабораторної установки вібраційного транспортера та методику проведення експериментальних досліджень. Проведено експериментальну перевірку впливу частоти обертання дебалансів, параметрів завантаження та довжини робочого органу на ефективність транспортування сипучого матеріалу. За результатами досліджень підтверджено працездатність прийнятої конструктивної схеми, встановлено закономірності зміни продуктивності транспортера та визначено раціональні режими його роботи.

У четвертому розділі подано методику інженерного розрахунку та проєктування вібраційного транспортера, наведено результати розрахунку для варіантів обладнання довжиною 2, 4 і 6 м, а також виконано техніко-економічну оцінку запропонованих рішень. Встановлено, що найбільш збалансованим за сукупністю технічних і економічних показників є варіант транспортера довжиною 4 м. Розроблені рекомендації можуть бути використані при проєктуванні та впровадженні вібраційного обладнання для транспортування сипучих матеріалів у виробничих умовах.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у:

– обґрунтовано раціональні конструктивні та режимні параметри вібраційного обладнання для транспортування сипучих матеріалів, які забезпечують стійкий коливальний режим, підвищення продуктивності транспортування та зниження непродуктивних енерговитрат;

– встановлено закономірності впливу основних енерго-кінематичних параметрів вібраційного транспортера, зокрема частоти, амплітуди, прискорення коливань, жорсткості пружної системи та збурювальної сили віброзбудувача, на інтенсивність переміщення сипучого матеріалу;

– розроблено розрахункову модель динамічної взаємодії системи «вібраційний транспортер – пружний підвіс – сипучий матеріал», яка

враховує масово-інерційні параметри коливної системи, характеристики підвісу та умови реалізації стійкого транспортувального режиму;

- вперше отримано аналітичні залежності для визначення раціональних параметрів вібраційного транспортера, що дозволяють узгодити продуктивність, довжину транспортера, параметри коливального режиму, жорсткість підвісу та потужність приводу;

- удосконалено методику оцінювання ефективності вібраційного транспортування матеріалів на основі комплексного врахування продуктивності, питомих енерговитрат, динамічних характеристик системи та конструктивних параметрів транспортера;

- експериментально підтверджено ефективність запропонованого підходу до вибору режимів роботи вібраційного транспортера та встановлено раціональні умови його функціонування для конвеєрів різної довжини.

Практична цінність одержаних результатів полягає в тому, що автором отримано нові науково обґрунтовані результати, які стали основою для створення ефективного вібраційного обладнання для транспортування сипучих матеріалів із підвищеною продуктивністю, раціональними енерговитратами та стабільними режимами роботи.

На основі теоретичних і експериментальних досліджень розроблено методику інженерного розрахунку та проектування вібраційного транспортера, яка дає змогу визначати його основні конструктивні, динамічні та енергетичні параметри з урахуванням довжини жолоба, властивостей транспортованого матеріалу та режиму збудження коливань.

Запропонований підхід дозволив виконати розрахунок і обґрунтування параметрів вібраційних транспортерів довжиною 2, 4 і 6 м, для яких встановлено раціональні режими роботи, визначено жорсткість пружного підвісу, необхідну збурювальну силу та потужність приводу. За результатами техніко-економічної оцінки встановлено, що найбільш

збалансованим за сукупністю технічних і економічних показників є варіант транспортера довжиною 4 м.

Результати дисертаційної роботи можуть бути використані при проєктуванні, модернізації та впровадженні вібраційних транспортерів у будівельній, гірничій, металургійній та інших галузях промисловості, де необхідне ефективне переміщення сипучих матеріалів.

Отримані науково-технічні результати можуть бути впроваджені у навчальний процес при викладанні дисциплін, пов'язаних із теорією машин і механізмів, динамікою машин, вібраційною технікою та проєктуванням транспортно-технологічного обладнання для здобувачів вищої освіти за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування».

Ключові слова: вібраційний транспортер, вібраційна машина, транспортування матеріалів, сипучі матеріали, коливальний режим, амплітуда, частота коливань, вібратор, віброзбуджувач, вібрація, частота, енергоефективність, дебаланс, хвильове рівняння.

СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ

Праці, які відображають основні наукові результати дисертації
*Статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових
видань України категорії «Б» :*

1. Нестеренко М. М., Тікан Ю. М., Нестеренко Т. М., Аніщенко А. І. Вібраційні конвеєри, особливості будови та експлуатації. *Техніка будівництва*. 2025. Вип. 42. С. 92–101. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0510> (Виконав аналізу сучасних конструкцій вібраційних конвеєрів, систематизації їх основних конструктивних схем, Визначив основні переваги та недоліки різних типів вібраційних конвеєрів, обґрунтовано напрями підвищення ефективності, надійності й стабільності їх роботи, а також взято участь у підготовці тексту статті та формулюванні висновків.)

2. Нестеренко Т. М., Тікан Ю. М. Оптимізація геометричних параметрів вібраційних транспортерів з нелінійними пружними зв'язками. *Техніка будівництва*. 2025. Вип. 43. С. 98–103. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-43.0611> (Запропонував узагальнену математичну модель, яка враховує нелінійність жорсткісних характеристик опор і міжсекційних з'єднань, а також інерційний і дисипативний внесок транспортованого середовища. Проаналізував вплив довжини секцій і параметрів пружних елементів на спектр власних частот та умови виникнення небезпечних резонансних режимів)

3. Тікан Ю. М., Нестеренко М. М. Аналітичне дослідження коливального режиму вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами. *System technologies*. 2026. Т. 2, № 163. С. 152–160. URL: <https://doi.org/10.34185/1562-9945-2-163-2026-14> (Побудував розрахункову схему системи з урахуванням поступального переміщення центра мас лотка у горизонтальному і вертикальному напрямках, що дало змогу подати робочий процес у вигляді плоскої динамічної моделі. Отримав аналітичні співвідношення для визначення складових відцентрових сил, сумарної збурювальної дії, кінетичної та потенціальної енергії системи.)

4. Тікан Ю., Нестеренко М. Урахування вищих гармонік у розрахунках вібраційно-транспортної установки. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. 2026. № 2 (157). С. 232–236. URL: <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2026.2.24> (Дослідив динамічну систему вібраційного конвеєра з пружною підвіскою та двома дебалансними віброзбуджувачами. Отримав аналітичні залежності для визначення амплітуд окремих гармонічних складових, максимальної амплітуди переміщення та еквівалентної середньоквадратичної амплітуди коливань)

5. Нестеренко, Т., Замахін, А., Тікан, Ю., Kadzhi, T.-D. (2026). Дослідження режимів роботи вібраційного конвеєра-класифікатора при

транспортуванні сипких матеріалів. Техніка будівництва, (44), 119-127. <https://doi.org/10.32347/tb.2026-44.0713> (Провів дослідження режимів роботи вібраційного конвеєра-класифікатора, виконав порівняння розрахункових і середніх експериментальних значень швидкості транспортування)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

6. Тікан Ю.М., Вібраційні бункерні живильники Тікан Ю.М., Нестеренко М.М., VII Всеукр. наук.-техн. конф.«Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (25 квітня 2024 р.). – Полтава : Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2024. С. 140–142.

7. Назаренко І. І., Нестеренко М. М., Тікан Ю. М., Квасневський О. В. Оптимізація конструкцій вібраційних транспортерів для транспортування сипких матеріалів у сучасній промисловості. Тези 77-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». Т. 1. Полтава : Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2025. С. 247–249.

8. Назаренко І. І., Тікан Ю. М., Нестеренко М. М., Нестеренко Т. М. Оцінювання пікових прискорень вібраційно-транспортувальної установки з урахуванням вищих гармонік. Тези 78-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». Т. 1. Полтава : Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2026. С. 266–267.

ABSTRACT

Tikan Yurii. Enhancement of the efficiency of vibration equipment for material transportation – Manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 133 – Industrial Engineering. National University “Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic”. Poltava, 2026.

The dissertation is devoted to solving the urgent scientific and technical task of improving the efficiency of vibration equipment for the transportation of bulk materials by substantiating the structural, dynamic, and operational parameters of a vibrating conveyor. The relevance of the study is determined by the need to increase the productivity, energy efficiency, and reliability of transport-technological processes in the construction, mining, metallurgical, and other industries, as well as by the insufficient efficiency of traditional conveying systems, which do not ensure stable operating modes, rational energy use, or proper adaptation to changing properties of the transported material.

The first chapter analyzes existing designs and operating principles of vibration equipment for material transportation, considers the specific features of bulk media movement along the working members of vibrating machines, and identifies the main factors affecting transportation productivity and stability. Based on a review of scientific sources and design solutions, the principal shortcomings of existing systems were identified, and the necessity of improving the parameters of vibrating conveyors was substantiated.

The second chapter develops theoretical provisions and design relationships for studying the operating process of a vibrating conveyor. The influence of the mass-inertial parameters of the system, the stiffness of the elastic suspension, the parameters of the vibration exciter, and vibration modes on amplitude, velocity, acceleration, and the conditions of stable material movement is considered. Analytical relationships were obtained for determining the rational structural and operational parameters of vibration equipment.

The third chapter describes the design of a laboratory vibrating conveyor and the methodology for conducting experimental studies. An experimental verification of the influence of the rotational speed of the unbalances, loading parameters, and the length of the working member on the efficiency of bulk material transportation was carried out. The results confirmed the operability of the adopted design scheme, established regularities in the change of conveyor productivity, and determined rational operating modes.

The fourth chapter presents a methodology for the engineering calculation and design of a vibrating conveyor, provides calculation results for equipment variants with lengths of 2, 4, and 6 m, and includes a technical and economic assessment of the proposed solutions. It was established that the 4 m conveyor variant is the most balanced in terms of the combination of technical and economic indicators. The developed recommendations can be used in the design and implementation of vibration equipment for transporting bulk materials under industrial conditions.

The scientific novelty of the obtained results lies in the following:

- rational structural and operational parameters of vibration equipment for bulk material transportation have been substantiated, ensuring a stable vibration mode, increased transportation productivity, and reduced non-productive energy consumption;

- regularities of the influence of the main energy-kinematic parameters of a vibrating conveyor, in particular vibration frequency, amplitude, acceleration, stiffness of the elastic system, and excitation force of the vibration exciter, on the intensity of bulk material movement have been established;

- a calculation model of the dynamic interaction in the system “vibrating conveyor – elastic suspension – bulk material” has been developed, taking into account the mass-inertial parameters of the oscillatory system, the characteristics of the suspension, and the conditions for implementing a stable conveying mode;

- for the first time, analytical dependences have been obtained for determining rational parameters of a vibrating conveyor, making it possible to coordinate productivity, conveyor length, vibration mode parameters, suspension stiffness, and drive power;

- the methodology for assessing the efficiency of vibration transportation of materials has been improved on the basis of an integrated consideration of productivity, specific energy consumption, dynamic characteristics of the system, and the structural parameters of the conveyor;

- the effectiveness of the proposed approach to selecting operating modes of a vibrating conveyor has been experimentally confirmed, and rational operating conditions for conveyors of different lengths have been established.

The practical significance of the obtained results lies in the fact that the author obtained new scientifically substantiated results that formed the basis for creating effective vibration equipment for the transportation of bulk materials with increased productivity, rational energy consumption, and stable operating modes.

Based on theoretical and experimental studies, a methodology for the engineering calculation and design of a vibrating conveyor has been developed, making it possible to determine its main structural, dynamic, and energy parameters with regard to trough length, properties of the transported material, and the vibration excitation mode.

The proposed approach made it possible to calculate and substantiate the parameters of vibrating conveyors with lengths of 2, 4, and 6 m, for which rational operating modes were established, the stiffness of the elastic suspension was determined, and the required excitation force and drive power were defined. According to the results of the technical and economic assessment, it was established that the 4 m conveyor variant is the most balanced in terms of the combination of technical and economic indicators.

The results of the dissertation can be used in the design, modernization, and implementation of vibrating conveyors in the construction, mining,

metallurgical, and other industries where efficient transportation of bulk materials is required.

The obtained scientific and technical results can be introduced into the educational process when teaching disciplines related to the theory of machines and mechanisms, machine dynamics, vibration engineering, and the design of transport-technological equipment for higher education students in specialty 133 “Industrial Engineering”.

Keywords: vibrating conveyor, vibrating machine, material transportation, bulk materials, vibration mode, amplitude, frequency of oscillations, vibrator, vibration exciter, vibration, frequency, energy efficiency, unbalance, wave equation.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	15
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	25
1.1. Теоретичні основи вібраційного транспортування	25
1.2. Конструктивні особливості та класифікація вібраційних транспортуючих машин	46
1.3 Типи збуджувачів коливань вібраційних транспортуючих машин .	60
1.4. Резонансні режими роботи та самосинхронізація дебалансних віброзбуджувачів у вібраційних транспортуючих машинах	65
1.5 Системи керування та стабілізації режимів роботи вібраційних транспортуючих машин	73
1.6 Реологія руху матеріалів по поверхні лотка вібраційного конвеєра .	75
1.7 Висновки з розділу, мета та задачі дослідження.	78
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ВІБРАЦІЙНИХ КОНВЕЄРІВ З ДВОМА ВІБРОЗБУДЖУВАЧАМИ.....	81
2.1 Дослідження робочих процесів у вібраційних конвеєрах з двома віброзбуджувачами	81
2.2 Розроблення динамічної моделі вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами.....	92
2.2.1 Кінематична схема та сили інерції віброзбуджувачів	94
2.2.2 Урахування вищих гармонік збудження	95
2.2.3 Кінетична енергія системи.....	96
2.2.4 Потенціальна енергія системи	97
2.2.5 Дисипативна функція	98
2.2.6 Рівняння руху за Лагранжем	98
2.2.7 Узагальнені сили та модель двигунів.....	99
2.2.8 Урахування транспортованого матеріалу	100

2.2.9 Узагальнення моделі з урахуванням вищих гармонік.....	101
2.3 Аналіз динамічних характеристик та умов самосинхронізації віброзбуджувачів.....	101
2.3.1 Лінеаризація рівнянь руху	102
2.3.2 Амплітудно-частотні характеристики системи	103
2.3.3 Умови самосинхронізації віброзбуджувачів.....	104
2.3.4 Вплив вищих гармонік на динаміку системи.....	104
2.3.5 Вплив транспортованого матеріалу на динаміку конвеєра	105
2.11 Висновки з розділу 2	107
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТЕРУ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ	108
3.1. Основні вихідні положення та задачі досліджень.	108
3.2 Опис конструкції лабораторної установки для проведення експериментальних досліджень та особливості розрахунку.	110
3.2.1 Опис конструкції лабораторної установки	110
3.2.2 Особливості розрахунку лабораторної установки.....	113
3.2.3 Урахування вищих гармонік у розрахунках лабораторної установки	121
3.2.3 Прототип установким.....	125
3.3 Експериментальні дослідження.....	127
3.3 Висновки до 3 розділу.....	152
РОЗДІЛ 4 ІНЖЕНЕРНЕ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ТА ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ	154
4.1. Інженерне обґрунтування конструктивних і режимних параметрів вібраційного обладнання для транспортування матеріалів	154

4.2. Методика інженерного розрахунку та проектування вібраційного транспортера.....	157
4.3. Оцінка техніко-економічної ефективності впровадження вібраційного транспортера	162
4.4 Висновки до розділу 4.....	165
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	167
ДОДАТОК А.....	183
ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	183

ВСТУП

У сучасних умовах розвитку промислового виробництва, логістичних систем і технологічних комплексів особливого значення набуває ефективне транспортування сипучих, зернистих та дрібнокускових матеріалів. Надійність і продуктивність транспортно-технологічних процесів істотно впливають на загальну ефективність функціонування підприємств будівельної, гірничодобувної, металургійної, хімічної та агропромислової галузей. У цих умовах одним із пріоритетних напрямів розвитку машинобудування є підвищення ефективності вібраційного обладнання для транспортування матеріалів, яке поєднує простоту конструкції, технологічну універсальність і можливість інтенсифікації процесу переміщення вантажу.

Протягом останніх десятиліть спостерігається стійка тенденція до розширення застосування вібраційних транспортерів у різних сферах промисловості. Це зумовлено їх здатністю забезпечувати не лише переміщення матеріалів, а й одночасне виконання супутніх технологічних операцій, зокрема дозування, сортування, підсушування, охолодження або очищення матеріалу в процесі транспортування. Зростання вимог до безперервності виробничих процесів, зменшення енергоспоживання, підвищення експлуатаційної надійності та адаптивності обладнання до різних умов роботи обумовлює необхідність удосконалення існуючих конструкцій вібраційних транспортерів та методів їх розрахунку.

Переважна частина транспортно-технологічних процесів, пов'язаних із переміщенням сипучих матеріалів, сьогодні реалізується за допомогою механічних конвеєрів різних типів, серед яких вібраційні транспортери займають важливе місце завдяки своїй компактності, відносно невеликій металоємності, можливості роботи в герметичному виконанні та високій ефективності при транспортуванні матеріалів із різними фізико-механічними властивостями. Водночас сучасні виробничі умови вимагають не лише забезпечення заданої продуктивності транспортування,

а й підвищення стабільності коливального режиму, зниження динамічних навантажень на конструкцію та раціонального використання енергії приводу.

Однією з основних переваг вібраційного транспортування є можливість спрямованого переміщення матеріалу внаслідок коливального руху робочого органу. Саме параметри цього руху – амплітуда, частота, прискорення, траєкторія коливань – визначають інтенсивність транспортування, рівномірність подачі матеріалу та ефективність роботи машини в цілому. Найбільш поширеними у промисловості є інерційні вібраційні транспортери з дебалансними віброзбуджувачами, які завдяки конструктивній простоті та надійності набули широкого застосування в багатьох галузях. Проте традиційні конструкції таких машин не завжди повною мірою відповідають сучасним вимогам щодо енергоефективності, стабільності режимів роботи, довговічності елементів підвісу та можливості адаптації до змінних параметрів транспортованого матеріалу.

У цьому контексті розроблення ефективного вібраційного обладнання для транспортування матеріалів, яке забезпечує раціональне поєднання конструктивних параметрів, динамічних характеристик і режимів збудження коливань, є важливим науково-технічним завданням. Особливо актуальним воно є для транспортерів, що працюють у змінних режимах навантаження, при різній довжині робочого органу та за необхідності забезпечення стійкого переміщення матеріалу без перевитрати енергії. Удосконалення методів розрахунку й проектування таких машин дозволяє підвищити продуктивність транспортних процесів, зменшити енерговитрати та забезпечити надійну роботу обладнання в реальних виробничих умовах.

Актуальність теми.

У сучасних умовах розвитку промислового виробництва, післявоєнного відновлення економіки України та модернізації транспортно-технологічних систем особливого значення набуває

забезпечення безперервного, надійного й енергоефективного переміщення сипучих матеріалів. Ефективне транспортування сировини, напівфабрикатів і готових продуктів є необхідною умовою стабільної роботи підприємств будівельної, гірничодобувної, металургійної, хімічної та агропромислової галузей. Саме тому підвищення ефективності транспортного обладнання, здатного працювати в складних виробничих умовах, є важливим науково-технічним і практичним завданням.

Значна частина операцій з переміщення сипучих і дрібнокускових матеріалів здійснюється з використанням конвеєрних систем різних типів. Серед них вібраційні транспортери займають особливе місце завдяки простоті конструкції, компактності, можливості регулювання режимів роботи, а також здатності поєднувати транспортування з виконанням додаткових технологічних операцій, таких як дозування, сортування, очищення чи підсушування матеріалу. Разом із тим на практиці значна кількість таких машин виготовляється за спрощеними схемами без достатнього обґрунтування їхніх конструктивних, динамічних і режимних параметрів, що призводить до зниження продуктивності, нестійкості коливального режиму, підвищених динамічних навантажень та перевитрати енергії.

Особливої уваги потребують питання забезпечення стійкого транспортувального режиму, оскільки саме характер коливального руху робочого органу визначає інтенсивність переміщення матеріалу, рівномірність його подачі та загальну ефективність роботи машини. Найбільш поширеними в промисловості є вібраційні транспортери з інерційними віброзбуджувачами, які забезпечують переміщення матеріалу за рахунок спрямованих коливань жолоба або робочої поверхні. Такі машини мають суттєві переваги, однак їх ефективність значною мірою залежить від правильного вибору частоти й амплітуди коливань, параметрів пружного підвісу, масово-інерційних характеристик системи та властивостей транспортованого матеріалу.

Проте на сьогодні недостатньо вивченими залишаються питання комплексної оптимізації параметрів вібраційного транспортера з урахуванням довжини робочого органу, режимів завантаження, жорсткості підвісу, характеристик вібробуджувача та фізико-механічних властивостей сипучого середовища. Відсутній універсальний науково обґрунтований підхід до оцінювання ефективності процесу вібраційного транспортування, який би базувався на комплексному врахуванні динаміки системи «вібраційний транспортер – пружний підвіс – сипучий матеріал». Саме тому дослідження процесів взаємодії робочого органу вібраційного транспортера з транспортованим матеріалом та обґрунтування раціональних конструктивних і режимних параметрів такого обладнання є науково і практично актуальним завданням.

Розв'язання цієї проблеми можливе шляхом розроблення та вдосконалення вібраційного обладнання нового покоління, для якого конструктивні параметри, динамічні характеристики та режими роботи визначаються на основі теоретичних і експериментальних досліджень. Такі машини повинні забезпечувати стабільну продуктивність транспортування, економічність у споживанні енергії, надійність експлуатації та відповідність сучасним вимогам промислового виробництва.

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є обґрунтування, розроблення та дослідження високоефективного вібраційного обладнання для транспортування сипучих матеріалів, яке забезпечує підвищення продуктивності переміщення, зниження енерговитрат і стабільність коливального режиму за рахунок раціонального вибору конструктивних, динамічних і режимних параметрів вібраційного транспортера.

Для досягнення означеної мети в роботі вирішувалися наступні задачі:

– провести аналіз існуючих конструкцій вібраційних транспортерів та обладнання для транспортування сипучих матеріалів;

- встановити основні фактори, що впливають на ефективність вібраційного транспортування матеріалів, зокрема конструктивні параметри машини, характеристики пружного підвісу, параметри віброзбудження та властивості транспортованого середовища;
- розробити математичну модель динамічної взаємодії елементів системи «вібраційний транспортер – пружний підвіс – сипучий матеріал»;
- встановити залежності між основними параметрами коливального режиму та показниками ефективності транспортування сипучого матеріалу;
- розробити інженерну методику визначення раціональних конструктивних і режимних параметрів вібраційного транспортера;
- спроектувати та виготовити дослідний зразок вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами;
- провести експериментальні дослідження коливального режиму та процесу транспортування сипучого матеріалу на лабораторній установці;
- виконати техніко-економічну оцінку запропонованих конструктивних рішень та надати рекомендації щодо впровадження результатів дослідження у практику проектування й експлуатації вібраційних транспортерів.

Об’єкт дослідження– процес вібраційного транспортування сипучих матеріалів.

Предмет дослідження– вібраційний транспортер, його конструктивні параметри, коливальні режими та закономірності взаємодії робочого органу з сипучим матеріалом у процесі транспортування.

Методи дослідження

Методи дослідження ґрунтуються на положеннях класичної теорії коливань механічних систем, теорії машин і механізмів, динаміки машин, механіки сипучих середовищ та основ проектування транспортно-технологічного обладнання. Для побудови математичної моделі динамічної взаємодії вібраційного транспортера з сипучим матеріалом

застосовано диференціальні рівняння коливального руху з урахуванням масово-інерційних параметрів системи, жорсткості пружного підвісу, збурювальної сили віброзбуджувача та умов стійкого транспортувального режиму.

Аналіз моделей здійснювався аналітичними та чисельно-аналітичними методами. Розрахунок параметрів коливального режиму, амплітудно-частотних характеристик, збурювальної сили, жорсткості підвісу та потужності приводу проводився з урахуванням умов забезпечення стійкого переміщення матеріалу по робочому органу транспортера.

Експериментальні дослідження проводилися на спеціально створеній лабораторній установці вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами за методикою планування експерименту. Обробка результатів включала застосування методів статистичного аналізу, регресійного моделювання, оцінки адекватності отриманих залежностей та перевірки достовірності експериментальних даних.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у тому, що:

– обґрунтовано раціональні конструктивні та режимні параметри вібраційного обладнання для транспортування сипучих матеріалів, які забезпечують стійкий коливальний режим, підвищення продуктивності транспортування та зниження непродуктивних енерговитрат;

– встановлено закономірності впливу основних параметрів коливального режиму вібраційного транспортера, зокрема частоти, амплітуди, прискорення коливань, жорсткості пружного підвісу та збурювальної сили віброзбуджувача, на інтенсивність переміщення сипучого матеріалу;

– розроблено математичну модель динамічної взаємодії системи «вібраційний транспортер – пружний підвіс – сипучий матеріал», яка враховує масово-інерційні параметри коливної системи, характеристики підвісу та умови реалізації стійкого транспортувального режиму;

- отримано аналітичні залежності для визначення раціональних параметрів вібраційного транспортера, що дозволяють узгодити продуктивність, довжину робочого органу, параметри коливального режиму, жорсткість підвісу та потужність приводу;

- експериментально підтверджено ефективність використання вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами для транспортування сипучих матеріалів та встановлено раціональні режими його роботи для конвеєрів різної довжини;

- удосконалено методику оцінювання ефективності вібраційного транспортування матеріалів на основі комплексного врахування продуктивності, питомих енерговитрат, динамічних характеристик системи та конструктивних параметрів транспортера.

Практичне значення одержаних результатів полягає у:

- розробленні науково обґрунтованої методики інженерного розрахунку конструктивних, динамічних та енергетичних параметрів вібраційних транспортерів для транспортування сипучих матеріалів із заданими характеристиками;

- створенні експериментально-дослідного зразка вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами, який забезпечує стійкий коливальний режим і можливість дослідження процесу транспортування сипучих матеріалів за різних параметрів завантаження та довжини робочого органу;

- підвищенні технологічної ефективності процесу транспортування за рахунок вибору раціонального коливального режиму, що дозволяє зменшити питомі енерговитрати та забезпечити стабільність переміщення матеріалу;

- впровадженні результатів дослідження у навчальний процес Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» та на кафедрі галузевого машинобудування та мехатроніки;

– використанні розробленої установки як базового лабораторного стенду для подальших експериментальних досліджень впливу параметрів коливань на ефективність транспортування сипучих матеріалів різних типів.

Особистий внесок автора

Результати досліджень, викладені в дисертації, отримані автором самостійно. У наукових публікаціях [65, 68, 75, 77, 78, 97, 98, 99], виконаних у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає у:

– проведенні теоретичних досліджень динаміки коливального руху робочого органу вібраційного транспортера, побудові математичних моделей взаємодії системи «вібраційний транспортер – пружний підвіс – сипучий матеріал», а також у розрахунках раціональних режимів роботи та параметрів коливального процесу;

– виконанні аналізу конструкцій вібраційних конвеєрів, оцінюванні особливостей їх будови та експлуатації, а також у систематизації основних факторів, що впливають на ефективність транспортування сипучих матеріалів;

– розробленні технічної концепції вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами, виконанні розрахунків його основних параметрів, побудові 3D-моделі та конструюванні дослідного зразка;

– організації та проведенні експериментальних досліджень коливального режиму вібраційного транспортера, підготовці методик вимірювань, зборі та статистичній обробці експериментальних даних;

– обґрунтуванні технічних рішень щодо геометричних параметрів робочого органу, виборі параметрів підвісу, режимів віброзбудження та оцінці їх впливу на продуктивність і енергоефективність транспортування;

– виведенні розрахункових залежностей для визначення амплітуди, швидкості, прискорення, жорсткості пружної системи, збурювальної сили та потужності приводу, а також у формулюванні аналітичних залежностей для оцінки ефективності вібраційного транспортування матеріалів;

– плануванні експерименту, проведенні випробувань вібраційного конвеєра з різною довжиною робочого органу, аналізі отриманих результатів та побудові графічних залежностей для обґрунтування раціональних параметрів машини.

Апробація результатів дослідження. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися й одержали позитивну оцінку на наукових конференціях, семінарах і засіданнях кафедри впродовж 2024–2026 рр., зокрема:

– науково-практичних конференціях, присвячених проблемам теорії та практики вібраційних машин, транспортно-технологічного обладнання, будівельних і машинобудівних систем;

– міжнародних та всеукраїнських науково-технічних конференціях, у межах яких розглядалися питання динаміки машин, оптимізації параметрів вібраційного обладнання, енергоефективності технологічних процесів і транспортування сипучих матеріалів;

– наукових семінарах кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», де обговорювалися результати теоретичних та експериментальних досліджень коливального режиму вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами;

– під час підготовки та обговорення наукових публікацій, у яких висвітлено результати аналізу конструкцій вібраційних конвеєрів, оптимізації їх геометричних параметрів, аналітичного дослідження коливального режиму та експериментальної перевірки працездатності запропонованої конструкції.

Результати досліджень апробовано при виконанні теоретичних розрахунків, експериментальних випробувань лабораторного зразка вібраційного конвеєра та обговоренні отриманих залежностей на наукових заходах, що дало змогу уточнити основні положення роботи, підтвердити достовірність отриманих результатів і сформулювати практичні

рекомендації щодо проєктування та використання вібраційного обладнання для транспортування сипучих матеріалів.

Публікації. За темою дисертації опубліковано **8 друкованих робіт**, які відображають її основний зміст, у тому числі:

- **5 статей** у наукових фахових виданнях, внесених до переліку наукових фахових видань України категорії «Б»;
- **3 публікації** у збірниках матеріалів і тез доповідей на міжнародних та всеукраїнських наукових конференціях.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Теоретичні основи вібраційного транспортування

Транспортування сипучих матеріалів механічними засобами є одним із ключових етапів у багатьох виробничих процесах, що значною мірою визначає ефективність та продуктивність функціонування промислових технологічних систем. Раціональна організація процесу переміщення матеріалів забезпечує безперервність технологічних операцій, оптимізацію матеріальних потоків та зниження енергетичних витрат виробництва. Дослідження теоретичних і прикладних аспектів транспортування сипучих матеріалів [1–5, 13, 52] дозволяють узагальнити сучасні підходи до проєктування транспортного обладнання та визначити основні закономірності його роботи. Водночас, незважаючи на значну кількість наукових досліджень, досі не сформовано єдиної універсальної теорії, яка б комплексно описувала всі фізико-механічні процеси та закономірності переміщення сипучих матеріалів у вібраційних транспортних системах [6, 15, 21].

Одним із поширених підходів до аналізу процесу транспортування сипучих середовищ є ймовірнісна теорія, що ґрунтується на моделюванні руху окремих частинок матеріалу по транспортуючій поверхні [6, 21]. У межах цього підходу рух частинки розглядається як результат взаємодії між зерном матеріалу та поверхнею робочого органу транспортера. При цьому передбачається, що частинка умовно має сферичну форму, а її переміщення визначається початковими умовами руху, характеристиками контактної взаємодії та параметрами коливального процесу робочого органу [6–8]. Ймовірнісні моделі дозволяють оцінювати статистичні характеристики руху матеріалу та визначати закономірності формування транспортного потоку.

Сучасні дослідження в цій галузі зосереджені на вивченні впливу геометричних і динамічних параметрів транспортуючих поверхонь на ефективність переміщення сипучих матеріалів. До основних факторів, що визначають інтенсивність транспортування, належать форма та геометрія робочої поверхні, амплітуда і частота коливань, напрямок збудження вібрацій, а також кут нахилу транспортуючої площини [1, 3–5, 23]. Встановлено, що раціональний вибір цих параметрів дозволяє суттєво підвищити швидкість переміщення матеріалу, забезпечити стабільність транспортного потоку та зменшити енергетичні витрати процесу. Подальший розвиток наукових досліджень у цьому напрямі спрямований на вдосконалення існуючих технологічних рішень, розроблення нових конструкцій вібраційних транспортувальних систем і підвищення їх експлуатаційної ефективності [17, 20].

Вібраційні плоскі та вертикальні транспортувальні пристрої характеризуються значною різноманітністю конструктивних схем і способів збудження коливань, що визначають їхні експлуатаційні та технологічні можливості (рисунок 1.1) [30, 85]. Конструкція таких систем може включати різні типи пружних підвісок, віброзбуджувачів та робочих органів, що дозволяє адаптувати їх до специфічних умов транспортування різних видів сипучих матеріалів.

У сучасній промисловості найбільшого поширення набули гіраційні (ексцентрикові) та інерційні вібраційні транспортери. Гіраційні транспортери використовують ексцентрикові механізми для створення коливань робочого органу, тоді як інерційні системи базуються на використанні дебалансних віброзбуджувачів. Залежно від характеру коливального руху робочого органу інерційні транспортери поділяються на пристрої з ненаправленими коливаннями (зокрема круговими) та системи з направленими коливаннями, які отримали назву самобалансних транспортерів [13, 52, 104]. Такі конструкції забезпечують ефективне транспортування сипучих матеріалів за рахунок формування спрямованого

коливального руху робочої поверхні та раціонального використання енергії збудження.



а) плоскі



б) вертикальні

Рисунок 1.1 – Вібраційні конвеєри

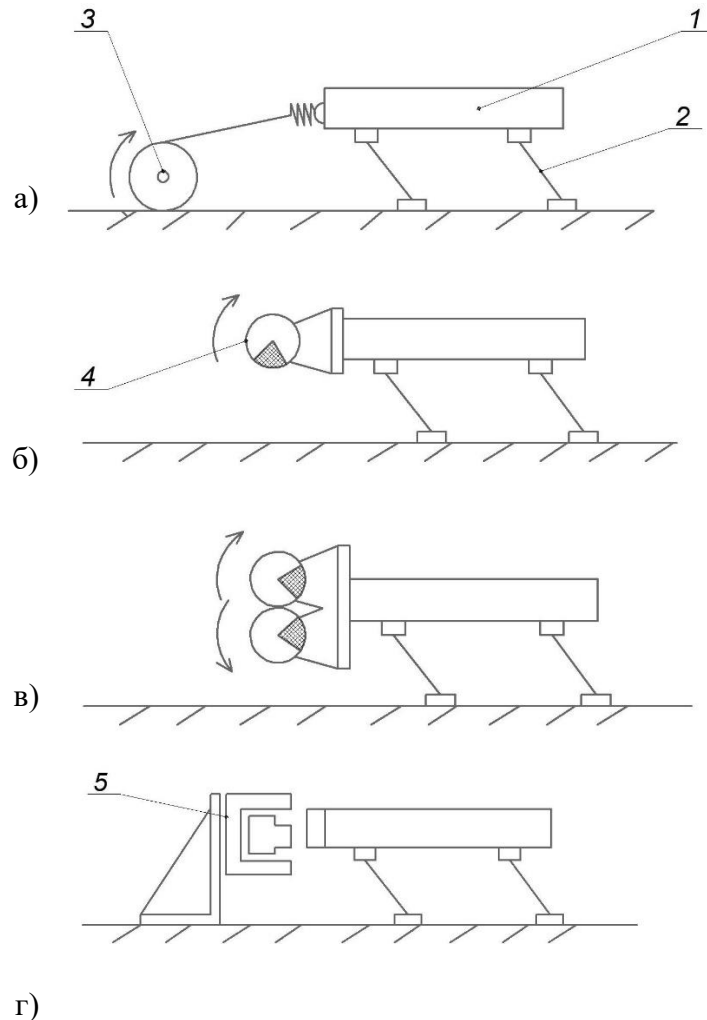
Головною функцією вібраційних транспортерів є переміщення, дозування та, у ряді випадків, сортування матеріалів за розміром безпосередньо в процесі транспортування. Ефективність функціонування таких систем визначається параметрами коливального руху робочого органу, зокрема траєкторією, амплітудою та частотою коливань. Ці параметри формуються динамічними характеристиками системи, які залежать від величини вимушувальної сили, що генерується приводом, маси рухомих елементів, жорсткості та кількості пружних елементів, а також їхнього взаємного розташування у конструкції машини [30, 61, 85]. У сукупності зазначені параметри визначають умови взаємодії частинок матеріалу з робочою поверхнею транспортера та формують характер їхнього переміщення.

Переміщення матеріалу у вібраційних транспортерах забезпечується коливальним рухом робочого органу, який передається від вібробудувача до рухомої рами через систему пружних елементів. У результаті виникають періодичні інерційні сили, що спричиняють відносне переміщення частинок матеріалу вздовж транспортуючої поверхні. Такі пристрої широко застосовуються для транспортування кускових і сипких матеріалів, розділення сумішей за розміром частинок через калібровані отвори робочої поверхні, видалення надлишкової вологи з матеріалу, а також для виконання комбінованих технологічних операцій. До таких операцій належать, наприклад, одночасне транспортування, промивання матеріалу, поділ дрібних частинок і їх подальше зневоднення [30, 85]. За принципом дії та конструктивними особливостями вібраційні транспортери мають багато спільних рис із вібраційними грохотами, що пояснюється подібністю механізму передачі коливань і характеру взаємодії матеріалу з робочою поверхнею.

Завдяки універсальності та високій технологічній ефективності вібраційні транспортери широко застосовуються у різних галузях промисловості. У гірничодобувній галузі вони використовуються для транспортування та попередньої класифікації матеріалів перед дробленням, промивання корисних копалин перед процесами збагачення у важких середовищах, а також для очищення суспензій і зневоднення збагачених продуктів [30, 79]. У гірничо-хімічній та вугільній промисловості вібраційні транспортери забезпечують сортування таких матеріалів, як вугілля, щебінь або піщано-гравійні суміші, перед їх подальшим транспортуванням або відвантаженням кінцевим споживачам. У металургійній промисловості ці установки використовуються для відділення дрібних частинок, непридатних за розміром, зі складу сирих окатишів, а також для повторного сортування продукції після процесу випалу. Продуктивність таких установок визначається технологічними

вимогами конкретного виробництва, а ефективність процесу транспортування в оптимальних режимах може досягати 90–95 % [1, 5, 23].

Основні конструктивні схеми та механізми збудження коливань у вібраційних транспортерах наведено на рисунку 1.2 [13, 20, 52].



1– рухома рама; 2 – ресори; 3 – ексцентриковий привід; 4 – віброзбуджувач дебалансний; 5 – електромагнітний віброзбуджувач

а) ексцентриковий привід механічний; б) вібраційний дебалансний привід ; в) вібраційний дебалансний спрямованої дії ; г) електромагнітний

Рисунок 1.2 – Конструктивні схеми та елементи збудження вібраційних конвеєрів

Різноманіття конструктивних схем вібраційних транспортерів та способів збудження коливань обумовлює широкий спектр їхніх експлуатаційних характеристик. Залежно від типу приводу, конструкції

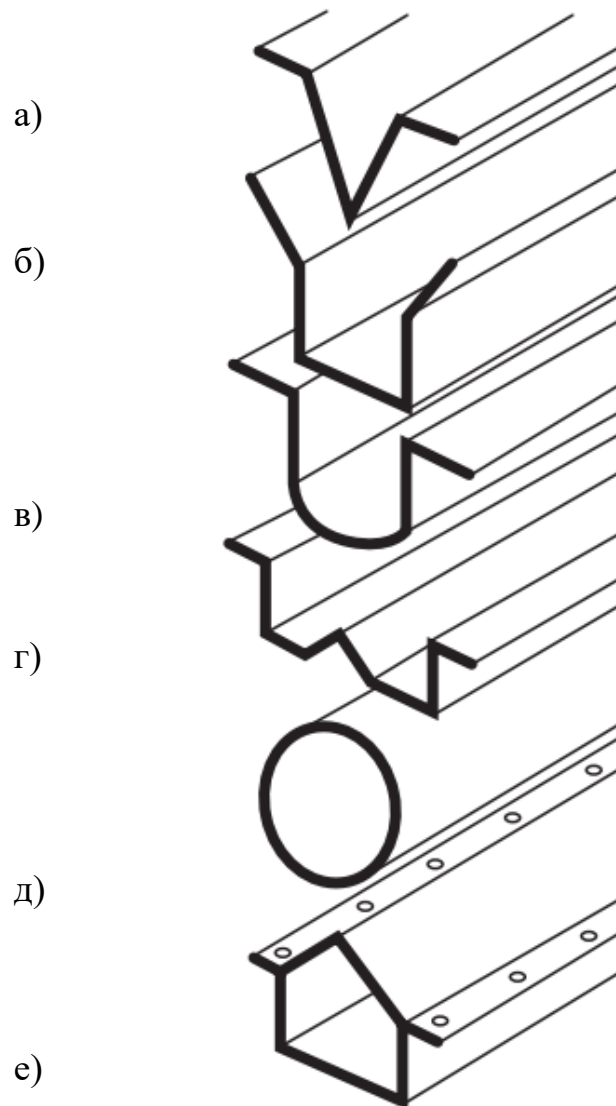
пружної системи та кінематичних особливостей робочого органу формуються різні режими коливального руху, які визначають ефективність транспортування матеріалу.

Порівняльний аналіз плоских вібраційних транспортерів з іншими типами транспортного обладнання свідчить про низку їхніх важливих експлуатаційних переваг. Зокрема, такі транспортери характеризуються меншою масою конструкції та компактнішими габаритними розмірами при забезпеченні однакової або навіть більшої продуктивності порівняно з традиційними стрічковими або скребковими транспортерами. Це пояснюється особливостями динаміки коливального руху робочого органу, що забезпечує інтенсивне переміщення матеріалу по всій площині транспортуючої поверхні [1, 3, 23, 30].

Підвищення ефективності роботи вібраційних транспортерів досягається завдяки постійній участі всієї площі робочої поверхні у процесі транспортування матеріалу. У процесі роботи відбувається періодичне підкидання частинок матеріалу, що зменшує сили тертя між матеріалом і поверхнею транспортера та сприяє більш рівномірному розподілу матеріального потоку. Активна фаза підкидання забезпечує інтенсифікацію переміщення матеріалу та підвищує рівномірність його транспортування, що є важливим фактором стабільності технологічного процесу [5, 17, 85].

Важливу роль у забезпеченні ефективності транспортування відіграє конструкція робочої поверхні транспортера. Залежно від технологічного призначення та властивостей матеріалу можуть застосовуватися різні варіанти транспортуючих поверхонь, які відрізняються формою поперечного перерізу, типом профілю та наявністю додаткових конструктивних елементів. Найбільш поширеними є плоскі, жолобчасті та трубчасті конструкції робочих органів, що забезпечують оптимальні умови транспортування різних типів сипучих матеріалів [30, 52, 85]. Основні

варіанти конструкції робочої поверхні вібраційних транспортерів наведені на рисунку 1.3.



