

Київський національний університет будівництва і архітектури
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

СЛЮСАР ВОЛОДИМИР СЕРГІЙОВИЧ

УДК 69.002.5

ДИСЕРТАЦІЯ
ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МАШИН
ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

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

_____ В.С. Слюсар

Науковий керівник **Дєдов Олег Павлович**,
доктор технічних наук, професор кафедри машин та обладнання
технологічних процесів Київського національного університету
будівництва і архітектури

Київ – 2025

АНОТАЦІЯ

Слюсар В.С. Вдосконалення енергетичних показників машин для ущільнення будівельних сумішей. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії з галузі знань 13 – «Механічна інженерія» за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування. Київський національний університет будівництва і архітектури, МОН України, Київ, 2025.

Основний зміст дисертаційної роботи. Дисертація присвячена вирішенню актуальної науково-прикладної проблеми, яка полягає у розробці науково обґрунтованих методів вдосконалення енергетичних показників машин для ущільнення будівельних сумішей із розробкою на цій основі алгоритмів розрахунку вібраційного майданчика із мінімізацією енергії та гарантованого руху, забезпечення раціональних режимів та параметрів руху.

Сучасні вимоги будівельної галузі потребують забезпечення мінімізації витрат енергії із реалізацією високої якості виконання технологічного процесу при формуванні бетонних та залізобетонних виробів. Основною умовою забезпечення ефективних режимів і параметрів є застосування розрахункових моделей, які адекватно відображають реальний процес вібраційного ущільнення, який найбільше використовується в заводській практиці виготовлення виробів. Разом з тим, на практиці повне досягнення такої умови не досягається внаслідок розбіжностей розрахункових і реальних параметрів, що приводить до значних витрат енергії на протікання технологічного процесу. Обумовлено це складністю процесів, що протікають в суміші, яка ущільнюється та застосування, як наслідок, емпіричних залежностей, які не відображають закономірностей і при застосуванні є достовірними виключно в рамках тих передумов і допущень за яких здійснені такі дослідження. Одним із

напрямків вирішення проблеми є дослідження енергетичних показників процесів ущільнення на основі застосування дискретно-континуальних моделей для аналізу та синтезу та розглядом спільного цілнаправленого руху вібраційної системи. Такий підхід відкриває можливості встановити закономірності руху вібраційної системи, запропонувати вдосконалені рішення із забезпеченням наперед заданих раціональних режимів і параметрів та мінімізації енергетичних витрат.

Перший розділ присвячений огляду та аналізу конструкцій та технологічних параметрів машин для ущільнення будівельних сумішей, здійсненню порівняння енергетичних показників вібраційних та безвібраційних процесів. Обґрунтована більш ефективна та перспективна доцільність застосування вібраційних процесів у порівнянні із процесами безвібраційного виробництва бетонних виробів. Проведений аналіз вібраційних процесів та їх енергетичних показників дозволив виявити суттєві відмінності навіть в рамках одного порядку вантажопідйомності вібраційної техніки. Підтвердженням отриманих результатів досліджень слугує також аналіз існуючих формул для розрахунку енергії ущільнення бетонних сумішей, які базуються переважно на використанні дискретних моделей і емпіричних залежностей. Відмінною рисою більшості вібраційних машин із вертикальним напрямом збудження є висока чутливість робочих органів до змін технологічних параметрів та режимів, таких як частота коливань, жорсткість суміші та її густина. Ця залежність суттєво впливає на ефективність передачі енергії, отримання необхідної щільності бетонної суміші та кінцеву якість виробів.

Другий розділ присвячений теоретичним дослідженням параметрів та енергетичних показників робочого процесу вібраційних машин для ущільнення сумішей. Обґрунтування моделі системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» та виконання аналітичних досліджень базується на логічних висновках першого розділу шляхом формулювання

передумов та допущень. Послідовно здійснено аналітичний опис та дослідження параметрів робочого процесу вібраційної машини та енергії робочого процесу на основі дискретної та дискретно-континуальної моделі. Виявлено, що в загальному рух вібраційної системи описується рівнянням з чотирма доданками. Перші три описують власні коливання системи, із яких перші два визначаються тільки початковими умовами, а третій відображає супутні коливання зовнішньою силою, прикладеною до системи. Останній доданок визначає вимушені коливання за законом зміни зовнішньої сили. Такий результат є новим і засвідчує, що коливання вібраційної системи не є суворо гармонійними, що підтверджено відповідним моделюванням. Досліджено динаміку руху вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» із урахуванням сил опору. Отримані аналітичні залежності для визначення амплітуди коливань та власних частот коливань. З'ясована ступінь впливу коефіцієнтів реактивної та активної складових опору ущільнюючого середовища на амплітуду коливань вібраційної машини. Наведені результати у вигляді графіків дозволили встановити закономірності руху й енергетичні показники в дорезонансному, резонансному та зарезонансному режимах. Встановлений суттєвий вплив на амплітуду швидкості поширення коливань, величина яких входить при визначенні числових значень коефіцієнтів опору. Отримані аналітичні залежності визначення енергетичних показників в різних режимах роботи динамічної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш».

У третьому розділі наведені результати експериментальних досліджень параметрів системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш». Запроектована та виготовлена експериментальна установка із комплектом датчиків та вимірювальної апаратури дозволили отримати віброграми руху вібромайданчика в різних режимах та варіаціях впливу, зміні висоти стовпа суміші при незмінному навантаженні. Інша серія дослідів передбачала

зміну навантаження при незмінній висоті стовпа бетонної суміші. При цьому реєструвалася зміна параметрів і режимів навантаження в перехідному, сталому та стадії вільних коливань досліджуваної системи. Здійснено порівняння параметрів, що отримані аналітичними розрахунками та отримані в результаті виконаних експериментів. Розбіжність експериментальних та теоретичних значень режимів дорезонансних зонах знаходяться в межах 10...12%, в резонансній зоні 11...15%, а в зарезонансних зонах 10...12%.

У четвертому розділі приведені методики та розроблені алгоритми розрахунку раціональних параметрів та енергетичних параметрів за критеріями ефективності процесу та здійснена оцінка результатів досліджень. Наведені таблиці числових значень параметрів, реалізація яких при їх використанні є умовою мінімізації енергії на процес ущільнення бетонної суміші різного складу. основні положення вибору режимів та параметрів вібраційної установки.

Ключові слова: вібраційна машина, бетонна суміш, енергетичні показники, дискретна модель, континуальна модель, рівняння руху, режими коливань, амплітуда коливань, частота коливань, потужність, енергетичні критерії, швидкість розповсюдження хвиль, інтенсивність, розсіяння енергії.

ABSTRACT

Sliusar V.S. Improvement of energy performance of machines for compacting construction mixtures. – On the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the field of study 13 – "Mechanical Engineering," specialty 133 – Sectoral Mechanical Engineering. Kyiv National University of Construction and Architecture, MES of Ukraine, Kyiv, 2025.

Main content of the dissertation. The dissertation addresses a pressing scientific and applied problem: the development of scientifically grounded methods to improve the energy performance of machines used for compacting construction mixtures, along with the development, based on this, of algorithms for calculating a vibrating platform with energy minimization and guaranteed motion, and ensuring rational modes and motion parameters.

Modern requirements in the construction industry demand the minimization of energy consumption while ensuring high quality in the technological process of forming concrete and reinforced concrete products. The primary condition for ensuring effective modes and parameters is the application of calculation models that adequately reflect the real process of vibration compaction, which is most widely used in the factory practice of manufacturing products. However, in practice, the full achievement of such a condition is not met due to discrepancies between calculated and actual parameters, leading to significant energy consumption during the technological process. This is due to the complexity of the processes occurring in the mixture being compacted and, consequently, the use of empirical dependencies that do not reflect the underlying patterns and are reliable only within the framework of the prerequisites and assumptions under which such studies were conducted. One of the ways to solve this problem is to study the energy performance of compaction processes based on the application of discrete-continuous models for analysis and synthesis, considering the joint purposeful motion of the vibration system. Such an approach opens up opportunities to establish the patterns of motion of the vibration system, propose improved solutions ensuring predetermined rational modes and parameters, and minimize energy costs.

The first chapter is devoted to an overview and analysis of the designs and technological parameters of machines for compacting construction mixtures, and a comparison of the energy performance of vibratory and non-vibratory processes. The greater efficiency and prospective expediency of using vibratory

processes compared to non-vibratory production processes for concrete products are substantiated. The analysis of vibratory processes and their energy performance has revealed significant differences even within the same load-carrying capacity range of vibration equipment. The obtained research results are also confirmed by an analysis of existing formulas for calculating the energy of concrete mixture compaction, which are primarily based on the use of discrete models and empirical dependencies. A distinctive feature of most vibrating machines with a vertical direction of excitation is the high sensitivity of their working elements to changes in technological parameters and modes, such as oscillation frequency, mixture stiffness, and its density. This dependence significantly affects the efficiency of energy transfer, achieving the required density of the concrete mixture, and the final quality of the products.

The second chapter is dedicated to theoretical research on the parameters and energy performance of the working process of vibrating machines for compacting mixtures. The substantiation of the "vibrating platform – concrete mixture" system model and the execution of analytical research are based on the logical conclusions of the first chapter by formulating prerequisites and assumptions. An analytical description and investigation of the parameters of the vibrating machine's working process and the energy of the working process were sequentially carried out based on discrete and discrete-continuous models. It was found that, in general, the motion of the vibration system is described by an equation with four terms. The first three describe the natural oscillations of the system, of which the first two are determined only by initial conditions, and the third reflects concomitant oscillations due to an external force applied to the system. The last term determines forced oscillations according to the law of change of the external force. This result is new and indicates that the oscillations of the vibration system are not strictly harmonic, which was confirmed by corresponding modeling. The dynamics of the "vibrating platform – concrete mixture" vibration system were studied, taking into account resistance forces.