а) в подібні, б) фланцеві, в) прямокутної форми з округленим низом, г) прямокутної форми з ребром жорсткості, д) трубчасті, е) прямокутної форми з критим верхом

Рисунок 3 – Типи робочої поверхні вібраційних конвеєрів

Вібраційні транспортери знаходять широке застосування у різних галузях промисловості та машинобудування завдяки високим вимогам до якості, продуктивності та надійності технологічного обладнання, що використовуються для транспортування сипучих матеріалів. Особливості конструкції таких машин ґрунтуються на принципі динамічного збудження

коливань робочого органу, що забезпечує переміщення матеріалу вздовж транспортуючої поверхні. Реалізація цього принципу обумовлює специфічні вимоги до конструкції та експлуатаційних характеристик вібраційних транспортерів, зокрема до параметрів коливального руху, динамічної рівноваги системи та енергетичної ефективності роботи обладнання [30, 61, 85].

До основних показників, що характеризують якість та надійність роботи вібраційних транспортерів, належать стабільність функціонування коливальної системи, величина та стабільність вимушувальної сили, що створюється вібробуджувачем, а також ступінь урівноваженості конструкції. Важливим фактором є також динамічна узгодженість параметрів системи «вібробуджувач – пружна система – робочий орган», яка визначає ефективність передачі енергії коливань та забезпечує необхідні умови для стабільного переміщення матеріалу [20, 51, 63]. Недостатня урівноваженість або неправильний вибір параметрів коливальної системи можуть призводити до підвищених динамічних навантажень, зниження надійності обладнання та зростання енергетичних витрат.

Серед різноманітних типів вібраційних транспортерів найбільшого поширення у сучасній промисловості нерудних матеріалів набули інерційні транспортери. Їх популярність зумовлена відносною простотою конструкції, високою надійністю роботи та економічною доцільністю використання. У таких транспортерах коливальний рух робочого органу створюється за рахунок дії відцентрових сил дебалансних вібробуджувачів, що забезпечує ефективне формування необхідних режимів транспортування матеріалу [1, 17, 20].

Завдяки конструктивній простоті, високій довговічності та здатності працювати в умовах значних динамічних навантажень інерційні вібраційні транспортери поступово витісняють інші типи транспортуючого обладнання у багатьох технологічних процесах. Вони характеризуються

високою продуктивністю, стабільністю роботи та здатністю забезпечувати надійне транспортування матеріалів навіть у складних умовах експлуатації, що робить їх ефективним рішенням для інтенсивних виробничих процесів у гірничій, будівельній та металургійній промисловості [5, 23, 52].

Конструктивні особливості інерційних транспортерів забезпечують відносно просту будову та мінімальні вимоги до технічного обслуговування, що дозволяє суттєво знизити експлуатаційні витрати у процесі використання такого обладнання. Завдяки універсальності конструкції інерційні транспортери здатні ефективно переміщувати сипучі матеріали різної фракції та фізико-механічних властивостей, що обумовлює їх широке застосування у гірничодобувній, будівельній та металургійній промисловості [30, 52, 85]. Використання вібраційних транспортерів на підприємствах дозволяє оптимізувати транспортно-технологічні процеси, підвищити продуктивність виробничих ліній та зменшити витрати на обслуговування обладнання, що в цілому сприяє підвищенню ефективності функціонування промислових систем [5, 23].

У сучасних умовах постійного підвищення вимог до продуктивності, енергоефективності та екологічності виробничих процесів вібраційні транспортери залишаються важливими елементами систем транспортування сипучих матеріалів. Разом з тим конструкція інерційних транспортерів із простими дебалансними віброзбуджувачами має певні недоліки. Зокрема, у процесі роботи геометрична вісь вала дебалансного віброзбуджувача разом із корпусом здійснює складний просторовий рух, описуючи циліндричну траєкторію. Такий характер руху може негативно впливати на процес транспортування матеріалу, спричиняючи нерівномірний розподіл матеріального потоку, підвищене динамічне навантаження на елементи конструкції та прискорене зношування вузлів приводу, зокрема клиноремінних передач [1, 16, 20].

З метою усунення зазначених недоліків у промисловій практиці широко застосовуються горизонтальні інерційні транспортери з направленими коливаннями. У таких конструкціях використовуються спеціальні навісні віброзбуджувачі, що забезпечують формування спрямованого коливального руху корпусу транспортера. Завдяки цьому створюються більш сприятливі умови для рівномірного переміщення матеріалу по транспортуючій поверхні, зменшуються динамічні навантаження на опорні елементи та підвищується ефективність транспортування [13, 20, 52].

Особливим різновидом таких систем є самобалансні транспортери, які широко застосовуються в умовах обмеженого виробничого простору. Це характерно, зокрема, для мобільних дробильно-сортувальних установок, а також для спеціалізованих технологічних схем, де необхідно забезпечити високу точність та стабільність транспортного процесу. Самобалансні транспортери характеризуються високою продуктивністю та ефективністю роботи. У промислових умовах їхня продуктивність може досягати 150–160 т/год при коефіцієнті ефективності транспортування близько 0,9 [5, 23]. На рисунках 1.4–1.5 наведено приклади технологічних процесів, у яких застосовуються вібраційні конвеєри.



Рисунок 1.4 – Технологічний процес транспортування деталей за допомогою вібраційного конвеєра



Рисунок 1.5 – Технологічний процес транспортування та дозування заготовок

Основним недоліком самобалансних транспортерів є відносна складність їхньої конструкції, що обумовлює підвищену вартість виготовлення та певні труднощі під час технічного обслуговування. Це пов'язано з необхідністю застосування спеціальних віброзбуджувачів, систем синхронізації та більш

складних пружних елементів, які забезпечують формування спрямованого коливального руху робочого органу [13, 20, 52]. Разом з тим зазначені конструктивні особливості забезпечують низку суттєвих переваг, серед яких знижений рівень передавання вібрацій на опорні конструкції, висока точність сортування матеріалів і стабільність роботи системи навіть у складних умовах експлуатації. Завдяки цим характеристикам самобалансні транспортери ефективно використовуються у виробничих процесах, де пред'являються підвищені вимоги до надійності обладнання та стабільності технологічних параметрів. Такі транспортери широко застосовуються у будівельній, гірничодобувній та хімічній промисловості для транспортування сипучих матеріалів у складних експлуатаційних умовах [30, 52, 85].

Поряд із цим інерційні транспортери мають певні конструктивні обмеження. Одним із характерних недоліків таких систем є залежність амплітуди коливань від рівня навантаження робочого органу. У процесі запуску або зупинки транспортера можуть виникати перехідні динамічні режими, що супроводжуються короткочасним збільшенням амплітуди коливань короба. Це призводить до зростання динамічних навантажень на елементи конструкції та опорні вузли, що потребує застосування спеціальних фундаментів або віброзахисних систем для зменшення впливу коливань на будівельні конструкції та інші елементи технологічного обладнання [16, 20, 51].

Незважаючи на зазначені обмеження, інерційні транспортери мають низку суттєвих переваг, які забезпечують їх широке використання у промисловості. Простота конструкції, відносно низька вартість виготовлення і ремонту, висока надійність роботи та достатньо високі технічні показники ефективності роблять ці пристрої одними з найбільш поширених у системах транспортування сипучих матеріалів. Завдяки цьому інерційні вібраційні транспортери набули широкого застосування у гірничодобувній, будівельній, металургійній та агропромисловій галузях,

де вони забезпечують стабільне переміщення матеріалів у різних технологічних процесах [5, 23, 30].

На сучасному етапі розвитку промислового виробництва ринок транспортно-технологічного обладнання пропонує широкий спектр інерційних вібраційних транспортерів, які відрізняються конструктивними особливостями, типом вібробудувачів та режимами коливального руху робочого органу. Така різноманітність конструкцій дозволяє обирати оптимальні технічні рішення залежно від умов експлуатації, фізико-механічних властивостей матеріалу та вимог до продуктивності технологічного процесу [1, 5, 23]. Значне поширення отримали транспортери із середньою площею просіювання, зокрема обладнання серій Derrick і Smico, що працюють у режимах вертикальних або кругових коливань, а також пристрої компанії Midwestern (США), які використовуються для транспортування та сортування сипучих матеріалів.

Транспортери компанії Midwestern характеризуються низкою конструктивних і експлуатаційних переваг. До основних з них належать знижений рівень передавання вібрацій на опорні конструкції, екологічна безпечність роботи, зручність технічного обслуговування та можливість оснащення додатковими технологічними системами, такими як системи водорозпилення або підігріву сит. Продуктивність таких транспортерів може досягати близько 100 м³/год, що робить їх універсальними для транспортування і класифікації різних типів матеріалів. Особливий інтерес становлять моделі, оснащені мультівібраторами та системами паралельно-дугового розташування ярусів сит. Застосування таких технічних рішень дозволяє підвищити ефективність транспортних і сортувальних операцій, забезпечити рівномірний розподіл матеріалу по робочій поверхні та одночасно знизити енергетичні витрати процесу [5, 17].

Сучасні інерційні вібраційні транспортери виконують значно ширший спектр функцій, ніж лише переміщення матеріалу. Вони є важливими елементами комплексних транспортно-технологічних систем, які

забезпечують транспортування, дозування, сортування, зневоднення та підготовку матеріалів до подальших технологічних операцій. Інтеграція декількох вібраційних транспортерів у єдину технологічну систему дозволяє оптимізувати процеси переміщення та класифікації матеріалів, підвищити ефективність виробничих процесів, знизити експлуатаційні витрати та забезпечити підвищення конкурентоспроможності підприємств [23, 30, 79].

Одним із найбільш поширених різновидів вібраційного транспортного обладнання є горизонтальні самобалансні транспортери з великою площею просіювання. Такі установки характеризуються високими показниками продуктивності, що можуть варіюватися в межах від 80 до 400 м³/год залежно від конструкції обладнання та фізико-механічних властивостей транспортованого матеріалу. При цьому ефективність процесу транспортування та сортування матеріалу може досягати 90–96 %, що обумовлює їх широке застосування у промислових технологічних процесах [5, 23].

Застосування самобалансних транспортерів є особливо ефективним під час виконання операцій сортування матеріалів, оскільки конструкція таких установок забезпечує стабільний спрямований характер коливань робочого органу. Це сприяє рівномірному розподілу матеріалу по поверхні транспортера та підвищує точність процесу класифікації. Крім того, однією з важливих переваг таких транспортерів є відносно невелика монтажна висота, що значно спрощує їх встановлення у виробничих приміщеннях з обмеженим простором [13, 52].

Горизонтальні самобалансні транспортери широко застосовуються для транспортування, класифікації та зневоднення сипучих матеріалів у різних галузях промисловості. Зокрема, вони використовуються у гірничодобувній, будівельній, хімічній та металургійній галузях для оброблення товарних матеріалів, що потребують одночасного транспортування та поділу за фракційним складом [30, 79, 85].

Прикладом такого обладнання є продукція китайської компанії WUXI CHANGRONG, яка спеціалізується на виробництві вібраційного транспортно-технологічного обладнання. Вібраційні транспортери цієї компанії характеризуються високою надійністю, ефективністю роботи та адаптованістю до різних умов експлуатації, що сприяє їх широкому використанню у сучасних промислових технологічних процесах. Один із прикладів такого обладнання наведено на рисунку 1.6.



Рисунок 1.6 – Вібраційний конвеєр GZG200

У сучасній промисловості спостерігається стійка тенденція до зростання попиту на високошвидкісні сортувальні машини, що працюють за технологією NSS (Non-Segregated Screening). Одним із прикладів реалізації цієї технології є обладнання компанії Derrick, у конструкції якого застосовано принцип нерівномірного розподілу навантаження на ситову поверхню. Зокрема, початкова частина сита має більший кут нахилу порівняно з кінцевою, що забезпечує інтенсивніший початковий розподіл матеріалу по поверхні та сприяє підвищенню ефективності процесу сортування. Така конструктивна особливість дозволяє не лише підвищити продуктивність обладнання, а й суттєво знизити енергетичні витрати процесу, що робить подібні системи ефективними для виробництв із підвищеними вимогами до продуктивності та енергоефективності [5, 23].

Використання подібних технологічних рішень сприяє підвищенню продуктивності транспортно-сортувальних операцій та зменшенню витрат на експлуатацію обладнання під час транспортування сипучих матеріалів. У результаті досягається підвищення загальної економічної ефективності виробництва та конкурентоспроможності підприємств. Зокрема, значного поширення за кордоном набули резонансні вібраційні транспортери, які застосовуються для транспортування вугілля, руд, щебеню, антрациту, піщано-гравійних сумішей та інших сипучих матеріалів. Такі системи здатні забезпечувати продуктивність до 300–350 т/год при коефіцієнті ефективності транспортування на рівні 0,90–0,96 [17, 20]. У країнах Європейського Союзу подібні транспортери застосовуються рідше і переважно використовуються у вугільній промисловості. Однією з основних їхніх переваг є підвищений коефіцієнт використання потужності електродвигуна порівняно з іншими типами вібраційного обладнання. Виробництво резонансних транспортерів у більшості випадків здійснюється за ліцензіями провідних американських, японських та італійських компаній.

Окремої уваги заслуговують транспортери австрійської компанії L. Binder, які характеризуються високою надійністю, значним ресурсом експлуатації та стабільними показниками роботи у складних умовах промислового виробництва. Аналіз основних типів вібраційних транспортерів, що застосовуються для роботи з нерудними матеріалами, дозволяє визначити основні напрями розвитку галузі та перспективи вдосконалення методів транспортування сипучих матеріалів. Основними критеріями оцінювання ефективності таких систем залишаються продуктивність, ефективність переміщення матеріалу, стабільність транспортного потоку та ступінь забрудненості верхніх шарів сипкої маси [30, 85].

Разом з тим аналіз сучасних конструкцій показує, що лише окремі моделі вібраційних транспортерів оснащуються механізмами регулювання

швидкості руху матеріалу за рахунок керованої зміни параметрів коливального процесу. У більшості випадків швидкість транспортування визначається конструктивними параметрами системи та режимами роботи вібробуджувачів, що обмежує можливості адаптації обладнання до змінних умов експлуатації. У зв'язку з цим актуальним напрямом подальших досліджень є вдосконалення конструкцій вібраційних транспортерів і розроблення методів підвищення ефективності їх роботи шляхом оптимізації параметрів коливального руху та динамічних характеристик системи [1, 20, 77].

Серед сучасних інноваційних розробок у сфері вібраційного транспортування сипких матеріалів особливу увагу привертають модульні вібраційні конвеєри компанії BRUKS SIWERTELL GROUP, які характеризуються високою ефективністю та універсальністю застосування. Конструкція таких систем передбачає використання модульного принципу побудови транспортних ліній, що забезпечує можливість адаптації обладнання до різних виробничих умов та технологічних вимог. Завдяки цьому вібраційні конвеєри даного типу можуть використовуватися для транспортування та обробки сипких матеріалів різних фракцій, а також для переміщення великогабаритних або довгомірних елементів, зокрема обробленої деревини [7, 23].

Одним із прикладів подібного обладнання є вібраційний конвеєр CV330 (рисунок 1.7), який широко застосовується у деревообробній промисловості для транспортування різних видів деревної сировини та продуктів її переробки. Конструкція цього транспортера забезпечує стабільне переміщення матеріалу, високу надійність роботи та можливість інтеграції у складні виробничі технологічні лінії. Практичне використання таких транспортерів у промислових умовах підтверджує їх ефективність та доцільність застосування у процесах транспортування сипких і кускових матеріалів [7].



Рисунок 1.7 – Вібраційний конвеєр CV330

Конструкція сучасних вібраційних конвеєрів забезпечує стабільно високу швидкість транспортування матеріалу навіть за умов значних динамічних навантажень. Такі транспортні системи можуть ефективно інтегруватися у складні технологічні лінії та адаптуватися до змінних умов експлуатації. Одним із ефективних технічних рішень є поєднання вібраційних конвеєрів із сортувальними екранами Bruks, що дозволяє здійснювати розподіл матеріалу за фракційним складом безпосередньо у процесі транспортування. У результаті досягається якісне відокремлення крупних і дрібних частинок матеріалу, а в окремих випадках з'являється можливість відмовитися від використання окремих сортувальних установок, що підвищує універсальність і ефективність технологічної системи [7, 23].

Вібраційні конвеєри широко застосовуються у взаємодії з горизонтальними чіпсерами та можуть ефективно працювати у системах з гравітаційною подачею матеріалу. Крім того, сучасні конструкції таких транспортерів можуть оснащуватися додатковими функціональними елементами, зокрема вбудованими металодетекторами або нагрівальними елементами. Це значно розширює функціональні можливості обладнання та дозволяє використовувати його в умовах підвищених вимог до

технологічної безпеки та якості сировини. Наявність нагрівальних елементів особливо важлива при експлуатації обладнання в умовах низьких температур, де існує ризик змерзання або злипання матеріалу [7].

Основними галузями застосування вібраційних конвеєрів такого типу є лісопильна, деревообробна та целюлозно-паперова промисловість, а також підприємства біоенергетики. Конструктивно такі транспортери можуть виготовлятися у легкому, середньому та важкому виконанні, що дозволяє адаптувати їх до транспортування широкого спектра матеріалів. Зокрема, вони застосовуються для переміщення колод, дощок, обрізків деревини, деревної тріски, стружки, тирси та кори. Така універсальність конструкції забезпечує ефективне використання вібраційних транспортерів у різних виробничих процесах, пов'язаних із транспортуванням сипких і кускових матеріалів [7, 30, 85].

Основними галузями застосування вібраційних конвеєрів такого типу є лісопильна, деревообробна та целюлозно-паперова промисловість, а також підприємства біоенергетики. Конструктивно такі транспортери можуть виготовлятися у легкому, середньому та важкому виконанні, що дозволяє адаптувати їх до транспортування широкого спектра матеріалів. Зокрема, вони застосовуються для переміщення колод, дощок, обрізків деревини, деревної тріски, стружки, тирси та кори. Така універсальність конструкції забезпечує ефективне використання вібраційних транспортерів у різних виробничих процесах, пов'язаних із транспортуванням сипких і кускових матеріалів [7, 30, 85].

Однією з важливих переваг подібних транспортних систем є можливість одночасного транспортування різних видів матеріалів без їх взаємного змішування. Це дозволяє організувати селективне переміщення сировини в межах єдиної технологічної лінії, що особливо актуально для сучасних виробничих процесів із високими вимогами до точності сортування та розподілу матеріальних потоків.

Крім того, конструкція кожного вібраційного конвеєра може бути адаптована до конкретних умов експлуатації з метою досягнення максимальної ефективності та оптимальних технічних характеристик. Наприклад, використання напрямних плавників у нижній частині транспортуючого лотка сприяє впорядкованій орієнтації матеріалу під час його переміщення. Таке технічне рішення є особливо ефективним під час транспортування та подальшого подрібнення коротких деревних відходів, оскільки дозволяє стабілізувати їх положення та забезпечити більш рівномірне надходження матеріалу до робочих органів подрібнювального обладнання (рисунки 1.8–1.9) [7].



Рисунок 1.8 – Транспортування відходів деревопереробних підприємств [3]



Рисунок 1.9 – Транспортування та сортування відходів деревопереробних підприємств [3]

Вібраційні конвеєри характеризуються відносно низькими експлуатаційними витратами, що обумовлено особливостями їх конструктивної схеми. У більшості випадків транспортуючий лоток підтримується системою пружних елементів, які приводяться в дію віброзбуджувачем, що може реалізовуватися через кривошипний вал або інерційні дебалансні механізми, з'єднані з рухомою частиною конструкції за допомогою штанг або інших передавальних елементів. Застосування сталевих або скловолоконних пружин забезпечує високу довговічність пружної системи та дозволяє зменшити потребу у частому технічному обслуговуванні обладнання [30, 61, 85]. Додатково посилені вузли кріплення та раціональна конструкція опорних елементів сприяють плавному запуску й зупинці транспортера, що позитивно впливає на надійність роботи всієї системи.

Завдяки рівномірному розподілу матеріалу по транспортуючій поверхні коливальний рух робочого органу сприяє зменшенню локальних ударних навантажень, що дозволяє уникнути пошкодження транспортованої сировини. Це особливо важливо при роботі з матеріалами,

чутливими до механічних впливів. Конструкція вібраційних конвеєрів може бути як збалансованою, так і незбалансованою залежно від технічних вимог, економічних обмежень та умов встановлення обладнання. У випадку незбалансованих систем для компенсації динамічних навантажень застосовуються спеціальні фундаменти або конструктивні елементи у вигляді противаг, які дозволяють зменшити передачу коливань на опорні конструкції будівлі [16, 20, 51].

Завдяки високій універсальності конструкції, довговічності та енергоефективності вібраційні конвеєри є одним із найбільш ефективних засобів транспортування сипких і кускових матеріалів у різних галузях промисловості. Їх використання дозволяє забезпечити стабільність транспортних операцій, підвищити продуктивність технологічних ліній та зменшити витрати на технічне обслуговування обладнання. У результаті застосування вібраційних конвеєрів сприяє підвищенню загальної ефективності виробничих процесів та оптимізації експлуатаційних витрат підприємств [5, 23, 30].

1.2. Конструктивні особливості та класифікація вібраційних транспортуючих машин

У процесі аналізу основних конструктивних схем вібраційних транспортуючих машин ключовими параметрами виступають кількість ступенів свободи динамічної системи, тип приводу та характер пружних зв'язків між основними елементами конструкції. Саме ці фактори визначають функціональні можливості, динамічні характеристики та ефективність роботи відповідного обладнання. Крім того, вони суттєво впливають на режими коливального руху вантажонесучого органу та умови взаємодії транспортованого матеріалу з робочою поверхнею машини [30, 61, 85].

Враховуючи те, що принцип роботи вібраційних машин значною мірою залежить від типу приводу, у сучасних конструкціях використовуються різні види приводних систем. До найбільш поширених належать електромагнітні, пневматичні, інерційні (центробіжні), ексцентрикові та гідравлічні приводи. Кожен із зазначених типів має власні конструктивні особливості та області застосування, що визначаються необхідними параметрами коливального руху, умовами експлуатації та вимогами до продуктивності обладнання [20, 37, 63].

Зокрема, вібраційні транспортуючі машини з електромагнітним приводом поділяються на однопривідні та багатoprивідні конструкції. Однопривідні машини можуть мати одномасову, двомасову або тримасову динамічну схему, тоді як багатoprивідні системи представлені у вигляді одномасових або багатомасових конфігурацій. Така різноманітність конструктивних рішень дозволяє реалізувати різні режими коливального руху робочого органу та забезпечити необхідні умови для транспортування сипучих матеріалів [30, 61].

Структурна схема одномасової електромагнітної вібраційної транспортуючої машини наведена на рисунку 1.10. У запропонованій конструкції вантажонесучий орган виконує основну функцію транспортування матеріалу та жорстко з'єднаний з активною частиною електромагнітного віброзбуджувача. Пружні елементи забезпечують механічний зв'язок між активною частиною системи та її реактивною частиною, яка закріплюється на фундаменті або опорній конструкції. У процесі роботи віброзбуджувач генерує періодичні збурювальні сили, під дією яких виникають коливання вантажонесучого органу. Ці коливання передаються транспортованому матеріалу, що забезпечує його переміщення вздовж робочої поверхні транспортера та ефективну реалізацію транспортно-технологічного процесу [61, 85].

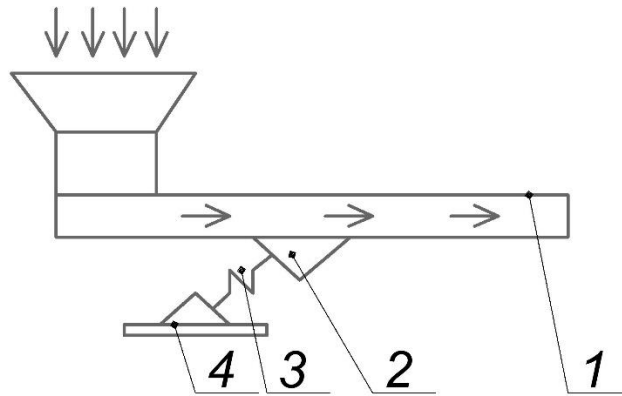


Рисунок 1.10 –Одномасова електромагнітна вібраційна транспортуюча машина

У конструкції двомасової вібраційної транспортуючої машини (рисунок 1.11) електромагнітний віброзбуджувач встановлюється безпосередньо на вантажонесучому елементі (1), який виконує функцію транспортування матеріалу. Віброзбуджувач складається з активної частини (2) та реактивної частини (4), між якими розташовані пружні зв'язки (3), що забезпечують передачу та регулювання коливального руху системи. Така конструктивна схема дозволяє формувати коливання з визначеними динамічними параметрами, необхідними для ефективного переміщення матеріалу вздовж транспортуючої поверхні [30, 61].

У двомасових вібраційних системах вантажонесучий орган та реактивна маса утворюють взаємопов'язану коливальну систему, що дозволяє реалізувати більш ефективні режими роботи порівняно з одномасовими конструкціями. Завдяки цьому досягається підвищення коефіцієнта використання енергії збудження та зменшення передачі коливань на опорні конструкції [20, 37].

Для зменшення рівня вібрацій та мінімізації їхнього негативного впливу на навколишні конструкції машина ізолюється від несучих елементів за допомогою спеціальних віброзахисних елементів (5). Використання таких елементів дозволяє значно знизити передачу

динамічних навантажень на фундамент і конструкції будівлі, що сприяє підвищенню надійності та довговічності роботи обладнання [16, 51].

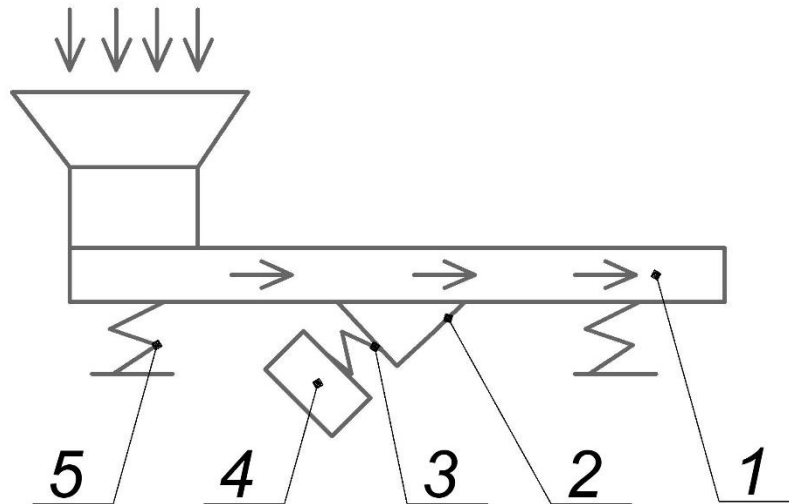


Рисунок 1.11 – Двомасова вібраційна транспортувочна машина

Одноприводна тримасова електромагнітна вібраційна транспортувочна машина, представлена на рисунку 1.12, складається з низки основних конструктивних елементів. До них належить вантажонесучий орган (1), який інтегрує активну частину віброзбуджувача та безпосередньо виконує функцію транспортування матеріалу. Реактивна частина віброзбуджувача (6) з'єднана з вантажонесучим органом за допомогою системи пружних зв'язків, що забезпечують передачу коливального руху. До складу конструкції також входять реактивна маса (2), допоміжні робочі пружні елементи (3, 4) та віброзахисники (5), призначені для зменшення передачі коливань на опорні конструкції та навколишнє середовище. Така багатомасова система дозволяє більш ефективно керувати динамічними характеристиками машини та забезпечувати необхідні режими коливального руху вантажонесучого органу [30, 61].

Застосування тримасових динамічних схем дозволяє реалізувати більш складні режими роботи порівняно з одномасовими або двомасовими системами. Завдяки наявності додаткової реактивної маси досягається підвищення стабільності коливального процесу та зменшення передачі

вібрацій на опорні елементи конструкції, що сприяє підвищенню енергоефективності та надійності роботи транспортуючої машини [37, 63].

Зміна напрямку транспортування матеріалу може забезпечуватися за допомогою спеціалізованого приводу, побудованого на основі двох віброзбуджувачів, коливання яких взаємно орієнтовані у взаємно перпендикулярних площинах. Така конструктивна схема дозволяє реалізувати реверсивний режим роботи, за якого напрямок переміщення матеріалу змінюється шляхом зміни фазових параметрів або режимів роботи віброзбуджувачів.

Прикладом реалізації такого принципу є реверсивна вібраційна транспортуюча машина, схема якої наведена на рисунку 1.13. У цій конструкції вантажонесучий орган (1) жорстко з'єднаний з активними частинами двох віброзбуджувачів. Реактивні частини цих віброзбуджувачів (2) з'єднані між собою за допомогою пружних зв'язків (3), що забезпечують узгоджену роботу системи. Для зменшення передачі коливань на опорні конструкції застосовуються віброзахисні елементи (4), які підвищують рівень динамічної ізоляції та запобігають поширенню небажаних вібраційних впливів на навколишні конструкції [20, 51].

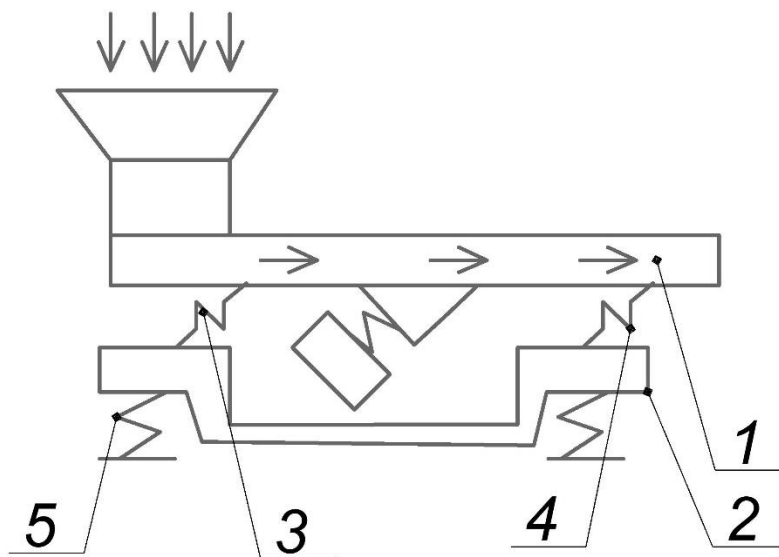


Рисунок 1.12 – Одноприводна тримасова електромагнітна вібраційна транспортуюча машина

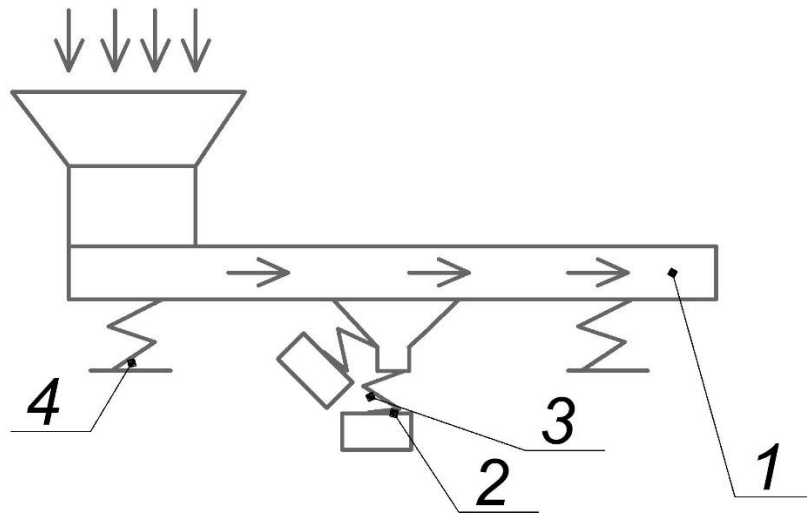


Рисунок 1.13 – Реверсивна вібраційна транспортуюча машина

Сучасні технічні рішення реалізовані у конструкції тримасових вібраційних транспортуючих машин із застосуванням динамічного віброгасника, функціональне призначення якого полягає у зменшенні амплітуди коливань системи та зменшенні робочого зазору між електромагнітними полюсами вібробуджувача. Використання такого конструктивного елемента дозволяє суттєво підвищити ефективність роботи приводу та стабілізувати динамічні характеристики машини. Приклад подібної конструкції наведено на рисунку 1.14. У цій моделі вантажонесучий орган (1) жорстко з'єднаний з активною частиною вібробуджувача, що забезпечує безпосередню передачу коливального руху транспортуючій поверхні. Основна пружна система (2) з'єднує активну частину з реактивною частиною вібробуджувача (4), формуючи коливальну систему машини. Динамічний віброгасник складається з реактивної маси (6), з'єднаної з реактивною частиною через пружні елементи (3), що дозволяє ефективно зменшувати небажані коливання та підвищувати стабільність роботи системи. Кріплення вантажонесучого органу до опорної конструкції здійснюється за допомогою віброзахисників (5), які забезпечують зниження передачі динамічних навантажень на фундамент та навколишні конструкції [30, 61, 63].

Окрему групу становлять багатоприводні багатомасові вібраційні транспортуючі машини, схема яких наведена на рисунку 1.15. У таких конструкціях вантажонесучий орган (1) оснащується декількома електромагнітними віброзбуджувачами (2), які підключаються до нього через систему пружних зв'язків (3). Подібна конструктивна схема забезпечує ефективну передачу збуджувальних сил до робочого органу та сприяє формуванню необхідних параметрів коливального руху. Використання декількох приводів у поєднанні з багатомасовою динамічною схемою дозволяє підвищити стабільність роботи транспортуючої машини, покращити керованість коливального процесу та забезпечити більш рівномірне переміщення транспортованого матеріалу [37, 63].

Застосування багатоприводних систем також створює можливість регулювання параметрів коливань шляхом зміни режимів роботи окремих віброзбуджувачів. Це дозволяє адаптувати роботу машини до змінних умов експлуатації та забезпечити більш ефективне транспортування матеріалів різних фізико-механічних властивостей [20, 51].

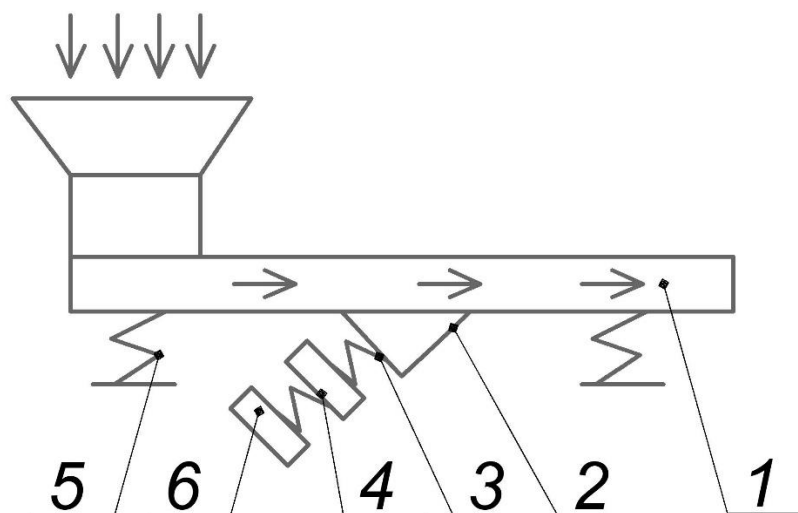


Рисунок 1.14 –Тримасова вібраційна транспортуюча машина із динамічним віброгасником коливань

Пневматичні вібраційні транспортуючі машини характеризуються відносно обмеженою конструктивною різноманітністю і, як правило,

виконуються у вигляді одноприводних систем. Це зумовлено особливостями роботи сучасних пневматичних віброзбуджувачів, які, на відміну від інерційних або електромагнітних систем, практично не допускають синхронізації роботи декількох приводів у межах однієї машини [6]. У зв'язку з цим конструкції пневматичних вібраційних машин здебільшого реалізуються у вигляді одномасових динамічних схем.

Одномасова пневматична вібраційна транспортуюча машина (рисунок 1.16) складається з вантажонесучого органу (1), на який передаються коливання від пневматичного віброзбуджувача (2), встановленого на фундаментній основі. Передача коливального руху здійснюється через систему пружних зв'язків (3), що забезпечують необхідну інтенсивність вібраційного впливу та формування заданих параметрів коливального процесу. Конструкція пневматичного віброзбуджувача включає активну та реактивну частини, які взаємодіють у процесі роботи.

Збудження коливань у таких системах здійснюється за рахунок зворотно-поступального руху поршня, що працює під дією стиснутого повітря. У процесі руху поршня генеруються імпульсні сили, які передаються на вантажонесучий орган і викликають його коливання. Ці коливання використовуються для переміщення транспортованого матеріалу вздовж робочої поверхні машини. Подібний принцип роботи дозволяє досягати відносно великих амплітуд коливань при порівняно низькому енергоспоживанні, що забезпечує достатньо високу ефективність експлуатації пневматичних вібраційних транспортуючих машин [30, 85].

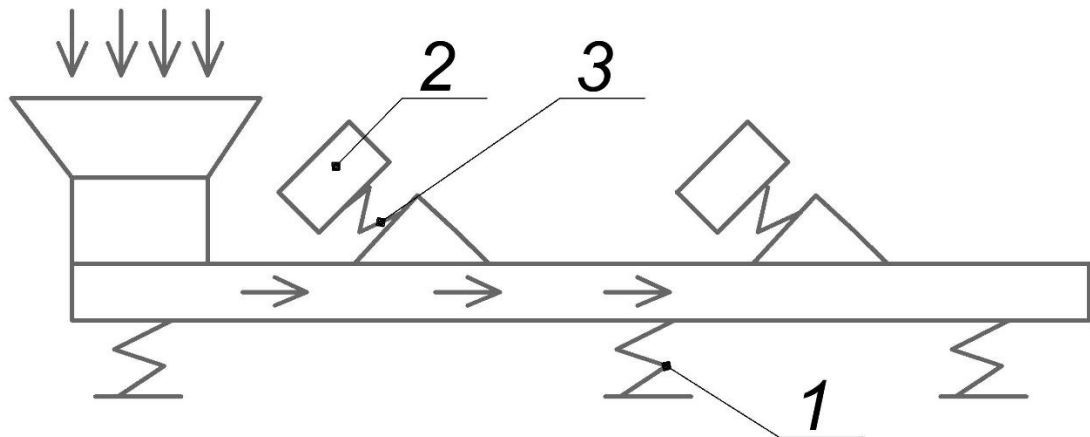


Рисунок 1.15 – Багатоприводна багатомасова машина

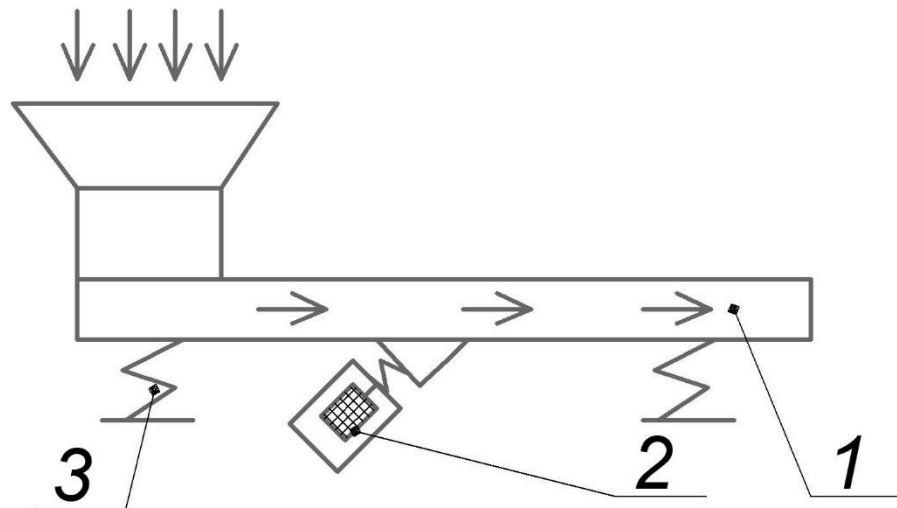


Рисунок 1.16 –Схема одномасової пневматичної вібраційної машини поршневого типу

Ексцентрикові вібраційні транспортуючі машини становлять важливу групу промислового транспортно-технологічного обладнання, призначеного для переміщення сипких і кускових матеріалів у різних галузях виробництва. Характерною особливістю таких машин є застосування приводу з ексцентриковим механізмом, у конструкції якого використовуються пружні елементи, що формують необхідні динамічні характеристики системи. Наявність пружного елемента відіграє важливу роль у забезпеченні заданих параметрів коливального руху та стабільності функціонування транспортуючої машини [30, 61, 85].

Конструкція ексцентрикового приводу дозволяє ефективно перетворювати обертальний рух вала на періодичний коливальний рух вантажонесучого органу. При цьому пружні елементи виконують функцію акумулювання та перерозподілу енергії коливального процесу, що сприяє зниженню впливу збурювальних сил та підвищенню стійкості роботи системи. Завдяки такій конструктивній схемі забезпечується стабільність динамічних параметрів машини та зменшується передача коливань на опорні конструкції [37, 63].

Основні конструктивні елементи ексцентрикових транспортуючих машин і принцип їхньої роботи наведені на рисунку 1.17. У загальному випадку подібні машини включають привідний механізм, систему пружних зв'язків та вантажонесучий орган, який безпосередньо здійснює транспортування матеріалу.

Варто зазначити, що структурні схеми вібраційних транспортуючих машин з пневматичним приводом у багатьох випадках є подібними до конструкцій аналогічних машин з електромагнітним або електричним приводом. Такий підхід до проектування дозволяє забезпечити подібні динамічні характеристики системи та досягти ефективної передачі коливального руху вантажонесучому органу. У результаті створюються умови для ефективного транспортування матеріалу при раціональному використанні енергетичних ресурсів, що є важливим фактором оптимізації сучасних промислових технологічних процесів [20, 51].

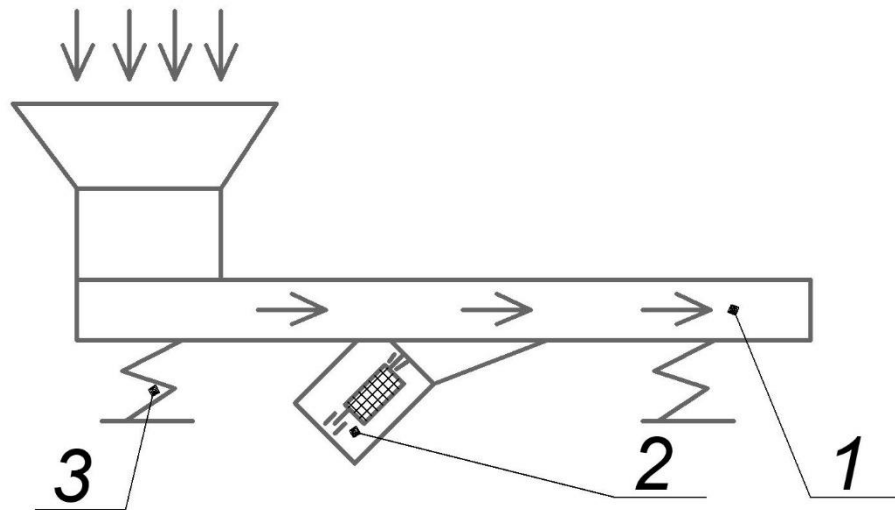


Рисунок 1.17 –Схема одномасової пневматичної вібраційної машини ексцентрикового типу

У центробіжних вібраційних машинах використовуються приводи, здатні генерувати як прямолінійну, так і обертальну збурюючу силу. В одномасовій одноприводній вібраційній транспортуючій машині (рисунок 1.18) вантажонесучий орган (1) закріплюється на фундаменті за допомогою системи пружних зв'язків (2). Коливання вантажонесучого органу створюються за допомогою центробіжного віброзбудувача (3), який забезпечує необхідні параметри амплітуди та частоти коливального руху.

Одномасова конструкція з центробіжним приводом, що спирається на стаціонарні опорні точки системи, може включати два вантажонесучі елементи (1), з'єднані між собою пружними зв'язками (2) та корпусом віброзбудувача (3). Подібна конструкція встановлюється на несучу раму, причому опора може виконуватися безпосередньо або через віброізолятори. Використання віброзахисних елементів дозволяє значно зменшити передачу коливань на фундамент і покращити стабільність функціонування системи [20, 51].

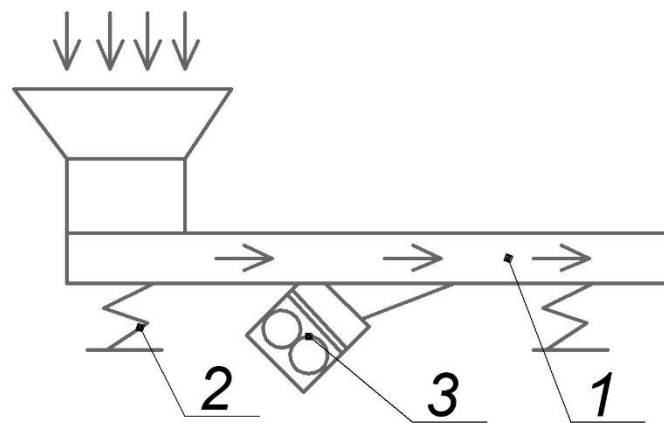
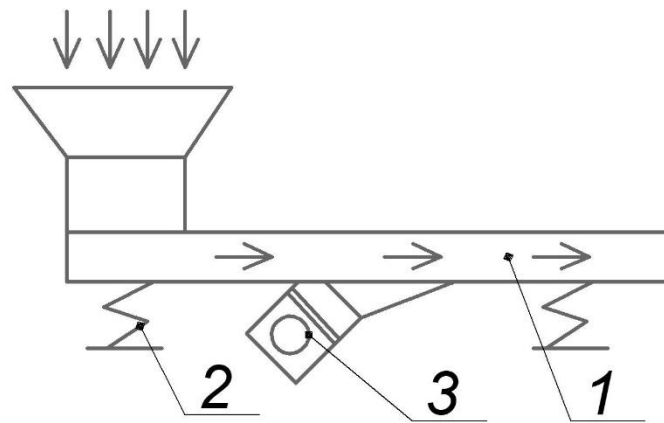


Рисунок 1.18 – Одномасова однопривідна вібраційно-транспортуюча машина

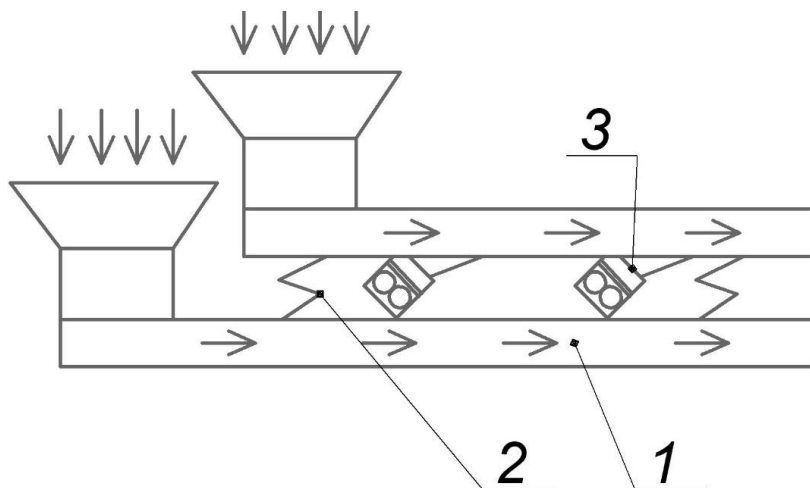


Рисунок 1.19 – Двомасова центробіжна транспортуюча машина з двоєним лотком

Двомасова центробіжна вібраційна транспортуюча машина (рисунок 1.20) складається з вантажонесучого органу (1), вібробуджувача (3),

системи робочих пружних зв'язків (2) та віброізоляторів (4), які забезпечують ізоляцію динамічних навантажень від фундаменту. У подібних конструкціях роль реактивної маси може виконувати важка опорна рама (5) або безпосередньо корпус вібробудувача, залежно від конструктивної схеми машини.

Застосування двомасової динамічної системи дозволяє реалізувати резонансний режим роботи, за якого забезпечується значне підсилення амплітуди коливань при відносно невеликих енергетичних витратах. Крім того, використання реактивної маси сприяє врівноваженню інерційних сил коливального процесу, що дозволяє суттєво зменшити передачу вібрацій на опорні конструкції та навколишнє середовище. У результаті підвищується енергоефективність обладнання та знижується рівень динамічних навантажень на конструктивні елементи машини [20, 30, 37, 51, 63].

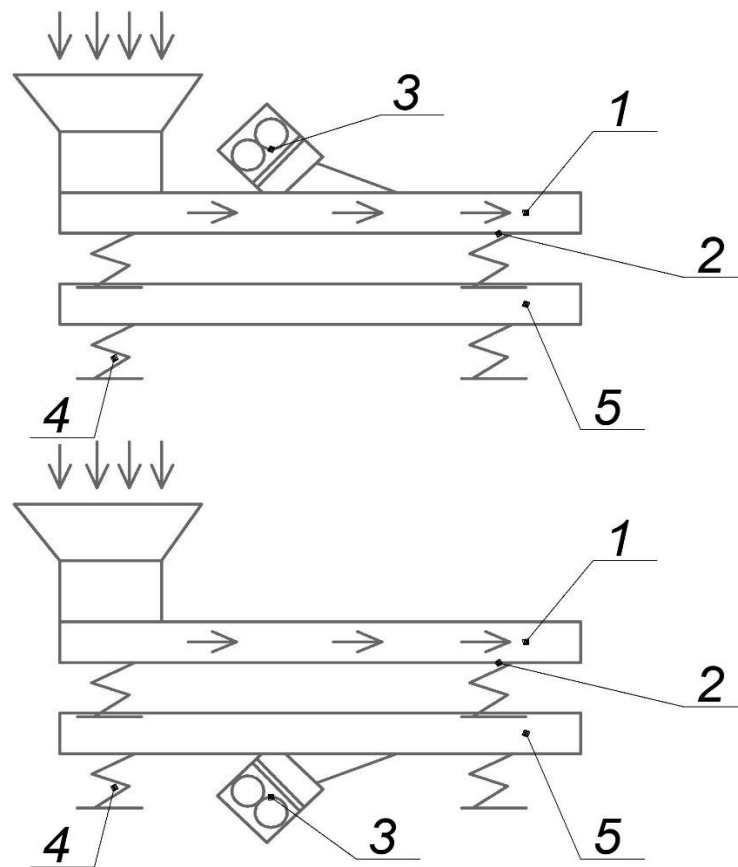


Рисунок 1.20 – Двомасові центробіжні установки з верхнім та нижнім розміщенням вібробудувачів

Тримасова вібраційна транспортуюча машина з центробіжним приводом (рисунок 1.21) включає вантажонесучі органи (1), які встановлюються на несучій рамі (5) за допомогою системи пружних зв'язків (2). Несуча рама монтується на віброізоляторах (4), що дозволяє суттєво зменшити передачу динамічних навантажень на фундамент і навколишні конструкції. Збудження коливань у такій системі здійснюється за допомогою центробіжного віброзбуджувача (3), жорстко закріпленого на рамі. Використання тримасової динамічної схеми забезпечує більш ефективний розподіл коливальної енергії між елементами системи, що сприяє підвищенню стабільності роботи машини та покращує умови транспортування матеріалу [30, 63, 85].

Застосування самосинхронізованих віброзбуджувачів у багатомасових конструкціях забезпечує формування стабільних коливань із заданими параметрами амплітуди та частоти. Це сприяє підвищенню ефективності транспортування матеріалу, зменшенню динамічних навантажень на конструкцію машини та покращенню її експлуатаційних характеристик. У результаті досягається висока стабільність функціонування обладнання та підвищується ефективність реалізації технологічного процесу транспортування матеріалів [20, 37, 63].

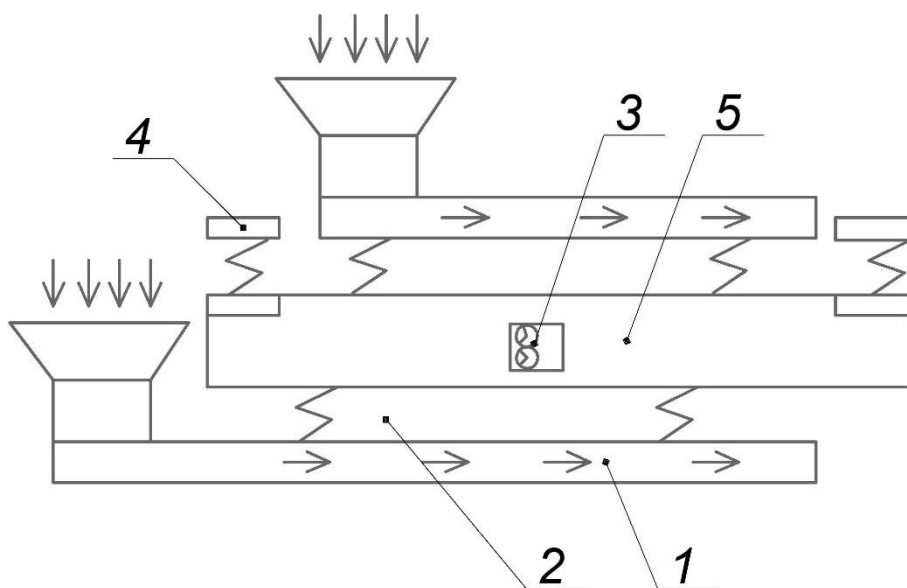


Рисунок 1.21 – Тримасова вібраційно-транспортуюча машина з центробіжним приводом

1.3 Типи збуджувачів коливань вібраційних транспортуючих машин

Ефективність роботи вібраційних транспортуючих машин значною мірою визначається характеристиками пристрою, що забезпечує збудження коливального руху робочого органу. Основним елементом таких машин є віброзбуджувач – пристрій, у якому енергія зовнішнього джерела перетворюється у механічні коливання, що забезпечують переміщення транспортованого матеріалу по робочій поверхні машини [30, 37].

Залежно від принципу перетворення енергії та конструктивних особливостей вібраційних транспортуючих машин застосовуються різні типи віброзбуджувачів. Найбільш поширеними серед них є електромагнітні, кінематичні, гідравлічні, пневматичні та інерційні збуджувачі коливань [20, 63, 85]. Вибір конкретного типу віброзбуджувача визначається умовами експлуатації обладнання, необхідними параметрами коливального процесу, а також вимогами до продуктивності та енергоефективності транспортуючої машини.

У вібраційних конвеєрах, живильниках та бункерних установках досить широко застосовуються електромагнітні віброзбуджувачі [20, 51]. Принцип їх роботи базується на періодичній взаємодії електромагнітного поля з якорем, у результаті чого формується зворотно-поступальний рух робочого органу. Система керування електромагнітними віброзбуджувачами дозволяє змінювати силу струму в обмотках електромагнітів і, відповідно, регулювати амплітуду коливань. Важливою перевагою таких пристроїв є відсутність обертових і тертьових елементів, що підвищує їх надійність та зменшує зношування деталей.

Разом з тим електромагнітні віброзбуджувачі мають і певні обмеження. До них належить порівняно вузький діапазон регулювання амплітуди коливань, який визначається величиною робочого зазору між

якорем і статором, а також підвищена чутливість до забруднення навколишнього середовища та вимоги до стабільності параметрів електроживлення. Це обмежує сферу їх застосування у важких умовах експлуатації [20, 63].

У деяких типах вібраційних машин використовуються кінематичні або примусові віброзбуджувачі, у яких коливання формуються за допомогою механізмів перетворення руху. До таких механізмів належать кривошипно-шатунні, кулачкові, кулісні та інші системи передачі руху [37, 63]. У примусових віброзбуджувачах робочий орган отримує коливальний рух через жорсткі кінематичні зв'язки з приводом. У кінематичних системах додатково застосовуються пружно-демпфувальні елементи, що дозволяє змінювати параметри коливального процесу залежно від характеристик пружної системи.

Перевагою таких віброзбуджувачів є можливість отримання значних амплітуд коливань і регулювання частоти збудження. Водночас наявність шарнірних з'єднань і підшипникових вузлів знижує їх довговічність та ускладнює технічне обслуговування обладнання [37].

Гідравлічні та пневматичні віброзбуджувачі створюють коливання робочого органу за рахунок періодичної зміни тиску робочого середовища – рідини або газу [63]. Такі пристрої здатні створювати значні збурюючі сили та використовуються переважно у важких технологічних машинах, а також у випробувальному обладнанні. Однак для їх експлуатації необхідна наявність відповідних гідравлічних або пневматичних систем, забезпечення герметичності з'єднань і контроль температурного режиму робочого середовища.

Найбільш широке застосування у вібраційних транспортуючих машинах отримали інерційні віброзбуджувачі [30, 37, 63]. Їх принцип дії базується на використанні відцентрових сил, що виникають при обертанні неврівноважених мас. Такі віброзбуджувачі поділяються на дебалансні та планетарні.

У планетарних віброзбуджувачах інерційний елемент перекочується по спеціальній біговій доріжці корпусу. Подібна конструкція дозволяє отримувати різні закони зміни збуджуючої сили. Разом з тим складність конструкції та наявність додаткових пар тертя знижують довговічність таких пристроїв і збільшують їх вартість.

Найбільш поширеними у практиці експлуатації вібраційних транспортуючих машин є дебалансні віброзбуджувачі. Вони являють собою масивний нерівноважений елемент, встановлений на валу електродвигуна або з'єднаний із ним через передачу. Під час обертання дебаланса виникає відцентрова сила, яка викликає коливання робочого органу машини. Амплітуда збуджуючої сили пропорційна квадрату кутової швидкості обертання дебаланса [30, 63].

Залежно від конструкції дебаланс може мати статичну або моментну нерівноваженість. Статична нерівноваженість характеризується статичним моментом, що дорівнює добутку маси на ексцентриситет. Моментна нерівноваженість виникає у випадку, коли інерційний елемент обертається навколо осі, яка не збігається з жодною з його головних центральних осей інерції.

У більшості конструкцій вібраційних машин дебаланси встановлюються на обох кінцях вала електродвигуна. Залежно від їх взаємного розташування можна отримати різні траєкторії руху робочого органу – кругові, еліптичні або напрямлені коливання. Завдяки простоті конструкції, високій надійності та можливості регулювання частоти обертання дебаланса такі віброзбуджувачі отримали найбільш широке поширення у транспортно-технологічних машинах [30, 37, 85].

Для підвищення ефективності роботи вібраційних машин використовуються також конструкції дебалансів із саморегулюванням нерівноваженості. У таких системах додаткові маси закріплюються у корпусі дебаланса через пружні елементи. При збільшенні частоти обертання під дією відцентрових сил ці маси зміщуються від осі

обертання, змінюючи величину ексцентриситету. Завдяки цьому забезпечується стабілізація параметрів коливального процесу у широкому діапазоні частот обертання приводу [30].

В таблиці 1.1 наведено переваги та недоліки основних типів вібробудувачів, що застосовуються у вібраційних транспортуючих машинах

Аналіз конструктивних особливостей різних типів вібробудувачів показує, що для вібраційних транспортуючих машин найбільш доцільним є застосування інерційних дебалансних вібробудувачів. Це пояснюється їх конструктивною простотою, високою надійністю, широким діапазоном робочих частот та можливістю реалізації самосинхронізованих режимів роботи. Саме ці фактори визначають їх домінуюче застосування у сучасних вібраційних транспортно-технологічних машинах.

Таблиця 1.1 – Переваги та недоліки основних типів віброзбуджувачів, що застосовуються у вібраційних транспортуючих машинах

Тип віброзбуджувача	Принцип дії	Переваги	Недоліки	Типові області застосування
Електромагнітний	Коливання створюються внаслідок періодичної взаємодії електромагнітного поля з якорем	Відсутність оберткових деталей; висока надійність; плавне регулювання амплітуди; компактність	Обмежений діапазон амплітуди; чутливість до забруднення; залежність від стабільності електроживлення	Живильники, невеликі вібраційні конвеєри, дозувальні системи
Кінематичний (примусовий)	Коливання формуються механізмами перетворення руху (кривошипно-шатунні, кулачкові, кулісні)	Можливість отримання значних амплітуд; регулювання частоти; стабільна траєкторія руху	Складність конструкції; підвищений знос шарнірів та підшипників; складність регулювання амплітуди	Спеціалізовані вібраційні установки та технологічні машини
Пневматичний	Коливання виникають через періодичну зміну тиску стисненого повітря	Простота конструкції; можливість створення значних зусиль; стійкість до агресивного середовища	Необхідність пневмосистеми; підвищений рівень шуму; складність точного регулювання параметрів	Важкі технологічні машини, промислові установки
Гідравлічний	Збудження коливань здійснюється зміною тиску робочої рідини	Високі збуджуючі сили; можливість точного керування параметрами	Складність системи; необхідність гідравлічної магістралі; потреба контролю температури та герметичності	Випробувальні стенди, важке обладнання
Інерційний планетарний	Інерційний елемент перекочується по внутрішній доріжці корпусу	Можливість отримання складних законів зміни збуджуючої сили	Складна конструкція; наявність додаткових пар тертя; висока вартість	Спеціальні вібраційні машини
Інерційний дебалансний	Коливання створюються відцентровою силою нерівноваженої маси, що обертається	Проста конструкція; висока надійність; широкий діапазон частот; можливість самосинхронізації; невисока вартість	Амплітуда залежить від швидкості обертання; складність незалежного регулювання амплітуди	Вібраційні конвеєри, грохоти, транспортно-технологічні машини

1.4. Резонансні режими роботи та самосинхронізація дебалансних вібробуджувачів у вібраційних транспортуючих машинах

Одним із найважливіших напрямів підвищення ефективності вібраційного обладнання для транспортування матеріалів є раціональне використання резонансних режимів роботи та явища самосинхронізації дебалансних вібробуджувачів. Саме ці підходи дозволяють істотно знизити енерговитрати, стабілізувати параметри коливального процесу та підвищити продуктивність транспортуючих машин [17, 20, 37, 61].

Амплітудно-частотні характеристики вібраційних машин свідчать, що для досягнення однакової робочої амплітуди коливань у зарезонансній області необхідно долати резонансну зону, що супроводжується значним зростанням амплітуд і, відповідно, підвищеними витратами енергії. На відміну від цього, робота в резонансному або близькому до резонансу режимі дає можливість використовувати менш потужні вібробуджувачі, оскільки в такому випадку основна частина енергії витрачається переважно на подолання дисипативних сил у системі [15, 17, 51]. Це особливо важливо для транспортуючих машин безперервної дії, де енергетична ефективність є одним із головних критеріїв досконалості конструкції.

Додатковою перевагою резонансного режиму є можливість роботи приводу в номінальному режимі без необхідності значного запасу потужності для проходження через небезпечну резонансну область. Це сприяє підвищенню коефіцієнта корисної дії, зменшенню перевантажень приводу та збільшенню його ресурсу [17, 37, 61]. Саме тому резонансні та міжрезонансні режими розглядаються як перспективні для високоефективних вібраційних конвеєрів, живильників і транспортно-технологічних машин.

Разом з тим практична реалізація резонансного налаштування вібраційних транспортуючих машин супроводжується низкою суттєвих труднощів. Основною з них є чутливість резонансного режиму до змін

параметрів системи, насамперед до зміни маси матеріалу, що перебуває на робочому органі. Навіть незначна зміна завантаження здатна викликати зміщення власної частоти системи, що, своєю чергою, призводить до істотної зміни амплітуди коливань і погіршення стабільності транспортного процесу [15, 51, 77]. При зменшенні маси матеріалу за сталої частоти збудження амплітуда робочого органу може суттєво знижуватися, що негативно позначається на інтенсивності транспортування. При збільшенні маси можливий перехід системи в іншу динамічну область, що супроводжується стрибкоподібною зміною амплітуди коливань і частоти обертання дебалансів.

Особливо небезпечною є така нестійкість для одномасових машин із дебалансними віброзбуджувачами, оскільки вона може спричинити зрив робочого режиму, зростання динамічних навантажень на елементи конструкції та погіршення умов експлуатації [16, 20, 51]. Саме через динамічну нестійкість значна частина промислових вібраційних машин із дебалансними збуджувачами працює не в резонансних, а в зарезонансних режимах, хоча це потребує застосування віброзбуджувачів із підвищеними статичними моментами та більшою встановленою потужністю [17, 20].

Одним зі способів реалізації енергетично вигідних навколорезонансних режимів є використання двомасових динамічних схем із близькими власними частотами. У такому випадку коливання збуджуються в міжрезонансній області, а амплітуди робочого органу виявляються значно більшими, ніж у зарезонансних одномасових системах. Крім цього, двомасова схема забезпечує кращу стійкість коливального режиму до флуктуацій параметрів системи та покращує віброізоляцію машини [13, 17, 37, 61]. У працях, присвячених двомасовим резонансним системам, показано, що раціональний підбір мас та параметрів пружного підвісу дозволяє «згладжувати» амплітудно-частотні характеристики та отримувати стабільні режими роботи в широкому

діапазоні навантажень [13, 37, 61]. Недоліком такого підходу є збільшення металоємності конструкції та її ускладнення.

Іншим напрямом забезпечення стійких резонансних режимів є використання параметричного збудження коливань. У таких системах замість традиційного дебалансного віброзбуджувача застосовуються інерційні елементи, що здійснюють маятникові рухи та формують параметричний резонанс робочого органу [20, 38]. Аналіз подібних систем показує, що параметричне збудження дозволяє підвищити стабільність резонансного режиму при змінних параметрах оброблюваного матеріалу. Однак такі віброзбуджувачі є конструктивно складнішими порівняно з традиційними дебалансними системами, що обмежує їх широке практичне використання.

Для одномасових вібраційних машин стабілізація резонансних та авторезонансних режимів найчастіше пов'язана із застосуванням систем автоматичного керування, які підтримують робочу частоту поблизу власної частоти системи [44, 51]. Разом з тим аналіз наукових джерел показує, що, незважаючи на очевидні переваги резонансних режимів, у літературі недостатньо кількісних оцінок, які б комплексно характеризували їх енергетичну ефективність саме для транспортуючих машин. У більшості випадків дослідники обмежуються оцінкою потужності, необхідної для підтримання вимушених коливань, або аналізом окремих динамічних показників [17, 51, 61].

Важливою складовою сучасних вібраційних транспортуючих машин є використання кількох спільно працюючих дебалансних віброзбуджувачів. Застосування одного дебалансного збуджувача приводить до виникнення кругової збурюючої сили. Для отримання односпрямованих, еліптичних або інших законів руху робочого органу використовуються два і більше віброзбуджувачі, робота яких має бути узгодженою [1, 20, 21, 22]. Формально це можна забезпечити за допомогою зубчастих, ланцюгових або ремінних передач, однак наявність жорстких

кінематичних зв'язків викликає значні додаткові зусилля в елементах приводу, особливо під час переходу через резонансні області, що знижує довговічність системи.

Саме тому в сучасних вібраційних машинах дедалі ширше використовують явище самосинхронізації дебалансних віброзбуджувачів, за якого синхронне обертання забезпечується не механічними передачами, а динамічним зв'язком між збуджувачами через спільне несуче тіло [1, 18, 20–22]. У разі наявності такого зв'язку навіть двигуни з дещо різними характеристиками можуть забезпечувати сталість різниці фаз і однаковість середніх кутових швидкостей дебалансів. Це явище має фундаментальне значення для вібраційних транспортуючих машин, оскільки дозволяє створювати простіші, надійніші та менш енергоємні схеми приводу.

У найпростішому випадку, коли два дебалансні віброзбуджувачі встановлені симетрично на одному твердому несучому тілі та обертаються в протилежних напрямках, можливі два основні типи самосинхронізації: синфазна та протифазна [18, 21, 22]. При синфазній синхронізації різниця фаз між дебалансами наближається до нуля, а при протифазній – до π . Саме протифазна синхронізація є одним із головних режимів для транспортуючих машин, оскільки забезпечує формування односпрямованої збуджуючої сили, яка є найбільш доцільною для реалізації поступального переміщення матеріалу по робочій поверхні [1, 20, 21].

Практичні дослідження показують, що при збільшенні маси матеріалу, розташованого на робочому органі, абсолютне значення різниці фаз між дебалансами може відхилятися від ідеального протифазного значення. Причинами такого розузгодження є як відмінності параметрів самих віброзбуджувачів, так і вплив дисипативних сил у шарі транспортованого матеріалу [18, 20, 21]. Із зростанням продуктивності та маси матеріалу, який одночасно перебуває на віброуючій поверхні, фазовий зсув між дебалансами, як правило, зростає. Це свідчить про виражений нелінійний характер взаємодії між системою «робочий орган –

віброзбуджувачі – матеріал» і є одним із чинників, що обмежують точність підтримання оптимального режиму транспортування.

Слід також зазначити, що явище самосинхронізації може проявлятися не лише в межах однієї машини, але й при спільній роботі кількох вібраційних машин, установлених на спільній основі поблизу одна одної [20, 21]. Це створює передумови для побудови блочних вібраційних систем, у яких можливе збереження потрібних параметрів коливань навіть за змін характеристик окремих елементів системи. Окремий науковий інтерес становить також кратна синхронізація, за якої віброзбуджувачі працюють із кратними усередненими кутовими швидкостями [21, 22]. Такий режим дає змогу отримувати асиметричні закони коливань робочого органу, що в окремих випадках дозволяє інтенсифікувати вібраційне переміщення, особливо при транспортуванні дрібнодисперсних, вологих або липких матеріалів.

Таким чином, аналіз резонансних режимів роботи та самосинхронізації дебалансних віброзбуджувачів показує, що саме ці явища є одними з ключових резервів підвищення ефективності вібраційного обладнання для транспортування матеріалів. Використання резонансних і міжрезонансних режимів дозволяє зменшити енерговитрати, а застосування самосинхронізованих дебалансних віброзбуджувачів – формувати раціональні закони руху робочого органу без ускладнення кінематичної схеми приводу. Водночас нестійкість резонансних режимів при зміні маси матеріалу, фазове розузгодження дебалансів та вплив дисипативних властивостей транспортованого середовища залишаються недостатньо вирішеними проблемами, що визначає актуальність подальших досліджень у цьому напрямі [17, 20, 21, 37, 44, 51, 61, 77].

В таблиці 1.2 наведено порівняльну характеристику режимів роботи вібраційних транспортуючих машин

Аналіз різних режимів роботи вібраційних машин показує, що найбільш енергоефективними є резонансні та навіколорезонансні режими

коливань. Проте їх практична реалізація ускладнюється нестійкістю при зміні параметрів системи, зокрема маси транспортованого матеріалу. Саме тому в сучасних транспортно-технологічних машинах широко застосовуються двомасові схеми, а також системи автоматичного підтримання резонансного режиму

В таблиці 1.3 наведено типи самосинхронізації дебалансних віброзбуджувачів та характер руху робочого органу

Аналіз типів самосинхронізації дебалансних віброзбуджувачів показує, що для більшості вібраційних транспортуючих машин найбільш доцільним є протифазний режим синхронізації. У цьому випадку формується односпрямована збурююча сила, яка забезпечує ефективне переміщення матеріалу по робочій поверхні транспортуючого органу. Водночас зміна маси транспортованого матеріалу може призводити до відхилення різниці фаз від ідеального значення, що необхідно враховувати при проектуванні та налаштуванні вібраційного обладнання.

Таблиця 1.2 – Порівняльна характеристика режимів роботи вібраційних транспортуючих машин

Режим роботи вібраційної машини	Співвідношення робочої та власної частоти	Характер амплітудно-частотної характеристики	Енергоспоживання	Стійкість ковального режиму	Особливості застосування
Дорезонансний	$\omega < \omega_0$	Амплітуда коливань поступово зростає зі збільшенням частоти	Середнє	Відносно стійкий	Використовується рідко через недостатню амплітуду коливань
Резонансний	$\omega \approx \omega_0$	Максимум амплітуди коливань	Мінімальне	Нестійкий при зміні маси матеріалу	Найбільш енергоефективний режим, але потребує стабілізації параметрів
Міжрезонансний (двомасові системи)	ω між двома власними частотами	Амплітуда велика та більш стабільна	Низьке	Вища стійкість, ніж у резонансного	Використовується у двомасових резонансних вібраційних машинах
Зарезонансний	$\omega > \omega_0$	Амплітуда зменшується зі зростанням частоти	Високе	Висока	Найпоширеніший режим у промислових машинах із дебалансними віброзбуджувачами
Авторезонансний	Автоматичне підтримання $\omega \approx \omega_0$	Стабільна амплітуда	Низьке	Висока	Реалізується із застосуванням систем автоматичного керування

де ω – частота збудження; ω_0 – власна частота системи.

Таблиця 1.3 – Типи самосинхронізації дебалансних віброзбуджувачів та характер руху робочого органу

Тип самосинхронізації	Різниця фаз між дебалансами	Напрямок обертання дебалансів	Характер збуджуючої сили	Характер руху робочого органу	Типові області застосування
Синфазна	$\Delta\varphi \approx 0$	Однаковий або протилежний	Переважно кругова	Кругові або еліптичні коливання	Грохоти, сортувальні машини
Протифазна	$\Delta\varphi \approx \pi$	Протилежні	Односпрямована гармонічна сила	Лінійні коливання	Вібраційні конвеєри та транспортуючі машини
Квазіпротифазна	$\Delta\varphi \neq \pi$ (близько до π)	Протилежні	Наближено односпрямована	Лінійно-еліптичні коливання	Машини змінним навантаженням
Кратна синхронізація	$\Delta\varphi$ змінюється у кратних співвідношеннях	Різні швидкості обертання	Асиметрична періодична сила	Складні траєкторії коливань	Машини для транспортування липких або дрібнодисперсних матеріалів
Нестійкий режим синхронізації	$\Delta\varphi$ змінюється	Може змінюватись	Нестабільна	Нерегулярні коливання	Перехідні режими роботи

де $\Delta\varphi$ – різниця фаз обертання дебалансів.

1.5 Системи керування та стабілізації режимів роботи вібраційних транспортуючих машин

З розвитком обчислювальної техніки, засобів вимірювання та систем збору і обробки інформації з'явилася можливість ефективного керування режимами роботи вібраційних технологічних машин. У сучасних вібраційних транспортуючих системах широкого застосування набули автоматизовані системи керування, які дозволяють регулювати параметри коливального процесу в реальному часі. Включення у динамічну систему вібраційної машини контурів зворотного зв'язку забезпечує підтримання оптимальних значень амплітуди, частоти та фази коливань робочого органа, що дає змогу стабілізувати технологічний процес транспортування матеріалів і підвищити його енергоефективність.

У більшості сучасних вібраційних конвеєрів керування здійснюється шляхом зміни параметрів збуджуючої сили або частоти приводу. Наприклад, продуктивність вібраційного транспортера безпосередньо залежить від частоти збудження, амплітуди коливань та кута нахилу транспортуючої поверхні. Зміна цих параметрів дозволяє регулювати швидкість переміщення матеріалу та забезпечувати необхідний режим транспортування або дозування сипкої сировини.

У сучасних технологічних лініях така можливість є надзвичайно важливою, оскільки дозволяє здійснювати плавне регулювання продуктивності у широкому діапазоні.

Одним із перспективних напрямів розвитку систем керування є використання регульованих електроприводів вібровозбудників. У таких системах параметри коливального процесу змінюються шляхом керування частотою обертання дебалансних мас або електромагнітних приводів. Це дозволяє незалежно регулювати амплітуду та частоту коливань робочого органа, що забезпечує більш точне налаштування режиму транспортування матеріалу. Особливо ефективним є використання частотних

перетворювачів, які дозволяють реалізувати плавне регулювання швидкості електродвигунів, а відповідно і параметрів вібрації.

Важливим напрямом розвитку систем керування є також реалізація самосинхронізації вібровозбудників. У багатьох сучасних вібраційних машинах застосовуються декілька дебалансних вібровозбуджувачів, робота яких повинна бути узгодженою. Самосинхронізація дозволяє забезпечити однакову кутову швидкість обертання ротора та стабільну фазову різницю між ними без використання жорстких механічних передач. Такий принцип роботи забезпечує формування необхідного закону коливань робочого органа та підвищує ефективність транспортування матеріалу. Теоретичні та експериментальні дослідження показують, що явище самосинхронізації може використовуватися для формування складних законів коливань робочих органів вібраційних машин, зокрема бігармонічних режимів коливань.

Крім того, сучасні системи керування дозволяють реалізувати функцію регулювання швидкості транспортування матеріалу та зміну напрямку його переміщення. Такі рішення широко застосовуються у реверсивних вібраційних конвеєрах, у яких швидкість транспортування регулюється зміною параметрів коливального руху або частоти обертання вібровозбудників. Використання подібних систем дозволяє забезпечити плавне регулювання швидкості переміщення матеріалу у повному діапазоні та швидко змінити напрямку транспортування.

Однією з важливих задач систем керування є стабілізація резонансних режимів роботи вібраційних машин. Робота у резонансній області дозволяє отримувати значні амплітуди коливань при відносно малих витратах енергії, що суттєво підвищує енергоефективність обладнання. Наприклад, у вібраційних живильниках з електромагнітним приводом робота поблизу механічного резонансу дозволяє отримувати значні переміщення робочого органа при невеликій збуджуючій силі. Однак у таких системах амплітуда коливань може значно змінюватися під

впливом зовнішніх факторів, зокрема зміни маси транспортованого матеріалу або коефіцієнта демпфування системи. Тому для забезпечення стабільної роботи використовуються системи автоматичного керування з датчиками переміщення або прискорення, які дозволяють підтримувати необхідні параметри коливань.

Особливу роль у системах керування відіграє врахування взаємодії транспортованого матеріалу з робочим органом вібраційного конвеєра. Дослідження показують, що маса та фізико-механічні властивості сипкого матеріалу можуть істотно впливати на амплітуду коливань, власну частоту системи та необхідну потужність приводу. Це пояснюється так званим реактивним ефектом матеріалу, який проявляється у вигляді додаткового демпфування та збільшення ефективної маси коливальної системи. Тому сучасні системи керування враховують ці фактори та забезпечують адаптивну зміну параметрів роботи машини залежно від умов експлуатації.

1.6 Реологія руху матеріалів по поверхні лотка вібраційного конвеєра

Процес транспортування сипких матеріалів у вібраційних транспортуючих машинах визначається складною взаємодією між коливальним рухом робочого органа та реологічними властивостями оброблюваного середовища. Сипкі матеріали у таких системах проявляють властивості дискретного середовища, поведінка якого залежить від сил інерції, сил тяжіння, сил тертя між частинками та поверхнею лотка, а також від характеру вібраційного збудження.

У вібраційних конвеєрах транспортування матеріалу здійснюється внаслідок періодичних переміщень робочого органа, які призводять до послідовних циклів ковзання, підкидання та переміщення частинок по поверхні жолоба. При цьому матеріал рухається у напрямку транспорту за рахунок асиметрії сил інерції, що виникають під час коливань робочої поверхні. Зазвичай рух частинки по лотку відбувається у декілька етапів:

контакт із поверхнею, відрив частинки, рух по балістичній траєкторії та повторне зіткнення з поверхнею. У процесі цих циклів відбувається передача імпульсу між робочим органом і частинками матеріалу, що визначає швидкість їх переміщення уздовж лотка.

Рух частинки матеріалу по поверхні вібраційного конвеєра може бути описаний системою диференціальних рівнянь динаміки, які враховують інерційні сили, силу тяжіння, силу тертя та зовнішні збурення. Для двовимірної моделі руху частинки масою m у координатах x та y рівняння мають вигляд

$$m\ddot{x} = F \cos \beta + g \sin \alpha + P \cos \gamma - F_{тр}, \quad (1.1)$$

$$m\ddot{y} = F \sin \beta - g \cos \alpha + P \sin \gamma - c. \quad (1.2)$$

де F – інерційна сила, що виникає внаслідок коливань;

g – сила тяжіння;

P – додаткові зовнішні впливи;

$F_{тр}$ – сила тертя між частинкою та поверхнею;

c – реакція опори.

У більш складному випадку просторових коливань рух частинок описується системою рівнянь у трьох координатах x , y та z , які враховують амплітуди коливань у кожному напрямку та їх фазові співвідношення. Встановлено, що параметри коливань робочого органа безпосередньо впливають на швидкість транспортування матеріалу та на інтенсивність перемішування шару матеріалу на поверхні конвеєра.

Одним із ключових параметрів, що визначає режим руху матеріалу, є коефіцієнт вібраційного режиму (throw coefficient), який характеризує відношення максимального прискорення робочої поверхні до прискорення сили тяжіння. Якщо значення цього коефіцієнта перевищує одиницю, відбувається відрив частинок від поверхні лотка, і рух матеріалу набуває балістичного характеру. У протилежному випадку транспортування здійснюється шляхом ковзання частинок по поверхні.

Дослідження показують, що швидкість переміщення матеріалу по вібраційному лотку залежить від ряду параметрів, серед яких основними є:

- амплітуда коливань робочого органа;
- частота вібрацій;
- кут напрямку коливань;
- кут нахилу лотка;
- коефіцієнт тертя між матеріалом і поверхнею;
- фізико-механічні властивості матеріалу.

При цьому важливу роль відіграє розподіл коливань уздовж довжини лотка. Нерівномірність розподілу амплітуди може призводити до локального накопичення матеріалу або навіть до зміни напрямку транспортування. Такі явища можуть виникати, наприклад, при розсинхронізації дебалансних віброзбуджувачів або при виникненні додаткових кутових коливань корпусу машини.

У сучасних дослідженнях процес транспортування сипких матеріалів у вібраційних конвеєрах часто аналізується із використанням математичного моделювання та комп'ютерних симуляцій. Такі моделі дозволяють враховувати взаємодію між частинками матеріалу та їх контакт із поверхнею лотка. Для опису контактних сил широко застосовується модель Герца–Міндліна, яка враховує нормальні та тангенціальні сили взаємодії між частинками. У таких моделях шар матеріалу розглядається як система взаємодіючих частинок, рух яких визначається силами контакту, тертя та інерції.

Важливим напрямом досліджень є також розроблення методів керування швидкістю транспортування матеріалу. У сучасних вібраційних конвеєрах швидкість переміщення матеріалу може змінюватися шляхом регулювання частоти обертання дебалансного віброзбуджувача або зміни амплітуди коливань робочого органа. Застосування систем керування дозволяє забезпечити стабільну швидкість транспортування та адаптувати роботу машини до змін маси або фізичних властивостей матеріалу.

Для оцінювання режиму руху матеріалу використовується коефіцієнт вібраційного режиму.

$$K = \frac{A\omega^2 \sin \beta}{g} \quad (1.3)$$

Де A – амплітуда коливань лотка;

ω – кутова частота коливань;

β – кут напрямку коливань;

g – прискорення вільного падіння.

При $K < 1$ частинки рухаються по поверхні шляхом ковзання, а при $K > 1$ виникає режим підкидання матеріалу.

1.7 Висновки з розділу, мета та задачі дослідження.

У першому розділі проведено аналіз сучасного стану досліджень і конструктивних рішень вібраційних транспортуючих машин, призначених для переміщення сипких матеріалів у промислових технологічних процесах. Розглянуто основні типи вібраційних конвеєрів та їх конструктивні схеми, зокрема одномасові, двомасові, тримасові та багатомасові системи, а також особливості їх роботи залежно від типу приводу та способу збудження коливань. Показано, що ефективність функціонування таких машин значною мірою визначається динамічними характеристиками коливальної системи, параметрами віброзбуджувачів та конструктивною схемою підвіски робочого органа.

Проаналізовано основні типи віброзбуджувачів, які застосовуються у вібраційних технологічних машинах, зокрема електромагнітні, кінематичні, пневматичні, гідравлічні та інерційні. Встановлено, що найбільшого поширення у транспортно-технологічних машинах набули інерційні дебалансні віброзбуджувачі, що зумовлено простотою їх конструкції, надійністю в експлуатації та широким діапазоном регулювання параметрів коливань. Разом з тим показано, що для

забезпечення стабільної роботи вібраційних машин та підвищення їх енергоефективності важливу роль відіграють системи керування і стабілізації режимів роботи, які дозволяють підтримувати необхідні параметри коливань робочого органа та оптимізувати технологічний процес транспортування матеріалів.