Analytical dependencies for determining the oscillation amplitude and natural oscillation frequencies were obtained. The degree of influence of the coefficients of reactive and active components of resistance of the compacting medium on the oscillation amplitude of the vibrating machine was clarified. The results, presented in the form of graphs, allowed for the establishment of patterns of motion and energy performance in pre-resonant, resonant, and post-resonant modes. A significant influence of the oscillation propagation speed, the value of which is included in determining the numerical values of resistance coefficients, on the amplitude was established. Analytical dependencies for determining energy performance in different operating modes of the "vibrating platform – concrete mixture" dynamic system were obtained.

The third chapter presents the results of experimental research on the parameters of the "vibrating platform – concrete mixture" system. An experimental setup designed and manufactured with a set of sensors and measuring equipment allowed for obtaining vibrograms of the vibrating platform's motion in different modes and variations of influence, with changes in the height of the mixture column under constant load. Another series of experiments involved changing the load while keeping the height of the concrete mixture column constant. During this, changes in the parameters and loading modes in the transient, steady-state, and free oscillation stages of the studied system were recorded. A comparison of parameters obtained by analytical calculations and those obtained as a result of the performed experiments was carried out. The discrepancy between experimental and theoretical values of modes in pre-resonant zones is within 10–12%, in the resonant zone 11–15%, and in post-resonant zones 10–12%.

The fourth chapter presents methodologies and developed algorithms for calculating rational parameters and energy parameters according to process efficiency criteria, and an evaluation of the research results is carried out. Tables of numerical values of parameters are provided, the implementation of which,

when used, is a condition for minimizing energy consumption in the compaction process of concrete mixtures of various compositions. The main provisions for selecting the modes and parameters of the vibration installation are presented.

Keywords: vibrating machine, concrete mixture, energy performance, discrete model, continuous model, equation of motion, oscillation modes, oscillation amplitude, oscillation frequency, power, energy criteria, wave propagation speed, intensity, energy dissipation.

СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ
Праці, які відображають основні наукові результати дисертації

Наукові праці у виданнях, проіндексованих у базах даних Web of Science Core Collection та/або Scopus:

1. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Bondarenko A., Onyshchenko A., Lisnevskiy R., **Slyusar V.** Determining the influence of higher harmonics of nonlinear technological load in dynamic action systems. Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. 2023. Vol. 4, No. 7 (124). P. 79–88. <https://doi.org/10.15587/1729–4061.2023.285419> (виконана обробка експериментальних даних).

Статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України категорії «Б» :

2. Нестеренко М.М., Назаренко І.І., Запривода А.В., Бондаренко А.Є., **Слюсар В.С.** Дослідження фізичних аспектів розсіювання енергії в матеріалах при статичному та динамічному їх навантаженні. Mechanics and Advanced Technologies. 2022. Т. 6, № 1. С. 70–78. <https://doi.org/10.20535/2521–1943.2022.6.1.260945> (визначено коефіцієнт поглинання енергії).
3. Назаренко І., Запривода А., Бондаренко А., **Слюсар В.** Determination of energy parameters of vibrating machines for compaction and formation of concrete products according to different power form of load. Strength of Materials and Theory of Structures. 2024. № 113. С. 18–28. <https://doi.org/10.32347/2410–2547.2024.113.18–28> (виявлено резонансні частоти).
4. Іван Назаренко, Андрей Запривода, **Володимир Слюсар.** Дослідження енергетики вібраційної системи «машина – середовище» в різних режимах ущільнення будівельної суміші. Ресурсоекономні матеріали,

- конструкції, будівлі та споруди. 2024. № 46., С. 250–257.
<https://doi.org/10.31713/budres.v0i46.29> (*визначено зони резонансних режимів*).
5. Oleh Dedov, **Volodymyr Sliusar**, Andrii Bondarenko, Petro Ladkin, Oleksii Pohrebach. Study of the dynamics of a vibration machine considering the influence of the processing medium. Construction Engineering 2024. № 40., P. 18–28. <https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/07/18477–11342–PB.pdf> (*дослідив аналітичні залежності для визначення параметрів коливань*).
6. **Volodymyr Sliusar**. Methodology for experimental research on the distribution of energy in the elements of the «vibration machine –compacting concrete mixture» system. Техніка будівництва. 2024. № 41. С. 40–46.
<https://doi.org/10.32347/tb.2024–41.0404>

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

7. **Слюсар Володимир**. Методика визначення енергії на ущільнення бетонної суміші. VI Всеукраїнська науково–технічна конференція «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки». 2023. С. 60–61.
8. **Володимир Слюсар**. Методика експериментального дослідження розподілу енергії в елементах системи «вібраційна машина – ущільнювана бетонна суміш». V Міжнародна науково-практична конференція «Енергоощадні машини і технології». Київ, КНУБА, 2024, С. 22–24
9. **В. Слюсар**, М. Береговий. Дослідження параметрів логістичної системи для інтенсифікації процесів обробки будівельної суміші. BUILD MASTER CLASS –2023. 2023. С. 321–322.
10. Назаренко І., Дєдов О., Ручинський М., Заприво́да А., Міщук Є., **Слюсар В.**, Нестеренко М., Бондаренко А. Дослідження енергоощадних

вібраційних машин технологічного призначення. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта. 2024. № XXIV., С. 147–148.
<https://doi.org/10.20535/.2024.XXIV.322349>.

11. Нестеренко М.М., Назаренко І.І., **Слюсар В.С.**, Ведмідь В.В. Оцінка ефективності вібраційного ущільнення бетонних сумішей. Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка". 2024. С. 102–104.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	2
ВСТУП	16
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	21
1.1. Оцінка існуючих способів ущільнення бетонних сумішей	21
1.2. Дослідження та оцінка існуючих енергетичних показників вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей.....	29
1.3. Аналіз конструкцій збудників коливань вібраційних майданчиків.	41
1.4. Оцінка та аналіз існуючих методів визначення енергії на процес ущільнення бетонної сумішей	44
1.5. Висновки по розділу та постановка задач дослідження	47
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІБРАЦІЙНОГО МАЙДАНЧИКА ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ СУМІШЕЙ	50
2.1. Передумови та допущення при виконанні досліджень, вибір розрахункової моделі системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш»	50
2.2. Дослідження динаміки, визначення параметрів та енергії лінійної вібраційної машини на основі дискретної моделі без урахування сил опору.....	53
2.3. Дослідження динаміки, визначення параметрів та енергії лінійної вібраційної машини на основі дискретної моделі із урахуванням сил опору.....	58
2.4. Дослідження динаміки, визначення параметрів та енергії на рух вібраційної машини на основі дискретно-континуальної моделі із урахуванням сил опору	64
2.5. Висновки по розділу	85
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІБРАЦІЙНОГО МАЙДАНЧИКА ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ СУМІШЕЙ	86

3.1.	Сучасні методи експериментальних дослідження енергетичних показників робочого процесу вібраційних коливань	86
3.2.	Передумови та допущення при виконанні експериментальних досліджень	88
3.3.	Методика виконання експериментальних досліджень	89
3.3.1.	Визначення геометричних розмірів опор та параметрів руху вібромайданчика	89
3.3.2.	Методика визначення параметрів енергії на коливання вібромайданчика і бетонної суміші за дискретною моделлю	93
3.3.3.	Дослідження енергії на ущільнення бетонної суміші за континуальною моделлю	96
3.4.	Визначення числа експериментів і оцінка точності вимірювань параметрів коливань	97
3.4.1.	Визначення мінімально необхідного об'єму досліджень	98
3.4.2.	Оцінка точності вимірювань параметрів коливань системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш»	100
3.5.	Експериментальні дослідження моделі вібраційної установки .	102
3.5.1.	Опис експериментальної установки	102
3.5.2.	Вимірювальна система та датчики.....	105
3.6.	Результати досліджень та їх порівняльний аналіз	108
3.7.	Висновки по розділу	120

РОЗДІЛ 4. РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО РОЗРАХУНКУ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВІБРАЦІЙНИХ МАЙДАНЧИКІВ.....121

4.1.	Рекомендації для вибору вихідних числових значень характеристик та параметрів бетонної суміші.....	121
5.2.	Алгоритми вибору та розрахунку вібромайданчика для практичного використання при ущільненні бетонної суміші.	125
4.2.1.	Алгоритм вибору типу вібромайданчика для практичного використання при ущільненні бетонної суміші.....	125
4.2.2.	Алгоритм розрахунку динамічних параметрів вібромайданчика із урахуванням впливу бетонної суміші.	127
4.2.3.	Алгоритм розрахунку енергетичних параметрів вібромайданчика.	129

4.3. Приклад розрахунку параметрів гармонійного вібромайданчика..	131
4.4. Рекомендації для проектування дебалансу вібромайданчика	132
4.4.1. Постановка задачі проектування дебаланса віброзбудника коливань.	132
4.4.2. Методологія проектування і розрахунку дебалансу.	133
4.4.3. Формулювання задачі оптимізації.	135
4.4.4. Аналіз розрахункових параметрів дебалансу.	136
4.4.5. Методика основного розрахунку	138
4.5 Висновки по розділу	142
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	142
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	144
Додаток А.....	158
Таблиця хвильового коефіцієнту a_1 – вплив пружно-інерційних сил бетонної суміші на рух вібромайданчика.....	158
Додаток Б	160
Таблиця хвильового коефіцієнту d_1 – вплив дисипативних (розсіяння енергії в суміші) сил бетонної суміші, рух вібромайданчика.....	160
Додаток В.....	162
Програма для виведення графіків.	162

ВСТУП

Сутність науково-прикладної задачі полягає у вирішенні проблеми значних енерговитрат та недостатньої ефективності машин для ущільнення будівельних сумішей (зокрема, вібромайданчиків), які часто працюють у зарезонансних гармонійних режимах. Існуючі методи розрахунку енергетичних параметрів базуються на емпіричних залежностях, що призводить до розбіжностей між розрахунковими та реальними показниками. Тому задача полягає у дослідженні та вдосконаленні енергетичних показників цих машин шляхом розробки та застосування фізичних моделей, які адекватно відображають властивості та поведінку ущільнюваних матеріалів (бетонної суміші), для мінімізації енерговитрат та покращення якості кінцевих виробів.