Розглянуто сучасні підходи до керування режимами роботи вібраційних транспортуючих машин, зокрема застосування систем автоматичного керування, частотних перетворювачів та алгоритмів регулювання параметрів коливань. Показано, що використання зворотних зв'язків та адаптивних систем керування дозволяє забезпечити стабілізацію резонансних режимів, підвищити ефективність транспортування та зменшити енергетичні витрати.

Окрему увагу приділено аналізу реології руху сипких матеріалів по поверхні лотка вібраційного конвеєра. Встановлено, що переміщення матеріалу відбувається внаслідок циклічної взаємодії частинок із коливною поверхнею робочого органа та характеризується чергуванням фаз контакту, ковзання, відриву та балістичного руху. Показано, що швидкість транспортування матеріалу визначається параметрами коливань лотка (амплітудою, частотою, напрямком коливань), геометрією транспортуючого жолоба та фізико-механічними властивостями матеріалу.

Проведений аналіз наукових джерел показав, що незважаючи на значну кількість досліджень у галузі вібраційного транспорту, ряд питань, пов'язаних із оптимізацією параметрів коливальних систем, підвищенням енергоефективності вібраційних конвеєрів та стабілізацією режимів транспортування сипких матеріалів, залишаються недостатньо вивченими. Це зумовлює необхідність подальших теоретичних та експериментальних досліджень динаміки вібраційних транспортуючих машин і процесів взаємодії робочого органа з транспортованим матеріалом.

Отримані результати аналізу літературних джерел та існуючих конструктивних рішень є теоретичною основою для подальших

досліджень, спрямованих на обґрунтування конструктивних і динамічних параметрів вібраційних транспортуючих машин, що розглядаються у наступних розділах роботи.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ВІБРАЦІЙНИХ КОНВЕЄРІВ З ДВОМА ВІБРОЗБУДЖУВАЧАМИ

2.1 Дослідження робочих процесів у вібраційних конвеєрах з двома віброзбуджувачами

Одним із найбільш поширених типів транспортно-технологічних машин для переміщення сипких матеріалів є вібраційні конвеєри з інерційним приводом. Такі машини широко застосовуються у гірничій, металургійній, будівельній, харчовій та хімічній промисловості завдяки простоті конструкції, високій надійності та можливості регулювання продуктивності [12, 27, 44]. Конструктивно вібраційний конвеєр складається з жорсткого витягнутого лотка або жолоба, встановленого на системі пружних елементів, а також приводу, який забезпечує збудження коливального руху робочого органа (рисунок 2.1).

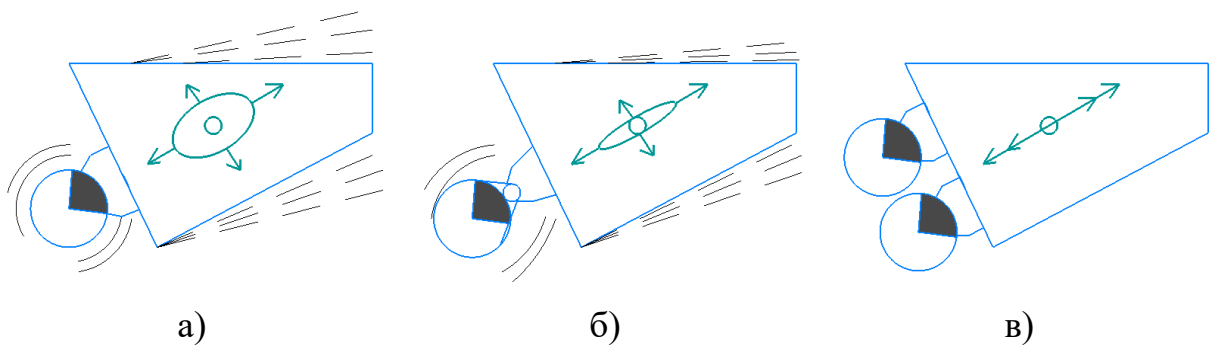


Рисунок 2.1 – Схема закріплення віброзбуджувачів на рамі конвеєра та створення

а) кругових коливань, б) еліптичних коливань, в) прямолінійних коливань

Найбільш поширеною є схема з двома інерційними віброзбуджувачами (рисунок 2.2), які обертаються у протилежних напрямках та створюють гармонійні коливання корпусу машини (рисунок 2.3) [18, 33, 52].



Рисунок 2.2 – Схема з двома інерційними вібробуджувачами

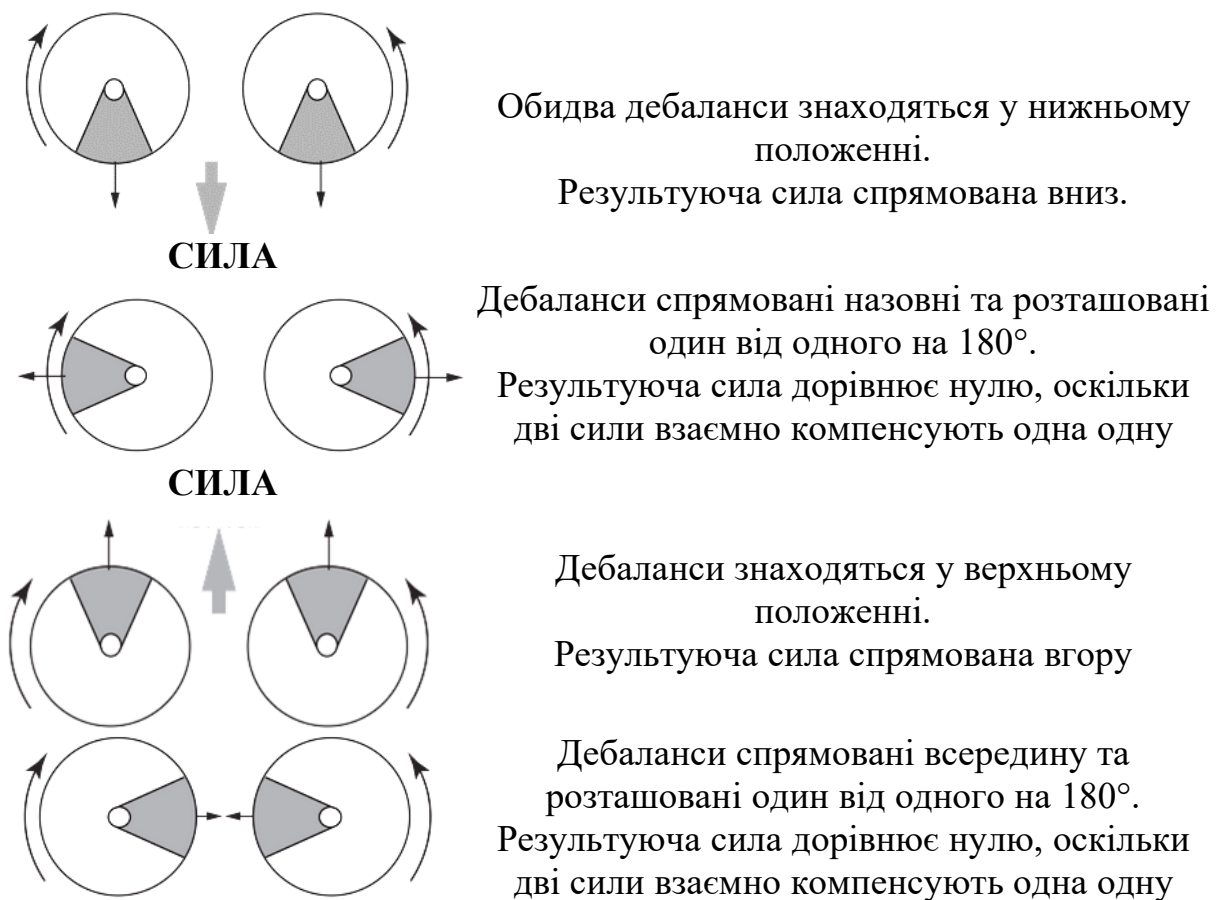


Рисунок 2.3 – Принцип роботи двох вібробуджувачів

У таких системах вібробудувачі являють собою дебалансні мотори, що обертаються з однаковою кутовою швидкістю. При протилежному напрямку обертання дебалансів результуюча сила інерції змінюється за синусоїдальним законом і діє вздовж визначеного напрямку коливань. Якщо лінія дії цієї сили проходить через центр мас конвеєра, забезпечується переважно поступальний характер руху лотка без виникнення значних крутильних або поперечних коливань

[21, 35, 61]. За умови симетричного розташування вібробудувачів та однакових параметрів пружної підвіски формується гармонійний коливальний режим, який сприяє стабільному транспортуванню сипкого матеріалу вздовж жолоба (рисунок 2.4).

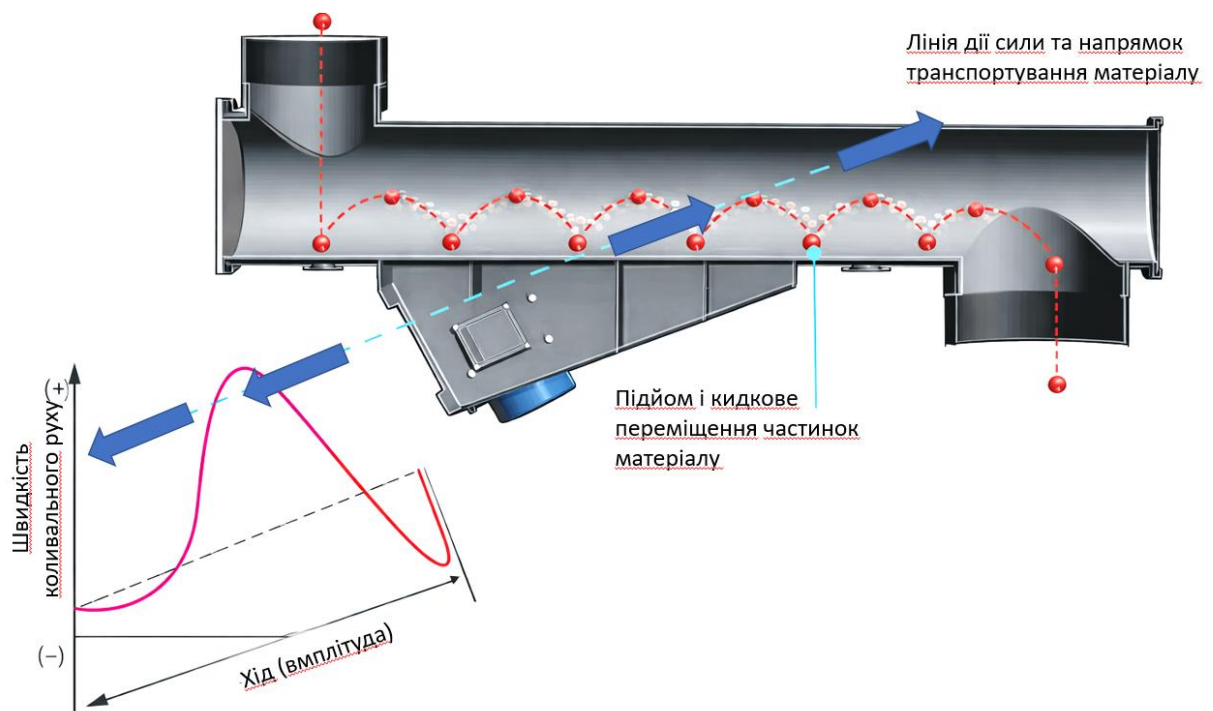


Рисунок 2.4 – Поступальний рух лотка вібраційного конвеєра

Пружна система підвіски відіграє важливу роль у формуванні динамічних характеристик машини. Традиційно у вібраційних конвеєрах застосовуються спіральні або листові пружини, що забезпечують необхідну жорсткість системи у напрямку робочих коливань [29, 46].

Однак у сучасних конструкціях дедалі частіше використовуються металево-еластомерні ізолятори, які поєднують у собі властивості пружного та демпфуючого елементів. Використання таких елементів дозволяє зменшити передачу вібрацій на фундамент і підвищити довговічність конструкції, проте їх виражені напрямні властивості можуть істотно впливати на динаміку системи та умови синхронізації вібробудувачів [31, 57].

Загальні принципи побудови вібраційних конвеєрів та закономірності руху сипкого матеріалу по коливальній поверхні досить добре досліджені у науковій літературі [14, 24]. Рух окремої частинки матеріалу зазвичай розглядається як рух матеріальної точки або дискретного елемента на коливальній площині (рисунок 2.5). У межах таких моделей матеріал переміщується вздовж поверхні лотка за рахунок циклічної взаємодії частинок із робочим органом, що включає фази контакту, ковзання, відриву та балістичного переміщення (рисунок 2.6, 2.7).

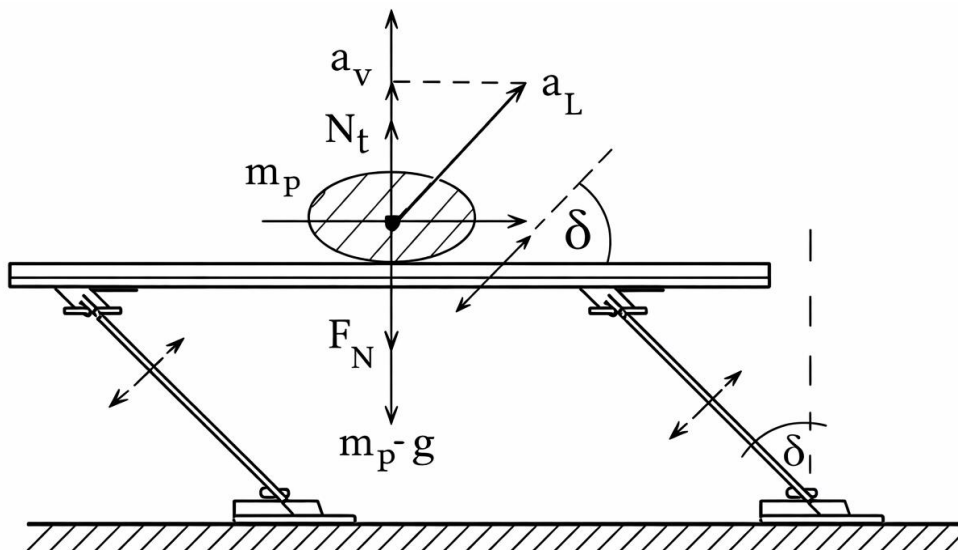


Рисунок 2.5 – Рух окремої частинки матеріалу на коливальній площині

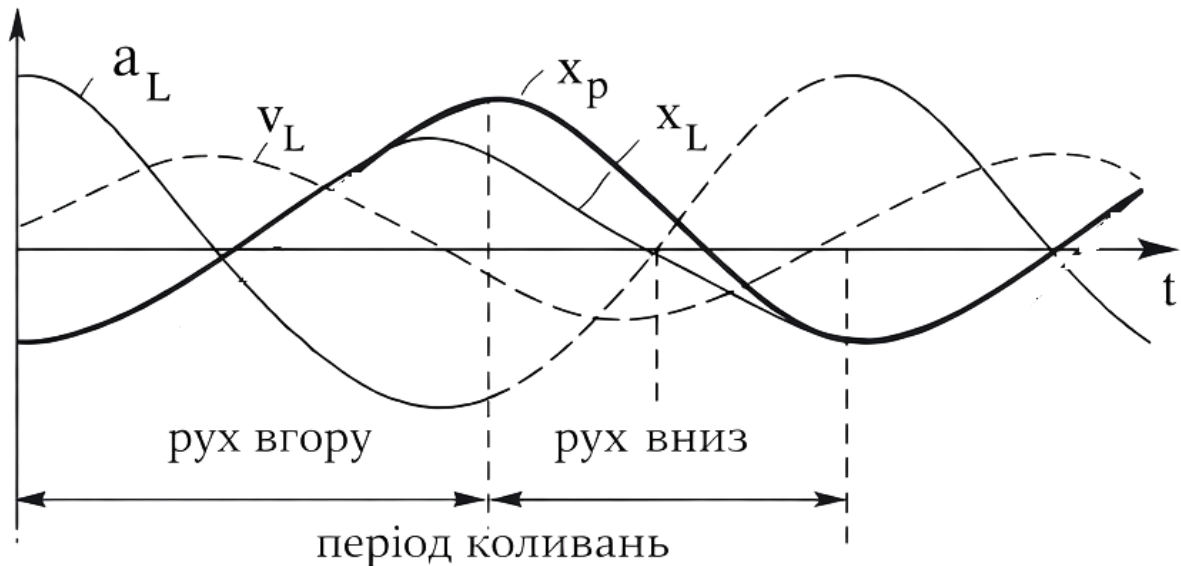


Рисунок 2.6 – Характерні значення форм хвиль

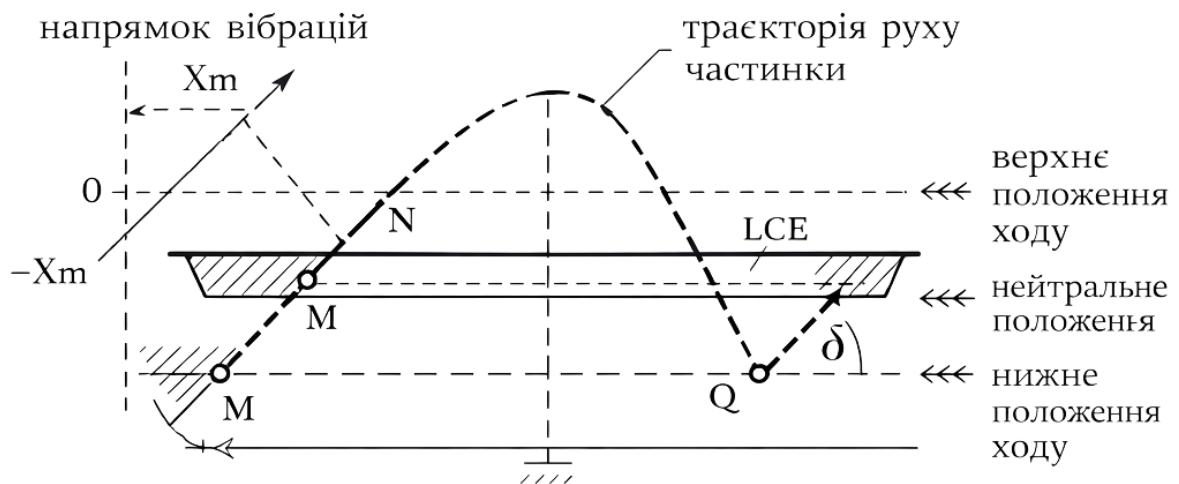


Рисунок 2.7 – Траєкторія руху віртуальних частинок

Для дослідження процесу транспортування сипких матеріалів у вібраційних конвеєрах необхідно розробити адекватну динамічну модель взаємодії робочого органа машини та матеріального середовища. Основою такої моделі є опис руху частинок матеріалу на коливальній поверхні лотка під дією інерційних сил, сили тяжіння та реакції опори.

Розглянемо рух окремої частинки матеріалу масою m_p , що знаходиться на поверхні лотка вібраційного конвеєра. Взаємодія частинки з робочою поверхнею визначається рівнянням динамічної рівноваги у вертикальному напрямку

$$m_p \ddot{z} = \sum_{i=1}^n F_i = N - m_p g \quad (2.1)$$

де m_p – маса частинки матеріалу;

\ddot{z} – вертикальне прискорення частинки;

F – сили, що діють на частинку;

N – нормальна реакція поверхні лотка;

g – прискорення вільного падіння.

Коливальний рух лотка вібраційного конвеєра формується дією інерційних віброзбуджувачів. У більшості випадків цей рух може бути описаний гармонійною функцією переміщення

$$z(t) = A_m \sin(\omega t) \quad (2.2)$$

де A_m – амплітуда коливань поверхні лотка;

ω – кутова частота збудження (дебалансів);

t – час.

Вертикальна складова прискорення поверхні лотка визначається як друга похідна переміщення за часом

$$a_z(t) = \ddot{z}(t) = -A_m \omega^2 \sin(\omega t) \quad (2.3)$$

У реальних вібраційних конвеєрах коливання лотка відбуваються під певним кутом β до горизонту. Тому вертикальна складова прискорення визначається співвідношенням

$$a_v(t) = -A_m \omega^2 \sin \beta \sin(\omega t) \quad (2.4)$$

З урахуванням цього нормальна сила притиснення частинки матеріалу до поверхні лотка набуває вигляду

$$N = m_p (g - A_m \omega^2 \sin \beta \sin(\omega t)) \quad (2.5)$$

Це рівняння показує, що реакція опори змінюється у часі залежно від параметрів коливального руху робочого органа. При певних значеннях прискорення поверхні лотка можливе зменшення або повне зникнення реакції опори, що призводить до відриву частинки від поверхні.

Для оцінювання режиму роботи вібраційного конвеєра використовується коефіцієнт режиму транспортування, який визначається як відношення максимальної вертикальної складової прискорення робочої поверхні до прискорення сили тяжіння

$$K = \frac{a_{v,\max}}{g} \quad (2.6)$$

Оскільки максимальне значення вертикального прискорення дорівнює

$$a_{v,\max} = A_m \omega^2 \sin \beta \quad (2.7)$$

коефіцієнт режиму роботи конвеєра визначається за 1.3.

При $K < 1$ вертикальне прискорення поверхні менше за прискорення сили тяжіння, тому частинки матеріалу не відриваються від поверхні лотка і переміщуються шляхом ковзання або перекочування. У випадку $K = 1$ частинка перебуває у граничному стані між режимом ковзання та режимом підкидання. Якщо ж $K > 1$ прискорення поверхні перевищує прискорення сили тяжіння, що призводить до відриву частинок матеріалу від лотка та переходу процесу транспортування у режим підкидання.

У цьому режимі частинки матеріалу рухаються по балістичних траєкторіях, а їх переміщення уздовж лотка визначається співвідношенням горизонтальної складової швидкості та часу польоту.

Таким чином, параметри коливального руху робочого органа – амплітуда A_m , частота збудження ω та напрямок коливань β – визначають умови взаємодії матеріалу з поверхнею лотка та істотно впливають на швидкість транспортування матеріалу.

Незважаючи на достатньо глибоке теоретичне опрацювання цих процесів, у практичній експлуатації вібраційних конвеєрів нерідко спостерігаються відмови обладнання або відхилення режимів транспортування від розрахункових.

Основними причинами таких явищ є як конструктивні, так і експлуатаційні фактори. До них належать недосконалі технології з'єднання елементів корпусу, що можуть призводити до появи залишкових напружень і тріщин у конструкції, а також похибки проектування, пов'язані з неправильним визначенням положення центру мас системи або напрямку дії збуджувальної сили [36, 48]. Додатковим фактором є недостатнє врахування гнучкості корпусу лотка під час проектування. У такому випадку можливе виникнення згинальних форм коливань, що призводять до структурного резонансу, нерівномірного розподілу амплітуд уздовж довжини лотка та порушення синхронізації роботи віброзбуджувачів.

Особливої уваги потребує процес самосинхронізації інерційних віброзбуджувачів, який є характерною особливістю систем з двома дебалансними роторами. У таких системах синхронізація обертання виникає внаслідок взаємодії між коливальною системою машини та інерційними силами віброзбуджувачів [19, 53]. При цьому навіть за відсутності механічного зв'язку між роторами їх обертання може узгоджуватися таким чином, що результуюча сила інерції набуває стабільного напрямку. Стабільність цього процесу значною мірою залежить від параметрів підвіски, маси лотка та положення віброзбуджувачів відносно центру мас системи.

У науковій літературі зустрічаються приклади математичних моделей вібраційних конвеєрів, у яких враховується просторовий характер руху лотка [5, 16, 22, 34, 56]. Проте більшість із цих моделей мають певні спрощення (рисунок 2.8).

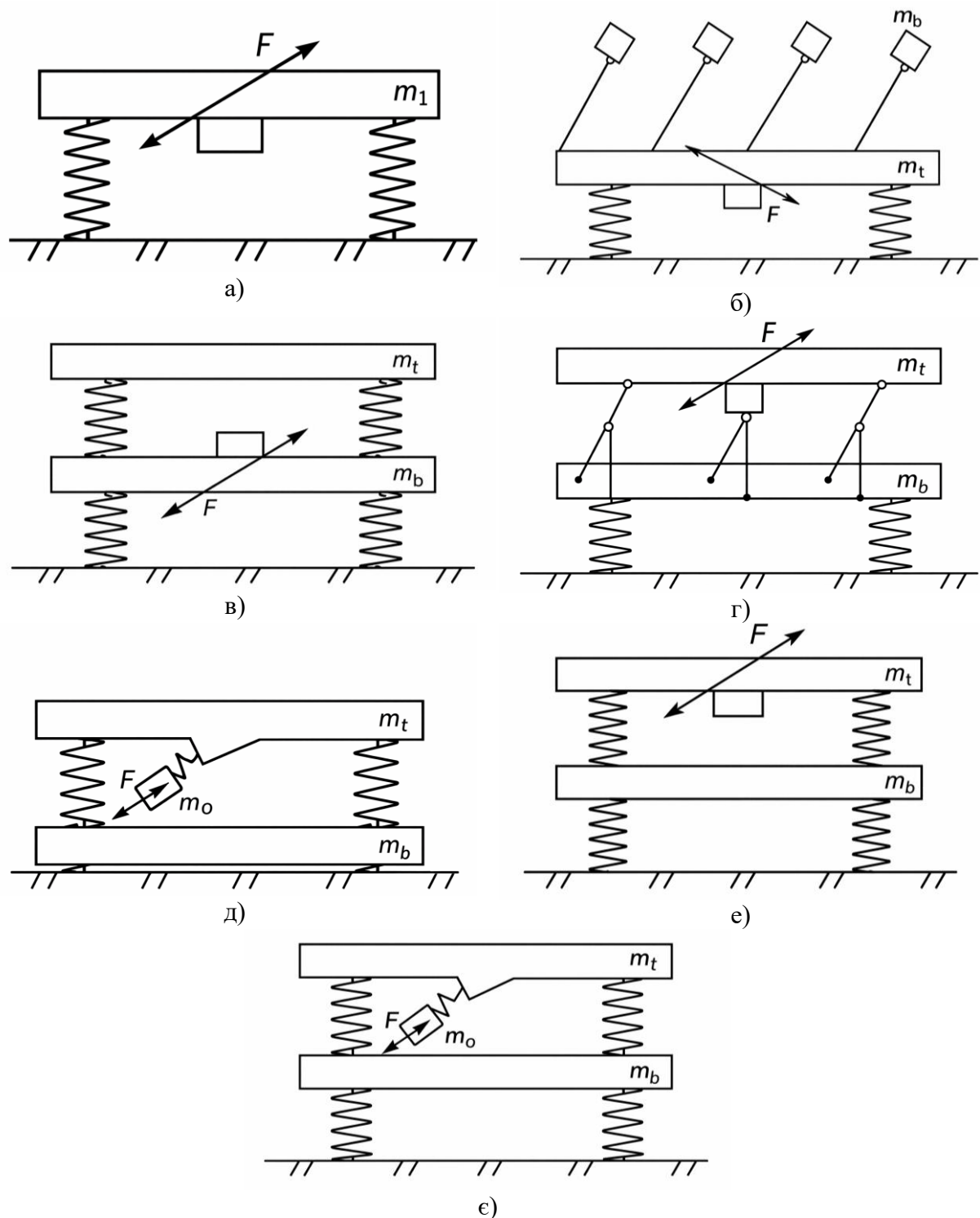


Рисунок 2.8 – Основні конструктивно-розрахункові схеми вібраційних конвеєрів

а – одномасна система на пружних опорах; б – одномасна система з маятниковими дебалансами; в – двомасна система; г – двомасна важільна система; д – двомасна система з вбудованим інерційним вібробудувачем; е – двомасна система з реактивною масою; є – двомасна система з похило встановленим інерційним вібробудувачем.

Зокрема, дія віброзбуджувачів часто замінюється зосередженою гармонійною силою, прикладеною до корпусу машини. Такий підхід дозволяє спростити розрахунок динамічної системи, але не дає змоги врахувати реальний механізм взаємодії між роторами віброзбуджувачів та корпусом машини. У результаті подібні моделі не відображають процесу самосинхронізації дебалансів, що може призводити до неточності розрахунків.

З огляду на це, у сучасних дослідженнях значна увага приділяється розробці більш детальних просторових моделей вібраційних конвеєрів з двома віброзбуджувачами (рисунок 2.9) [16, 23, 37, 59].

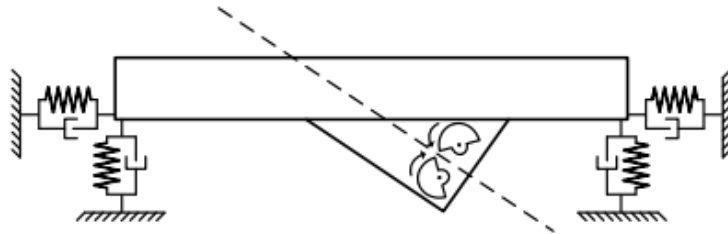


Рисунок 2.9 – Схематичне зображення розрахункової схем вібраційної машини з двома вібраторами

Бажаним режимом роботи вібраційної машини є стан, за якого обидва віброзбуджувачі працюють у протилежних напрямках та синфазно, створюючи результуючу збуджувальну силу у напрямку робочих коливань s . Напрямок цієї сили повинен проходити через центр мас машини. За такої умови забезпечується симетрія системи пружних опор і виключається збудження кутових коливань корпусу машини.

Умови виникнення синхронного та синфазного обертання віброзбуджувачів можуть бути визначені на основі інтегрального критерію,

$$D(\varphi_1 - \varphi_2, \varphi_1 - \varphi_3, \dots, \varphi_1 - \varphi_n) = \frac{1}{T} \left[\int_0^T (E - V) dt - \int_0^T (E_w - V_w) dt \right] = \min \quad (2.8)$$

Відповідно до цього критерію система фазових кутів є стійкою поблизу значень $\Delta\varphi_{12}, \varphi_{13}, \dots, \varphi_{1n}$, якщо для цих значень функція D , визначена рівнянням (2.8), досягає локального мінімуму.

де $\Delta\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ – кути обертання окремих віброзбуджувачів відносно початкового положення;

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \text{ – період вимушених коливань;}$$

E_K – кінетична енергія корпусу машини з роторами, маси яких зосереджені у точках їх кріплення;

V – потенціальна енергія системи пружної підвіски машини;

E_w, V_w – відповідно кінетична та потенціальна енергія взаємодії між віброзбуджувачами.

Аналіз допустимих кутів розфазування віброзбуджувачів для різних типів вібраційних машин [7] показує, що ефект десинхронізації для робочого процесу характеризується такими значеннями:

$$\Delta\varphi \leq 3 - 5^0 \text{ – для вібраційних грохотів;}$$

$$\Delta\varphi \leq 5 - 12^0 \text{ – для віброживильників;}$$

$$\Delta\varphi \leq 12 - 16^0 \text{ – для вібраційних конвеєрів.}$$

Практичні дослідження показують, що розфазування віброзбуджувачів може призводити до локальних накопичень сипкого матеріалу, а у крайніх випадках – до повної зупинки потоку матеріалу або навіть до зміни напрямку його транспортування.

Такі моделі дозволяють проводити чисельне моделювання роботи машини та оцінювати вплив конструктивних параметрів на процес синхронізації дебалансів, характер коливального руху лотка та умови транспортування матеріалу. Зокрема, за допомогою таких моделей можна визначити відхилення лінії дії результуючої сили інерції відносно центру

мас системи, а також дослідити вплив розташування головних осей інерції корпусу на динаміку машини.

Актуальність проведення таких досліджень підтверджується також практичними випадками нестабільної роботи вібраційних конвеєрів у промислових умовах. У деяких експлуатаційних ситуаціях спостерігається поява додаткових поперечних або крутильних коливань корпусу, що супроводжуються нерівномірним рухом матеріалу по лотку та появою биття робочого органа. Подібні явища призводять до порушення лінійності траєкторії транспортування матеріалу, зниження продуктивності конвеєра та підвищеного зношування елементів конструкції.

Застосування традиційних плоских динамічних моделей у таких випадках виявляється недостатнім, оскільки вони не враховують просторовий характер коливального руху та взаємодію між вібробудувачами і корпусом машини. Тому для адекватного опису робочого процесу необхідно використовувати просторові математичні моделі, які дозволяють врахувати реальні умови роботи обладнання та забезпечити більш точне прогнозування динамічних параметрів системи.

Таким чином, дослідження робочих процесів вібраційних конвеєрів з двома вібробудувачами є важливою науково-технічною задачею, що потребує комплексного врахування конструктивних, динамічних та технологічних факторів. Розроблення адекватних математичних моделей таких систем дозволяє підвищити точність розрахунків, оптимізувати конструктивні параметри конвеєра та забезпечити стабільну роботу обладнання у різних режимах експлуатації.

2.2 Розроблення динамічної моделі вібраційного конвеєра з двома інерційними вібробудувачами

Для підвищення ефективності вібраційного транспортування матеріалів необхідне адекватне математичне описання спільного руху лотка, підвіски, інерційних вібробудувачів і транспортованого

середовища. У працях [65, 67, 72] та інших дослідників показано, що при аналізі вібраційних машин транспортно-технологічного призначення недостатньо враховувати лише основну гармоніку збудження; для коректного опису робочого процесу слід враховувати внесок вищих гармонік, дисипативні властивості підвіски та середовища, а також просторовий характер коливань [64, 67–69, 72, 74, 81, 85]. Для вібраційних конвеєрів з двома інерційними віброзбуджувачами це особливо важливо, оскільки навіть незначне розузгодження фаз, асиметрія розташування віброзбуджувачів або відхилення лінії дії результуючої сили від центра мас системи викликають кутові коливання корпусу, нерівномірний розподіл амплітуд уздовж лотка та зниження транспортної здатності [1, 4, 10, 17, 23, 52].

У подальшому розглядається вібраційний конвеєр, що складається з жорсткого лотка масою m_k , встановленого на пружній підвісці, та двох дебалансних віброзбуджувачів з масами m_1 і m_2 , які обертаються у протилежних напрямках. У першому наближенні корпус конвеєра вважається абсолютно твердим, а підвіска – лінійно-пружною з лінійно-в'язким демпфуванням. Робочий процес описується у площині основних коливань, що дає змогу виділити узагальнені координати

$$q = \{x, y, \alpha, \varphi_1, \varphi_2\} \quad (2.9)$$

де x і y – поступальні переміщення центра мас лотка у горизонтальному та вертикальному напрямках, α – малий кут повороту корпусу, φ_1, φ_2 – кути повороту дебалансів першого та другого віброзбуджувачів.

Розрахункова схема зображена на рисунку 2.10.

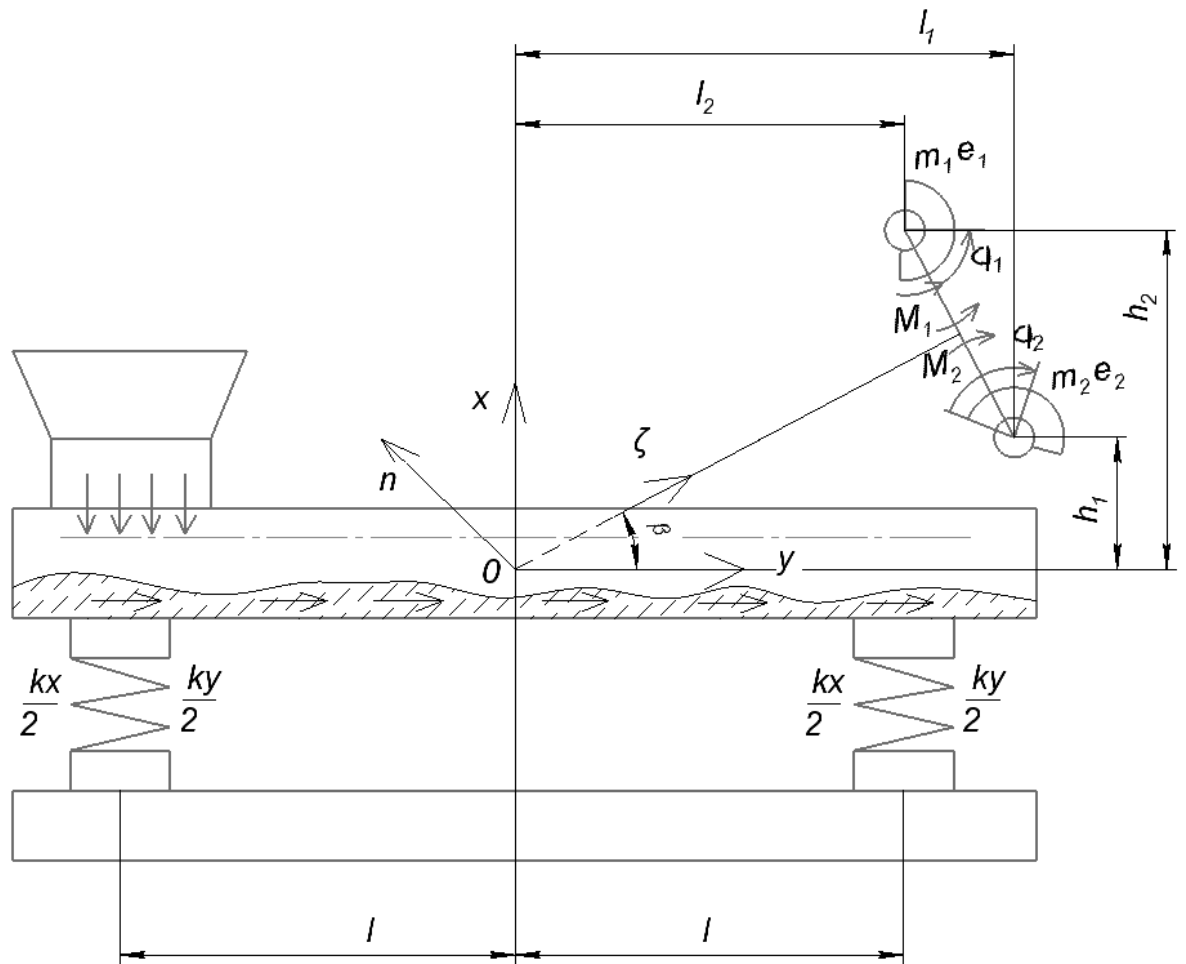


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема вібраційного конвеєра

У разі необхідності врахування просторового руху система може бути розширена до восьми узагальнених координат з використанням кутів Ейлера, однак для виведення базових диференціальних рівнянь робочого процесу вібраційного конвеєра з двома вібробуджувачами доцільно використати плоску схему, яка узгоджується з підходами, застосованими в роботах з аналізу конвеєрів класичної та резонансної конструкції [5, 10, 17, 23].

2.2.1 Кінематична схема та сили інерції вібробуджувачів

Кожен вібробуджувач створює відцентрову силу, компоненти якої в осях x та y дорівнюють

$$F_{x1} = m_1 e_1 (\dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1 + \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1) \quad (2.10)$$

$$F_{x2} = m_2 e_2 (\dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 + \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2) \quad (2.11)$$

$$F_{y1} = m_1 e_1 (\dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1 - \ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1) \quad (2.12)$$

$$F_{y2} = m_2 e_2 (\dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 - \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2) \quad (2.13)$$

де e_1, e_2 – ексцентриситети дебалансів.

Сумарна збурювальна сила системи визначається як

$$F_x = F_{x1} + F_{x2}. \quad (2.14)$$

$$F_y = F_{y1} + F_{y2} \quad (2.15)$$

Якщо вібробуджувачі однакові та працюють синхронно у протифазному режимі,

$$m_1 = m_2 = m_v \quad (2.16)$$

$$e_1 = e_2 = e \quad (2.17)$$

$$\varphi_2 = \pi - \varphi_1 \quad (2.18)$$

то формується переважно напрямлена гармонічна сила. Однак у реальній машині через самосинхронізацію, відмінність моментів опору, гравітаційні впливи та взаємодію з матеріалом виникають фазові відхилення, що породжують додаткові складові руху [1, 10, 17, 18, 21, 23].

2.2.2 Урахування вищих гармонік збудження

Відповідно до наукових підходів [64, 72], при аналізі робочого процесу вібраційних машин доцільно враховувати внесок вищих гармонік, оскільки вони впливають на характер прискорень, пікові навантаження в підвісці, умови відриву матеріалу від лотка та енергетичну ефективність машини. Тому кутове переміщення ротора доцільно подавати у вигляді

$$\varphi_i(t) = \omega t + \sum_{r=2}^s \mu_{ir} \sin(r\omega t + \gamma_{ir}), \quad i = 1, 2, \quad (2.19)$$

де ω – основна кутова швидкість обертання, μ_{ir} і γ_{ir} – амплітуди та початкові фази r -ї гармоніки.

Тоді сумарна збурювальна сила може бути представлена рядом Фур'є

$$F_x(t) = \sum_{r=1}^s (A_r \cos r\omega t + B_r \sin r\omega t), \quad (2.20)$$

$$F_y(t) = \sum_{r=1}^s (C_r \cos r\omega t + D_r \sin r\omega t) \quad (2.21)$$

де коефіцієнти A_r, B_r, C_r, D_r визначаються масово-геометричними параметрами дебалансів та кінематикою їх обертання. Урахування цих членів дає змогу перейти від ідеалізованої моночастотної моделі до більш реалістичного опису динаміки конвеєра.

2.2.3 Кінетична енергія системи

Кінетична енергія вібраційного конвеєра складається з кінетичної енергії корпусу та віброзбуджувачів:

$$E_K = \frac{1}{2} m_k (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} J_k \dot{\alpha}^2 + \sum_{i=1}^2 \left[\frac{1}{2} J_{0i} \dot{\varphi}_i^2 + \frac{1}{2} m_i (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) \right] \quad (2.22)$$

де m_k – маса лотка (робочого органа) вібраційного конвеєра;

J_k – момент інерції корпусу (лотка) відносно центра мас

Для першого віброзбуджувача, встановленого на відстанях a_1 та h_1 від центра мас корпусу,

$$\dot{x}_1 = \dot{x} - h_1 \dot{\alpha} - e_1 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 \quad (2.23)$$

$$\dot{y}_1 = \dot{y} + a_1 \dot{\alpha} + e_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 \quad (2.24)$$

для другого

$$\dot{x}_2 = \dot{x} + h_2 \dot{\alpha} - e_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \quad (2.25)$$

$$\dot{y}_2 = \dot{y} - a_2 \dot{\alpha} + e_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \quad (2.26)$$

Після підстановки маємо розгорнутий вираз

$$\begin{aligned}
E_K = & \frac{1}{2} m_k (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} J_k \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} J_{01} \dot{\varphi}_1^2 + \\
& + \frac{1}{2} J_{02} \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} m_1 (\dot{x} - h_1 \dot{\alpha} - e_1 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1)^2 + \frac{1}{2} m_1 (\dot{y} + a_1 \dot{\alpha} + e_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1)^2 + (2.27) \\
& + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x} + h_2 \dot{\alpha} - e_2 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{y} - a_2 \dot{\alpha} + e_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2)^2 .
\end{aligned}$$

Цей вираз узгоджується з класичними енергетичними моделями вібраційних конвеєрів і дає змогу врахувати як поступальний, так і обертальний рух системи [17, 23, 52].

2.2.4 Потенціальна енергія системи

Потенціальна енергія складається з енергії деформації підвіски та, за потреби, енергії додаткового пружного елемента або резонатора:

$$V = \frac{1}{2} k_x (x + h\alpha)^2 + \frac{1}{2} k_{y1} (y + l_1\alpha)^2 + \frac{1}{2} k_{y2} (y - l_2\alpha)^2 + \frac{1}{2} k_n n^2 + V_g. (2.28)$$

де k_x – еквівалентна жорсткість у напрямі робочих коливань, k_{y1} , k_{y2} – жорсткості опор у вертикальному напрямі, k_n – жорсткість додаткової пружної ланки, n – залежна координата допоміжного руху, V_g – потенціальна енергія сили тяжіння.

Для похило встановлених віброізоляторів або металево-еластомерних опор з анізотропною жорсткістю доцільно записувати потенціальну енергію у матричній формі

$$V_{\text{iso}} = \frac{1}{2} \Delta^T [K] \Delta \quad (2.29)$$

де

$$\Delta = \{\Delta x, \Delta y, \Delta z, \Delta \varphi_x, \Delta \varphi_y, \Delta \varphi_z\}^T. \quad (2.30)$$

Такий підхід особливо важливий у моделях, де потрібно врахувати просторові ефекти та напрямні властивості металево-еластомерних ізоляторів [4, 17, 23].

2.2.5 Дисипативна функція

Втрати енергії у підвісці, вібробудувачах та середовищі описуються дисипативною функцією

$$N = \frac{1}{2}b_x(\dot{x} + h\dot{\alpha})^2 + \frac{1}{2}b_{y1}(\dot{y} + l_1\dot{\alpha})^2 + \frac{1}{2}b_{y2}(\dot{y} - l_2\dot{\alpha})^2 + \frac{1}{2}b_n\dot{n}^2 + \frac{1}{2}b_{\varphi1}\dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}b_{\varphi2}\dot{\varphi}_2^2. \quad (2.31)$$

Використовуючи підходи до еквівалентного лінійного демпфування, матрицю демпфування можна подати як $[B] = \beta[K]$, $\beta = \frac{\pi}{2\delta\omega_0}$

де δ – логарифмічний декремент затухання, ω_0 – власна частота системи. Такий опис дозволяє узгодити експериментально визначене матеріальне демпфування з лінійною в'язкою моделлю [4, 51, 82].

2.2.6 Рівняння руху за Лагранжем

Функцію Лагранжа системи запишемо у вигляді

$$L = T - V. \quad (2.32)$$

Тоді для кожної узагальненої координати q_i рівняння руху мають вигляд

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} + \frac{\partial N}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (2.33)$$

Після підстановки виразів для L , T , V , одержуємо систему великих зв'язаних диференціальних рівнянь руху. Для координати x :

$$Q_x = (m_k + m_1 + m_2)\ddot{x} + (m_2h_2 - m_1h_1)\ddot{\alpha} + b_x(\dot{x} + h\dot{\alpha}) + 2k_x(x + h\alpha) - m_1e_1(\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1) - m_2e_2(\ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2) \quad (2.34)$$

Для координати y :

$$\begin{aligned}
Q_y = & (m_k + m_1 + m_2)\ddot{y} + (m_1 a_1 - m_2 a_2)\ddot{\alpha} + \\
& + b_{y1}(\dot{y} + l_1 \dot{\alpha}) + b_{y2}(\dot{y} - l_2 \dot{\alpha}) + k_{y1}(y + l_1 \alpha) + \\
& + k_{y2}(y - l_2 \alpha) + m_1 e_1 (\ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1) + \\
& + m_2 e_2 (\ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2)
\end{aligned} \tag{2.35}$$

Для кутової координати α :

$$\begin{aligned}
Q_\alpha = & J_\Sigma \ddot{\alpha} + (m_2 h_2 - m_1 h_1)\ddot{x} + (m_1 a_1 - m_2 a_2)\ddot{y} + \\
& + b_x h(\dot{x} + h \dot{\alpha}) + b_{y1} l_1 (\dot{y} + l_1 \dot{\alpha}) - b_{y2} l_2 (\dot{y} - l_2 \dot{\alpha}) + \\
& + 2k_x h(x + h \alpha) + k_{y1} l_1 (y + l_1 \alpha) - k_{y2} l_2 (y - l_2 \alpha) - \\
& - m_1 e_1 [h_1 \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + h_1 \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1 - a_1 \ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + a_1 \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1] + \\
& + m_2 e_2 [h_2 \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + h_2 \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 - a_2 \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + a_2 \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2]
\end{aligned} \tag{2.36}$$

де

$$J_\Sigma = J_k + m_1 (a_1^2 + h_1^2) + m_2 (a_2^2 + h_2^2) \tag{2.37}$$

Для кутів обертання дебалансів:

$$\begin{aligned}
& J_{01} \ddot{\varphi}_1 + b_{\varphi 1} \dot{\varphi}_1 - m_1 e_1 \ddot{x} \sin \varphi_1 + \\
& + m_1 e_1 \ddot{y} \cos \varphi_1 - m_1 e_1 h_1 \ddot{\alpha} \sin \varphi_1 + \\
& + m_1 e_1 a_1 \ddot{\alpha} \cos \varphi_1 + m_1 g e_1 \cos \varphi_1 = M_{e1} - M_{op1}.
\end{aligned} \tag{2.38}$$

$$\begin{aligned}
& J_{02} \ddot{\varphi}_2 + b_{\varphi 2} \dot{\varphi}_2 - m_2 e_2 \ddot{x} \sin \varphi_2 + m_2 e_2 \ddot{y} \cos \varphi_2 + m_2 e_2 h_2 \ddot{\alpha} \sin \varphi_2 - \\
& - m_2 e_2 a_2 \ddot{\alpha} \cos \varphi_2 + m_2 g e_2 \cos \varphi_2 = M_{e2} - M_{op2}.
\end{aligned} \tag{2.39}$$

Якщо в модель вводиться додаткова координата n , пов'язана з поперечним зміщенням вузла кріплення або додатковою пружною ланкою, то маємо ще одне рівняння:

$$m_n \ddot{n} + b_n \dot{n} + k_n n = Q_n \tag{2.40}$$

2.2.7 Узагальнені сили та модель двигунів

Узагальнені сили в координатах φ_1, φ_2 визначаються електромагнітними моментами двигунів і моментами опору:

$$Q_{\varphi 1} = M_{e1} - M_{op1}, \tag{2.41}$$

$$Q_{\varphi 2} = M_{e2} - M_{op2}. \quad (2.42)$$

Для асинхронних двигунів зручно використовувати статичну апроксимацію електромагнітного моменту

$$M_{ei} = \frac{2M_{ut}(\omega_{ss} - \dot{\varphi}_i)(\omega_{ss} - \omega_{ut})}{(\omega_{ss} - \omega_{ut})^2 + (\omega_{ss} - \dot{\varphi}_i)^2}, \quad i = 1, 2. \quad (2.43)$$

де M_{ut} – критичний момент, ω_{ss} – синхронна кутова швидкість, ω_{ut} – швидкість, що відповідає критичному моменту. Така залежність добре зарекомендувала себе при моделюванні систем з самосинхронізованими вібробуджувачами [1, 4, 10, 17, 23].

2.2.8 Урахування транспортованого матеріалу

Для опису взаємодії лотка з матеріалом можна використати багат шарову дискретну модель, у якій кожний елемент шару має координати $\xi_{j,k}$ та $\eta_{j,k}$, а контактні сили визначаються за формулою

$$F_{j,j-1,k} = k_s (\eta_{j-1,k} - \eta_{j,k})^p \cdot \left[1 - \frac{1}{2}(1 - R^2) \left(1 - \operatorname{sgn}(\eta_{j-1,k} - \eta_{j,k}) \operatorname{sgn}(\dot{\eta}_{j-1,k} - \dot{\eta}_{j,k}) \right) \right] \quad (2.44)$$

$$T_{j,j-1,k} = -\mu F_{j,j-1,k} \operatorname{sgn}(\dot{\xi}_{j,k} - \dot{\xi}_{j-1,k}) \quad (2.45)$$

а рівняння руху окремого елемента шару мають вигляд

$$m_{n,j,k} \ddot{\xi}_{j,k} = T_{j,j-1,k} - T_{j+1,j,k} \quad (2.46)$$

$$m_{n,j,k} \ddot{\eta}_{j,k} = -m_{n,j,k} g + F_{j,j-1,k} - F_{j+1,j,k} \quad (2.47)$$

Саме така форма моделі дає змогу зв'язати динаміку машини з процесом транспортування матеріалу по лотку, що особливо важливо при дослідженні продуктивності, дозування та умов переходу від одноударного до двоударного режиму переміщення частинок [5, 6, 15, 16, 74].

2.2.9 Узагальнення моделі з урахуванням вищих гармонік

З урахуванням концепції внеску вищих гармонік, запропонованої в роботах [72, +=97], узагальнену систему рівнянь руху доцільно записати у матричній формі

$$[M]\ddot{q} + [C]\dot{q} + [K]q = Q^{(1)}(t) + \sum_{r=2}^s Q^{(r)}(t) + Q^{(m)}(t) \quad (2.48)$$

де $Q^{(1)}(t)$ – вектор основної гармоніки збудження, $\sum_{r=2}^s Q^{(r)}(t)$ – внесок вищих гармонік, $Q^{(m)}(t)$ – узагальнений вплив транспортованого матеріалу.

Такий запис є найбільш придатним для подальшого чисельного моделювання, оскільки дозволяє дослідити:

появу биття та модуляції амплітуд; вплив фазового розузгодження ротора; зміну коефіцієнта режиму транспортування; умови наближення до резонансу та стійкість самосинхронізації.

Отже, побудована динамічна модель вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами, на відміну від спрощених гармонічних схем, враховує просторово-плоский рух корпусу, обертання дебалансних мас, дисипативні властивості підвіски, вплив транспортованого матеріалу та внесок вищих гармонік у формування збурювальної сили. Це створює теоретичну основу для подальшого дослідження амплітудно-частотних характеристик системи, умов самосинхронізації віброзбуджувачів і визначення раціональних параметрів конвеєра.

2.3 Аналіз динамічних характеристик та умов самосинхронізації віброзбуджувачів

Побудована у попередньому підрозділі система диференціальних рівнянь описує динамічну взаємодію корпусу вібраційного конвеєра, підвіски, інерційних віброзбуджувачів та транспортованого матеріалу. Подальший аналіз спрямований на дослідження динамічних характеристик

системи, визначення амплітудно-частотних залежностей та умов самосинхронізації дебалансних вібробуджувачів.

2.3.1 Лінеаризація рівнянь руху

Для аналізу власних частот та амплітудно-частотних характеристик системи рівняння руху доцільно лінеаризувати відносно рівноважного положення. При цьому приймається, що кутові переміщення корпусу є малими, а кути обертання дебалансів змінюються за законом

$$\phi_i = \omega t + \Delta\phi_i \quad (2.49)$$

де

ω – середня кутова швидкість обертання ротора;

$\Delta\phi_i$ – мале відхилення фази.

У цьому випадку інерційна сила дебалансу може бути записана у вигляді

$$F_i = m_i e_i \omega^2 \quad (2.50)$$

а її проєкції на координатні осі мають вигляд

$$F_{xi} = m_i e_i \omega^2 \cos(\omega t + \Delta\phi_i) \quad (2.51)$$

$$F_{yi} = m_i e_i \omega^2 \sin(\omega t + \Delta\phi_i) \quad (2.52)$$

Сумарна збурювальна сила двох вібробуджувачів визначається як

$$F_x = \sum_{i=1}^2 m_i e_i \omega^2 \cos(\omega t + \Delta\phi_i) \quad (2.53)$$

$$F_y = \sum_{i=1}^2 m_i e_i \omega^2 \sin(\omega t + \Delta\phi_i) \quad (2.54)$$

Якщо ротори обертаються у протилежних напрямках та їхні фази відрізняються на π , формується переважно напрямлена гармонічна сила, що забезпечує прямолінійні коливання лотка.

2.3.2 Амплітудно-частотні характеристики системи

Для визначення амплітудно-частотної характеристики вібраційного конвеєра розглянемо спрощене рівняння руху у напрямі основних коливань

$$Mx'' + Cx' + Kx = F_0 \sin(\omega t) \quad (2.55)$$

де

M – приведена маса системи;

C – коефіцієнт демпфування;

K – жорсткість підвіски;

F_0 – амплітуда збурювальної сили.

Розв'язок цього рівняння має вигляд

$$x(t) = X \sin(\omega t - \varphi)$$

де амплітуда коливань

$$X = \frac{F_0 / M}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega\omega_0)^2}} \quad (2.56)$$

де

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}} \text{ – власна частота системи,}$$

$$\zeta = \frac{C}{2\sqrt{KM}} \text{ – коефіцієнт демпфування.}$$

Аналіз цієї залежності показує, що максимальна амплітуда коливань досягається у резонансній зоні

$$\omega \approx \omega_0 \quad (2.57)$$

що відповідає класичним результатам теорії вібраційних машин.

У роботах [67, 69] показано, що робота машин у поблизу резонансу дозволяє значно підвищити енергетичну ефективність процесу, однак вимагає врахування нелінійностей системи та впливу транспортованого матеріалу.

2.3.3 Умови самосинхронізації віброзбуджувачів

Важливою особливістю вібраційних машин з декількома дебалансними віброзбуджувачами є явище самосинхронізації,

Для аналізу синхронізації введемо різницю фаз

$$\Delta\phi = \phi_1 - \phi_2 \quad (2.58)$$

Рівняння руху для різниці фаз можна отримати шляхом віднімання рівнянь обертання ротора:

$$J_v \frac{d^2(\Delta\phi)}{dt^2} + b_v \frac{d(\Delta\phi)}{dt} + k_s \sin(\Delta\phi) = 0 \quad (2.59)$$

де J_v – момент інерції ротора;

b_v – коефіцієнт демпфування;

k_s – коефіцієнт синхронізуючого моменту.

Стаціонарний режим визначається умовою

$$\frac{d}{dt}(\Delta\phi) = 0 \quad (2.60)$$

тоді

$$k_s \sin(\Delta\phi) = 0 \quad (2.61)$$

звідки можливі два режими синхронізації: синфазний режим $\Delta\phi = 0$ та протифазний режим $\Delta\phi = \pi$

Для вібраційних конвеєрів найефективнішим є протифазний режим, оскільки у цьому випадку формується напрямлена гармонічна сила, що забезпечує поступальний рух матеріалу.

2.3.4 Вплив вищих гармонік на динаміку системи

З урахуванням розкладу сили збудження у ряд Фур'є

$$F(t) = \sum_{r=1}^n F_r \sin(r\omega t + \gamma_r) \quad (2.62)$$

рівняння руху системи можна записати у вигляді

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \sum_{r=1}^n F_r \sin(r\omega t + \gamma_r) \quad (2.63)$$

Розв'язок цього рівняння є суперпозицією гармонік

$$x(t) = \sum_{r=1}^n X_r \sin(r\omega t + \gamma_r - \varphi_r) \quad (2.64)$$

де

$$X_r = \frac{F_r / M}{\sqrt{(\omega_0^2 - (r\omega)^2)^2 + (2\zeta r\omega\omega_0)^2}} \quad (2.65)$$

Вищі гармоніки суттєво впливають на: пікові прискорення лотка; умови відриву частинок матеріалу; інтенсивність транспортування; навантаження у підвісці.

Саме вищі гармоніки формують імпульсні режими ущільнення та транспортування матеріалу.

2.3.5 Вплив транспортованого матеріалу на динаміку конвеєра

Транспортований матеріал створює додаткові інерційні та дисипативні сили, які можна врахувати введенням еквівалентної маси та коефіцієнта демпфування

$$M_{eq} = M + m_{mat} \quad (2.66)$$

$$C_{eq} = C + c_{mat} \quad (2.67)$$

де m_{mat} – приведена маса матеріалу;

c_{mat} – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу.

Це призводить до зміщення власної частоти системи

$$\omega_{0,eq} = \sqrt{\frac{K}{M_{eq}}} \quad (2.68)$$

що пояснює зміну режиму роботи конвеєра при зміні продуктивності.

Отримані аналітичні залежності дозволяють дослідити динамічні властивості вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами та визначити умови ефективної роботи машини. Проведений аналіз показує, що основними факторами, які визначають режим роботи конвеєра, є частота обертання віброзбуджувачів, жорсткість підвіски, маса транспортованого матеріалу та умови самосинхронізації ротора.

Амплітудно-частотна характеристика системи (рисунок 2.11) дозволяє визначити режими роботи вібраційного конвеєра залежно від співвідношення частоти збудження та власної частоти системи. Максимальна амплітуда коливань спостерігається в області резонансу $r \approx 1$. У реальних умовах експлуатації робота конвеєра здійснюється у зарезонансному режимі, що забезпечує стабільність коливального процесу та зменшення динамічних навантажень на елементи конструкції.

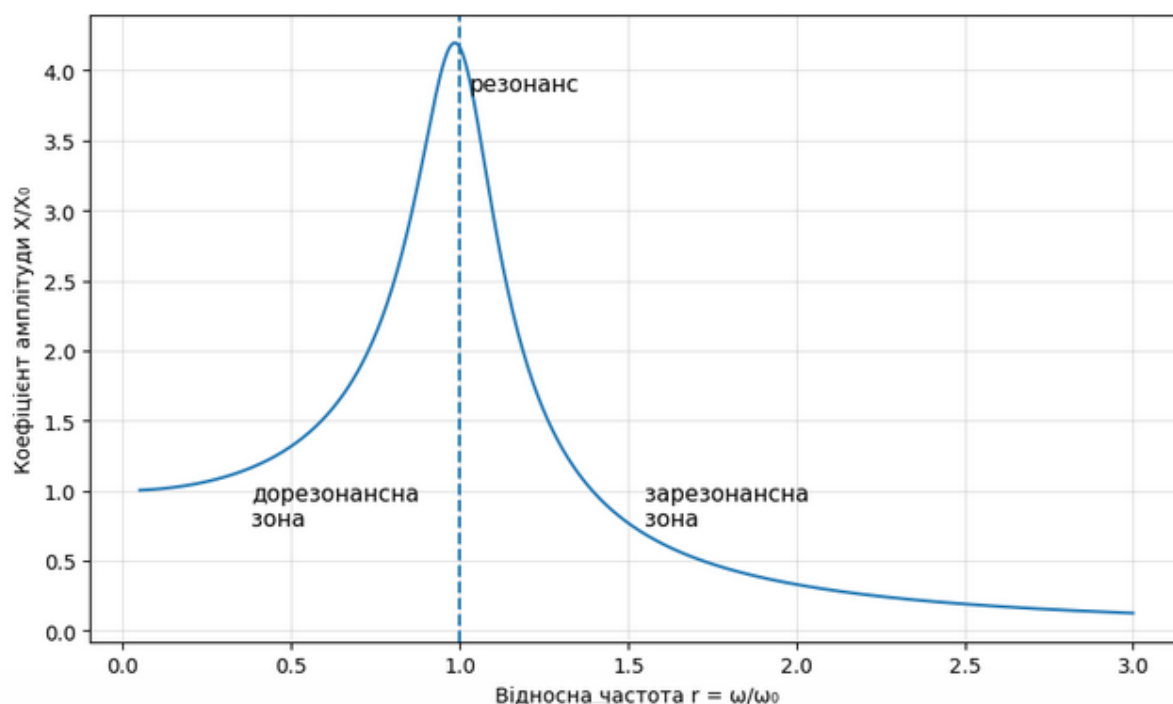


Рисунок 2. 11 – Амплітудно-частотна характеристика коливань лотка вібраційного конвеєра (при $r < 1$ – дорезонансна зона, $r \approx 1$ – резонанс, $r > 1$ – зарезонансний режим роботи)

2.11 Висновки з розділу 2

1. Сформовано теоретичні передумови дослідження робочого процесу вібраційного обладнання для транспортування матеріалів та обґрунтовано доцільність використання спрямованих коливань як основи для забезпечення стійкого переміщення вантажу по робочому органу. Встановлено, що ефективність транспортування суттєво залежить від раціонального поєднання конструктивної схеми машини, параметрів пружної системи та режимів збудження коливань.

2. На основі аналізу кінематичної схеми та сил інерції віброзбуджувачів отримано розрахункові залежності, які описують формування збурювальної сили, характер руху робочого органу та умови виникнення спрямованого транспортувального ефекту. Показано, що відхилення у фазових співвідношеннях, а також вплив вищих гармонік суттєво змінюють траєкторію коливань і, відповідно, інтенсивність переміщення матеріалу.

3. У результаті теоретичних досліджень динаміки вібраційної машини встановлено взаємозв'язок між масово-жорсткісними параметрами системи, енергетичним навантаженням на привід, амплітудно-частотними характеристиками та режимами руху транспортованого матеріалу. Це дало змогу визначити умови, за яких забезпечуються найбільш сприятливі режими роботи обладнання з точки зору продуктивності транспортування та зниження непродуктивних енерговитрат.

4. Проведений аналітичний аналіз підтвердив, що підвищення ефективності вібраційного обладнання для транспортування матеріалів досягається за рахунок комплексного врахування параметрів збудження, конструктивної компоновки та динамічних особливостей системи. Отримані результати є теоретичною основою для подальших експериментальних досліджень і оптимізації конструкції вібраційного транспортера у наступному розділі роботи.

РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТЕРУ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ

3.1. Основні вихідні положення та задачі досліджень.

Експериментальні дослідження вібраційного транспортеру для транспортування насипних вантажів виконуються з метою перевірки теоретичних положень, прийнятих у попередньому розділі, та встановлення реальних закономірностей руху коливної системи і транспортованого середовища за різних режимів роботи віброзбудження. Необхідність проведення таких досліджень зумовлена тим, що навіть за наявності аналітичної моделі робочий процес вібраційного транспортеру суттєво залежить від сукупного впливу конструктивних параметрів установки, маси рухомої частини, режиму обертання дебалансів, характеристик пружної системи та фізико-механічних властивостей насипного матеріалу. Саме тому для підтвердження адекватності прийнятої розрахункової схеми та оцінювання працездатності лабораторної установки необхідним є експериментальне встановлення параметрів, що визначають ефективність транспортування.

У подальших дослідженнях об'єктом вивчення є лабораторна установка вібраційного транспортеру трубчастого типу, в якій збудження коливань здійснюється двома інерційними віброзбуджувачами. На відміну від спрощеної схеми, де збуджувальна дія може бути подана через один еквівалентний узагальнений силовий фактор, у реальній установці формування коливального режиму відбувається внаслідок сумісної дії двох віброзбуджувачів, що створюють результуючу гармонічну силу.

. Відповідно до прийнятих вихідних даних, у лабораторній установці використовуються два віброзбуджувачі типу HONKER ZW-2.5, а зміна режиму коливань здійснюється шляхом варіювання частоти обертання дебалансів у межах 2840, 2340 та 1840 об/хв. Одночасно як керований

параметр системи приймається транспортований матеріал у жолобі як змінне робоче навантаження, величина якого визначається висотою шару всередині трубчастого каналу. Такий підхід дає можливість оцінити вплив двох найважливіших факторів – інтенсивності збудження та інерційних характеристик коливної системи – на амплітуду коливань, стійкість режиму руху і продуктивність транспортування.

Основним вихідним положенням дослідження є уявлення про лабораторну установку як про вібраційну механічну систему з розподіленими, але зведеними до еквівалентної моделі параметрами маси, жорсткості та демпфування.

При аналізі роботи установки важливим є коефіцієнт режиму роботи обладнання який характеризує інтенсивність вібраційного впливу на транспортований матеріал. Саме цей параметр дає змогу порівнювати режими роботи установки між собою та встановлювати межі переходу від недостатнього вібраційного впливу до режиму, за якого забезпечується стійке переміщення насипного вантажу вздовж трубчастого жолоба.

Експериментальні дослідження третього розділу спрямовані на фіксацію амплітудно-частотних показників та на встановлення взаємозв'язку між режимом збудження і технологічним ефектом транспортування насипного вантажу. При цьому особлива увага приділяється таким характеристикам, як стійкість коливального режиму, величина амплітуди, характер просторового руху робочого органа, інтенсивність переміщення матеріалу та загальна ефективність роботи установки.

З урахуванням викладеного, основними задачами експериментальних досліджень є встановлення впливу частоти обертання двох віброзбуджувачів і рухомої маси коливної системи на параметри вібраційного режиму лабораторної установки; експериментальне визначення амплітуд, прискорень та характеру руху робочого органа за різних режимів роботи; оцінювання умов забезпечення стійкого

транспортування насипного матеріалу; перевірка відповідності експериментальних результатів положенням аналітичної моделі, прийнятої в другому розділі; а також визначення раціональних режимів роботи установки на основі методу планування експерименту.

3.2 Опис конструкції лабораторної установки для проведення експериментальних досліджень та особливості розрахунку.

3.2.1 Опис конструкції лабораторної установки

Для проведення експериментальних досліджень процесу вібраційного транспортування сухого сипкого матеріалу розроблено лабораторну установку вібраційного транспортеру трубчастого типу (3d модель лабораторної установки зображена на рисунку 3.1). Конструкція установки відповідає схемі, прийнятій у попередньому розділі, та забезпечує можливість відтворення керованих режимів коливань робочого органа при зміні основних технологічних і динамічних параметрів системи.



Рисунок 3.1 – 3d модель лабораторної установки

Основним робочим органом установки є трубчастий жолоб круглого поперечного перерізу, виконаний у вигляді сталеві труби діаметром $D=110$ мм. Саме по внутрішній поверхні цієї труби здійснюється переміщення досліджуваного матеріалу. Як транспортоване середовище під час експериментів використовується сухий пісок, що дає можливість досліджувати процес вібраційного переміщення насипного вантажу з відносно стабільними фізико-механічними характеристиками та зменшити вплив вологості й злипання частинок на результати дослідів.

Трубчастий жолоб закріплений на рухомій рамі, яка утворює вібруючу частину установки. До складу цієї частини входять сам жолоб, вузли кріплення віброзбуджувачів, елементи підсилення, завантажувальний бункер, а також допоміжні монтажні деталі. Вага вібруючої частини установки без урахування транспортованого матеріалу становить 50 кг. У процесі досліджень ця маса збільшується за рахунок сухого піску, який знаходиться в жолобі, тому фактична рухома маса системи є змінною величиною. Таким чином, загальна маса коливної системи в кожному режимі визначається як сума сталої маси вібруючої частини та маси матеріалу, що перебуває в робочому органі.

Збудження коливань у лабораторній установці здійснюється двома інерційними віброзбуджувачами, розташованими на спільному кронштейні у середній частині конструкції, як це показано на фотографіях установки. Використання двох віброзбуджувачів забезпечує формування результуючої збуджувальної сили, достатньої для отримання необхідного режиму руху робочого органа. Така конструктивна схема дає змогу моделювати роботу реальних вібраційних транспортерів, у яких коливання створюються не одним, а двома узгоджено працюючими дебалансними приводами. Під час досліджень передбачається зміна частоти обертання дебалансів, що дозволяє варіювати інтенсивність коливального процесу та аналізувати його вплив на переміщення матеріалу.

Рухома частина установки спирається на пружні опори, за допомогою яких вона з'єднується з нерухомою опорною рамою. Нерухома рама виконує функції базового несучого елемента та забезпечує геометричну стабільність усієї установки під час роботи. Пружні опори одночасно виконують дві функції: забезпечують можливість коливального руху жолоба та обмежують передачу динамічних навантажень на опорну основу. У дослідженнях параметри цих опор розглядаються як один із керованих факторів, оскільки їх жорсткість безпосередньо впливає на амплітуду коливань, власну частоту системи та характер руху віброуючої частини.

Важливою вимогою до роботи лабораторної установки є забезпечення амплітуди коливань робочої поверхні в межах від 2 до 5 мм. Саме такий діапазон амплітуд є характерним для ефективного транспортування сипких матеріалів і водночас є достатньо безпечним для експлуатації лабораторної конструкції. Підтримання амплітуди у зазначених межах досягається за рахунок узгодженого вибору частоти обертання віброзбуджувачів, жорсткості пружної системи та поточної маси матеріалу в жолобі.

Для подальшого експериментального аналізу одним із змінних факторів приймається рівень заповнення жолоба матеріалом. Оскільки внутрішній об'єм труби визначається її діаметром, ступінь заповнення доцільно характеризувати висотою шару матеріалу h_s , яку задають у частках від діаметра труби: $h_s=0.1D$; $0.2D$; $0.3D$.

При $D=110$ мм це відповідає трьом рівням заповнення: $h_s=11$ мм, 22 мм, 33 мм.

Зміна цього параметра дає змогу дослідити вплив кількості транспортованого матеріалу на динамічні характеристики системи та продуктивність транспортування. Фактично зміна h_s призводить до зміни маси матеріалу, що перебуває в жолобі, а отже і до зміни зведеної маси коливної системи.

Отже, лабораторна установка являє собою вібраційну механічну систему, що складається з нерухомої опорної рами, рухомої віброуючої частини з трубчастим жолобом діаметром 110 мм, двох інерційних віброзбуджувачів, пружних опор та завантажувального вузла. Конструкція установки забезпечує можливість варіювання основних параметрів робочого процесу, а саме частоти збудження, параметрів пружної системи та маси транспортованого матеріалу. Це створює необхідні умови для комплексного експериментального дослідження режимів роботи вібраційного транспортеру при переміщенні сухого піску.

3.2.2 Особливості розрахунку лабораторної установки

Розрахунок лабораторної установки для експериментальних досліджень виконується на основі динамічної моделі, прийнятої в другому розділі, але з урахуванням реальної конструкції стенда, у якій коливання робочого органа створюються двома інерційними віброзбуджувачами, а змінними факторами є частота обертання дебалансів, параметри пружних опор та маса транспортованого матеріалу в жолобі. Вихідні параметри лабораторної установки для розрахунку наведенні в таблиці 3.1. Особливість такого розрахунку полягає в тому, що для третього розділу важливо не тільки встановити загальні закономірності руху системи, а й отримати конкретні числові параметри, які можуть бути безпосередньо використані при плануванні та проведенні експериментів.

У розрахунках приймається, що віброуюча частина установки має сталу масу $M_0 = 50 \text{ кг}$,

а загальна рухома маса системи визначається з урахуванням маси сухого піску, що перебуває в трубчастому жолобі:

$$M = M_0 + m_s . \quad (3.1)$$

Оскільки під час досліджень використовується труба діаметром

$D = 110 \text{ мм} = 0.11 \text{ м}$, а висота шару матеріалу змінюється на рівнях $h_s = 0.1D; 0.2D; 0.3D$ то маса матеріалу в жолобі визначається через площу кругового сегмента поперечного перерізу труби:

$$A_s = R^2 \arccos\left(\frac{R-h_s}{R}\right) - (R-h_s)\sqrt{2Rh_s-h_s^2}, \quad (3.2)$$

де $R = \frac{D}{2}$.

Тоді об'єм матеріалу в жолобі:

$$V_s = A_s L_p, \quad (3.3)$$

а його маса: $m_s = \rho_s V_s$.

Таблиця 3.1 – Вихідні параметри лабораторної установки для розрахунку

Параметр	Позначення	Значення	Одиниці
Діаметр трубчастого жолоба	D	0.11	м
Радіус жолоба	R	0.055	м
Довжина заповненої ділянки жолоба	L_p	1.5	м
Стала маса вібруючої частини	M_0	50	кг
Насипна густина сухого піску	ρ_s	1600	кг/м ³
Кількість вібробудувачів	z_v	2	—
Кількість пружних опор	z_p	4	—
Необхідна амплітуда коливань	A	2–5	мм

Для числового прикладу третього розділу приймаємо:

розрахункову довжину заповнення жолоба $L_p = 1.5 \text{ м}$;

насипну густину сухого піску $\rho_s = 1600 \text{ кг} / \text{м}^3$.

Це дає змогу одержати конкретні значення маси транспортованого матеріалу для трьох рівнів заповнення.

Розрахунок маси транспортованого матеріалу

Для труби діаметром 110 мм рівні заповнення становлять:
 $h_{s1} = 0.1D = 0.011 \text{ м}$, $h_{s2} = 0.2D = 0.022 \text{ м}$, $h_{s3} = 0.3D = 0.033 \text{ м}$.

За формулою площі сегмента отримуємо: $A_{s1} = 4.946 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$,
 $A_{s2} = 1.353 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, $A_{s3} = 2.398 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Тоді об'єми піску в робочій частині жолоба:

$$\begin{aligned} V_{s1} &= A_{s1} L_p = 7.419 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3, \\ V_{s2} &= A_{s2} L_p = 2.030 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \\ V_{s3} &= A_{s3} L_p = 3.597 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Маса піску:

$$\begin{aligned} m_{s1} &= \rho_s V_{s1} = 1.19 \text{ кг}, \\ m_{s2} &= \rho_s V_{s2} = 3.25 \text{ кг}, \\ m_{s3} &= \rho_s V_{s3} = 5.75 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Отже, повна рухома маса системи для трьох рівнів заповнення:

$$\begin{aligned} M_1 &= 50 + 1.19 = 51.19 \text{ кг}, \\ M_2 &= 50 + 3.25 = 53.25 \text{ кг}, \\ M_3 &= 50 + 5.75 = 55.75 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Маса транспортованого матеріалу і повна рухома маса системи наведена в таблиці 3.2

Таблиця 3.2 – Маса транспортованого матеріалу і повна рухома маса системи

Рівень заповнення	h_{s2} , мм	A_s , м ²	V_s , м ³	m_s , кг	M , кг
0.1D	11	0.000495	0.000742	1.19	51.19
0.2D	22	0.001353	0.002030	3.25	53.25
0.3D	33	0.002398	0.003597	5.75	55.75

Розрахунок параметрів віброзбудження для двох віброзбуджувачів.

У лабораторній установці використовується два однакові віброзбуджувачі. Для одного віброзбуджувача номінальна вимушуюча сила становить 2 кН при 2840 об/хв. Тоді для двох віброзбуджувачів сумарна сила при номінальному режимі: $F_{\Sigma,2840} = 4 \text{ кН}$

Кутова швидкість обертання дебалансів:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} . \quad (3.4)$$

Для трьох режимів маємо:

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot 2840}{60} = 297.40 \text{ рад/с},$$

$$\omega_2 = \frac{2\pi \cdot 2340}{60} = 245.04 \text{ рад/с},$$

$$\omega_3 = \frac{2\pi \cdot 1840}{60} = 192.68 \text{ рад/с}.$$

Сумарний статичний момент двох дебалансів:

$$S_{\Sigma} = \frac{F_{\Sigma}}{\omega^2} \quad (3.5)$$

Для режиму 2840 об/хв:

$$S_{\Sigma} = \frac{24000}{297.40^2} = 0.04522 \text{ кг} .$$

На один віброзбуджувач:

$$S_1 = \frac{S_{\Sigma}}{2} = 0.02261 \text{ кг} .$$

Оскільки для двох однакових віброзбуджувачів статичний момент не змінюється, сумарна сила на інших частотах визначається як

$$F_{\Sigma} = S_{\Sigma} \omega^2 . \quad (3.6)$$

Тоді:

$$F_{\Sigma,2340} = 0.04522 \cdot 245.04^2 = 2.72 \text{ кН},$$

$$F_{\Sigma,1840} = 0.04522 \cdot 192.68^2 = 1.68 \text{ кН}.$$

В таблиці 3.3 наведенні параметри збудження для двох віброзбуджувачів.

Таблиця 3.3 – Параметри збудження для двох віброзбуджувачів

Режим	n , об/хв	$f = n / 60$, Гц	ω , рад/с	F_{Σ} , кН
1	2840	47.33	297.40	4.00
2	2340	39.00	245.04	2.72
3	1840	30.67	192.68	1.68

Вибір параметрів пружних опор

У третьому розділі параметри пружних опор приймаються як третій фактор експерименту. Для забезпечення амплітуди коливань робочої поверхні в межах 2–5 мм доцільно задавати не довільні жорсткості, а три характерні набори опор, що забезпечують різні власні частоти підвісу.

$$k_{\Sigma} = M \omega_n^2, \quad (3.7)$$

де k_{Σ} – сумарна жорсткість підвісу, M – повна рухома маса, $\omega_n = 2\pi f_n$ – власна кутова частота.

Для числового прикладу приймаємо середню рухома масу:

$$M_{cp} = 53.25 \text{ кг}$$

а як базовий режим – середню робочу частоту $f = 39 \text{ Гц}$.

Щоб у номінальному режимі отримати амплітуду в діапазоні 2–5 мм, приймаємо три набори пружних опор з такими власними частотами:

$$f_{n1} = 36 \text{ Гц}, f_{n2} = 33 \text{ Гц}, f_{n3} = 30 \text{ Гц}.$$

Тоді:

$$\omega_{n1} = 2\pi \cdot 36 = 226.19 \text{ рад/с},$$

$$\omega_{n2} = 2\pi \cdot 33 = 207.35 \text{ рад/с},$$

$$\omega_{n3} = 2\pi \cdot 30 = 188.50 \text{ рад/с}.$$

Сумарна жорсткість підвісу:

$$k_{\Sigma 1} = 53.25 \cdot 226.192 = 2.724 \cdot 10^6 \text{ Н/м},$$

$$k_{\Sigma 2} = 53.25 \cdot 207.35^2 = 2.289 \cdot 10^6 \text{ Н/м},$$

$$k_{\Sigma 3} = 53.25 \cdot 188.502 = 1.892 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Оскільки в установці прийнято 4 пружні опори, жорсткість однієї опори:

$$k_s = \frac{k_{\Sigma}}{4}. \quad (3.8)$$

Звідси:

$$k_{s1} = 6.81 \cdot 10^5 \text{ Н/м},$$

$$k_{s2} = 5.72 \cdot 10^5 \text{ Н/м},$$

$$k_{s3} = 4.73 \cdot 10^5 \text{ Н/м}.$$

В таблиці 3.4 наведенні прийняті рівні жорсткості пружних опор.

Таблиця 3.4 – Прийняті рівні жорсткості пружних опор

Набір опор	$f_n, \text{Гц}$	$r = f / f_n$ при $f = 39 \text{ Гц}$	$k_{\Sigma}, \text{Н/м}$	$k_s, \text{Н/м}$ на 1 опору
I	36	1.083	$2.724 \cdot 10^6$	$6.81 \cdot 10^5$
II	33	1.182	$2.289 \cdot 10^6$	$5.72 \cdot 10^5$
III	30	1.300	$1.892 \cdot 10^6$	$4.73 \cdot 10^5$

Перевірка амплітуди коливань

Амплітуда стаціонарних коливань визначається формулою

$$A = \frac{F_{\Sigma} / k_{\Sigma}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}, \quad (3.9)$$

де ζ – коефіцієнт демпфування. Для розрахунку приймаємо $\zeta = 0,05$.

Для базового режиму $f = 39$ Гц і $M = 53.25$ кг отримаємо:

для набору I: $A_1 \approx 4.87$ мм ,

для набору II: $A_2 \approx 2.87$ мм ,

для набору III: $A_3 \approx 2.04$ мм .

Усі три значення потрапляють у потрібний діапазон 2–5 мм, тому прийняті рівні жорсткості можуть бути використані як фактор експерименту (таблиця 3.5).

Таблиця 3.5 – Розрахункова амплітуда коливань для базового режиму

Набір опор	f_n , Гц	$r = 39 / f_n$	A , мм	Висновок
I	36	1.083	4.87	відповідає вимозі
II	33	1.182	2.87	відповідає вимозі
III	30	1.300	2.04	відповідає вимозі

Статична осадка підвісу наведена в таблиці 3.6

$$\delta_{st} = \frac{Mg}{k_{\Sigma}}. \quad (3.10)$$

Для трьох наборів опор:

$$\delta_{st1} = \frac{53.25 \cdot 9.81}{2.72 \cdot 10^6} = 0.000192 \text{ м} = 0.192 \text{ мм}$$

$$\delta_{st2} = \frac{53.25 \cdot 9.81}{2.289 \cdot 10^6} = 0.000228 \text{ м} = 0.228 \text{ мм}$$

$$\delta_{st3} = \frac{53.25 \cdot 9.81}{1.892 \cdot 10^6} = 0.000276 \text{ м} = 0.276 \text{ мм}$$

Таблиця 3.6 – Статична осадка підвісу

Набір опор	k_{Σ} , Н/м	δ_{st}
I	$2.724 \cdot 10^6$	0.192
II	$2.289 \cdot 10^6$	0.228
III	$1.892 \cdot 10^6$	0.276

Коефіцієнт передачі сил на опорну раму (таблиця 3.7)

Для оцінки передачі динамічних навантажень на нерухому раму використовується коефіцієнт передачі коливань:

$$TR(r, \zeta) = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}. \quad (3.11)$$

Для $\zeta=0.05$ для базового режиму:

Ці значення підтверджують, що лабораторна установка в номінальному режимі працює в поблизу резонансної області, що є цілком допустимим для експериментального стенда, оскільки саме така зона дозволяє отримувати амплітуди 2–5 мм при відносно невеликій збуджувальній силі.