Актуальність теми зумовлена широким використанням машин для ущільнення будівельних сумішей у будівництві та їхньою значною енергоємністю. Неефективність існуючих режимів роботи та параметрів, складність технологічного процесу та неточність емпіричних розрахункових методів призводять до надмірних витрат енергії. Тому існує нагальна потреба в дослідженні енергетичних процесів та вдосконаленні показників цих машин на основі більш точних фізичних моделей для підвищення енергоефективності та якості будівельних робіт.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконувалася у відповідності до напрямків і завдань науково-технічних програм Київського національного університету будівництва і архітектури міністерства освіти і науки України та тематиці кафедри машин і обладнання технологічних процесів. «Наукові основи створення енергоощадних та енергоефективних об'єктів будівельної індустрії» № 0121U111725 (наказ № 243 від 03.06.2021 р.).

Мета і завдання дослідження.

Мета: встановлення енергетичних та динамічних показників вібраційного майданчика, використання яких забезпечить мінімізацію витрат енергії на процеси ущільнення та підвищення якості бетонних та залізобетонних виробів.

Завдання:

- оцінка та аналіз існуючих в джерелах та в практиці використання технологічних, конструктивних параметрів та енергетичних характеристик вібраційних машин для виробництва бетонних та залізобетонних виробів;
- теоретичні дослідження динаміки та енергетики вібраційних майданчиків на основі використання дискретних та дискретно-континуальних моделей із врахуванням взаємодії ущільнюючої бетонної суміші із робочими органами зазначеного класу машин;
- розробити експериментальну установку та здійснити експериментальні дослідження параметрів та режимів, в тому числі, енергетичних показників в процесі ущільнення бетонної суміші;
- встановити закономірності зміни енергетичних показників в різних режимах роботи вібраційних майданчиків для розробки алгоритмів їх розрахунків із мінімізацією енерговитрат та високою ефективністю та якістю виробництва виробів;
- здійснити практичне впровадження результатів дослідження.

Об'єкт дослідження: процес вібраційного ущільнення бетонних сумішей вібромайданчиками.

Предмет дослідження: енергетичні та динамічні параметри процесу ущільнення сумішей вібраційними майданчиками.

Методи дослідження:

Теоретичні дослідження: аналітичне моделювання коливальних процесів (використання принципів теорії коливань, зокрема аналіз

дорезонансних, резонансних та зарезонансних режимів), розробка математичних моделей (дискретно-континуальних), виведення аналітичних залежностей для визначення амплітуди, потужності, енергії коливань, енергетичних показників з урахуванням пружних, інерційних та дисипативних сил.

Експериментальні дослідження: виконання дослідів на вібраційному обладнанні (вібромайданчиках) для перевірки адекватності теоретичних моделей, визначення реальних параметрів процесу (коефіцієнтів опору, модуля пружності суміші) та отримання даних для розробки рекомендацій. Результати дослідів використовуються для порівняння з аналітичними залежностями.

Аналіз та узагальнення: огляд існуючих конструкцій вібромайданчиків та їх характеристик, аналіз існуючих енергетичних показників, порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних результатів.

Наукова новизна одержаних результатів:

Уперше:

- встановлені закономірності розподілу енергії на ущільнення бетонної суміші в залежності від її складу, режимів та параметрів коливань;
- отримані аналітичні залежності для визначення енергетичних показників процесу ущільнення бетонних сумішей, що враховують їх фізичні властивості.

Вдосконалено:

- методику дослідження та визначення енергетичних показників процесу ущільнення бетонних сумішей

Отримали подальшого розвитку:

- методи дослідження та визначення динамічних параметрів вібромайданчиків.

Практичне значення одержаних результатів:

Розробленні алгоритми та методики розрахунку енергетичних та динамічних показників, застосування яких при створення нових конструкцій енергоощадних вібраційних машин для ущільнення будівельних сумішей забезпечує мінімізацію енерговитрат та необхідного режиму вібраційних машини для ущільнення будівельних сумішей.

Особистий внесок здобувача. Усі результати, які становлять основний зміст дисертації, були отримані здобувачем самостійно. В опублікованих у співавторстві наукових працях, автору належать: [1] – дійсна обробка експериментальних даних для визначення впливу вищих гармонік нелінійного технологічного навантаження в системах динамічної дії, що дозволило визначити залежність параметрів вібраційної системи від нелінійних ефектів. [2] – визначені коефіцієнти поглинання енергії при статичному та динамічному навантаженні матеріалів, а також проаналізовано фізичні аспекти розсіювання енергії в матеріалах. [3] – виявлені резонансні частоти вібраційних машин для ущільнення та формування бетонних виробів, які дозволили оптимізувати енергетичні параметри технологічного процесу. [4] – визначені зони резонансних режимів вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» в різних режимах ущільнення будівельної суміші, що сприяло підвищенню ефективності роботи вібраційних машин. [5] – розроблені аналітичні методи для визначення параметрів коливання вібраційної машини з урахуванням впливу захисного середовища, що дозволило вдосконалити динамічну модель системи. [6] – запропонована методологія експериментального дослідження розподілу енергії в елементах системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш», що забезпечило практичну базу для оцінки енергетичних характеристик.

Апробація результатів дослідження. Отримані результати досліджень були представлені на 5 міжнародних та Всеукраїнських

конференціях VI Всеукраїнська науково-технічна конференція «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (2023), де апробовано методику визначення енергії на ущільнення бетонної суміші [7]. V Міжнародна науково-практична конференція «Енергоощадні машини і технології». Київ, КНУБА, 2024, де обґрунтована методика експериментального дослідження енергетичних показників процесів ущільнення бетонної суміші при моделюванні якої використані дві моделі-дискретна та континуальна [8]. International Scientific-Practical Conference of young scientists "Build-Master-Class-2023", де отримано аналітичні залежності для енергетичних параметрів ущільнення [9]. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта (2024), де розроблено формули для енергоощадних режимів [10]. Конференція в Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (2024), де пропонується критерій питомої потужності [11].

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 11 наукових праць, серед яких 6 статей у наукових фахових періодичних виданнях з технічних наук, рекомендованих Міністерством освіти і науки України, 1 з них індексується у наукометричній базі Scopus; 5 тез доповідей у збірниках матеріалів наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, чотирьох розділів, висновків і додатків. Загальний обсяг дисертації становить 182 сторінки, з них: 142 сторінки основного тексту, список використаних джерел зі 129 найменувань на 14 сторінках; 3 додатків на 24 сторінках.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Оцінка існуючих способів ущільнення бетонних сумішей

В будівельній галузі для ущільнення бетонних сумішей використовуються два способи: вібраційний та безвібраційний [12, 13]. Сутність вібраційного способу полягає в тому, що при коливаннях бетонна суміш отримує властивості текучості внаслідок порушення зв'язків між частинками. Частинки, що отримують підвищену рухливість, переміщуються і під дією сил ваги прагнуть зайняти більш стійке положення. При цьому повітря, що знаходиться між частинками, витискується вгору і суміш, врешті, значно ущільнюється.

Дослідженню динаміки широкого класу вібраційних технологічних машин присвячено багато робіт вітчизняних вчених: П. С. Берника [12], В.М. Гарнеця [13, 14], В. М. Гурського [15, 16], О.С. Ланця [17, 18, 19, 20], І.В. Кузьо [21, 22], І.І. Назаренка [23, 24, 25], М.П. Нестеренка [26, 27, 28, 29, 30], М.М. Нестеренка [31, 32, 33], О.В. Орисенко [34, 35], І.П. Паламарчука [36], В.О. Повідайла [37], М. П. Ярошевича [38], О. Г. Онищенко [39] та інш., у яких розкриті основні закономірності руху гармонійних та нелінійних процесів, запропоновані конструкції вібраційних машин і методи їхнього розрахунку.

Досвід закордонних досліджень у сфері вібраційної техніки викладений у наступних роботах: Z. Despotovic [40], J. Michalczyk [41, 42], G. Luo [43, 44], Nguyen H. [45, 46], D. J. Wagg [47, 48] та багатьох інших дослідників.

Існує низка способів вібраційного ущільнення бетонних сумішей (рисунок 1.1).

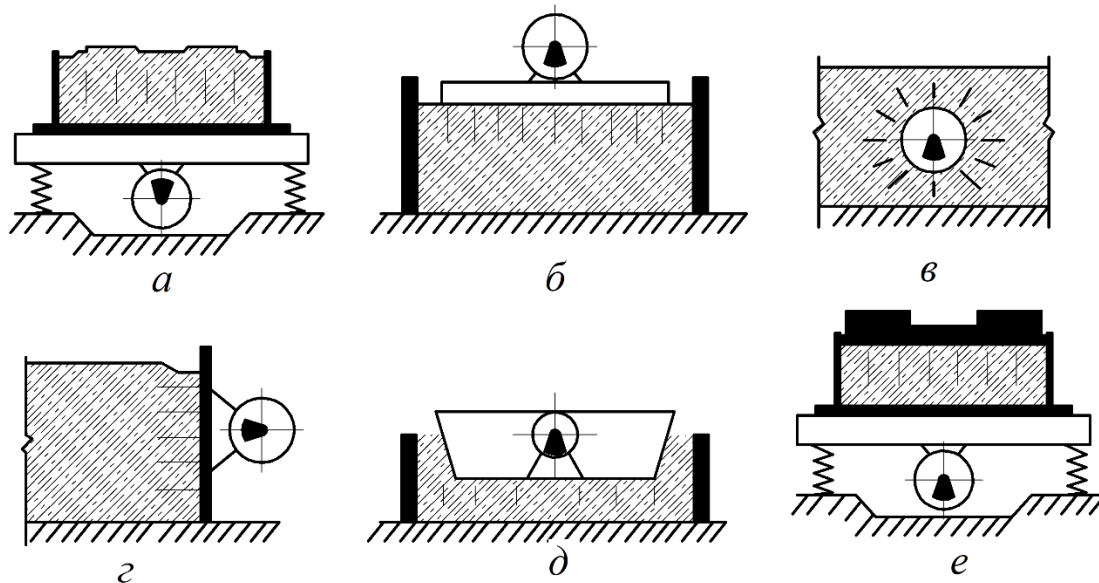


Рисунок 1.1 – Способи вібраційного ущільнення бетонної суміші:

а – об’ємний ; *б* – поверхневий; *в* – глибинний; *г* – зовнішній;

д – віброштампування; *е* – вібраційне пресування.