Таблиця 3.7 – Коефіцієнт передачі сил на опорну раму

Набір опор	r	$TR(r, \zeta)$ при $\zeta=0.05$
I	1.083	6.18
II	1.182	3.39
III	1.300	1.53

3.2.3 Урахування вищих гармонік у розрахунках лабораторної установки

Під час попередніх розрахунків лабораторної установки збурювальну дію двох віброзбуджувачів було подано у вигляді однієї гармонічної сили, що відповідає основній частоті обертання дебалансів. Проте, як показано у другому розділі, для більш повного опису робочого процесу доцільно враховувати також внесок вищих гармонік, оскільки саме вони впливають на пікові прискорення, динамічні навантаження в підвісці, умови відриву частинок матеріалу від поверхні жолоба та формування імпульсних режимів руху сипкого середовища. У такому випадку сумарну збурювальну силу від двох віброзбуджувачів доцільно записати у вигляді ряду

$$F(t) = F_1 \sin(\omega t) + F_2 \sin(2\omega t + \varphi_2) + F_3 \sin(3\omega t + \varphi_3) \quad (3.12)$$

де F_1 – амплітуда основної гармоніки збудження; F_2, F_3 – амплітуди другої та третьої гармонік; $\omega = 2\pi f$ – кутова частота основного збудження; φ_2, φ_3 – початкові фази вищих гармонік.

Тоді переміщення віброуючої системи в одномасному наближенні визначається як суперпозиція відгуків на окремі гармонічні складові:

$$x(t) = \sum_{n=1}^3 A_n \sin(n\omega t + \varphi_n - \psi_n) \quad (3.13)$$

де амплітуда n -ї гармоніки коливань становить

$$A_n = \frac{F_n / k_\Sigma}{\sqrt{(1 - (nr)^2)^2 + (2\zeta nr)^2}}, \quad r = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{f}{f_0} \quad (3.14)$$

Отже, на відміну від попереднього розрахунку за формулою для однієї гармоніки, (3.16)

Для числового прикладу розглянемо набір пружних опор II, для якого у підрозділі 3.2.2 прийнято $f_0 = 33$ Гц, $M_\Sigma = 53.25$ кг, $\zeta = 0.05$, а

при робочій частоті $f = 39 \Gamma\text{ц}$ і сумарній збурювальній силі двох віброзбуджувачів $F_1 = 2.72 \text{кН}$ отримано основну амплітуду $A_1 = 2.87 \text{мм}$. Сумарна жорсткість підвісу для цього набору опор становить

$$k_{\Sigma} = M_{\Sigma} (2\pi f_0)^2 = 53.25 (2\pi \cdot 33)^2 = 2.289 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$$

а відносна частота

$$r = \frac{f}{f_0} = \frac{39}{33} = 1.182 \quad (3.17)$$

Оскільки в межах 3 розділу спектральний склад збурювальної сили окремо не вимірювався, для ілюстрації методики розрахунку приймемо, що амплітуда другої гармоніки становить $F_2 = 0.15 F_1$, а третьої – $F_3 = 0.10 F_1$. Тоді

$$F_2 = 0.15 \cdot 2.72 = 0.408 \text{кН}, \quad F_3 = 0.10 \cdot 2.72 = 0.272 \text{кН}..$$

Амплітуда основної гармоніки:

$$A_1 = \frac{2720 / 2.289 \cdot 10^6}{\sqrt{(1 - 1.182^2)^2 + (2 \cdot 0.05 \cdot 1.182)^2}} = 2.87 \text{ мм}$$

Амплітуда другої гармоніки:

$$A_2 = \frac{408 / 2.289 \cdot 10^6}{\sqrt{(1 - (2 \cdot 1.182)^2)^2 + (2 \cdot 0.05 \cdot 2 \cdot 1.182)^2}} = 0.039 \text{ мм}$$

Амплітуда третьої гармоніки:

$$A_3 = \frac{272 / 2.289 \cdot 10^6}{\sqrt{(1 - (3 \cdot 1.182)^2)^2 + (2 \cdot 0.05 \cdot 3 \cdot 1.182)^2}} = 0.010 \text{ мм}$$

Тоді консервативна оцінка максимальної амплітуди переміщення з урахуванням вищих гармонік становить

$$A_{\Sigma, \text{max}} \approx 2.87 + 0.039 + 0.010 = 2.92 \text{ мм},$$

а еквівалентна середньоквадратична амплітуда

$$A_{eq} = \sqrt{2.87^2 + 0.039^2 + 0.010^2} = 2.87 \text{ мм}$$

Отже, для розглянутого режиму врахування другої та третьої гармонік майже не змінює переміщення робочого органа, однак істотно уточнює оцінку пікових динамічних навантажень. Це пояснюється тим, що внесок вищих гармонік у переміщення є порівняно невеликим, але при переході до прискорень він зростає пропорційно квадрату кратності гармоніки. Для $f = 39 \text{ Гц}$ маємо $\omega = 245.04 \text{ рад/с}$, тому пікові прискорення за гармоніками становлять: для першої $a_1 = (\omega^2 A_1) = 172.2 \text{ м/с}^2$, для другої $a_2 = (2\omega)^2 A_2 = 9.32 \text{ м/с}^2$, для третьої $a_3 = (3\omega)^2 A_3 = 5.55 \text{ м/с}^2$. Сумарне пікове прискорення за консервативною оцінкою дорівнює $a_{\Sigma, \max} \approx 187.1 \text{ м/с}^2$, що приблизно на 8.6 % більше, ніж при врахуванні лише основної гармоніки.

Результати уточненого розрахунку амплітуди коливань, пікових прискорень з урахуванням вищих гармонік для різних наборів опор за умов: $f = 39 \text{ Гц}$, $\zeta = 0.05$, $F_2 = 0.15F_1$, $F_3 = 0.10F_1$. наведені в табл. 3.8 та таблиці 3.9.

Таблиця 3.8 – Результати уточненого розрахунку амплітуди коливань з урахуванням вищих гармонік для різних наборів опор

Набір опор	f_0 , Гц	$r = f / f_0$	A_1 , мм	A_2 , мм	A_3 , мм	$A_{\Sigma, \max} = A_1 + A_2 + A_3$, мм	A_{eq} , мм
I	36	1.083	4.879	0.040	0.010	4.930	4.880
II	33	1.182	2.871	0.039	0.010	2.920	2.871
III	30	1.300	2.048	0.037	0.010	2.095	2.048

Таблиця 3.9 – Результати уточненого розрахунку пікових прискорень з урахуванням вищих гармонік

Набір опор	a_1 м/с ²	a_2 м/с ²	a_3 м/с ²	$a_{\Sigma, max}$ м/с ²
I	292.997	9.721	5.640	308.358
II	172.382	9.321	5.548	187.251
III	122.946	8.983	5.465	137.394

За даними табл. 3.8 видно, що врахування другої та третьої гармонік лише незначно збільшує максимальну амплітуду коливань для всіх наборів опор, причому найбільші значення зберігаються для набору I, а найменші – для набору III. Це підтверджує, що зі зменшенням жорсткості підвісу основна амплітуда зменшується, а внесок вищих гармонік у переміщення залишається порівняно малим. За даними табл. 3.9 встановлено, що вплив вищих гармонік значно помітніший у прискореннях, ніж у переміщеннях, тому їх урахування є важливим під час оцінювання динамічної навантаженості конструкції та режимів роботи установки.

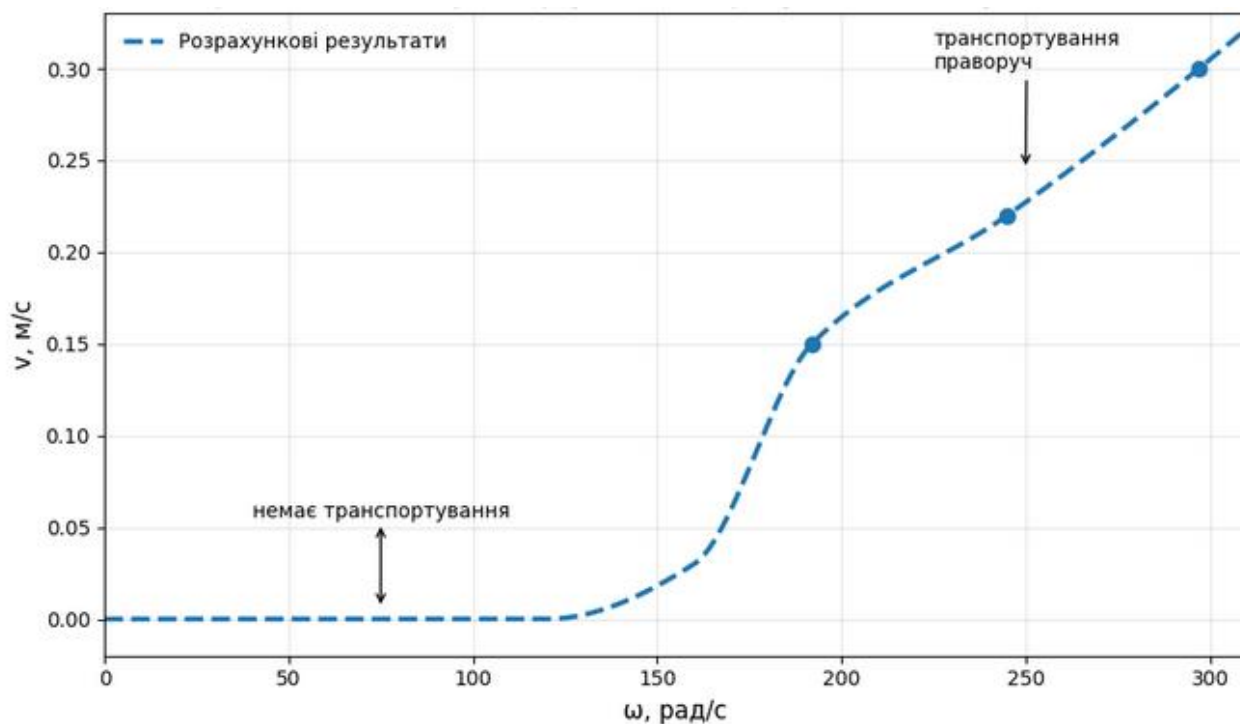


Рисунок 3.2 – Середня швидкість транспортування матеріалу залежно від кутової частоти обертання вібробудувачів

Збільшення амплітуди коливань не завжди забезпечує пропорційне зростання швидкості транспортування, оскільки ефективність процесу визначається комплексною взаємодією частоти, амплітуди та режиму руху сипучого матеріалу.

3.2.3 Прототип установким

Для створення прототипу установки було обрано схему обладнання яка поєднала в собі вібраційний грохот з додатковим обладнанням вібротранспортером. Така конструкція обумовлена тим що в одній системі поєднано дві машини і використовується один привод для транспортування та подальшого розподілу по фракціям. На рисунку 3.3 зображено фотографію обладнання яке використовувалось при проведенні експериментальних досліджень.

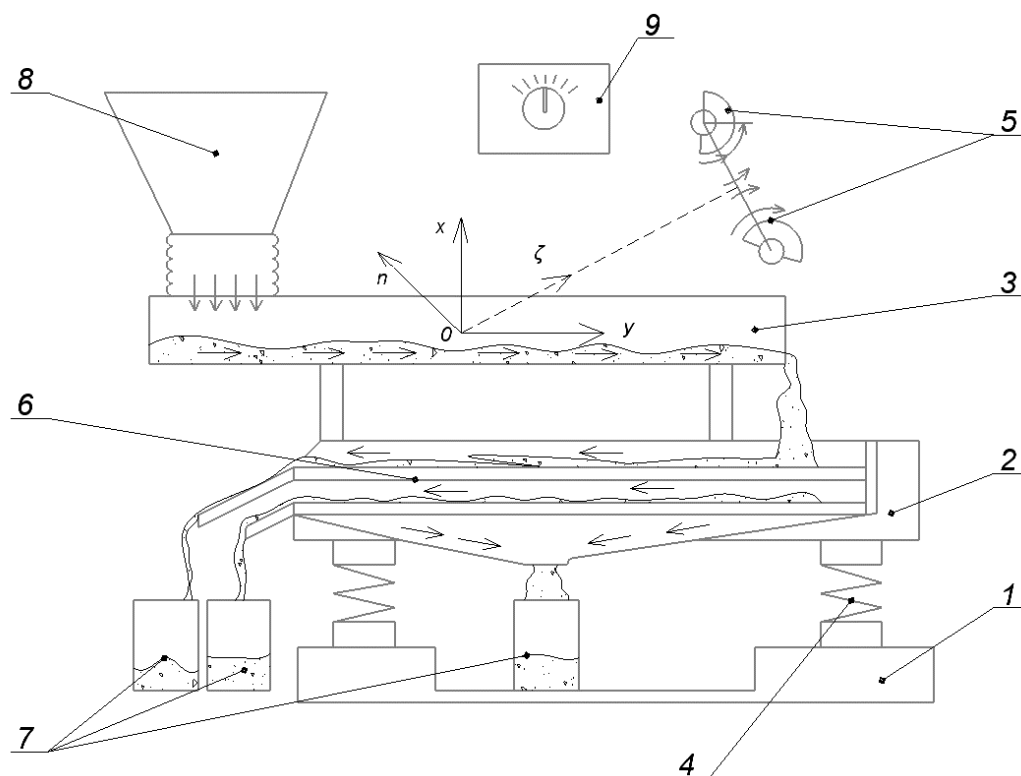


Рисунок 3.3 – Вібраційний конвеєр-класифікатор із системою вібраційної подачі сипкої сировини

Вібраційний конвеєр-класифікатор складається з 1 – нерухої рами, 2 – рухої рами, 3 – труби подачі матеріалу, 4 – пружних опор, 5 – вібраційних збуджувачів коливань, 6 – набору сит, 7 – ємкостей для

просіяного матеріалу, 8 – бункера подачі, 9 – симісторного регулятора напруги.

Лабораторна установка зображена на рисунку 3.4.



Рисунок 3.4 – Прототип установки для транспортування та поділу по фракціям піску

Для створення вимушених коливань в установці використовувалися два вібраційних збуджувачі KENTAVR MB-750E (рисунок 3.5).

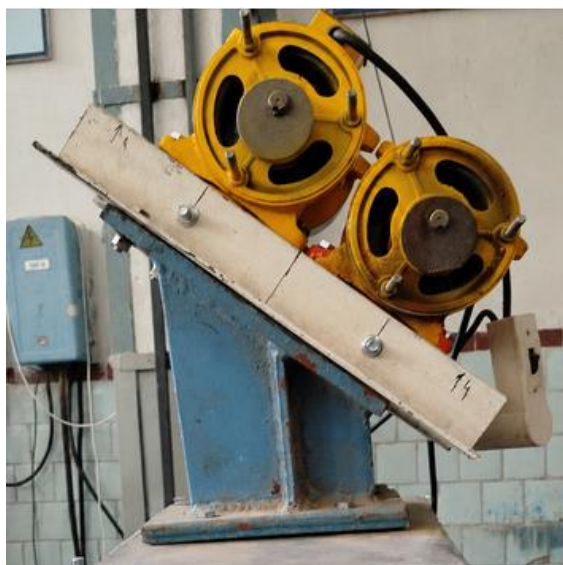


Рисунок 3.5 – Інерційні віброзбуджувачі KENTAVR MB-750E

Для регулювання частоти обертання інерційних вібробудувачів у експериментальній установці використовувався симісторний регулятор напруги, який забезпечував плавну зміну частоти обертання електродвигунів. Контроль значень кутової швидкості здійснювався за допомогою цифрового тахометра DT-2234C, що дозволяло визначати частоту обертання валів вібробудувачів у процесі проведення експериментальних досліджень. Застосування даного обладнання (рисунок 3.6) дало можливість реалізувати необхідні режими коливань вібраційного конвеєра та забезпечити стабільність параметрів вібраційного транспортування матеріалу.



Рисунок 3.6 – Обладнання для регулювання та контролю частоти обертання вібробудувачів: цифровий тахометр DT-2234C та симісторний регулятор напруги.

3.3 Експериментальні дослідження

Експериментальні дослідження були проведені з потрійним повторюванням в кожній точці експерименту. Під час проведення досліджень визначались швидкість транспортування матеріалу та загальну продуктивність при різних параметрах роботи обладнання (рисунок 3.7). Осцилограми переміщень робочого органа при різних параметрах вібробудування зображено на рисунку 3.8. Результати експериментальних

досліджень швидкості транспортування та продуктивності вібраційного конвеєра при різних режимах роботи наведені в таблиці 3.10.



а)

б)

в)

а) 11% заповнення, б) 22% заповнення, в) 33% заповнення

Рисунок 3.7 – Експериментальні дослідження транспортування сипучих матеріалів

Переміщення робочого органа вібраційного конвеєра з двома дебалансними вібробуджувачами під час процесу самосинхронізації при заповнюванні 33%, показано на рисунках 3.9-3.11.

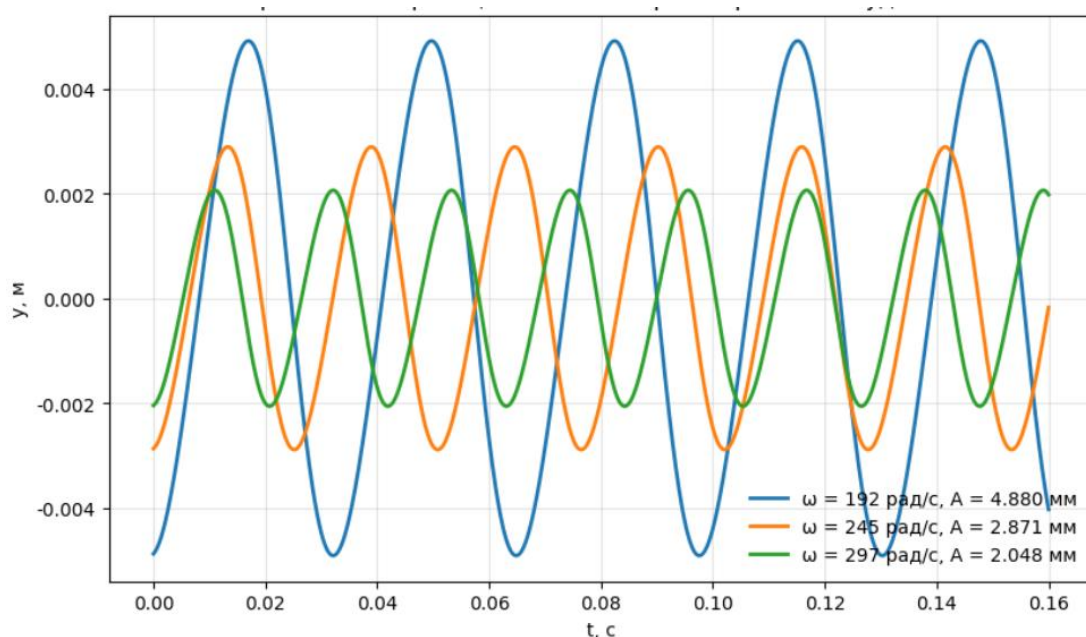


Рисунок 3.8 – Осцилограми переміщень робочого органа при різних параметрах вібробудження при 33% заповнення

Таблиця 3.10 – Результати експериментальних досліджень швидкості транспортування та продуктивності вібраційного конвеєра при різних режимах роботи

№	Заповнення	ω , рад/с	v розр., м/с	v_1	v_2	v_3	v сер., м/с	Q розр., т/год	Q_1	Q_2	Q_3	Q сер., т/год	Відхилення сер., %
1	11%	192	0,15	0,141	0,145	0,148	0,145	0,43	0,41	0,41	0,42	0,41	3,5
2	11%	245	0,22	0,205	0,211	0,217	0,211	0,63	0,59	0,60	0,62	0,60	4,1
3	11%	297	0,30	0,276	0,286	0,295	0,286	0,86	0,79	0,82	0,85	0,82	4,8
4	22%	192	0,15	0,142	0,145	0,149	0,145	1,17	1,10	1,13	1,16	1,13	3,2
5	22%	245	0,22	0,204	0,210	0,216	0,210	1,72	1,59	1,64	1,69	1,64	4,5
6	22%	297	0,30	0,274	0,284	0,295	0,284	2,34	2,14	2,22	2,30	2,22	5,2
7	33%	192	0,15	0,141	0,144	0,147	0,144	2,07	1,95	1,99	2,03	1,99	3,8
8	33%	245	0,22	0,203	0,209	0,215	0,209	3,04	2,81	2,89	2,97	2,89	4,9
9	33%	297	0,30	0,277	0,287	0,297	0,287	4,14	3,82	3,96	4,10	3,96	4,4

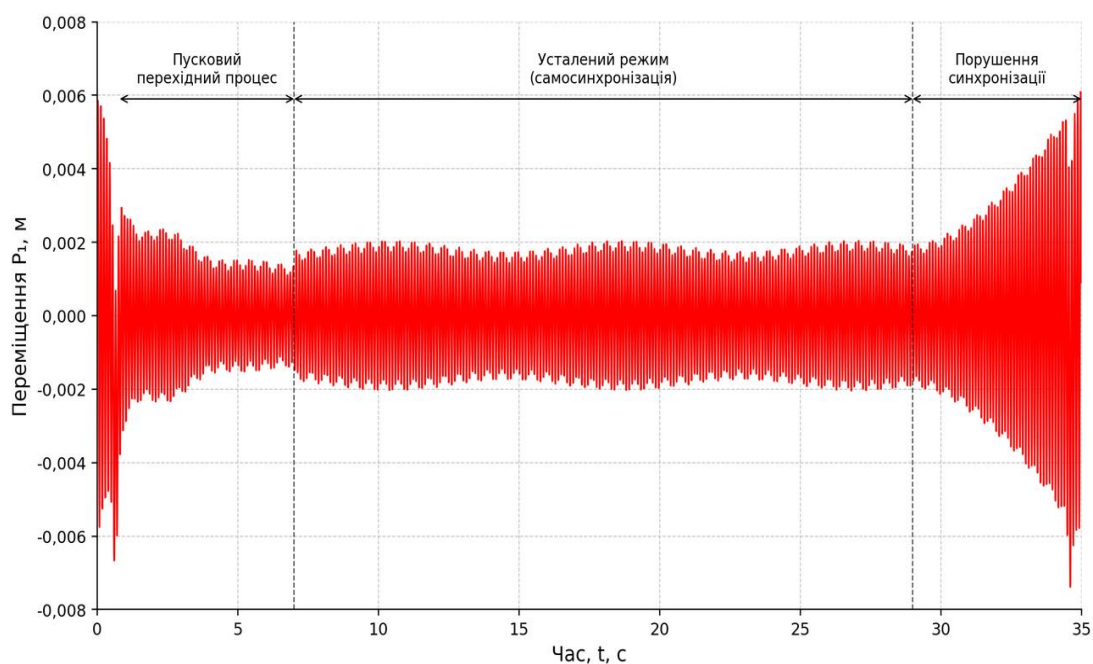


Рисунок 3.9 – Переміщення робочого органа вібраційного конвеєра з двома дебалансними вібробуджувачами під час процесу самосинхронізації при заповнюванні 33%. та кутовій частоті вібробуджувачів 297 рад/с

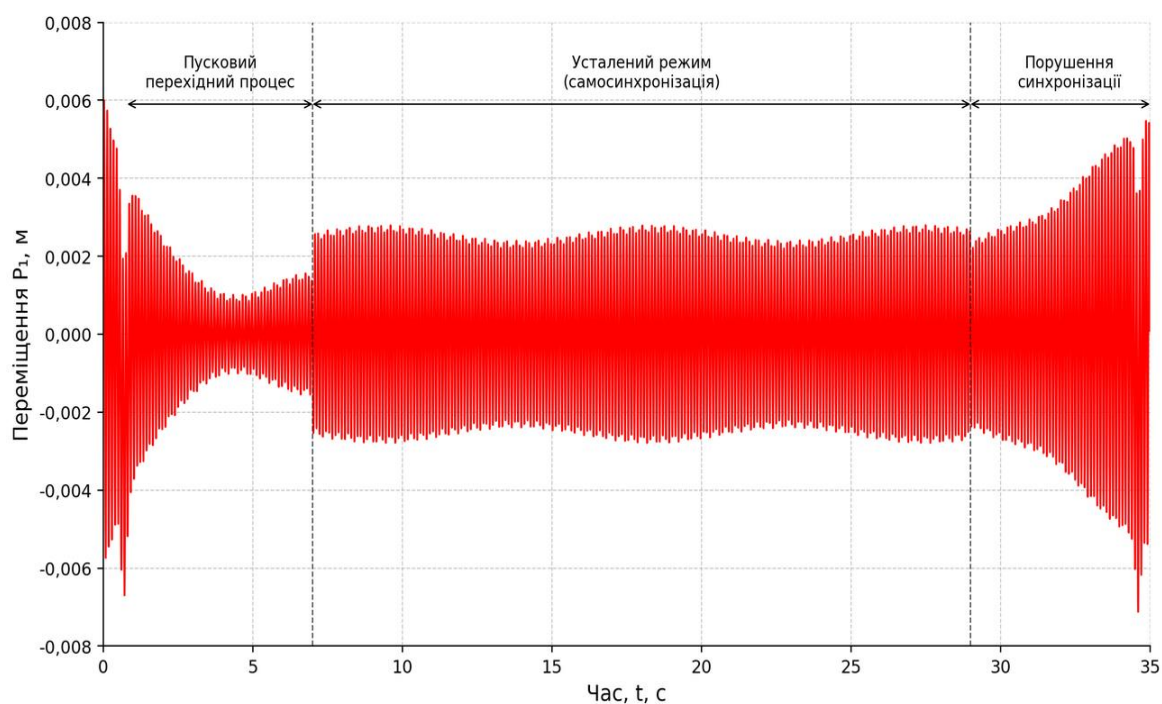


Рисунок 3.10 – Переміщення робочого органа вібраційного конвеєра з двома дебалансними вібробуджувачами під час процесу самосинхронізації при заповнюванні 33%. та кутовій частоті вібробуджувачів 245 рад/с

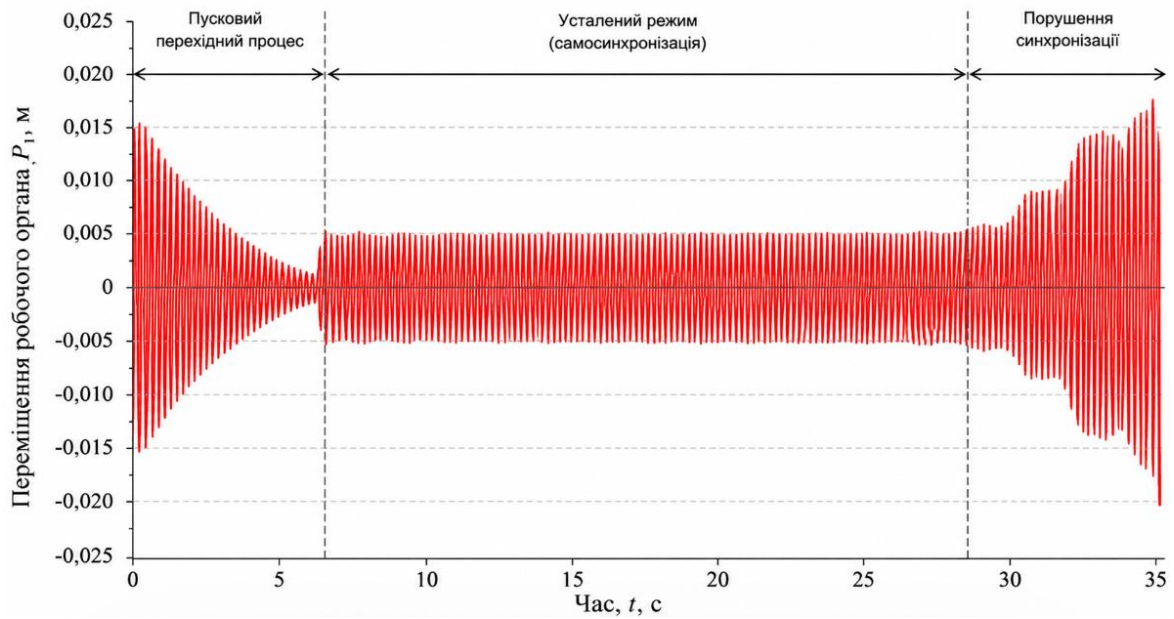


Рисунок 3.11 – Переміщення робочого органа вібраційного конвеєра з двома дебалансними вібробудувачами під час процесу самосинхронізації при заповнюванні 33% та кутовій частоті вібробудувачів 192 рад/с.

Порівняння розрахункових і середніх експериментальних значень швидкості транспортування матеріалу залежно від кутової частоти вібробудувачів наведено на рисунку 3.12.

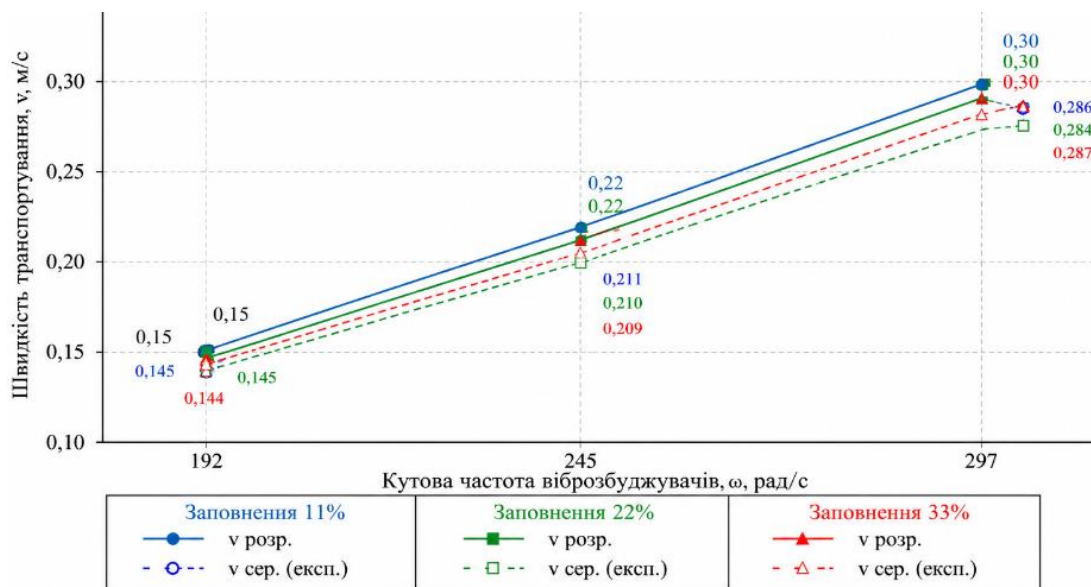


Рисунок 3.12 – Порівняння розрахункових і середніх експериментальних значень швидкості транспортування матеріалу залежно від кутової частоти вібробудувачів.

3.3.1 Планування експерименту та статистична обробка даних

Вибір плану експерименту для дослідження роботи лабораторного вібраційного конвеєра здійснювався з урахуванням кількості керованих факторів, характеру їх впливу на процес транспортування та необхідності отримання придатної для подальшого аналізу математичної залежності.

Оскільки в роботі розглядається механічна вібраційна система, для якої зміна режиму руху матеріалу визначається не одним параметром, а їх поєднанням, використання однофакторних дослідів є недостатнім. Такий підхід не дозволив би встановити взаємний вплив висоти заповнення жолобу та частоти збудження на продуктивність конвеєра.

Для кожного з двох факторів прийнято три рівні варіювання. Такий вибір є принциповим, оскільки процес вібраційного транспортування не можна вважати суто лінійним. При збільшенні кутової швидкості або маси матеріалу продуктивність не обов'язково зростає пропорційно. У певних режимах можливе як покращення умов транспортування, так і їх погіршення, пов'язане зі зменшенням амплітуди, зміною режиму контакту матеріалу з жолобом або зростанням опору переміщенню. Тому застосування двох рівнів факторів було б недостатнім, оскільки такий план дозволив би оцінити лише загальний напрям впливу, але не дав би змоги виявити можливу криволінійність залежності.

Тому як основні керовані фактори експерименту прийнято X_1 – висоту заповнення трубчастого жолоба, мм; X_2 – кутову частоту обертання дебалансів віброзбуджувачів, рад/с.

Вибір висоти заповнення трубчастого жолоба як першого фактора обумовлений тим, що цей параметр безпосередньо визначає кількість матеріалу, який бере участь у процесі транспортування. Зі збільшенням висоти шару змінюється площа заповненої частини поперечного перерізу жолоба, об'єм і маса матеріалу, а також умови взаємодії частинок із віброуючою поверхнею. При малому заповненні матеріал може переміщуватися нестійко, оскільки кількість частинок є недостатньою для

формування рівномірного потоку. При збільшенні заповнення зростає кількість транспортованого матеріалу, однак одночасно збільшується інерційне навантаження на робочий орган і внутрішнє тертя в шарі сипкого середовища.

Кутова частота обертання дебалансів прийнята другим фактором, оскільки вона визначає частоту дії збурювальної сили та її величину. Для інерційного віброзбуджувача збурювальна сила залежить від квадрата кутової швидкості. Тому зміна кутової частоти безпосередньо впливає на амплітуду коливань, прискорення робочого органа та інтенсивність переміщення матеріалу вздовж жолоба.

Для фактора X_1 прийнято три рівні висоти заповнення трубчастого жолоба: $X_1=11; 22; 33$ мм.

Ці значення відповідають заповненню жолоба приблизно на рівнях $0,1D$, $0,2D$ та $0,3D$, де $D=110$ мм – діаметр трубчастого жолоба. Такий вибір дозволяє дослідити роботу конвеєра при малому, середньому та підвищеному рівнях заповнення.

Для фактора X_2 прийнято три рівні кутової частоти обертання дебалансів: $X_2=192; 245; 297$ рад/с.

Ці значення відповідають трьом характерним режимам роботи віброзбуджувачів і дозволяють оцінити вплив частотного режиму на швидкість транспортування та продуктивність установки.

Вихідними параметрами експерименту прийнято: Y_1 – швидкість транспортування матеріалу, м/с та Y_2 – продуктивність конвеєра, кг/хв.

Основним показником ефективності роботи вібраційного конвеєра є продуктивність. Водночас швидкість транспортування важливе допоміжне значення, оскільки дозволить пояснити зміну продуктивності залежно від режиму роботи установки.

Для проведення досліджень прийнято повний двофакторний трирівневий план експерименту 3^2 . Кількість дослідних точок у такому плані становить: $N=3^2=9$ (рисунок 3.13).

Вибір саме такого плану пояснюється тим, що в дослідженні розглядаються два основні керовані фактори, кожен із яких має три рівні. Для процесу вібраційного транспортування характерна нелінійна залежність між режимними параметрами та вихідними показниками. Тому застосування лише двох рівнів факторів було б недостатнім, оскільки воно дозволило б оцінити тільки загальний напрям впливу, але не дало б можливості простежити можливу криволінійність залежності. Використання трьох рівнів дає змогу встановити не лише лінійний вплив факторів, а й виявити зміну характеру процесу при переході від малого до більшого заповнення жолоба та від нижчої до вищої частоти збудження.

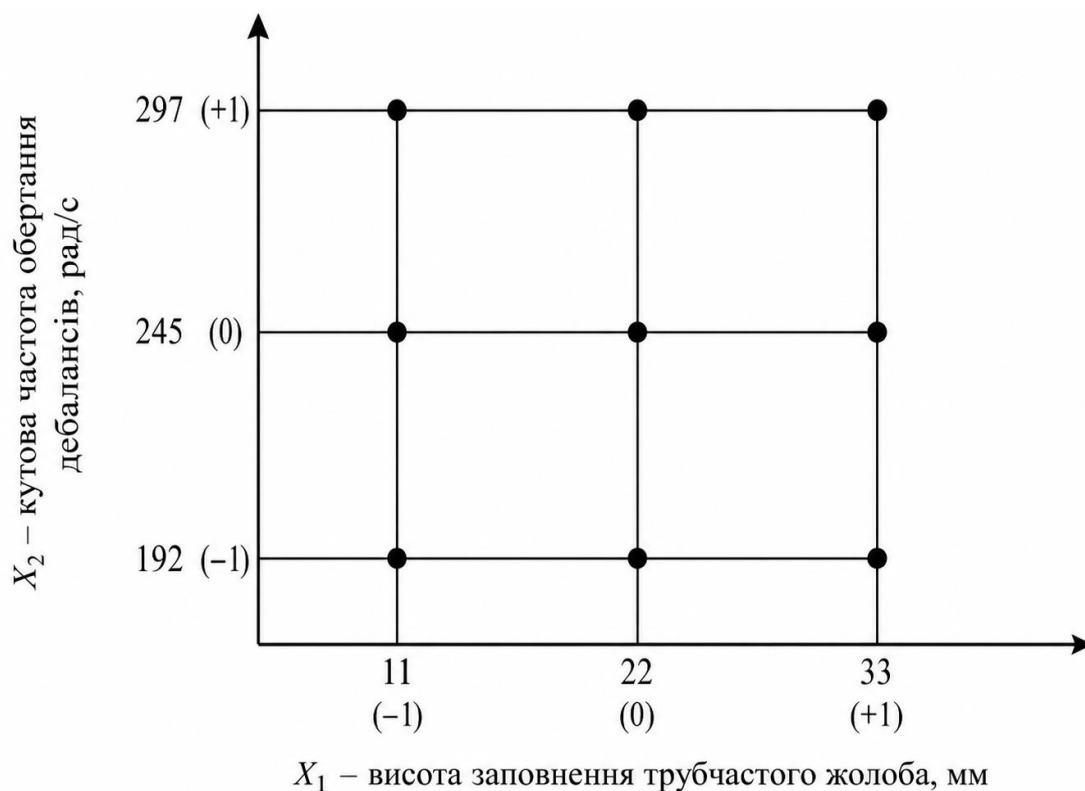


Рисунок 3.13 – Схема факторного простору плану 3^2

Матриця плану експерименту наведена в таблиці 3.10

Таблиця 3.10 – Матриця повного двофакторного тривірневого плану експерименту 3^2

№ досліду	Висота заповнення X_1 , мм	Кутова частота X_2 , рад/с
1	11	192
2	11	245
3	11	297
4	22	192
5	22	245
6	22	297
7	33	192
8	33	245
9	33	297

Для статистичної обробки результатів натуральні значення факторів переводяться в кодовані. Перехід до кодованих значень виконується за залежністю:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.18)$$

де x_i – кодоване значення фактора;

X_i – натуральне значення фактора;

X_{i0} – значення фактора в центрі плану;

ΔX_i – інтервал варіювання.

Для висоти заповнення трубчастого жолоба: $X_{10}=22$ мм,
 $\Delta X_1=22-11=11$ мм.

Для кутової частоти: $X_{20}=245$ рад/с, $\Delta X_2=245-192=53$ рад/с.

Тоді кодовані рівні факторів набувають значень: -1 ; 0 ; $+1$.

У кодованому вигляді матриця плану наведена в таблиці 3.11.

Таблиця 3.11 – Матриця плану експерименту в кодованих змінних

№ досліду	Висота заповнення X_1 , мм	Кутова частота X_2 , рад/с
1	-1	-1
2	-1	0
3	-1	+1
4	0	-1
5	0	0
6	0	+1
7	+1	-1
8	+1	0
9	+1	+1

Для опису впливу досліджуваних факторів на швидкість транспортування та продуктивність конвеєра доцільно застосувати регресійну модель другого порядку:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2, \quad (3.19)$$

де Y – досліджуваний вихідний параметр;

x_1 – кодоване значення висоти заповнення трубчастого жолоба;

x_2 – кодоване значення кутової частоти обертання дебалансів;

b_0 – вільний член рівняння;

b_1 – коефіцієнти лінійного впливу факторів;

b_{12} – коефіцієнт взаємодії факторів;

b_{11}, b_{22} – коефіцієнти квадратичного впливу факторів.

Для підвищення достовірності результатів кожний дослід повторювали не менше трьох разів. У цьому випадку загальна кількість експериментальних вимірювань становила $N_{\Sigma}=9 \cdot 3=27$.

За результатами повторних вимірювань визначається середнє значення вихідного параметра:

$$\bar{Y}_i = \frac{Y_{i1} + Y_{i2} + Y_{i3}}{3}, \quad (3.20)$$

Після визначення коефіцієнтів регресії було проведено перевірку їх статистичної значущості. Для цього було використано критерій Стьюдента. Значущість кожного коефіцієнта було оцінено за величиною відношення коефіцієнта до його стандартної похибки:

$$t_i = \frac{|b_i|}{S_{b_i}}, \quad (3.21)$$

де t_i – розрахункове значення критерію Стьюдента;

b_i – відповідний коефіцієнт регресії;

S_{b_i} – стандартна похибка цього коефіцієнта.

Якщо розрахункове значення критерію Стьюдента перевищувало табличне або якщо рівень значущості p був меншим за прийняте значення 0,05, коефіцієнт вважався статистично значущим. Якщо ж значення p перевищувало 0,05, вплив відповідного фактора або його складової в межах дослідженого діапазону не вважався достовірно підтвердженим.

Окремо було виконано дисперсійний аналіз результатів. Його метою було встановлення того, яка частина загальної зміни вихідного параметра пояснювалася дією кожного фактора, їхньою взаємодією та випадковою похибкою. Загальну суму квадратів відхилень було визначено за формулою:

$$SS_T = \sum_{i=1}^N (Y_i - \bar{Y})^2 \quad (3.22)$$

де SS_T – загальна сума квадратів;

Y_i – експериментальне значення вихідного параметра;

\bar{Y} – середнє значення вихідного параметра за всіма дослідженнями;

N – кількість дослідів.

Залишкову суму квадратів було визначено як частину розсіювання, яка не пояснювалася побудованою моделлю:

$$SS_E = \sum_{i=1}^N (Y_i - \bar{Y})^2 \quad (3.23)$$

де SS_E – залишкова сума квадратів;

Y_i – розрахункове за регресійною моделлю значення вихідного параметра.

Для кожного джерела варіації було визначено середні квадрати:

$$MS = \frac{SS}{df}, \quad (3.24)$$

де MS – середній квадрат;

SS – відповідна сума квадратів;

df – число ступенів вільності.

Статистичну значущість впливу факторів було оцінено за критерієм Фішера:

$$F = \frac{MS_{factor}}{MS_{error}}, \quad (3.25)$$

де MS_{factor} – середній квадрат, що відповідає певному фактору або взаємодії факторів;

MS_{error} – середній квадрат залишкової похибки.

Якщо розрахункове значення F перевищувало табличне або якщо значення $p < 0,05$, вплив фактора вважався статистично значущим. У цьому випадку було зроблено висновок, що зміна відповідного параметра справді впливала на досліджуваний вихідний показник, а отриманий результат не був наслідком випадкового розсіювання даних.

Для оцінювання якості побудованої моделі було використано коефіцієнт детермінації:

$$R^2 = 1 - \frac{SS_E}{SS_T}. \quad (3.26)$$

Цей показник характеризував, яку частину зміни вихідного параметра пояснювала побудована модель. Чим ближчим значення R^2 було до одиниці, тим краще модель описувала експериментальні дані.

Крім того, було використано скоригований коефіцієнт детермінації:

$$R_{adj}^2 = 1 - (1 - R^2) \frac{N - 1}{N - k - 1}, \quad (3.27)$$

де N – кількість експериментальних точок;

k – кількість незалежних членів моделі без урахування вільного члена.

Скоригований коефіцієнт детермінації було використано для більш об'єктивного оцінювання якості моделі, оскільки він враховував кількість членів у рівнянні регресії. Близькі значення R^2 і R_{adj}^2 свідчили про те, що модель не була надмірно ускладненою і достатньо коректно описувала результати експерименту.

Після оцінювання значущості коефіцієнтів регресії та якості моделі було виконано аналіз залишків. Залишки було визначено як різницю між експериментальними та розрахунковими значеннями:

$$e_i = Y_i - \hat{Y}_i. \quad (3.28)$$

Аналіз залишків дав змогу оцінити, чи не мала модель систематичного відхилення від експериментальних даних. Якщо залишки були розподілені випадково і не мали вираженої тенденції до збільшення або зменшення, це свідчило про коректність вибраного типу регресійної моделі. Якщо ж залишки мали систематичний характер, це могло вказувати на необхідність уточнення моделі або врахування додаткових факторів.

3.2. Результати експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводилися відповідно до матриці 3.10. Реєстрація результатів досліджень виконувалася в табличному вигляді (табл. 3.12).

Таблиця 3.12 – Результати експериментальних досліджень швидкості транспортування та продуктивності вібраційного конвеєра при різних режимах роботи

№	Висота заповнення, мм	Кутова частота, рад/с	v_1	v_2	v_3	v сер., м/с	Q_1	Q_2	Q_3	Q сер., т/год
1	11	192	0,141	0,145	0,148	0,145	0,41	0,41	0,42	0,41
2	11	245	0,205	0,211	0,217	0,211	0,59	0,60	0,62	0,60
3	11	297	0,276	0,286	0,295	0,286	0,79	0,82	0,85	0,82
4	22	192	0,142	0,145	0,149	0,145	1,10	1,13	1,16	1,13
5	22	245	0,204	0,210	0,216	0,210	1,59	1,64	1,69	1,64
6	22	297	0,274	0,284	0,295	0,284	2,14	2,22	2,30	2,22
7	33	192	0,141	0,144	0,147	0,144	1,95	1,99	2,03	1,99
8	33	245	0,203	0,209	0,215	0,209	2,81	2,89	2,97	2,89
9	33	297	0,277	0,287	0,297	0,287	3,82	3,96	4,10	3,96

За результатами статистичної обробки експериментальних даних отримано регресійну залежність, яка описує зміну швидкості транспортування матеріалу залежно від висоти заповнення трубчастого жолоба та кутової частоти обертання дебалансів. Якість апроксимації експериментальних даних отриманою моделлю є високою. Значення коефіцієнта детермінації становить $R_2=0,99984$, а скоригованого коефіцієнта детермінації – $R^2_{adj}=0,99957$.

Такі значення свідчать про те, що побудована регресійна модель достатньо повно описує зміну швидкості транспортування в межах прийнятого факторного простору. Мале значення залишкової дисперсії $MS=0,0000016$ підтверджує незначне розсіювання експериментальних точок відносно розрахункової залежності.

Аналіз оцінок ефектів показав, що визначальний вплив на швидкість транспортування має кутова частота обертання дебалансів. Лінійна складова цього фактора є статистично значущою, про що свідчить значення рівня значущості $p=0,000001$. Додатний знак відповідного коефіцієнта регресії показує, що зі збільшенням кутової частоти обертання дебалансів швидкість транспортування матеріалу зростає. Це узгоджується

з фізичною сутністю процесу, оскільки підвищення частоти віброзбудження збільшує динамічну дію на робочий орган і сприяє активнішому переміщенню сипкого матеріалу вздовж жолоба. Разом з тим квадратична складова кутової частоти також виявилася статистично значущою $p=0,007287$. Її коефіцієнт має від'ємний знак, що вказує на нелінійний характер впливу частотного режиму на швидкість транспортування. Це означає, що збільшення кутової частоти не забезпечує строго пропорційного приросту швидкості. У певному діапазоні ефективність підвищення частоти може зменшуватися, що пов'язано зі зміною амплітуди коливань, умов контакту частинок із поверхнею жолоба та втратами енергії в системі.

Вплив висоти заповнення трубчастого жолоба на швидкість транспортування в межах проведеного експерименту виявився статистично незначущим. Для лінійної складової цього фактора отримано $p=0,562485$, а для квадратичної складової – $p=0,509752$.

Оскільки ці значення перевищують прийнятий рівень значущості $p=0,05$, можна зробити висновок, що зміна висоти заповнення від 11 до 33 мм не спричинила істотної зміни саме швидкості руху матеріалу. Водночас цей фактор не можна вважати другорядним для роботи конвеєра загалом, оскільки висота заповнення визначає об'єм і масу матеріалу, що транспортується, а отже безпосередньо впливає на продуктивність установки. Взаємодія факторів X_1 та X_2 , тобто спільний вплив висоти заповнення жолоба та кутової частоти обертання дебалансів, також не виявила статистичної значущості $p=0,489071$. Це свідчить про те, що в досліджених межах вплив кутової частоти на швидкість транспортування проявляється практично незалежно від висоти заповнення жолоба.

Результати статистичної обробки даних наведено в таблиці 3.13.

Таблиця 3.13 – Оцінки ефектів та коефіцієнтів регресії для швидкості транспортування

Фактор	Ефект	Станд. похибка ефекту	t(3)	p	-95 % довірча межа ефекту	+95 % довірча межа ефекту	Коефіцієнт	Станд. похибка коефіцієнта	-95 % довірча межа коефіцієнта	+95 % довірча межа коефіцієнта
Середнє / вільний член	0,21322	0,00042	506,19	-	0,21188	0,21456	0,213221	0,000421	0,211880	0,214561
Висота заповнення, мм (лінійна складова)	-0,00067	0,00103	-0,6492	0,56248	-0,00395	0,00261	-0,000335	0,000516	-0,001977	0,001307
Висота заповнення, мм (квадратична складова)	-0,0006	0,00089	-0,7461	0,50975	-0,00351	0,00217	-0,000333	0,000447	-0,001755	0,001088
Кутова частота, рад/с (лінійна складова)	0,14100	0,00103	136,65	0,00000	0,13771	0,14428	0,070500	0,000516	0,068858	0,072142
Кутова частота, рад/с (квадратична складова)	-0,00583	0,000894	-6,5336	0,007287	-0,00868	-0,00299	-0,002919	0,000447	-0,004341	-0,001497
Взаємодія факторів $X_1 \times X_2$	0,00099	0,001264	0,7863	0,489071	-0,003028	0,005015	0,000497	0,000632	-0,001514	0,002508

За результатами обробки отримано рівняння регресії у кодованих змінних:

$$Y = 0,213221 - 0,000335x_1 + 0,070500x_2 + 0,000497x_1x_2 - 0,000333x_1^2 - 0,002919x_2^2, \quad (3.29)$$

де Y – швидкість транспортування матеріалу, м/с;

x_1 – кодоване значення висоти заповнення трубчастого жолоба;

x_2 – кодоване значення кутової частоти обертання дебалансів.

Графічне відображення рівняння (3.29) в 3Д просторі наведено на рисунку 3.14.

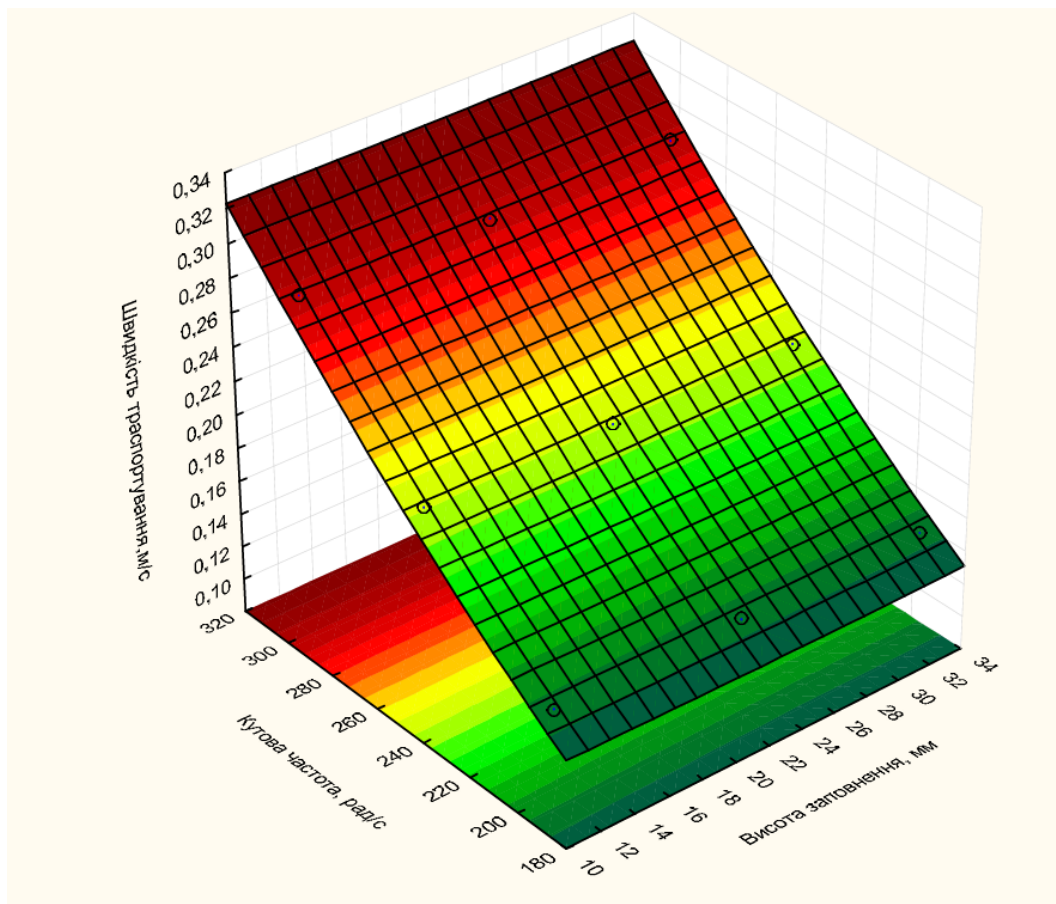


Рисунок 3.14 – Графік залежності між швидкістю транспортування, висотою заповнення та кутовою частотою

Графік нормального імовірнісного розподілу залишків для побудованої регресійної моделі швидкості транспортування матеріалу (рисунок 3.15) використано для перевірки характеру розподілу залишків і, відповідно, для попередньої оцінки коректності застосованої регресійної моделі.

Точки на графіку розташовані поблизу прямої лінії, без явно виражених систематичних відхилень або групування в окремих ділянках. Це свідчить про те, що залишки моделі мають характер, близький до нормального розподілу. Різниця між експериментальними значеннями

швидкості транспортування та значеннями, розрахованими за регресійною моделлю, має переважно випадковий характер. Діапазон залишків є невеликим і становить приблизно від $-0,0012$ до $+0,0010$ м/с. Такі значення є малими порівняно з абсолютними значеннями швидкості транспортування, тому можна вважати, що побудована модель достатньо точно описує експериментальні дані. Це також узгоджується з малим значенням залишкової дисперсії $MS=0,0000016$. Незначні відхилення окремих точок від прямої є допустимими для експериментальних даних і не свідчать про наявність грубих похибок або суттєвої неадекватності моделі. Важливо, що точки не утворюють S-подібної кривої, різкого вигину або відокремленої групи, що могло б вказувати на ненормальність розподілу залишків чи на потребу в ускладненні моделі.

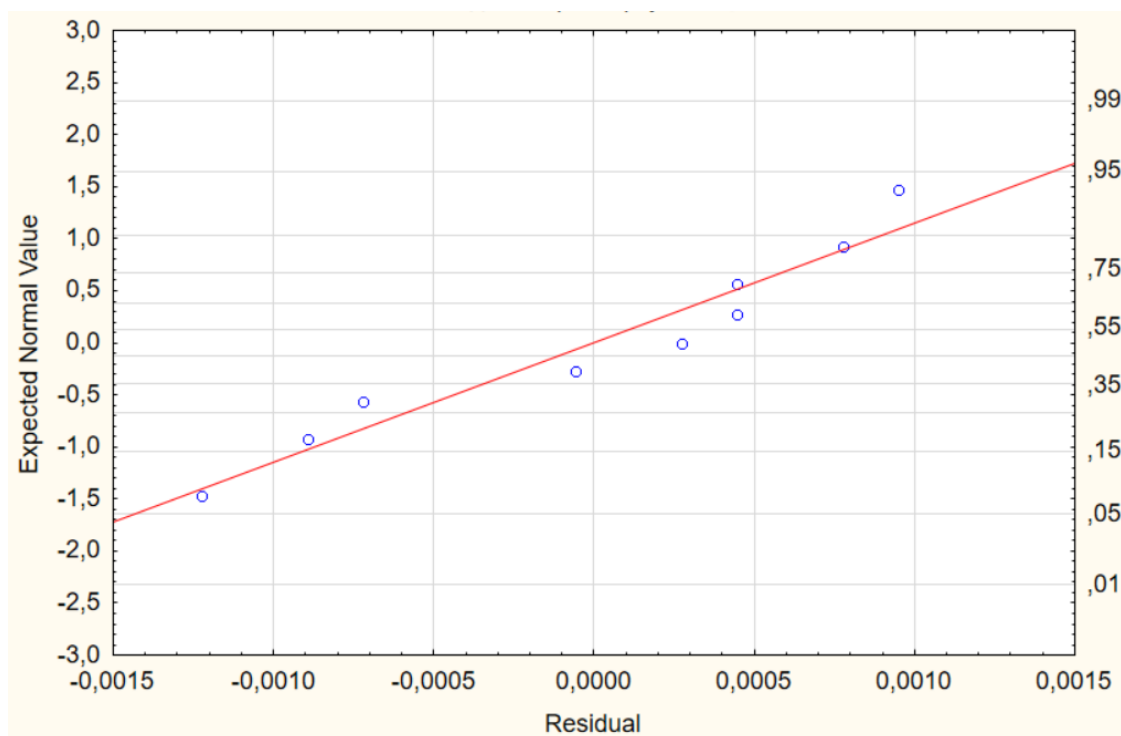


Рисунок 3.15 – Нормальний імовірнісний графік залишків для побудованої регресійної моделі швидкості транспортування матеріалу

Щоб перейти від кодovаних змінних x_1 , x_2 до натуральних значень факторів, потрібно замість них підставити формули кодування

$$x_1 = \frac{h-22}{11} \quad (3.30)$$

де h – висота заповнення трубчастого жолоба, мм.

Для кутової частоти

$$x_2 = \frac{\omega - 245,04}{52,36} \quad (3.31)$$

де ω – кутова частота обертання дебалансів, рад/с.

Тоді початкове рівняння у кодованих змінних:

$$Y = 0,213221 - 0,000335x_1 + 0,070500x_2 + 0,000497x_1x_2 - 0,000333x_1^2 - 0,002919x_2^2$$

переходить у вигляді:

$$\begin{aligned} Y = & 0,213221 - 0,000335 \frac{h-22}{11} + 0,070500 \frac{\omega - 245,04}{52,36} + \\ & + 0,000497 \frac{h-22}{11} \frac{\omega - 245,04}{52,36} - \\ & - 0,000333 \left(\frac{h-22}{11} \right)^2 - 0,002919 \left(\frac{\omega - 245,04}{52,36} \right)^2 \end{aligned} \quad (3.32)$$

Тоді отримаємо рівняння у натуральних змінних:

$$\begin{aligned} Y = & -0,176653 - 0,0001208h + 0,0018493\omega + \\ & + 0,0000008629h\omega - 0,000002752h^2 - 0,0000010647\omega^2 \end{aligned} \quad (3.33)$$

де Y – швидкість транспортування, м/с;

h – висота заповнення жолоба, мм;

ω – кутова частота, рад/с.

Введемо безрозмірні параметри

$$\eta = \frac{h}{D} \quad (3.34)$$

де h – висота заповнення жолоба, мм;

$D=110$ мм – діаметр трубчастого жолоба.

Тоді для $h=11; 22; 33$ мм отримаємо $\eta=0,1; 0,2; 0,3$. Для кутової частоти вводимо відносну частоту:

$$\Omega = \frac{\omega}{\omega_c} \quad (3.35)$$

де $\omega_c=245,04$ рад/с – центральний рівень частоти.

$$\text{Тоді } \Omega = \frac{\omega}{245,04}$$

Для трьох частот $\omega=192,68; 245,04; 297,40$ рад/с маємо $\Omega=0,786; 1,000; 1,214$.

Переходимо до безрозмірних параметрів через заміни

$$\begin{aligned} h &= D\eta = 110\eta \\ \omega &= 245,04\Omega \end{aligned} \quad (3.36)$$

Після підстановки та спрощення отримаємо рівняння в безрозмірних параметрах

$$\begin{aligned} Y &= -0,176653 - 0,013288\eta + 0,453152\Omega + \\ &+ 0,023259\eta\Omega - 0,033299\eta^2 - 0,063929\Omega^2 \cdot \end{aligned} \quad (3.37)$$

де Y – швидкість транспортування, м/с;

$\eta=h/D$ – відносна висота заповнення трубчастого жолоба;

$\Omega=\omega/245,04$ – відносна кутова частота обертання дебалансів.

Отримані результати дають підстави стверджувати, що у прийнятому діапазоні досліджень швидкість транспортування матеріалу визначається переважно частотним режимом роботи віброзбуджувачів. Висота заповнення трубчастого жолоба не має істотного впливу на швидкість руху матеріалу, однак є важливою для оцінювання продуктивності, оскільки визначає кількість матеріалу, що переміщується конвеєром за одиницю часу. Таким чином, для керування швидкісним режимом роботи вібраційного конвеєра доцільно насамперед змінювати кутову частоту обертання дебалансів, тоді як висоту заповнення слід розглядати як параметр, що визначає завантаження робочого органа.

За результатами статистичної обробки експериментальних даних отримано регресійну модель, яка описує вплив висоти заповнення трубчастого жолоба та кутової частоти обертання дебалансів на продуктивність вібраційного конвеєра. Як залежну змінну прийнято продуктивність, т/год.

Якість апроксимації експериментальних даних є високою. Значення коефіцієнта детермінації становить $R^2=0,9995$, а скоригованого коефіцієнта детермінації – $R^2_{adj}=0,99866$. Такі значення свідчать про те, що побудована модель достатньо повно описує зміну продуктивності конвеєра в межах прийнятого факторного простору. Залишкова дисперсія становить $MS_{Residual}=0,0018106$, що вказує на незначне розсіювання експериментальних даних відносно розрахункової залежності.

Аналіз оцінок ефектів показав, що найбільш суттєвий вплив на продуктивність має висота заповнення трубчастого жолоба. Лінійна складова цього фактора є статистично значущою $p=0,000007$. Додатний знак коефіцієнта регресії для лінійної складової висоти заповнення свідчить про те, що зі збільшенням висоти шару матеріалу в жолобі продуктивність конвеєра зростає. Це є фізично обґрунтованим, оскільки більша висота заповнення відповідає більшому об'єму і масі матеріалу, що транспортується за одиницю часу.

Водночас квадратична складова висоти заповнення також є статистично значущою $p=0,031528$. Від'ємний знак цього коефіцієнта вказує на нелінійний характер впливу висоти заповнення на продуктивність. Це означає, що збільшення заповнення жолоба не забезпечує необмеженого або строго пропорційного зростання продуктивності. За надмірного збільшення кількості матеріалу можуть зростати внутрішнє тертя в шарі сипкого середовища, інерційне навантаження на робочий орган та опір переміщенню, що поступово знижує ефективність подальшого збільшення заповнення.

Кутова частота обертання дебалансів також має статистично значущий вплив на продуктивність. Лінійна складова цього фактора характеризується рівнем значущості $p=0,000060$. Додатний знак коефіцієнта показує, що зі збільшенням кутової частоти продуктивність зростає. Це пояснюється підвищенням інтенсивності віброзбудження, збільшенням динамічної дії на матеріал і покращенням умов його

спрямованого переміщення вздовж трубчастого жолоба. Разом з тим квадратична складова кутової частоти виявилася статистично незначущою $p=0,191811$. Отже, у межах дослідженого діапазону частот нелінійний вплив цього фактора на продуктивність не був достатньо вираженим. Основний вплив кутової частоти на продуктивність у даному випадку проявлявся переважно через її лінійну складову.

Особливо важливо, що статистично значущою виявилася взаємодія факторів X_1X_2 – $p=0,000355$. Це означає, що вплив кутової частоти на продуктивність залежить від висоти заповнення жолоба, і навпаки – ефект зміни висоти заповнення проявляється по-різному за різних частотних режимів. Для вібраційного транспортування це є цілком закономірним, оскільки продуктивність визначається не тільки швидкістю руху матеріалу, а й кількістю матеріалу в жолобі. Тому оптимальний режим роботи конвеєра формується саме за рахунок поєднання технологічного параметра заповнення та динамічного параметра віброзбудження.

Результати статистичної обробки даних наведено в таблиці 3.14.

За результатами обробки рівняння регресії у кодованих змінних можна записати у вигляді:

$$Y = 1,738164 + 1,167096x_1 + 0,578333x_2 + 0,389877x_1x_2 - 0,057500x_1^2 - 0,025254x_2^2, \quad (3.38)$$

де Y – продуктивність конвеєра, т/год;

x_1 – кодоване значення висоти заповнення трубчастого жолоба;

x_2 – кодоване значення кутової частоти обертання дебалансів.

Графічне відображення рівняння (3.38 в 3Д просторі наведено на рисунку 3.16. На рисунку 3.17 наведено нормальний імовірнісний графік залишків, побудований для регресійної моделі продуктивності вібраційного конвеєра. Такий графік використовувався для перевірки характеру розподілу залишкових відхилень між експериментальними значеннями продуктивності та значеннями, розрахованими за отриманим рівнянням регресії.

Таблиця 3.14 – Оцінки ефектів та коефіцієнтів регресії для продуктивності транспортування

Фактор	Ефект	Станд. похибка ефекту	t(3)	p	-95 % довірна межа	+95 % довірна межа	Коефіцієнт	Станд. похибка коеф.	-95 % довірна межа коеф.	+95 % довірна межа коеф.
Середнє / вільний член	1,738164	0,014184	122,5470	0,000001	1,693025	1,783303	1,738164	0,014184	1,693025	1,783303
Висота заповнення, мм (лінійна складова)	2,334191	0,034743	67,1851	0,000007	2,223624	2,444758	1,167096	0,017371	1,111812	1,222379
Висота заповнення, мм (квадратична складова)	-0,115000	0,030088	-3,8221	0,031528	0,210753	0,019247	-0,057500	0,015044	-0,105376	0,009624
Кутова частота, рад/с (лінійна складова)	1,156667	0,034742	33,2926	0,000060	1,046101	1,267233	0,578333	0,017371	0,523050	0,633616
Кутова частота, рад/с (квадратична складова)	-0,050508	0,030088	-1,6787	0,191811	0,146262	0,045246	-0,025254	0,015044	-0,073131	0,022623
Взаємодія факторів X_1X_2	0,779754	0,042550	18,3256	0,000355	0,644341	0,915167	0,389877	0,021275	0,322171	0,457584

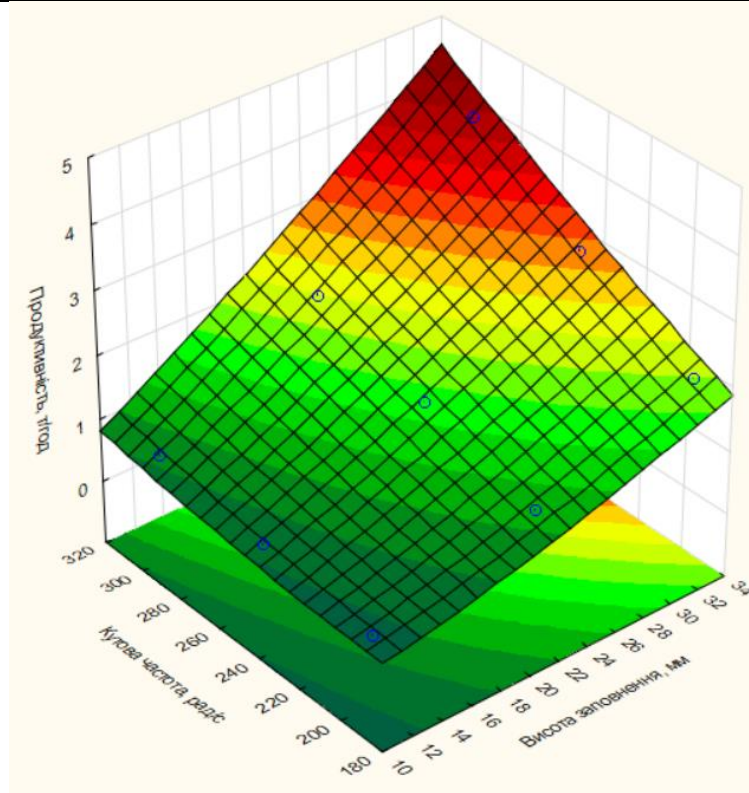


Рисунок 3.16 – Графік залежності між швидкістю транспортування, висотою заповнення та кутовою частотою

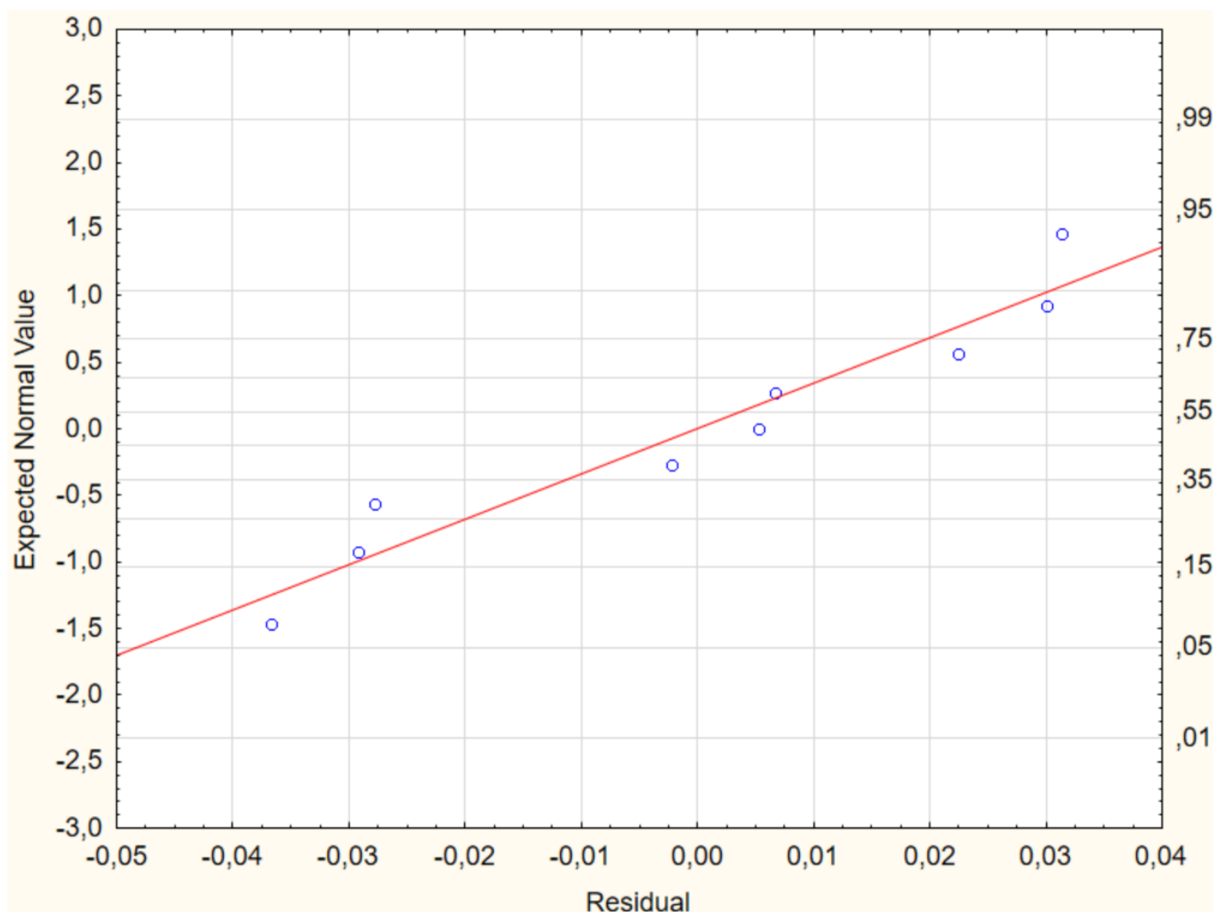


Рисунок 3.17 – Нормальний імовірнісний графік залишків для побудованої регресійної моделі продуктивності

Аналіз розташування точок показує, що залишки в цілому групуються поблизу апроксимуючої прямої. Це свідчить про відсутність грубих відхилень і про те, що похибки моделі мають переважно випадковий характер. Окремі точки дещо відхиляються від прямої, однак ці відхилення не мають систематичного характеру і не формують вираженої криволінійної залежності. Тому підстав вважати, що модель має істотну структурну похибку, немає.

Діапазон залишків становить приблизно від $-0,04$ до $+0,03$, що для розрахункової моделі продуктивності є прийнятним. Більша частина точок зосереджена біля центральної частини графіка, а крайні значення залишків не виходять за межі, які могли б свідчити про наявність грубих експериментальних помилок.

Характер розміщення точок відносно прямої дає підстави вважати, що залишки наближено підпорядковуються нормальному закону розподілу. Це є важливою умовою коректного застосування регресійного аналізу та дисперсійної оцінки значущості факторів. Наявність незначних відхилень окремих точок є природною для експериментальних даних, особливо з урахуванням того, що продуктивність вібраційного конвеєра формується під впливом як динамічних параметрів системи, так і властивостей сипкого матеріалу.

Нормальний імовірнісний графік залишків підтверджує задовільну якість побудованої регресійної моделі. Залишкові відхилення мають випадковий характер, не спостерігається різкого викривлення розподілу або відокремлених груп точок. Це дозволяє використовувати отриману модель для подальшого аналізу впливу висоти заповнення трубчастого жолоба та кутової частоти обертання дебалансів на продуктивність вібраційного конвеєра.

Для рівняння продуктивності, отриманого в кодованих змінних виконано перехід до натуральних значень факторів виконується через заміну кодованих змінних на відповідні вирази через реальні параметри експерименту.

Після підстановки отримаємо рівняння в натуральних змінних

$$Y = -0,436498 - 0,038863h + 0,000668\omega + 0,000677h\omega - 0,000475h^2 - 0,00000921\omega^2 \quad (3.39)$$

де Y – продуктивність конвеєра, т/год;

h – висота заповнення трубчастого жолоба, мм;

ω – кутова частота обертання дебалансів, рад/с.

Для узагальнення отриманої регресійної залежності натуральні фактори було подано у безрозмірному вигляді. Висоту заповнення трубчастого жолоба замінено відносною висотою $\eta = h/D$, а кутову частоту обертання дебалансів – відносною частотою $\Omega = \omega/\omega_c$, $D = 110$ мм,

$\omega_c=245,04$ рад/с. Після підстановки цих параметрів у рівняння регресії отримано залежність продуктивності від безрозмірних параметрів процесу:

$$Y = -0,436498 - 4,274926\eta + 0,163571\Omega + 18,245886\eta\Omega - 5,750000\eta^2 - 0,553102\Omega^2 \quad (3.40)$$

де Y – продуктивність конвеєра, т/год;

$\eta=h/D$ – відносна висота заповнення трубчастого жолоба;

$\Omega=\omega/\omega_c$ – відносна кутова частота обертання дебалансів.

Така форма рівняння зручна тим, що висота заповнення вже характеризується не в міліметрах, а як частка діаметра жолоба, а частота – як відносна величина щодо базового режиму.

3.3 Висновки до 3 розділу

1. Розроблено програму та методику експериментальних досліджень вібраційного обладнання для транспортування матеріалів, що забезпечило перевірку адекватності теоретичних положень, сформульованих у попередньому розділі. Встановлено, що експериментальне дослідження є необхідним етапом оцінювання робочого процесу, оскільки реальна ефективність транспортування визначається сукупним впливом конструктивних параметрів установки, характеристик пружної системи, режимів збудження коливань і фізико-механічних властивостей транспортованого матеріалу.

2. Спроектовано та досліджено лабораторний зразок вібраційної установки, конструкція якого дала змогу відтворити основні режими роботи вібраційного транспортера та оцінити вплив параметрів приводу, пружних опор і масово-інерційних характеристик системи на показники її функціонування. Експериментально підтверджено працездатність прийнятої конструктивної схеми та можливість її використання для подальшого обґрунтування раціональних параметрів вібраційного транспортування матеріалів.

3. На основі методу планування експерименту, проведених вимірювань та статистичної обробки результатів встановлено закономірності впливу основних керованих факторів на характеристики робочого процесу установки. Це дозволило визначити ступінь впливу режимних і конструктивних параметрів на інтенсивність транспортування, стійкість коливального процесу та динамічну навантаженість елементів системи, а також оцінити достовірність отриманих експериментальних залежностей.

4. За результатами експериментальних досліджень та їх оптимізації визначено раціональні режими роботи вібраційного обладнання, за яких забезпечується підвищення ефективності транспортування матеріалів при одночасному зниженні непродуктивних енерговитрат і стабілізації динамічних параметрів машини. Отримані результати становлять основу для інженерного впровадження розробленої конструкції та подальшої техніко-економічної оцінки її ефективності у наступному розділі дисертації.

РОЗДІЛ 4 ІНЖЕНЕРНЕ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ТА ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ

4.1. Інженерне обґрунтування конструктивних і режимних параметрів вібраційного обладнання для транспортування матеріалів

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень обґрунтовано основні конструктивні й режимні параметри вібраційного обладнання для транспортування насипних матеріалів. Необхідність такого обґрунтування зумовлена тим, що ефективність роботи вібраційного транспортера визначається не окремими параметрами машини, а сукупною дією масово-інерційних, жорсткісних, кінематичних та енергетичних чинників, які формують характер коливального руху робочого органу та умови переміщення матеріалу по транспортуючій поверхні. Експериментальні дослідження, виконані у третьому розділі, підтвердили, що навіть за наявності адекватної аналітичної моделі реальний робочий процес вібраційного транспортеру істотно залежить від параметрів пружної системи, режиму обертання дебалансного віброзбуджувача, маси рухомої частини та властивостей транспортованого середовища.

Інженерне впровадження результатів дослідження полягає насамперед у переході від теоретично встановлених закономірностей до практичних рекомендацій щодо вибору раціональної конструктивної схеми установки. При цьому ключовим завданням є забезпечення такого режиму коливань робочого органу, за якого досягається стійке спрямоване переміщення матеріалу без втрати транспортуючої здатності, надмірних динамічних перевантажень і непродуктивних енерговитрат. Це потребує узгодження параметрів приводу, геометрії транспортуючої поверхні, жорсткості пружних елементів та характеристик опорної системи.

З урахуванням результатів теоретичного аналізу та експериментальної перевірки до основних конструктивних параметрів, які

підлягають інженерному обґрунтуванню, належать маса рухомої частини транспортера, жорсткість і схема розташування пружних опор, параметри дебалансного віброзбуджувача, довжина і форма робочого органу, а також кут нахилу траєкторії коливань. Саме ці параметри визначають амплітуду, частоту та напрямок коливального руху, від яких безпосередньо залежить швидкість переміщення насипного вантажу та загальна продуктивність установки. При цьому зміна будь-якого з указаних параметрів призводить до зміни динамічного стану всієї системи, тому їх вибір повинен здійснюватися комплексно, а не ізольовано.

Однією з головних умов ефективної роботи вібраційного транспортера є забезпечення такого співвідношення між частотою збудження та власними частотами системи, за якого реалізується енергетично доцільний режим коливань. Робота в зоні, близькій до резонансної, дозволяє підвищити амплітуду переміщень робочого органу без істотного збільшення потужності приводу, однак потребує ретельного контролю динамічних навантажень, особливо на елементи підвісу та місця кріплення віброзбуджувача. Водночас надмірне наближення до резонансу може викликати нестійкість режиму та прискорене зношування конструктивних елементів, тому при інженерному проєктуванні доцільно передбачати раціональний запас за жорсткістю та міцністю.

Особливу увагу при виборі конструктивної схеми необхідно приділяти пружній системі, оскільки саме вона значною мірою формує траєкторію руху робочого органу та визначає умови передачі коливальної енергії транспортованому матеріалу. Експериментально встановлено, що зміна жорсткості підвісу істотно впливає на амплітудні характеристики системи: зі зменшенням жорсткості підвісу основна амплітуда коливань знижується, а вплив вищих гармонік у переміщеннях залишається порівняно незначним. Разом з тим у прискореннях внесок вищих гармонік виявляється значно помітніше, що необхідно враховувати під час

оцінювання динамічної навантаженості конструкції та довговічності її елементів.

З інженерної точки зору це означає, що вибір жорсткості пружних опор має здійснюватися не лише з позиції отримання необхідної амплітуди коливань, а й з урахуванням обмеження пікових прискорень, які впливають на надійність роботи транспортера. Надмірно жорстка система підвісу може призвести до підвищення динамічних навантажень на опори та раму, а надмірно м'яка – до втрати стійкості коливального режиму та зменшення транспортуючої здатності. Тому раціональне проектування підвісу повинно базуватися на компромісі між амплітудою переміщень, рівнем прискорень і стабільністю траєкторії руху робочого органу.

Не менш важливим є обґрунтування режимних параметрів роботи вібраційного обладнання. До них належать частота обертання дебалансів, амплітуда коливань, кут спрямування збурювальної сили, тривалість безперервної роботи в заданому режимі та ступінь завантаження транспортуючої поверхні матеріалом. У сукупності ці параметри визначають інтенсивність переміщення насипного вантажу, рівномірність транспортного потоку та енергетичну ефективність процесу. За результатами досліджень встановлено, що найбільш раціональними є режими, за яких забезпечується стабільний відрив і переміщення частинок матеріалу вздовж робочої поверхні без надмірного підкидання, що могло б спричинити хаотизацію руху, підвищене пиловиділення або зниження точності дозування.

При проектуванні та впровадженні вібраційного транспортера також необхідно враховувати фізико-механічні властивості транспортованого матеріалу: гранулометричний склад, вологість, насипну густину, кут природного укосу, коефіцієнти зовнішнього та внутрішнього тертя. Саме ці характеристики визначають умови взаємодії шару матеріалу з робочою поверхнею і можуть істотно змінювати оптимальні параметри режиму транспортування. Тому інженерне впровадження результатів дослідження

передбачає не лише вибір раціональної конструкції машини, а й адаптацію її робочих параметрів до конкретного виду насипного середовища.

Таким чином, інженерне обґрунтування конструктивних і режимних параметрів вібраційного обладнання для транспортування матеріалів повинно здійснюватися на основі комплексного врахування результатів теоретичних та експериментальних досліджень. Раціональне поєднання параметрів масово-інерційної системи, характеристик пружного підвісу, режиму роботи віброзбуджувача та властивостей транспортованого матеріалу забезпечує підвищення продуктивності транспортування, зниження динамічних перевантажень і зменшення енерговитрат. Отримані положення становлять основу для подальшого розроблення методики інженерного розрахунку вібраційного транспортера та оцінки економічної ефективності його впровадження.

4.2. Методика інженерного розрахунку та проектування вібраційного транспортера

Методика інженерного розрахунку та проектування вібраційного транспортера повинна забезпечувати послідовний перехід від заданих технологічних вимог до визначення раціональних конструктивних і режимних параметрів машини. Її практичне значення полягає в тому, що вона дозволяє на етапі проектування узгодити продуктивність транспортера, параметри коливального руху робочого органу, характеристики пружної системи, потужність приводу та умови надійної експлуатації. Такий підхід відповідає загальній логіці інженерного впровадження результатів дослідження та спрямований на підвищення ефективності вібраційного обладнання для транспортування сипучих матеріалів.

Запропонована методика включає кілька взаємопов'язаних етапів. На першому етапі задаються вихідні технологічні параметри: вид матеріалу, його насипна густина, гранулометричний склад, вологість, необхідна

продуктивність, довжина транспортування, допустимі габарити машини та режим роботи. На другому етапі обирається конструктивна схема транспортера: тип робочого органу, спосіб кріплення рухомої частини, тип пружних опор, вид вібробудувача та схема створення спрямованих коливань. На третьому етапі виконують динамічний розрахунок коливальної системи, визначають амплітуду, частоту, швидкість і прискорення робочого органу, а також перевіряють умови реалізації стійкого транспортувального режиму. Завершальним етапом є уточнення потужності приводу, розрахунок основних елементів конструкції та перевірка технічної доцільності прийнятого варіанта.

Вихідними даними для інженерного розрахунку є насамперед вимоги до продуктивності та характеристик транспортованого матеріалу. Для сипучих вантажів особливо важливо враховувати їх насипну густину, середній розмір частинок, вологість, кут природного укосу та коефіцієнт тертя по поверхні жолоба. Саме ці параметри значною мірою визначають товщину шару матеріалу на робочому органі, характер його переміщення та рівень опору руху. Якщо на цьому етапі не врахувати реальні властивості вантажу, то подальший розрахунок амплітуди коливань, потужності приводу і жорсткості підвісу може виявитися некоректним.