Процес вібраційного ущільнення бетонної суміші має складний характер і проходить у кілька стадій: переукладання компонентів з інтенсивним витискуванням повітря, зближення частинок і завершальне витискування повітря, а також можливо допоміжного ущільнення за рахунок деякого додаткового, наприклад, статичного, тиску. Означена стадія має назву компресійного стиску і може здійснюватися як під час вібрування суміші, так і по завершенні процесу вібраційної дії. У першому випадку позитивний ефект підвищення густини і міцності бетону досягається невеликим статичним тиском впродовж кількох хвилин. У другому випадку той самий ефект можна отримати лише завдяки значному питомому тиску. В обох випадках ефект досягається внаслідок часткового стиску і рівномірного розподілу порової води, а також ущільнення контактів між зернами заповнювачів утворення нового, надійнішого і міцнішого компонування часток та формування бетонного виробу. Отже, механіка процесу вібраційного ущільнення відбувається внаслідок викликаного зовнішньою дією робочого органу вібраційної машини внаслідок чого в

суміші виникають динамічні тиски, які в 5...10 разів перевищують гравітаційний тиск. Об'ємне ущільнення (див. рис.1.1, а) здійснюється на вібротрамблерах, яке характеризується ущільненням всього об'єму суміші в формі. Для поверхневого ущільнення бетонних сумішей використовують вібраційні плити (див. рис. 1.1, б) та віброрейки, у яких поверхнева вібраційна дія поєднується зі статичним тиском на бетонну суміш. Їх застосовують для ущільнення масивів бетонної суміші (рухомої і середньої рухомості) з товщиною шару до 200 мм. Зокрема, їх застосовують для спорудження залізобетонних покриттів, наприклад, у промисловому і дорожньому будівництві. Глибинне ущільнення рухомих бетонних сумішей з осадкою конуса понад 0,5 см здійснюють глибинними віброзбуджувачами (див. рису. 1.1, в). Таким способом, як правило, ущільнюють бетонні суміші (рухомі і середньої рухомості) при зведенні монолітних конструкцій при будівництві гідротехнічних, промислово-цивільних та шляхових споруд. У виробництві збірного залізобетону їх найчастіше застосовують при стендовому формуванні великих елементів конструкцій – ферм перекриття і мостів, блоків різного профілю. До зовнішнього ущільнення (див. рис. 1.1, г) відносять також формування бетонних і залізобетонних виробів у формах і касетних установках з навісними віброзбуджувачами, які передають коливання безпосередньо до їх стінок або спеціальних додаткових елементів конструкції форм. В якості вібраційного приводу поверхневих ущільнювачів використовують відцентрові віброзбуджувачі загального призначення.

Безвібраційний спосіб ущільнення сумішей базується на застосуванні тиску на суміш, що перебуває у формі або у спеціальній формувальній порожнині. Принципова відмінність безвібраційного способу ущільнення сумішей від вібраційного способу полягає в тому, що переміщення частинок матеріалу відбувається головним чином в напрямі прикладеного тиску. За такої дії фактично не проявляється поперечне макро-переміщення частинок

у формі. Означений спосіб застосовується для виробництва деяких будівельних виробів і матеріалів (плит, панелей, залізобетонних труб, бетонних порожнистих блоків, шлакоблоків, цегли тощо). Безвібраційні способи ущільнення суміші поділяють на статичні і динамічні. До статичних належать пресування, прокат, екструзія, вакуумування, до динамічних – пневматичний і механічний. Такий поділ певною мірою є умовним, оскільки все залежить від швидкості прикладання сил і фізико-механічних властивостей матеріалу, що підлягає ущільненню. На рисунку 1.2. зображені існуючі способи безвібраційного ущільнення сумішей.

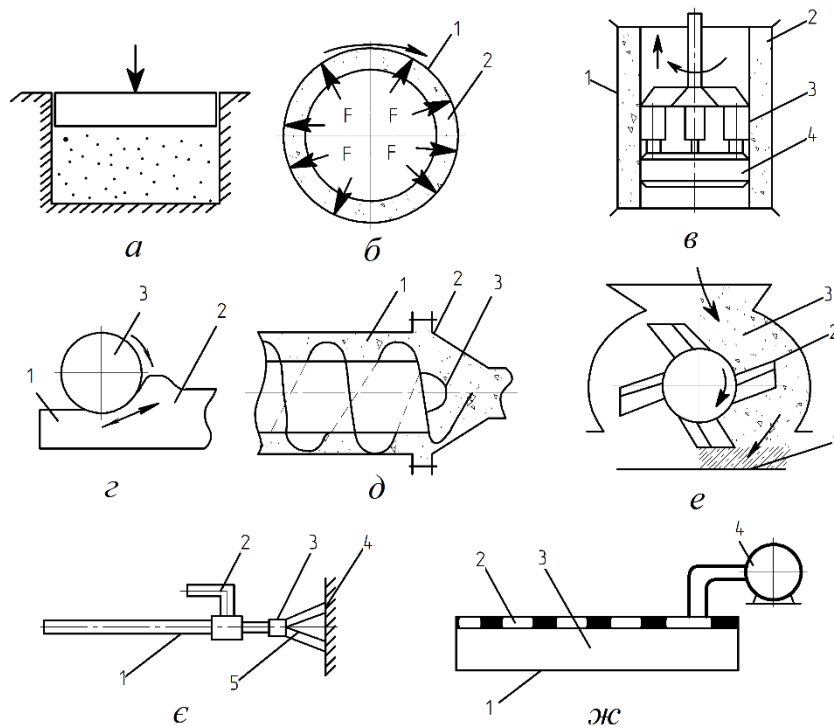


Рисунок 1.2 – Способи безвібраційного ущільнення сумішей.

Для виробництва невеликих плит, застосовують метод статичного пресування (див. рис. 1.2, а), часом він поєднується з вібраційним способом; для виробництва труб застосовують центрифуги (див. рис. 1.2, б), де внаслідок обертання форми 1 суміш 2 стискується відцентровими силами. Можливе і радіальне пресування (див. рис. 1.2, в) за допомогою роликів які обертаються і притискають суміш 2 до форми 1, а при їх підйманні здійснюється загладжування коротким циліндром 4. Роликове пресування

(див. рис. 1.2, г) характерне тим, що відбувається багаторазове вдавлювання в щойноукладений шар нових порцій суміші-підсипки 2 під роликом 3, який здійснює зворотно-поступальні рухи поперек форми 1. Екструзійне пресування (рисунок 1.2, д) полягає у продавлюванні маси через отвір у матриці 2 шнеком 3. Механічний набризок [49] (рисунок 1.2, е) здійснюється за рахунок кінетичної енергії удару частинок суміші 3 об форму 1 або об опалубку. Порція суміші, що перебуває у робочому просторі металника 2, завдяки відцентровій силі отримує запас енергії, що в кілька сотень разів перевищує масу матеріалу, який подається у форму, і таким чином досягається ефект ущільнення з поєднанням операцій укладання й розподілу. Пневматичний набризок (див. рис. 1.2, є) – це нанесення на поверхню 4 під тиском повітря одного або кількох шарів цементно-піщаного розчину 5, який подається по шлангу 1 у вигляді сухої суміші, яка замішується водою 2 при виході з сопла 3. Це так зване «сухе» торкретування. Зустрічається і «мокрый» спосіб торкретування, який відрізняється від «сухого» застосуванням готових цементно-піщаних розчинів, які транспортуються по трубопроводу і укладаються в конструкцію з одночасним ущільненням. Вакуумний спосіб (рисунок 1.2, ж) ущільнення засноване на вилученні повітря і вільної від реакції води з суміші 3 за допомогою вакуум-насоса 4 через спеціальну фільтруючу сітку 2, що укладена на бортах форми 1.

Аналіз наведених способів засвідчує певну обмеженість використання, енергоємності та меншу продуктивність безвібраційного ущільнення у порівнянні із вібраційним способом [50, 51, 52, 53], що засвідчує актуальність обраної теми дисертаційного дослідження. Найкраща якість ущільнення бетонної суміші досягається при її об'ємному ущільненні, яке здійснюють на вібротрамблерах, забезпечуючи коливання всього об'єму суміші в формі [54, 55]. Переваги вібротрамблерів полягають у їх великій універсальності, оскільки на них можна

встановлювати форми різного виду. Тому в роботі за конструктивними ознаками розглянуто саме вібраційні майданчики. Основною характеристикою вібромайданчика є вантажопідйомність – максимальною сумарною масою виробу і форми. За характером руху вібромайданчики, які отримали широке поширення в промисловості збірного залізобетону, поділяються на такі види: вібромайданчики з вертикально спрямованими гармонійними коливаннями; вібромайданчики з горизонтально спрямованими коливаннями; віброударні вібромайданчики з вертикально спрямованими коливаннями; шок-столи; вібромайданчики з просторовим рухом робочих механізмів і імпульсні установки.

Вібромайданчики з вертикально направленими гармонійними коливаннями (рисунок 1.3, а) працюють у зарезонансному режимі коливань і застосовують їх для ущільнення бетонних сумішей малої рухомості. Вібромайданчики з горизонтально направленими коливаннями (рисунок 1.3, б) працюють в резонансному режимі коливань і їх застосовували для формування довго розмірних тонкостінних виробів із бетонної суміші середньої рухомості – жорсткістю до 40–50 с. У цих вібромайданчиках бетонна суміш ущільнюється в основному за рахунок дотичних напружень [58], які виникають у ній завдяки горизонтально спрямованим коливань піддону форми 3. Форму за допомогою механізму 2 кріплять до корпусу вібромайданчика, оснащеного віброзбуджувачем 1. Із часом реальної експлуатації виявився їх суттєвий недолік: не забезпечувався необхідний режим, тобто вихід із резонансного режиму, внаслідок чого виходив із ладу двигун і проявлялася низька ефективність ущільнення і виходив із ладу двигун. Вібраційний майданчик (рисунок 1.3, в) працює у виключно ударному режимі тому, що форма 3 з бетонною сумішшю підіймається за допомогою кулачкового механізму 7 на висоту 10...15 мм і згодом вільно падає на масивний фундамент. Тому цей майданчик дістав назву шок-стіл. Його ефективність підтвердилась для виробництва пінобетону. В сучасний

технології не має великого використання, внаслідок малого застосування пінобетону. Вібромайданчик (рисунок 1.3, г) завдяки установці вібраційного збудника 1 із вертикальним валом здійснює складні просторові коливання по осях X, Y, Z, що дає можливість реалізувати коливання форми з бетонною сумішшю, у просторі із наявністю амплітуд коливань, як у вертикальній так і в горизонтальній площині [56]. Ці машини призначені в основному для формуванні виробів із рухомих бетонних сумішей.

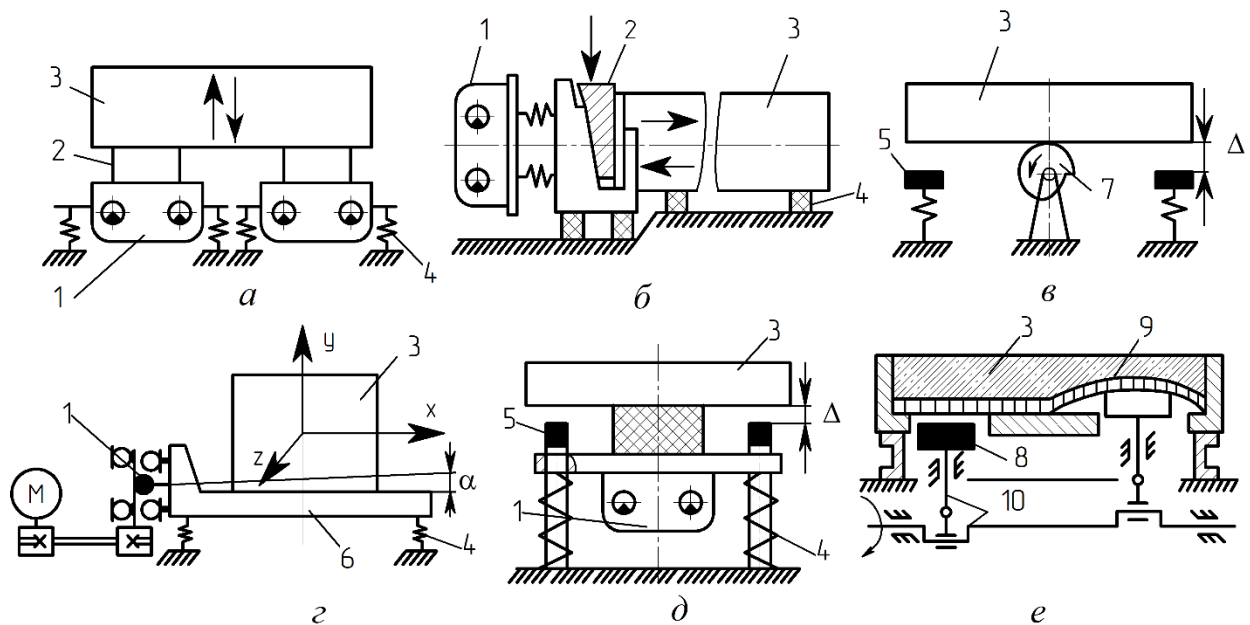


Рисунок 1.3 – Принципові схеми вібраційних майданчиків:

а, б – з вертикально та горизонтально направленими коливаннями;

в – ударний майданчик; г – з просторовими коливаннями;

д – віброударний; е – імпульсний; 1 – вібраційний збудник;

2 – механізм кріплення форми; 3 – форма; 4 – пружні опори;

5 – обмежник коливань; 6 – рама; 7 – кулачок; 8 – пульсатори;

9 – еластична основа; 10 – кривошипно-шатунний механізм.

Віброударний майданчик з вертикально направленими коливаннями (рисунок 1.3, д) внаслідок поєднання вібрації і удару дозволяють підвищити ефективність ущільнення жорсткої до 80–100 с бетонної суміші [57]. Підвищення ефективності досягається за рахунок співударання робочого

органу – форми 3 з обмежувачами 5. При цьому інерційні сили, які діють на частинки бетонної суміші під час удару форми об обмежувачі 5, спрямовані вниз, що і підвищує прискорення до $(5-8)g$, де g прискорення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$). Останнє і визначає підвищену ефективність ударно-вібраційних майданчиків. До ударно-вібраційних майданчиків належать і імпульсні установки (рисунок 1.3, е). Їх відмінна особливість – передача імпульсів безпосередньо ущільнювальній бетонній суміші, обминаючи форму. Бетонну суміш середньої пластичності вкладають на еластичну оболонку 9, яку найчастіше роблять із транспортерної стрічки. Приводом майданчика є кривошипно-шатунний механізм 10. Проведений огляд конструктивних схем вібромайданчиків засвідчує наступне:

1. До переваг вібромайданчиків з вертикально направленими гармонійними коливаннями можна віднести: низьку чутливість до змін маси форми і виробів, яка є неминучою у процесі експлуатації машин; висока універсальність – можливість набору з окремих блоків установок різної вантажопідйомності; відносно мала вага вібруючих частин; достатня віброізоляція робочих місць; можливість формування виробів із сумішей жорсткістю до 100 с. Недоліки: наявність значної кількості елементів (карданних валів, синхронізаторів, підшипникових вузлів), які виходять з ладу і зменшують надійність машини в цілому.
2. Вібромайданчики з горизонтально направленими коливаннями, що за ідеєю мали реалізувати резонансний режим коливань, який є найбільш енергоощадним, внаслідок різних причин виходив із резонансного режиму. Тобто низька стабільність режиму роботи та залежність амплітуди коливань форми з бетонною сумішшю від неминучих у процесі експлуатації змін маси форми та бетонної суміші стали причинами зняття їх із серійного виробництва.

3. Віброударні (шок-майданчики) мають переваги в простоті конструкції, але разом з тим володіють підвищеним шумом і вібрацією робочих місць та обмеженістю практичного застосування.
4. До переваг вібромайданчиків з просторовими коливаннями варто віднести простоту конструкції, надійність у роботі, низький рівень шуму та вібрації робочих місць. Недоліком цих майданчиків є довготривалість часу ущільнення та обмежена жорсткість ущільнювальної бетонної суміші.
5. Перевагами імпульсних майданчиків є можливість формувати вироби великої висоти і маси, проте кривошипно-шатунний привід є складним, а нерівномірність розподілу амплітуд коливань по периметру форми з виробом приводить до нерівномірності ущільнення бетонної суміші.

Отже, відмінною рисою більшості вібраційних машин для ущільнення бетонної суміші є вертикальний характер руху робочих органів та їхня підвищена чутливість до змін технологічних параметрів і режимів, що суттєво впливає на досягнення необхідної щільності та якості бетонної суміші. У зв'язку з цим особливо важливою є оцінка енергетичних показників, які виступають визначальними критеріями ефективності та якості процесу ущільнення. Для оцінки енергетичних показників існуючих вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей розроблена методика, здійснені розрахунки та аналіз виконаних досліджень.

1.2. Дослідження та оцінка існуючих енергетичних показників вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей

Методикою дослідження та оцінки існуючих енергетичних показників вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей покладено використання технічних характеристик вібромайданчиків, обґрунтування, вибір необхідних параметрів та визначення числових значень критеріїв.

В таблицях 1.1–1.3 наведені технічні характеристики вібромайданчиків: із вертикально направленими коливаннями (таблиця 1.1); ударно-вібраційних вібромайданчиків (таблиця 1.2); вібромайданчиків із просторовим характером коливань (таблиця 1.3).

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики вібромайданчиків із вертикально направленими коливаннями.

Показник		Тип вібромайданчика			
		СМЖ–187Б	СМЖ–210Б	СМЖ–199А	СМЖ–164
Вантажопідйомність, т		10	15	24	40
Кількість віброблоків, шт.		8	8	16	14
Частота коливань, с ⁻¹		290–300	290–300	290–300	290... 300
Амплітуда коливань, мм		0.25–0.6	0.25–0.6	0.25–0.6	0.25–0.6
Потужність, кВт		64	92	128	234.5
Маса, т	Віброуючих частин	3	3	5.4	10.65
	Загальна	6.5	6.95	13.5	16.15

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики ударно-вібраційних вібромайданчиків.

Показник	Тип вібромайданчика					
	СМЖ–460	СМЖ–583А	СМЖ–773	СМЖ–774	ВБ–10А	ВБ–20А
1	2	3	4	5	6	7
Вантажопідйомність, т	15	18	10–20	30	10	20
Частота коливань, с ⁻¹	56–69	157	157	157	175.8	157–170

Продовження талиці 1.2

1	2	3	4	5	6	7
Напіврозмах коливань, мм	6.0–10.0	0.75	0.6–1.25	0.5	0.5–0.7	0.7–1.0
Установлена потужність, кВт	30	44	50	89	11	36
Маса, т	7.4	7.4	8.5	13	2.7	2.2

Таблиця 1.3 – Технічні характеристики вібромайданчиків із просторовим характером коливань

Показник		Тип вібромайданчика					
		ВПК–25	ВПГ–2х14	ВО–25М	ВПГ–25М	ВПС–24	ВПГ–50
Вантажопідйомність, т		25	10–25	10–25	10–25	10–25	20–60
Частота коливань, с ⁻¹		150.72	150.72	150.72	150.72	150.72	150.72
Амплітуда коливань	у горизонтальній площині	0.8–1.0	0.8–1.0	0.8–1.0	1.0–1.2	0.8–1.0	1.0–1.2
	у вертикальній площині	0.3–0.4	0.35–0.45	0.4–0.45	0.35–0.45	0.35–0.45	0.35–0.45
Установлена потужність, кВт		22	30	22	30	30	30
Маса вібромайданчика, т		4.6	8.3	7.3	7.14	9.1	14.4

Були визначені наступні критерії та параметри, які дають можливість оцінити існуючу ефективність та енергоємність вібраційних майданчиків:

Енергетичності:

$$k_p = P / G, \quad (1.1)$$

де P – потужність, G – вантажопідйомність;

Металоємності:

$$k_m = P / F_{cm}, \quad (1.2)$$

де $F = m g$, – вага коливних частин вібромайданчика;

Динамічності:

$$k_a = a / g, \quad (1.3)$$

де a – прискорення робочого органу, g – прискорення вільного падіння.