Після задання вихідних параметрів визначається необхідна продуктивність транспортера. Для інженерних розрахунків її доцільно розглядати як функцію площі живого перерізу матеріалу на жолобі, середньої швидкості його транспортування та насипної густини. У загальному вигляді продуктивність можна визначати за залежністю

$$Q = 3600 F_M v_{TP} \rho_H \varphi_3 \quad (4.1)$$

де Q – продуктивність, кг/год або т/год; F_M – площа живого перерізу матеріалу на робочому органі, м²; v_{TP} – середня швидкість транспортування, м/с; ρ_H – насипна густина матеріалу, кг/м³; φ_3 – коефіцієнт заповнення жолоба.

На стадії попереднього проектування величину F_M доцільно визначати через геометричні параметри жолоба та допустиму висоту шару матеріалу. Для жолобчастих і прямокутних робочих органів ця величина може встановлюватися за спрощеними геометричними залежностями з урахуванням форми поперечного перерізу. Після цього знаходять необхідну середню швидкість транспортування матеріалу

$$v_{TP} = \frac{Q}{3600 F_M \rho_H \varphi_3} \quad (4.2)$$

Отримане значення є одним із базових параметрів для наступного вибору амплітуди та частоти коливань.

Середня швидкість транспортування у вібраційному транспортері залежить від режиму коливань робочого органу, кута нахилу траєкторії, коефіцієнта тертя між матеріалом і поверхнею жолоба та інтенсивності підкидання частинок. Для інженерного проектування доцільно використовувати узагальнений кінематичний підхід, відповідно до якого швидкість транспортування приймається пропорційною добутку амплітуди та частоти коливань:

$$v_{TP} = k_v A \omega \quad (4.3)$$

де A – амплітуда коливань робочого органу, м; ω – кутова частота коливань, k_v – коефіцієнт, що враховує кут напрямку коливань, режим переміщення матеріалу та його фізико-механічні властивості.

Звідси попередньо необхідну амплітуду можна визначити як

$$A = \frac{v_{TP}}{k_v \omega} \quad (4.4)$$

Після визначення амплітуди розраховують максимальні значення швидкості та прискорення робочого органу:

$$v_{\max} = A \omega, \quad (4.5)$$

$$a_{\max} = A \omega^2 \quad (4.6)$$

Саме прискорення є одним із головних критеріїв перевірки працездатності системи, оскільки воно визначає здатність транспортера забезпечувати переміщення матеріалу. Для стійкого транспортувального режиму необхідно, щоб динамічний вплив на шар матеріалу був достатнім для подолання сил тертя та, за потреби, часткового підкидання частинок. Тому перевіряють умову

$$K_D = \frac{a_{\max}}{g} \quad (4.7)$$

де K_D – коефіцієнт динамічності; g – прискорення вільного падіння. Якщо K_D є недостатнім, амплітуду або частоту коливань слід збільшити; якщо ж він є надмірно великим, це може призвести до перевитрати енергії, підвищеного шуму та нестійкого хаотичного руху вантажу.

Після попереднього визначення параметрів коливального режиму переходять до розрахунку коливальної системи транспортера. З динамічної точки зору робочий орган разом із частиною транспортованого вантажу та елементами кріплення можна розглядати як систему із зосередженою масою, пружно встановлену на опорах. Її власна кутова частота визначається за залежністю

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_\Sigma}{m_\Sigma}} \quad (4.8)$$

де c_Σ – сумарна жорсткість пружної системи, Н/м; m_Σ – приведена маса коливної системи, кг.

Звідси сумарна жорсткість пружних елементів становить

$$c_\Sigma = m_\Sigma \omega_0^2. \quad (4.9)$$

Якщо використовується n однакових пружних опор, жорсткість однієї опори дорівнює

$$c_1 = \frac{c_\Sigma}{n} \quad (4.10)$$

Для забезпечення енергетично доцільного режиму роботи бажано, щоб робоча частота збудження була узгоджена з власною частотою системи. У нерезонансних схемах приймають достатній відрив від резонансної зони, тоді як у резонансних або близькорезонансних машинах, навпаки, використовують переваги підвищення амплітуди при меншій збурювальній силі. При цьому з урахуванням даних огляду та практики застосування резонансних транспортерів слід враховувати їх високу ефективність за умови правильно вибраних параметрів системи.

Наступним кроком є визначення збурювальної сили віброзбуджувача. Для дебалансного приводу максимальна збурювальна сила розраховується як

$$F_0 = m_D r \omega^2 \quad (4.11)$$

де m_D – маса дебалансу, кг; r – ексцентриситет, м; ω – кутова швидкість обертання дебалансу, c^{-1}

Якщо система має два симетрично встановлені дебаланси, сумарна збурювальна сила приймається як алгебраїчна сума відповідних інерційних дій з урахуванням фазового узгодження. Після цього перевіряють, чи забезпечує отримана сила необхідну амплітуду коливань робочого органу при заданій масі системи та жорсткості підвісу.

Потужність приводу визначають на основі роботи, необхідної для підтримання заданого коливального режиму з урахуванням механічних втрат у підшипниках, пружних елементах і з'єднаннях. Для попереднього інженерного розрахунку доцільно використовувати залежність

$$N = \frac{F_0 v_{\max}}{2\eta}, \quad (4.12)$$

де N – необхідна потужність приводу, Вт; η – коефіцієнт корисної дії механічної системи.

Після розрахунку режимних і енергетичних параметрів виконують компоновку конструкції транспортера. На цьому етапі встановлюють

довжину та ширину жолоба, кількість і схему розташування пружних опор, місця встановлення вібробуджувача, товщину стінок робочого органу, а також параметри несної рами. Основним критерієм тут є забезпечення жорсткості конструкції при мінімально можливій металоємності та відсутності небезпечних локальних перевантажень.

Завершальним етапом є перевірочний розрахунок. Він повинен включати перевірку міцності пружних опор, перевірку втомної довговічності елементів кріплення вібробуджувача, оцінку допустимих переміщень рами, перевірку умов стійкого транспортування матеріалу, а також зіставлення розрахункової продуктивності з потрібною за технічним завданням. Якщо розрахункова продуктивність є нижчою за необхідну, коригуванню підлягають ширина жолоба, амплітуда коливань, частота збудження або режим завантаження транспортера.

Отже, методика інженерного розрахунку та проектування вібраційного транспортера повинна базуватися на послідовному узгодженні технологічних вимог, параметрів коливального режиму, характеристик пружної системи та енергетичних можливостей приводу. Її застосування дозволяє перейти від загальних результатів теоретичних і експериментальних досліджень до практичного створення ефективної вібраційної машини для транспортування сипучих матеріалів.

4.3. Оцінка техніко-економічної ефективності впровадження вібраційного транспортера

Техніко-економічну ефективність запропонованого вібраційного транспортера доцільно оцінювати за показниками питомих енерговитрат, металоємності конструкції та експлуатаційної доцільності застосування залежно від довжини робочого органу. Для цього використано розрахункові параметри трьох варіантів транспортера з довжиною жолоба 2, 4 і 6 м, для яких у попередньому підрозділі визначено раціональні режими роботи, потужність приводу та масу віброуючої системи. За

базовий критерій прийнято питомі енерговитрати на транспортування 1 т матеріалу, які визначаються за залежністю

$$e = \frac{N_{ДВ}}{Q} \quad (4.13)$$

де e – питомі енерговитрати, кВт·год/т; $N_{ДВ}$ – потужність приводу, кВт; Q – продуктивність, т/год.

Для розрахованих варіантів при $Q = 0,425$ т/год отримано:

для конвеєра 2 м

$$e_2 = \frac{0,425}{0,25} = 0,588$$

для конвеєра 4 м

$$e_4 = \frac{0,425}{0,37} = 0,871$$

для конвеєра 6 м

$$e_6 = \frac{0,425}{0,55} = 1,294$$

Отже, зі збільшенням довжини транспортера питомі енерговитрати зростають, що є закономірним наслідком збільшення маси коливної системи, жорсткості підвісу та необхідної збурювальної сили. Разом із тим збільшення довжини жолоба розширює технологічні можливості обладнання, тому вибір конкретного варіанта повинен здійснюватися з урахуванням виробничих вимог.

Додатково доцільно оцінити металоємність конструкції, яку в першому наближенні можна характеризувати відношенням повної рухомої маси до довжини жолоба:

$$m_{\text{нум}} = \frac{L}{m_{\Sigma}} \quad (4.14)$$

Отримані значення свідчать, що за прийнятої схеми масштабування конструкції питома металоємність залишається практично сталою, а отже

подовження транспортера не призводить до непропорційного зростання матеріаломісткості.

Для орієнтовної економічної оцінки можна визначити річні витрати на електроенергію. За умови роботи транспортера 2000 год/рік та тарифу 6 грн/кВт·год (вартість на 2025 рік) маємо:

$$C = N_{\text{об}} \cdot T \cdot c_e \quad (4.15)$$

де $T = 2000$ год/рік; $c_e = 6$ з грн/кВт·год.

Тоді:

$$C_2 = 0,25 \cdot 2000 \cdot 6 = 3000 \text{ грн/рік}$$

$$C_4 = 0,37 \cdot 2000 \cdot 6 = 4440 \text{ грн/рік}$$

$$C_6 = 0,55 \cdot 2000 \cdot 6 = 6600 \text{ грн/рік}$$

Якщо порівняти запропонований 4-метровий варіант із умовним традиційним транспортером такої самої продуктивності, для якого питома енергоємність становить, наприклад, 1,05 кВт·год/т, то річна економія електроенергії дорівнюватиме

$$\Delta E = (1,05 - 0,871) \cdot Q_{\text{річ}} \quad (4.16)$$

де річна маса транспортованого матеріалу

$$Q_{\text{річ}} = 0,425 \cdot 2000 = 850 \text{ т/рік.}$$

Тоді

$$\Delta E = (1,05 - 0,871) \cdot 850 = 152,15 \text{ кВт год/рік,}$$

а вартісна економія становитиме

$$\Delta C = 152,15 \cdot 6 = 912,9 \text{ грн/рік.}$$

За результатами техніко-економічної оцінки встановлено, що найбільш енергоефективним є варіант вібраційного транспортера довжиною 2 м, однак з точки зору практичного використання найбільш збалансованим слід вважати варіант довжиною 4 м, який поєднує помірні енерговитрати, достатню довжину транспортування та прийнятну конструктивну складність. Варіант довжиною 6 м є доцільним для

випадків, коли визначальним фактором є збільшення транспортної довжини, хоча це супроводжується підвищенням енерговитрат і вимог до приводу.

Таблиця 4.6 – Порівняльна техніко-економічна оцінка варіантів вібраційного транспортера

Показник	Од.	2 м	4 м	6 м
Продуктивність, Q	т/год	0.425	0.425	0.425
Потужність двигуна, $N_{дв}$	кВт	0.25	0.37	0.55
Повна рухома маса, $m_{нмт}$	кг	71	142	213
Питомі енерговитрати, e	кВт· год/т	0.588	0.871	1.294
Річні витрати на електроенергію, C	грн/р ік	3000	4440	6600

Впровадження запропонованої конструкції вібраційного транспортера є технічно доцільним, а її використання дозволяє забезпечити раціональне співвідношення між продуктивністю, енергоємністю та конструктивною ефективністю.

4.4 Висновки до розділу 4

1 Виконано інженерне узагальнення результатів теоретичних і експериментальних досліджень та показано можливість їх практичного використання при проектуванні вібраційного обладнання для транспортування матеріалів. Обґрунтовано, що ефективність роботи вібраційного транспортера визначається раціональним поєднанням конструктивних параметрів коливної системи, характеристик пружного підвісу, режимів збудження та властивостей транспортованого матеріалу.

2 Розроблено методику інженерного розрахунку та проектування вібраційного транспортера, яка передбачає послідовне визначення

технологічних, кінематичних, динамічних та енергетичних параметрів машини. На її основі виконано розрахунки для варіантів транспортерів довжиною 2, 4 і 6 м, що дозволило встановити раціональні режими їх роботи, параметри пружної системи, збурювальну силу віброзбуджувача та необхідну потужність приводу.

3 За результатами розрахунків встановлено, що для конвеєрів довжиною 2 і 4 м достатнім є режим роботи при частоті обертання дебалансів 2340 об/хв, тоді як для транспортера довжиною 6 м доцільним є підвищення частоти до 2840 об/хв для забезпечення необхідного силового запасу та стійкого зарезонансного режиму. Визначено, що найбільш збалансованим за сукупністю технічних показників є варіант довжиною 4 м, який забезпечує прийнятну продуктивність, помірні енерговитрати та достатню транспортну довжину.

4 Виконана техніко-економічна оцінка показала, що запропоновані варіанти вібраційного транспортера характеризуються прийнятним рівнем питомих енерговитрат і стабільною питомою металоємністю, а їх впровадження є технічно доцільним. Отримані результати підтверджують можливість практичного використання розробленого підходу при створенні ефективних вібраційних транспортерів для переміщення сипучих матеріалів у виробничих умовах.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі аналізу сучасного стану вібраційного транспортуючого обладнання встановлено, що ефективність роботи таких машин визначається не лише типом віброзбуджувача та конструкцією робочого органу, а й ступенем узгодження параметрів коливальної системи з властивостями транспортованого матеріалу. Показано, що існуючі конструкції вібраційних транспортерів часто не забезпечують стабільності коливального режиму в умовах змінного завантаження, що зумовлює необхідність подальшого розвитку методів їх динамічного розрахунку та конструктивного вдосконалення.

Визначено сукупність основних факторів, які впливають на інтенсивність і стабільність вібраційного транспортування сипучих матеріалів. До визначальних параметрів віднесено масово-інерційні характеристики коливної системи, жорсткість і демпфування пружного підвісу, амплітуду та частоту коливань, збурювальну силу віброзбуджувачів, фазові співвідношення їх роботи, довжину та геометрію робочого органу, а також фізико-механічні характеристики сипучого середовища. Обґрунтовано, що ефективний транспортний режим формується за умови динамічної узгодженості цих параметрів.

Розроблено математичну модель динамічної взаємодії системи «вібраційний транспортер – пружний підвіс – сипучий матеріал», яка враховує масово-інерційні параметри робочого органу, характеристики пружної системи, дію збурювальних сил від двох інерційних віброзбуджувачів, дисипативні втрати та вплив транспортованого матеріалу. Запропонована модель дозволяє описати коливальний рух робочого органу, оцінити вплив режимних параметрів на динамічний стан системи та визначити умови реалізації стійкого спрямованого переміщення матеріалу.

Отримано аналітичні залежності, які встановлюють зв'язок між параметрами коливального режиму та показниками ефективності

транспортування сипучого матеріалу. Показано, що продуктивність транспортера та сталість переміщення матеріального потоку істотно залежать від амплітуди коливань у межах 2–5 мм, частоти, прискорення коливань і характеру дії збурювальної сили. Встановлено, що неузгодженість режимів роботи віброзбуджувачів може призводити до зміни траєкторії руху робочого органу, зниження інтенсивності транспортування та збільшення непродуктивних енергетичних витрат.

Розроблено інженерну методику визначення раціональних конструктивних і режимних параметрів вібраційного транспортера, яка базується на комплексному врахуванні продуктивності, довжини робочого органу, маси коливної системи, жорсткості пружного підвісу, збурювальної сили, амплітуди коливань, потужності приводу та питомих енерговитрат. Запропонована методика забезпечує можливість обґрунтованого вибору параметрів транспортера на етапі проектування та може бути використана для розрахунку вібраційних машин різної довжини й продуктивності.

Спроектовано та виготовлено дослідний зразок вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами, конструкція якого забезпечує можливість реалізації спрямованого коливального руху робочого органу та дослідження процесу транспортування сипучого матеріалу за різних режимів роботи. Лабораторна установка має трубчастий жолоб діаметром 110 мм, довжину заповненої ділянки 1,5 м, сталу масу віброуючої частини 50 кг, 2 інерційні віброзбуджувачі та 4 пружні опори, що дозволило перевірити працездатність запропонованої конструктивної схеми та сформувані експериментальну базу для перевірки теоретичних положень роботи.

Експериментально досліджено коливальний режим і процес транспортування сипучого матеріалу на лабораторній установці при переміщенні сухого піску. Встановлено, що зміна частоти обертання дебалансів, параметрів завантаження та довжини робочого органу істотно

впливає на характер коливань і продуктивність транспортування. Для дослідження впливу завантаження використано три рівні заповнення жолоба: 11, 22 та 33 мм, що відповідає $0,1D$; $0,2D$ та $0,3D$ при діаметрі жолоба 110 мм. Експериментальні результати підтвердили основні положення розробленої математичної моделі та довели доцільність використання двох інерційних віброзбуджувачів для формування стійкого транспортного режиму.

Виконано техніко-економічну оцінку запропонованих конструктивних рішень для варіантів вібраційного транспортера довжиною 2, 4 і 6 м. Встановлено, що при однаковій продуктивності $0,425$ т/год потужність приводу становить відповідно $0,25$; $0,37$ та $0,55$ кВт, а питомі енерговитрати – $0,588$; $0,871$ та $1,294$ кВт·год/т. Річні витрати на електроенергію за умови роботи 2000 год/рік і тарифу 6 грн/кВт·год становлять відповідно 3000; 4440 та 6600 грн/рік. Найбільш енергоефективним є варіант довжиною 2 м, однак за сукупністю технічних, експлуатаційних і економічних показників найбільш збалансованим є транспортер довжиною 4 м, який поєднує достатню транспортну довжину, помірні енерговитрати та прийнятну конструктивну складність. Результати дослідження рекомендовано використовувати при проектуванні, модернізації та експлуатації вібраційних транспортерів для переміщення сипучих матеріалів у будівельній, гірничій, металургійній та інших галузях промисловості.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Cieplok, Grzegorz. "Influence of vibratory conveyor design parameters on the trough motion and the self-synchronization of inertial vibrators" *Open Engineering*, vol. 14, no. 1, 2024, pp. 20220434. <https://doi.org/10.1515/eng-2022-0434>
2. Czubak P. Equalization of the transport velocity in a new two-way vibratory conveyor. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, Vol. 11, 2011.
3. Czubak P. Vibratory conveyor of the controlled transport velocity with the possibility of the reversal operations. *Journal of Vibroengineering*. 2016. Vol. 18, no. 6. P. 3539–3547. URL: <https://doi.org/10.21595/jve.2016.17257>
4. Czubak P., Gajowy M. Influence of selected physical parameters on vibroinsulation of base-exited vibratory conveyors. *Open Engineering*. 2022. Vol. 12, no. 1. P. 382–393. URL: <https://doi.org/10.1515/eng-2022-0033>
5. Czubak P., Klemiato M. Analysis of the Transport Capabilities of an Energy-Efficient Resonant Vibratory Conveyor of Classical Construction. *Energies*. 2025. Vol. 18, no. 10. P. 2500. URL: <https://doi.org/10.3390/en18102500>
6. Haddad J. S., Momani W. A comparison of two theoretical methods of the materials transportation in the vibrating screen machines and improve the significance of their experimental results. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*. 2014. Vol. 11, no. 4. P. 46–52. URL: <https://doi.org/10.9790/1684-11484652>
7. <https://bruks-siwertell.com/conveying/vibrating-conveyor> – Vibrating conveyors ensure efficient, multi-functional material handling
8. <https://vibrotech-eng.com/en/products/vibrating-conveyors/> – Vibrating Conveyors
9. <https://www.generalkinematics.com/product-category/bulk-processing-solutions/vibrating-conveyors/> – Vibrating Transfer Conveyors

10. Klemiato M., Czubak P. Control of the transport direction and velocity of the two-way reversible vibratory conveyor. *Archive of Applied Mechanics*. 2019. Vol. 89, no. 7. P. 1359–1373. URL: <https://doi.org/10.1007/s00419-018-01507-8>
11. Kipriyanov, F. & Savinykh, P. The results of the study of the vibratory conveying machine operating modes. *Transportation Research Procedia*. 2022. Vol. 63(13). P. 721-729. DOI: 10.1016/j.trpro.2022.06.067.
12. Klemiato M., Czubak P. Event Driven Control of Vibratory Conveyors Operating on the Frahm's Eliminator Basis. *Archives of Metallurgy and Materials*. 2015. Vol. 60, no. 1. P. 19–25. URL: <https://doi.org/10.1515/amm-2015-0003>
13. Koruniak P., Nishchenko I., Shenbor V., Korendiy V. Two-mass Vibrating Conveyor with Nonparallel Flat Springs. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. 2016. Vol. 2, No. 1. P. 41–46.
14. Korunyak P., Baranovych S., Vlasyuk I. Enhancement of the efficiency of shaking conveyors. *Bulletin of Lviv National Agrarian University. Agroengineering Research*. 2018. № 22. C. 86–91. URL: <https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.086>
15. Mathematical modeling of resonant linear vibratory conveyor with electromagnetic excitation: simulations and experimental results / Ž. V. Despotović et al. *Applied Mathematical Modelling*. 2017. Vol. 41. P. 1–24. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2016.09.010>
16. Michalczyk J., Cieplok G. Maximal Amplitudes of Vibrations of the Suspended Screens, During the Transient Resonance. *Archives of Mining Sciences*. 2016. Vol. 61, no. 3. P. 537–552. URL: <https://doi.org/10.1515/amsc-2016-0039>
17. Michalczyk J., Gajowy M. Operational Properties of Vibratory Conveyors of the Antiresonance Type. *Archives of Mining Sciences*. 2023. URL: <https://doi.org/10.24425/122449>

18. N. P. Yaroshevich and A. V. Silivoniuk, “About some features of run-up dynamic of vibration machines with self-synchronizing inertion vibroexciters,” *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, No. 4, pp. 70–75, 2013.
19. SPIRIN A., VOLYNETS Y. VIBRATORY CONVEYOR FOR LOADING FOOD MIXTURE MIXER. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical sciences*. 2024. Vol. 337, no. 3(2). P. 328–333. URL: <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2024-337-3-49>
20. V. Gursky, P. Krot, V. Korendiy, and R. Zimroz, “Dynamic analysis of an enhanced multi-frequency inertial exciter for industrial vibrating machines,” *Machines*, Vol. 10, No. 2, p. 130, Feb. 2022, <https://doi.org/10.3390/machines10020130>
21. Zhang X, Wen B, Zhao C. Theoretical study on synchronization of two exciters in a nonlinear vibrating system with multiple resonant types. *Nonlinear Dynamics*. 2016 Jul;85(1):141–54. (6)
22. Zhang, X.; Hu, W.; Gao, Z.; Liu, Y.; Wen, B.-C. Composite synchronization on two pairs of vibrators in a far super-resonant vibrating system with the single rigid frame. *J. Low Freq. Noise Vib. Act. Control* 2021, 40, 2064–2076. [CrossRef]
23. ŻMUDA W., CZUBAK P. INVESTIGATIONS OF THE TRANSPORT POSSIBILITIES OF A NEW VIBRATORY CONVEYOR EQUIPPED WITH A SINGLE ELECTRO-VIBRATOR. *Transport Problems*. 2022. Vol. 17, no. 4. P. 127–136. URL: <https://doi.org/10.20858/tp.2022.17.4.11>
24. Азаренков М.О., Гірка В.О., В.І. Лапшин В.І., В.І. Муратов В.І. Теорія коливань та хвиль. Навчальний посібник. – Харків, 2005. – 154 с.
25. Азарян В.А. Дослідження процесів стабілізації амплітудних коливань якості рудопотоків залізрудних кар’єрів / В.А. Азарян, С.О. Жуков // *Вісник ЖДТУ : наук. журнал. – Житомир. – 2018. – Вип. 1 (81).– С. 240–245.*

26. Активні вібраційні органи машин для обробки сумішей / А.Т. Свідерський, О.П. Дєдов. Вібрації в техніці та технологіях. 2015. № 2. С. 134-139. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vvtt_2015_2_22
27. Боровець В. М., Шенбор В. С., Беспалов А. С. Визначення кінетичних параметрів елементів вібраційної машини з обертовим пристроєм. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2009. – Вип. 43. – С. 3–7.
28. Боровець В., Шенбор В., Боровець І. Міжопераційні вібраційні модулі для транспортування і маніпуляції деталями. Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівних конструкцій: праці конф. Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2008. С. 209–211.
29. Будівельні та колійні машини. Ч.2. Будівельна техніка: Навч. посібник / А.М. Кравець, А.В. Євтушенко, А.В. Погребняк та ін. – Харків: УкрДУЗТ, 2016. – 274 с.,
30. Булгаков В.М., Калетнік Г.М., Паламарчук І.П., Головач І.В., Черниш О.М. Машини та технологічне обладнання вібраційної дії. Навчальний посібник. – К.: «ХАЙ-ТЕК Прес», 2013. – 486 с.
31. Булгаков В.М., Черниш О.М. Грубий В.П. та ін.. Проектування машин та обладнання вібраційної дії. Навчальний посібник. – Кам'янець-Подільський.: ФОП Сисин О.В., 2012. – 288 с.
32. Василенко М.В., Алексейчук О.М. Теорія коливань і стійкості руху. – К.: Вища шк., 2004. – 525 с.
33. Вібраційне маніпулювання виробами / П. Коруняк та ін. Bulletin of Lviv National Agrarian University Agroengineering Research. 2021. № 25. С. 63–71. URL: <https://doi.org/10.31734/agroengineering2021.25.063>
34. Врублевський І. Й., Пулькевич І. Г., Шенбор В. С. Співвідношення власних частот коливань вібраційного транспортера-маніпулятора з багатокомпонентними коливаннями. Вісник Національного університету

- «Львівська політехніка». Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2003. № 37. С. 21–24.
35. Врублевський І. Й. Вібраційний двомасовий транспортер-маніпулятор з незалежними поздовжніми, поперечними та вертикальними коливаннями. Вісник Державного університету “Львівська політехніка”. 1999. № 371. С. 71–74.
36. Гаврильченко О.В. Вібраційні конвеєри з незалежними коливаннями / О.В. Гаврильченко, В.С. Шенбор // Упаковка. – 2003 – № 3. – С. 30–32
37. Гурський В.М., Кузьо І.В. Раціональний синтез двочастотних резонансних вібраційних машин. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2015. Вип. 49. С. 8 – 17.
38. Гурський В.М., Шпак Я.В., Кузьо І.В. Реалізація суперрезонансних коливань у віброударних машинах з імпульсним приводом. Вібрації в техніці та технологіях. 2016. №3 (83). С. 21 – 28.
39. Двомасовий вібраційний конвеєр: пат. На корисну модель 113461 Україна: МПК В65 G 27/08, В65 G 27/32. Опуб. 25.01.2017, Бюл. № 2.
40. Делембовський М.М. Вплив режимів експлуатації і властивостей елементів вібромашин будівельної індустрії на процеси надійності. Грааль науки. 2021. №4. С.209-214.
41. Дєдов О.П. Розповсюдження плоских хвиль напруження в пружно-пластичному середовищі під дією силового навантаження // Техніка будівництва. – 2010. – № 25. – С. 6–73.
42. Дідковський В.С., Дрозденко К.С. Основи аналітичної механіки та теорії коливань: підручник. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. С. 250.
43. Залюбовський М.Г. Машини зі складним рухом робочих ємкостей для обробки полімерних деталей: монографія / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев – К.: Університет «Україна», 2018. – 228 с.
44. Іносов С., Ілларіонов В., Сабалаєва Н. Автоматичне каскадне регулювання амплітуди коливань резонансного віброживильника з

дебалансним збуджувачем. Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті, 2025. 30(1), 75-80.<https://doi.org/10.18664/iksz.v30i1.326809>.

45. Ісакович-Лотоцький Р.Д., Любин В.С. Обґрунтування ефективності процесів зневоднення за допомогою вібраційного та віброударного навантаження. Вібрації в техніці та технологіях. 2013. №4 (72). С. 96 – 100.

46. Іскович-Лотоцький Р. Д. Підвищення ефективності розвантаження матеріалів під дією періодичних ударних імпульсів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Вібрації в техніці і технологіях. – 2008. – № 2(51). – С. 8–11.

47. Іщук С.І., Гладкий О.В. Техніко-економічні основи промислового виробництва : навч. посіб. – Київ : Академія, 2011. – 296 с.

48. Калиновська О.П., Бойко О.О., Строган І.І. Геометрична і структурна характеристика вібраційних установок. Матеріали VIII відкритої наукової конференції професорсько-викладацького складу Інституту прикладної математики та фундаментальних наук, присвячена 165-річчю Національного університету "Львівська політехніка", 12–13 листопада 2009 р. Львів: Видавництво НУ "Львівська політехніка". 2009. С. 83.

49. Карвацький А.Я. Механіка суцільних середовищ: навчальний посібник. Київ: НТУУ «КПІ», 2016. 290 с.

50. Клименко М. І. Напружено-деформований стан гумових та гумовокордних віброізоляторів в умовах температурного та нелінійного деформування // М. І. Клименко, С. М. Гребенюк, А. М. Богуславська, А.В. Гаценко / Геотехнічна механіка. –2018.– №138 –с. 196-204.<http://dx.doi.org/10.15407/geotm2018.01.196>.

51. Ковальчук В.А. Дослідження резонансних режимів роботи вібраційних машин. Техніка будівництва. 2021. № 48. С. 23–28

52. Корендій, В.М. Вібраційні транспортно-маніпулюючі конвеєри для пакувального обладнання / В.М. Корендій, О.В. Гаврильченко, В.С. Шенбор // Вісник Національного університету «Львівська

політехніка». Серія: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2018. – № 891. – С. 35 – 41. (1)

53. Коруняк П. С., Шенбор В. С., Боровець В. М. Вібраційні транспортери і транспортні системи з електромагнітним приводом для подачі зерна та зернопродуктів. Механізовані процеси сільськогосподарського виробництва: зб. наук. праць. Львів: ЛДСГІ, 1995. С. 40–43.

54. Коруняк П., Боровець В., Шенбор В. Дослідження кутових коливань двомасових вібраційних машин. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2010. № 14. С. 317–323.

55. Коруняк П., Шенбор В., Сиротюк С. Розрахунок конструктивних параметрів вібраційного трубчастого конвеєра з електромагнітним приводом. Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2002. № 6. С. 125–131.

56. Коруняк П., Яцина М., Ніщенко І. Вібраційний конвеєр з довільно розташованими плоскими пружинами. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2016. № 1. С. 150–155.

57. Кравченко І.М. Керування динамічними параметрами електромагнітної ударно-вібраційної системи / І.М. Кравченко, В.А. Басараб // Техніка будівництва. – К.: КНУБА, 2006. – №19. – С. 56-63.

58. Кривенко П.В. Будівельне матеріалознавство : підручник / П.В. Кривенко та ін. – Київ : ЕксОб, 2004. – 704 с.

59. Кришталь Є.М., Ткачук О.В., Шевченко С.А. Динаміка механічних систем при дії змінних навантажень. Дніпро: Інститут технічної механіки НАН, 2018. 84 с

60. Кузьо, І.В., Ланець, О.С., Гурський, В.М. Оптимізаційний синтез полічастотних вібраційних систем з імпульсним електромагнітним

приводом. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 47, 2013. С. 3–12.

61. Ланець О.С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): Монографія. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2008. – 324 с.

62. Ланець О.С., Качмар Р.Я., Боровець В.М. Обґрунтування параметрів вібраційного бункерного живильника з електромагнітним приводом. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Вип. 50, 2016. С. 54 – 76.

63. Ловейкін В. С. Застосування фазочастотних методів впливу на параметри вимушеної сили для мінімізації динамічних коефіцієнтів вібраційних систем з сухим тертям / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, К. І. Почка // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2013. – № 759. – С. 48-54.

64. Назаренко І., Дєдов О., Ручинський М., Свідерський А.Т., Сліпецький В.В. Визначення раціональних режимів і параметрів віброустановки з складним характером руху. XXIV міжнародна науково-технічна конференція “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”. 2019. С. 192– 194.

65. Назаренко І. І., Тікан Ю. М., Нестеренко М. М., Нестеренко Т. М. Оцінювання пікових прискорень вібраційно-транспортальної установки з урахуванням вищих гармонік. Тези 78-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». Т. 1. Полтава : Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2026. С. 266–267.

66. Назаренко І.І. Ефективність використання різних типів збудників коливань в машинах технологічного призначення / І.І. Назаренко та ін. //

Перспективи розвитку машинобудування та транспорту : тези доп. І Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Вінниця, 13–15 трав. 2019 р.). – Вінниця : Едельвейс, 2019. – С. 256–259.

67. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів : підручник / І.І. Назаренко. – Київ : КНУБА, 1999. – 488 с.

68. Назаренко І. І., Нестеренко М. М., Тікан Ю. М., Квасневський О. В. Оптимізація конструкцій вібраційних транспортерів для транспортування сипких матеріалів у сучасній промисловості. Тези 77-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». Т. 1. Полтава : Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2025. С. 247–249.

69. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем : навч. посіб. (2-е вид.) / І.І. Назаренко. – Київ, 2010. – 440 с.

70. Назаренко І.І., Дєдов О.П., Дьяченко О.С., Огляд конструкцій існуючих навісних збудників коливань та дослідження ефективності їх використання для покращення ущільнення залізобетонних виробів на вібраційних установках. Техніка будівництва. 2018. Вип.39.С.46-55.

71. Назаренко І.І., Ручинський М.М. Фізичні основи механіки будівельних матеріалів. – Львів : Афіша, 2002. – 128 с.

72. Назаренко І.І., Ручинський М.М., Свідерський А.Т., Дєдов О.П. Оцінка вкладу вищих гармонік в робочий процес машин різного технологічного призначення // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 1 (61). – С. 41–45.

73. Назаренко І.І., Туманська О.В. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: конструкції та основи експлуатації : підручник / І.І. Назаренко, О.В. Туманська. – Київ : Вища шк., 2004. – 590 с.

74. Назаренко, І.І., Нестеренко, М.П. (2015). Методика досліджень загальної динамічної моделі «технологічна машина для будівельної індустрії – оброблюване середо- вище». Техніка будівництва. 34. 4-11

75. Нестеренко, Т., Замахін, А., Тікан, Ю., Kadzhi, T.-D. (2026). Дослідження режимів роботи вібраційного конвеєра-класифікатора при транспортуванні сипких матеріалів. *Техніка будівництва*, (44), 119-127. <https://doi.org/10.32347/tb.2026-44.0713>
76. Нестеренко М.М. Дослідження пружних властивостей гумових прокладок ударно-струшувальної установки при різних питомих тисках // *Техніка будівництва*. – 2010. – № 25. – С. 24–28.
77. Нестеренко Т. М., Тікан Ю. М. Оптимізація геометричних параметрів вібраційних транспортерів з нелінійними пружними зв'язками. *Техніка будівництва*. 2025. Вип. 43. С. 98–103. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-43.0611>
78. Нестеренко М. М., Тікан Ю. М., Нестеренко Т. М., Аніщенко А. І. Вібраційні конвеєри, особливості будови та експлуатації. *Техніка будівництва*. 2025. Вип. 42. С. 92–101. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0510>
79. Нечаєв В.П. Теорія планування експерименту : навч. посіб. / В.П. Нечаєв та ін. – Київ : Кондор, 2005. – 232 с.
80. Омелянов О.М. Особливості застосування механічних коливань в технологічних процесах. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2017. №4(87), с.129 – 134.
81. Оптимізація роботи адаптивних вібраційних технологічних машин за критерієм розповсюдження вібрації у віброкип'ячому шарі / Р. В. Чубик, Ю. Ю. Скварок, І. Д. Зелінський. *Вісник Національного університету "Львівська політехніка"*. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. 2015. № 822. С. 19-23. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VNULPO_2015_822_6
82. Орисенко, О., & Шека, О. (2025). Розроблення вібраційної опори змінної жорсткості для одномасових вібраційних площадок малої вантажопідйомності. *Техніка будівництва*, (42), 36–44. <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0504>

83. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. К. : Вища школа, 1993. 556 с.
84. Паламарчук, І. П. Обґрунтування основних робочих параметрів механічного віброприводу машини з гнучким контейнером для механічної обробки харчової сировини [Текст] / І. П. Паламарчук, Т. Г. Місюра // Наукові праці національного університету харчових технологій. – 2007. – №1. – С. 53-56.
85. Повидайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання. Львів: Вид-во НУ «Львівська політехніка», 2004. 248 с
86. Повидайло В. О., Шенбор В. С. Протяжні вібраційні транспортні системи. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: укр. міжвідом. наук.-техн. зб. Київ, 1999. № 34. С. 23–27.
87. Повидайло В. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посіб. -Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2004. -248 с
88. Поляченко В.А., Сівко В.Й., Назаренко І.І., Яковенко В.Б. та ін. Створення та впровадження енергозберігаючих високотехнологічних процесів і машин у будівельній індустрії. – Київ : МП «Леся», 2006. – 148с.
89. Присяжнюк М.В., Адамчук В.В., Булгаков В.М., Черниш О.М., Яременко В.В. Теорія вібраційних машини сільськогосподарського виробництва. Монографія. – К.: Аграр. наука, 2013. – 440 с.
90. Рогатинський Р. М., Дудін О. В., Рогатинська О. Р. Модель контактної взаємодії частинки вантажу з робочими поверхнями сільськогосподарських машин. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Харків: ХДТУСГ, 2003. Вип. 21. С. 222-228.

91. Свідерський, А.Т., & Делембовський М.М. (2010) Критерії оцінки якості віброплощадок. Техніка будівництва. Київ КНУБА. (24), 24-27.
92. Сердюк Л.І. Теорія розмірностей, теорія подібності та математичне моделювання : посіб. для студентів та аспірантів. – Полтава : ПолтНТУ, 2005. – 154 с.
93. Сердюк Л.І., Давиденко Ю.О., Костенко П.М. Деякі підходи до моделювання середовища, що обробляється вібраційним пристроєм // Ресурсоекономні матер., констр., будівлі та споруди. – Рівне : НУВГП, 2005. – Вип. 12. – С. 69–72.
94. Серілко Л.С. Нові конструкції інерційних конвеєрів / Л.С Серілко, Д.Л Серілко // Метеріали ХІХ Наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя: тези допов . – Тернопіль, 2016. – С. 732.
95. Симоновський В. І. Коливання нелінійних систем / В.І. Симоновський. – Суми : Вид-во СумДУ, 1999. – 131 с.
96. Сівко В.Й., Кузьмінець М.П. Оцінка впливу робочого середовища на режими коливань вібраційних машин // Теорія і практика будівництва. – 2012. – № 10. – С. 3–5.
97. Тікан Ю. М., Нестеренко М. М. Аналітичне дослідження коливального режиму вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами. *System technologies*. 2026. Т. 2, № 163. С. 152–160.
98. Тікан Ю., Нестеренко М. Урахування вищих гармонік у розрахунках вібраційно-транспортної установки. Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. 2026. № 2 (157). С. 232–236. URL: <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2026.2.24>
99. Тікан Ю.М. Вібраційні бункерні живильники / Ю.М. Тікан, М.М. Нестеренко // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки : матеріали VII Всеукр. наук.-техн. конф. (25 квіт. 2024 р., м. Полтава). – Полтава : Нац. ун-т ім. Юрія Кондратюка, 2024. – С. 140–142.

100. Черно О.О., Козлов А.Ю. Комбіноване керування частотою вібраційної машини зі змінною частотою резонансу. Науково-виробничий журнал "Електромеханічні і енергозберігаючі системи". 2023. №3 С. 56 – 63. DOI <https://doi.org/10.32782/2072-2052.2023.3.62.6>
101. Чубик Р.В., Горбатюк Р.М. Передумови створення та перспективи розвитку адаптивних технологічних машин для віброобразивної обробки деталей. Вібрації в техніці та технологіях. 2013. №2 (70). С. 141 – 152
102. Чубик Р.В., Ярошенко Л.В. Керовані вібраційні технологічні машини. Вінниця: ВНАУ. 2011. 355 с.,
103. Шенбор В., Боровець В., Брусенцов В. Синтез гнучких вібраційних транспортно-технологічних систем. Матеріали 11-го Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2013 – с. 97.
104. Шенбор В., Брусенцов В., Шенбор Ю. Синтез гнучких вібраційних транспортно-технологічних систем // Тринадцятий Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: праці симпозіуму. - Львів: КНПАТРИ ЛТД. -2017. -С. 185-186
105. Шенбор В., Серкіз О., Брусенцов В. Вібраційні конвеєри з комбінованими пружними системами. Матеріали 11-го Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2013 – с. 97 – 98.
106. Як обрати конвеєр для виробництва: рекомендації від заводу – <https://konsort.com.ua>

ДОДАТОК А
ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

АКТ

про результати впровадження наукової розробки

«28» листопада 2025 р. м. Полтава

Ми, що нижче підписалися: з одного боку – директор КП «Підприємство «Теплотехбуд» Панфілов О.І. з іншого боку – представники Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»: доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки Нестеренко М.М., аспірант Тікан Ю.М., склали цей акт про те, що в період з «06» жовтня 2025 року по «28» листопада 2025 року було проведено випробування та впровадження результатів наукових досліджень аспіранта Тікана Ю.М. за темою дисертаційної роботи: «Підвищення ефективності вібраційного обладнання для транспортування матеріалів».

У ході випробувань було підтверджено технічні показники, заявлені у наукових дослідженнях, зокрема працездатність запропонованої конструктивної схеми вібраційного конвеєра з двома інерційними віброзбуджувачами, можливість забезпечення стійкого коливального режиму та ефективного транспортування сипучих матеріалів.

Розбіжності між результатами, отриманими під час лабораторних досліджень, та результатами, отриманими в умовах практичного використання, є мінімальними і не впливають на загальну достовірність основних наукових положень дисертаційної роботи.

Результати наукової розробки можуть бути використані при проектуванні, модернізації та експлуатації вібраційних транспортерів, віброживильників та іншого транспортно-технологічного обладнання для переміщення сипучих, зернистих і дрібнокускових матеріалів.

Цей акт не є підставою для здійснення взаємних фінансових розрахунків.



Директор КП
«Підприємство «ТЕПЛОТЕХБУД»

Олександр ПАНФІЛОВ

Представники Національного
університету «Полтавська політехніка
імені Юрія Кондратюка»:
Доцент кафедри галузевого
машинобудування та мехатроніки

Микола НЕСТЕРЕНКО

Аспірант

Юрій ТІКАН