Швидкість коливань:

$$v = X_0 \omega; \quad (1.4)$$

Прискорення:

$$a = X_0 \omega^2; \quad (1.5)$$

Інтенсивність вібрації на одиницю поверхні бетонної суміші:

$$I_{nl} = X_0^2 \omega^2; \quad (1.6)$$

Інтенсивність вібрації на одиницю об'єму бетонної суміші:

$$I_{ob} = X_0^2 \omega^3; \quad (1.7)$$

Відношення прискорення до потужності:

$$k_{I_{nl-a}} = X_0 \omega^2 / P; \quad (1.8)$$

Відношення інтенсивності на одиницю поверхні суміші до потужності:

$$k_{I_{nl}} = X_0^2 \omega^2 / P; \quad (1.9)$$

Відношення інтенсивності на одиницю об'єму суміші до потужності:

$$k_{I_{ob}} = X_0^2 \omega^3 / P. \quad (1.10)$$

Здійснені розрахунки числових значень параметрів за прийнятими критеріями приведені в таблицях 1.4 – 1.9. Розрахунки проводились із використанням програмного забезпечення Jupyter lab (додаток В).

Таблиця 1.4 – Числові значення параметрів вібромайданчиків із вертикально направленими коливаннями.

Тип	G, т	P, кВт	m, т	ω , с ⁻¹	X ₀ , мм	v, м/с	a, м/с ²	I _{пл.} , м ² /с ²	I _{об.} , м ² /с ³
СМЖ-187Б	10	64	3	295	0.425	0.125	36.98	0.015	4.637
СМЖ-210Б	15	92	3	295	0.425	0.125	36.98	0.015	4.637
СМЖ-199А	24	128	5.4	295	0.425	0.125	36.98.	0.015	4.637
СМЖ-164	40	234.5	10.65	295	0.425	0.125	36.98	0.015	4.637

Таблиця 1.5 – Питомі коефіцієнти та енергетичні характеристики, вібромайданчиків із вертикально направленими коливаннями.

Тип	$k_{I_{пл.а}}$, м · с ⁻² / Вт	$k_{I_{пл.}}$, м ² · с ⁻² / Вт	$k_{I_{об.}}$, м ² · с ⁻³ / Вт	k_p , Вт / кг	k_m , Вт / Н	k_a
СМЖ-187Б	$5.78 \cdot 10^{-4}$	$2.46 \cdot 10^{-7}$	$7.25 \cdot 10^{-5}$	6.4	1.003	3.77
СМЖ-210Б	$4.02 \cdot 10^{-4}$	$1.71 \cdot 10^{-7}$	$5.04 \cdot 10^{-5}$	6.133	1.349	3.77
СМЖ-199А	$2.89 \cdot 10^{-4}$	$1.23 \cdot 10^{-7}$	$3.62 \cdot 10^{-5}$	5.333	0.966	3.77
СМЖ-164	$1.58 \cdot 10^{-4}$	$6.70 \cdot 10^{-8}$	$1.98 \cdot 10^{-5}$	5.862	1.480	3.77

Таблиця 1.6 – Числові значення параметрів ударно-вібраційних вібромайданчиків

Тип	G, т	P, кВт	m, т	ω , с ⁻¹	X ₀ , мм	v, м/с	a, м/с ²	I _{пл.} , м ² /с ²	I _{об.} , м ² /с ³
СМЖ-460	15	30	8	62.8	8	0.502	31.55	0.252	15.85
СМЖ-583А	18	44	0.750	157	0.750	0.117	18.48	0.013	2.176
СМЖ-773	15	50	0.925	157	0.925	0.144	22.67	0.020	3.275
СМЖ-774	30	89	0.500	157	0.600	0.078	12.32	0.006	0.967
ВБ-10А	10	11	0.600	175.8	0.850	0.105	18.54	0.011	1.955
ВБ-20А	20	36	0.850	163.5	0.850	0.138	22.72	0.019	3.157

Таблиця 1.7 – Питомі коефіцієнти та енергетичні характеристики, ударно-вібраційних вібромайданчиків

Тип	k_a	$k_{I_{на-а}}$, м · с ⁻² / Вт	$k_{I_{на}}$, м ² · с ⁻² / Вт	$k_{I_{об}}$, м ² · с ⁻³ / Вт	k_p , Вт / кг	k_m , Вт / Н
СМЖ-460	3.216	$1.05 \cdot 10^{-3}$	$8.41 \cdot 10^{-6}$	$5.28 \cdot 10^{-4}$	2	0.4132
СМЖ-583А	1.884	$4.20 \cdot 10^{-4}$	$3.15 \cdot 10^{-7}$	$4.95 \cdot 10^{-5}$	2.444	0.6061
СМЖ-773	2.311	$4.54 \cdot 10^{-4}$	$4.17 \cdot 10^{-7}$	$6.55 \cdot 10^{-5}$	3.333	0.5996
СМЖ-774	1.256	$1.38 \cdot 10^{-4}$	$6.92 \cdot 10^{-8}$	$1.09 \cdot 10^{-5}$	2.966	0.6978
ВБ-10А	1.890	$1.68 \cdot 10^{-3}$	$1.01 \cdot 10^{-6}$	$1.78 \cdot 10^{-4}$	1.1	0.4152
ВБ-20А	1.668	$6.31 \cdot 10^{-4}$	$5.37 \cdot 10^{-7}$	$8.77 \cdot 10^{-5}$	1.8	1.6680

Таблиця 1.8 – Числові значення параметрів вібромайданчиків із просторовим характером коливань

Тип	G, т	P, кВт	m, т	ω , с^{-1}	X _v , мм	v, м/с	a, м/с ²	I _{пл.} , м ² /с ²	I _{об.} , м ² /с ³
ВПК-25	25.0	22	4.6	150.72	0.35	0.052	7.950	0.002	0.419
ВПГ-2х14	17.5	30	8.3	150.72	0.40	0.060	9.086	0.003	0.547
ВО-25м	17.5	22	7.3	150.72	0.42	0.063	9.540	0.004	0.603
ВПГ-25М	17.5	30	7.14	150.72	0.40	0.060	9.086	0.003	0.547
ВПС-24	17.5	30	9.1	150.72	0.40	0.060	9.086	0.003	0.547
ВПП-50	40.0	30	14.4	150.72	0.40	0.060	9.086	0.003	0.547

Таблиця 1.9 – Питомі коефіцієнти та енергетичні характеристики, вібромайданчиків із просторовим характером коливань

Тип	k_a	$k_{I_{na}}$, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{Вт}$	$k_{I_{nl}}$, $\text{м}^2 \cdot \text{с}^{-2} / \text{Вт}$	$k_{I_{ob}}$, $\text{м}^2 \cdot \text{с}^{-3} / \text{Вт}$	k_p , $\text{Вт} / \text{кз}$	k_m , $\text{Вт} / \text{Н}$
ВПК-25	0.810	$3.61 \cdot 10^{-4}$	$1.26 \cdot 10^{-7}$	$1.91 \cdot 10^{-5}$	0.88	0.487
ВПП-2х14	0.926	$3.03 \cdot 10^{-4}$	$1.21 \cdot 10^{-7}$	$1.83 \cdot 10^{-5}$	1.714	0.368
ВО-25м	0.972	$4.34 \cdot 10^{-4}$	$1.82 \cdot 10^{-7}$	$2.75 \cdot 10^{-5}$	1.257	0.307
ВПП-25М	0.926	$3.03 \cdot 10^{-4}$	$1.21 \cdot 10^{-7}$	$1.83 \cdot 10^{-5}$	1.714	0.428
ВПС-24	0.926	$3.03 \cdot 10^{-4}$	$1.21 \cdot 10^{-7}$	$1.83 \cdot 10^{-5}$	1.714	0.336
ВПП-50	0.926	$3.03 \cdot 10^{-4}$	$1.21 \cdot 10^{-7}$	$1.83 \cdot 10^{-5}$	0.75	0.212

За числовими значеннями параметрів та критеріями (1.1 – 1.10), що приведені в таблицях 1.4 – 1.9. Значення коефіцієнта $k_{I_{nl}}$ домножено на 10^3 для відображення на порівняльних графіках.

Графік (рисунок 1.4) ілюструє результати розрахунку ключових динамічних характеристик чотирьох моделей вібромайданчиків, які використовують для ущільнення матеріалів у промислових процесах,

зокрема у виробництві бетонних виробів. Обчислення виконано на основі параметрів технічних характеристик, наведених у таблиці 1.1, із середньою амплітудою коливання: $X_0=0.425$ мм, частотою коливань $\omega=295$ с⁻¹. Динамічні характеристики розраховані за (1.4 – 1.7) формулами.

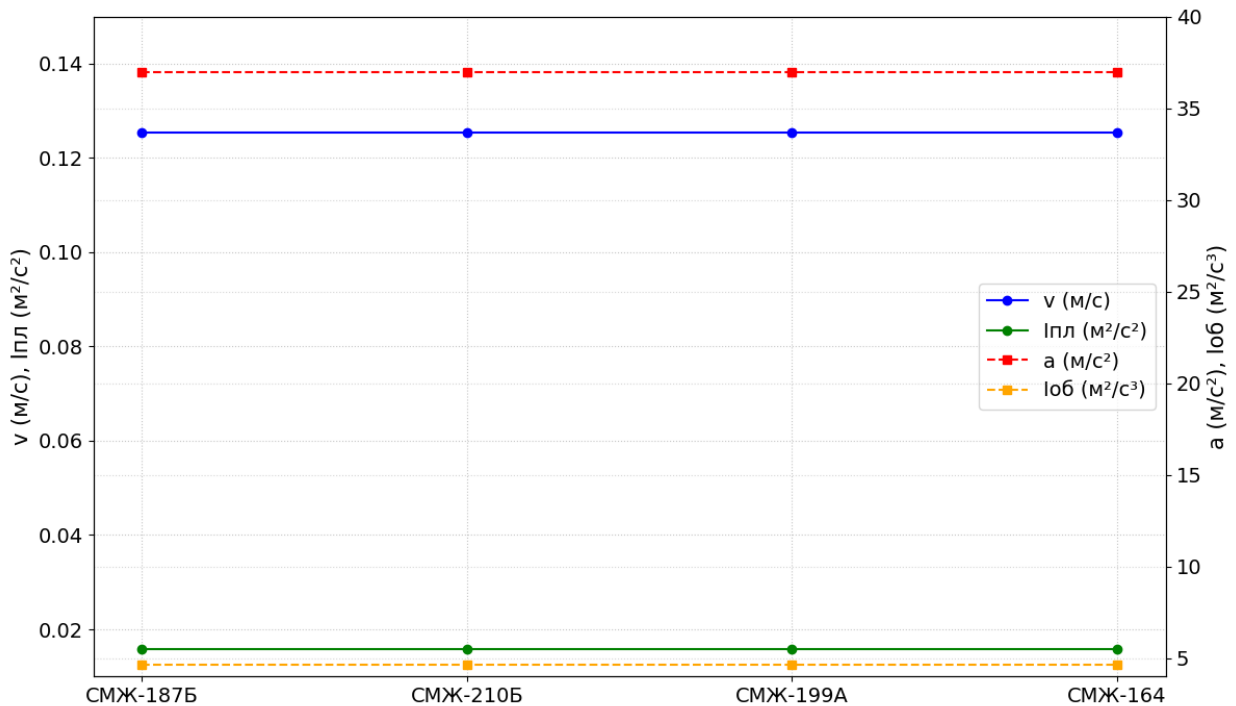


Рисунок 1.4 – Порівняльний аналіз динамічних характеристик вібромайданчиків із вертикально спрямованими коливаннями (СМЖ-187Б, СМЖ-210Б, СМЖ-199А, СМЖ-164) за параметрами швидкості коливання (v), прискорення (a), інтенсивності на одиницю поверхні ($I_{пл}$) та інтенсивності на одиницю об'єму ($I_{об}$).

Рисунок 1.4 по горизонтальній осі зображені моделі вібромайданчиків (СМЖ-187Б, СМЖ-210Б, СМЖ-199А, СМЖ-164). Ліва вертикальна вісь представляє швидкість коливання (v , м/с) та інтенсивність на одиницю поверхні ($I_{пл}$, м²/с²), а права вертикальна вісь – прискорення (a , м/с²) та інтенсивність на одиницю об'єму ($I_{об}$, м²/с³).

На рисунку 1.5 наведені значення енергетичних та динамічних коефіцієнтів. Ліва вісь показує енергоємність (k_p , кВт/т), металоємність (k_r ,

кВт/Н) і динамічність (k_a). Права вісь показує, відношення інтенсивності на одиницю поверхні до потужності ($k_{I_{пл}}$, $(\text{м}^2/\text{с}^2)/\text{Вт}$) у межах $1.23 \cdot 10^{-7} - 6.7 \cdot 10^{-8}$, відношення прискорення до потужності ($k_{I_{пла}}$, $(\text{м}/\text{с}^2)/\text{Вт}$) та відношення інтенсивності на одиницю об'єму до потужності ($k_{I_{об}}$, $(\text{м}^2/\text{с}^3)/\text{Вт}$) в межах $1.98 \cdot 10^{-5} - 7.25 \cdot 10^{-5}$.

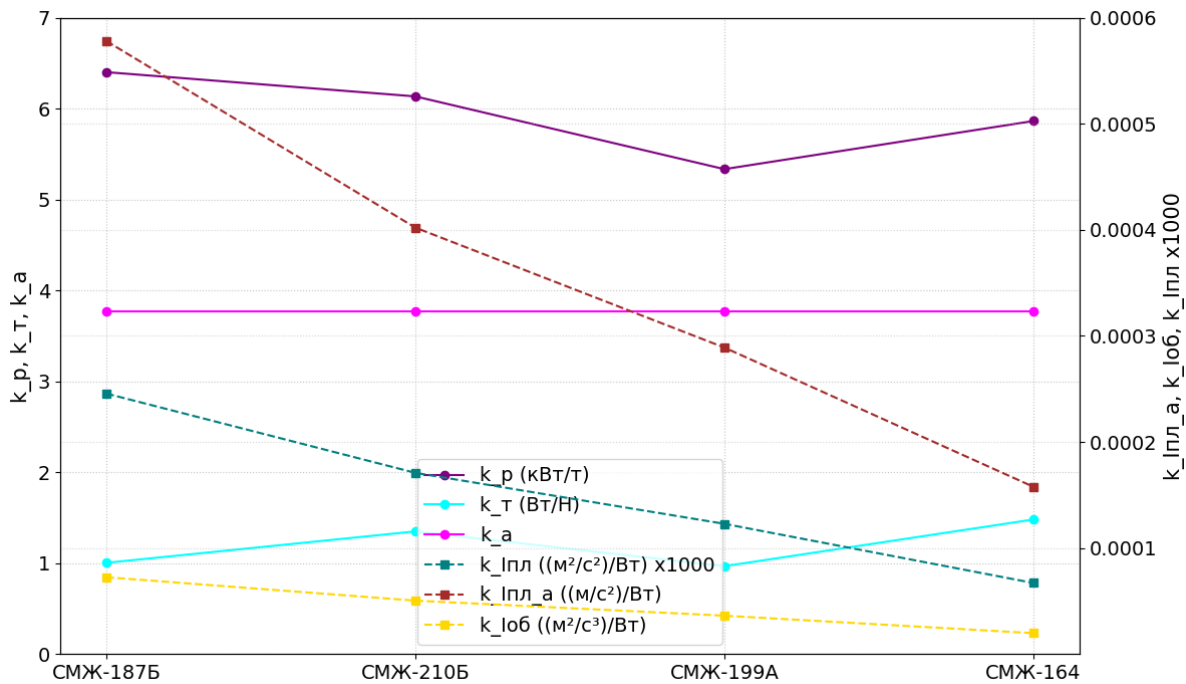


Рисунок 1.5 – Порівняння енергетичних, динамічних та інтенсивних характеристик вібромайданчиків типу СМЖ-187Б, СМЖ-210Б, СМЖ-199А та СМЖ-164.

Аналіз графіків наведених на рисунку 1.6 дозволяє встановити, що ударно-вібраційний вібромайданчик демонструє більші числові значення розрахованих параметрів.

Зокрема:

найбільші значення швидкості (v), прискорення (a), площинної ($I_{пл}$) та об'ємної ($I_{об}$) інтенсивностей спостерігаються у моделі СМЖ-460, що пов'язано з його високою частотою коливань та помірною амплітудою, яка дозволяє ефективно трансформувати енергію в коливальний вплив.

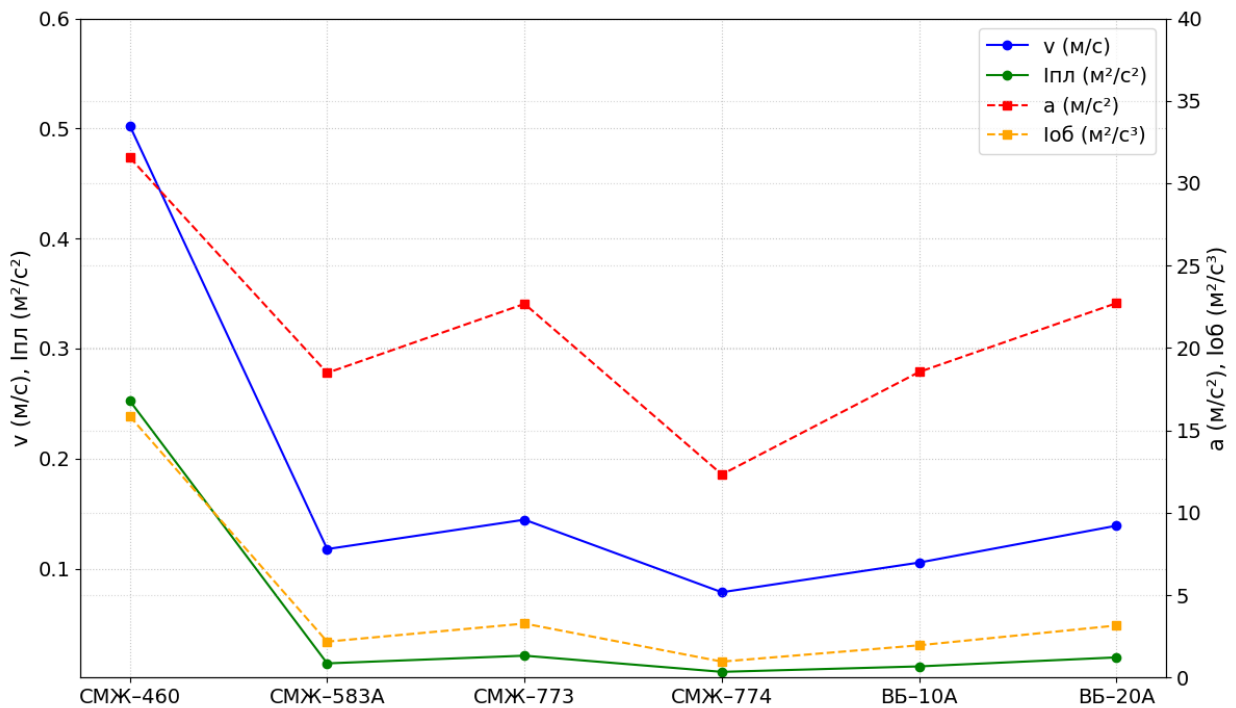


Рисунок 1.6 – Зміна числових значень швидкості, прискорення, інтенсивності в залежності від типу ударно-вібраційного вібромайданчика.

СМЖ-460, попри найбільшу амплітуду (8 мм), поступається іншим моделям за інтенсивністю вібраційного впливу, що пояснюється низькою частотою (62.8 c^{-1}). Це свідчить про те, що високі значення a та $I_{об}$ досягаються не лише за рахунок амплітуди, а насамперед завдяки частоті коливань.

Рисунок 1.7 дозволяє порівняти енергетичну ефективність та інтенсивність на одиницю потужності:

СМЖ-583А має показники k_T та k_a , що є дещо більшими чим у вібромайданчиків із гармонійними коливанням.

Ударно-вібраційні вібромайданчики мають вищі швидкості за критерієм інтенсивності у порівнянні з іншими вібраційними майданчиками. Зміна числових значень швидкості, прискорення, інтенсивності в залежності від типу вібромайданчика із просторовим характером коливань наведено на рисунку 1.8.

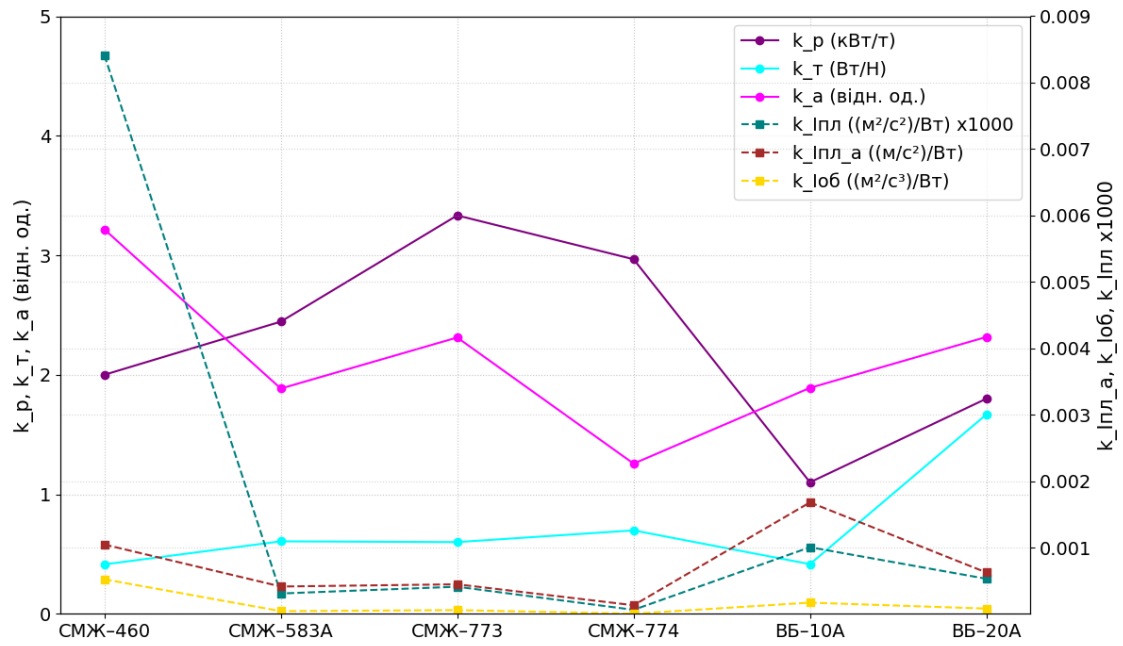


Рисунок 1.7 – Зміна числових значень критеріїв k_a , $k_{лпл}$, $k_{лпл_а}$, $k_{лоб}$, k_p , k_m в залежності від типу ударно-вібраційного вібромайданчика.

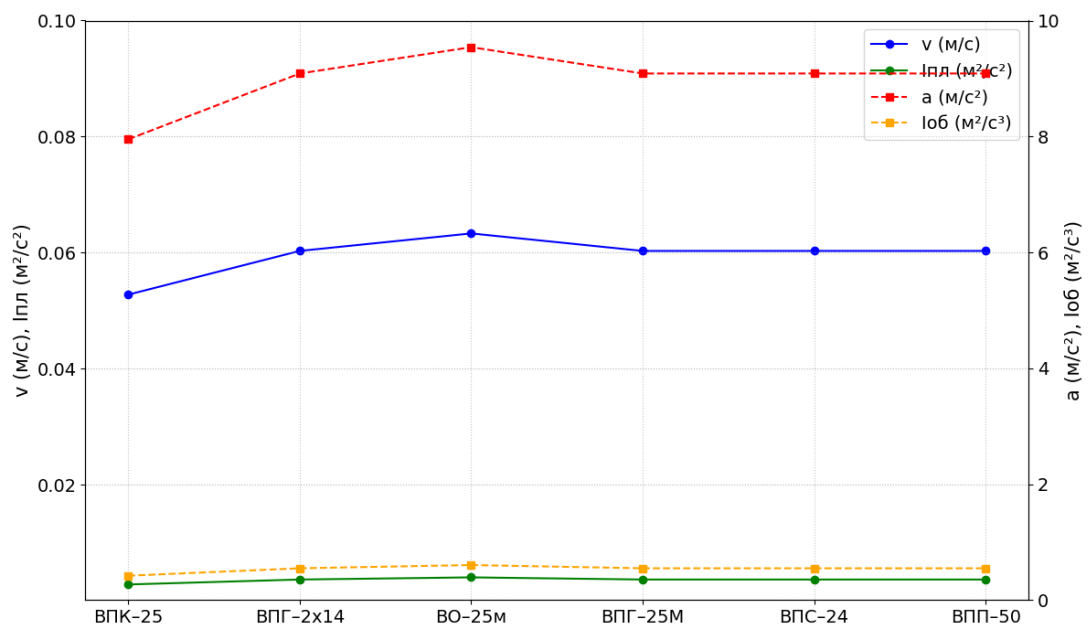


Рисунок 1.8 – Зміна числових значень швидкості, прискорення, інтенсивності в залежності від типу вібромайданчика із просторовим характером коливань.

Найвищі значення прискорення (a) і інтенсивності коливань ($I_{об}$) має модель ВО-25М. На рисунку 1.9 наведені числові значення критеріїв k_a , $k_{I_{об}}$, k_p , k_m , $k_{I_{пл}}$, $k_{I_{пл_a}}$ в залежності від типу вібромайданчика із просторовим характером коливань.

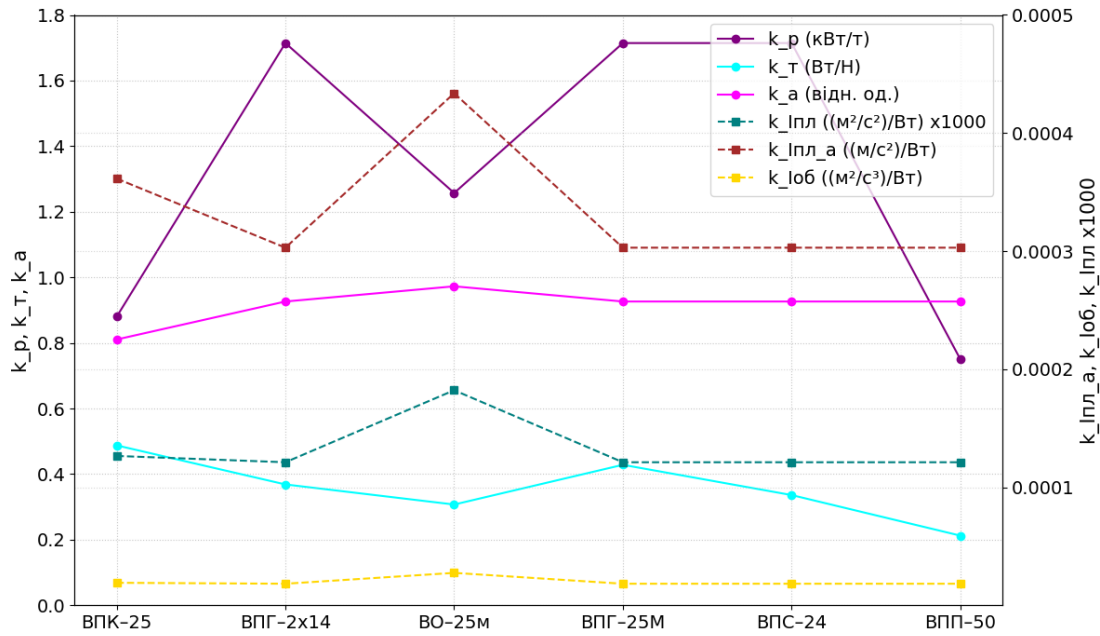


Рисунок 1.9 – Зміна числових значень критеріїв k_a , $k_{I_{об}}$, k_p , k_m , $k_{I_{пл}}$, $k_{I_{пл_a}}$ в залежності від типу вібромайданчика із просторовим характером коливань.

Просторові вібромайданчики мають найменші значення швидкості і інтенсивності коливань, що вказує на їх призначення для делікатного ущільнення сумішей.

Внаслідок виконаного аналізу можна зазначити наступне.

1. Просторові вібромайданчики мають найменші значення швидкості і інтенсивності коливань, що вказує на їх призначення для ущільнення виключно пластичних сумішей.
2. Вібромайданчики із вертикально направленими гармонійними коливаннями за числовими показниками амплітуд та частот коливань мають одні і ті ж значення, але за питомими показниками є відмінності, що

вказує на вантажопідйомність яка має враховуватися при розрахунках динамічних параметрів.

1.3. Аналіз конструкцій збудників коливань вібраційних майданчиків.

Структурна схема вібраційної системи: «привод – збудник коливань – робочий орган машини – бетонна суміш» (рисунок 1.10) та схема типового вібромайданчика приведено на рисунку 1.11.

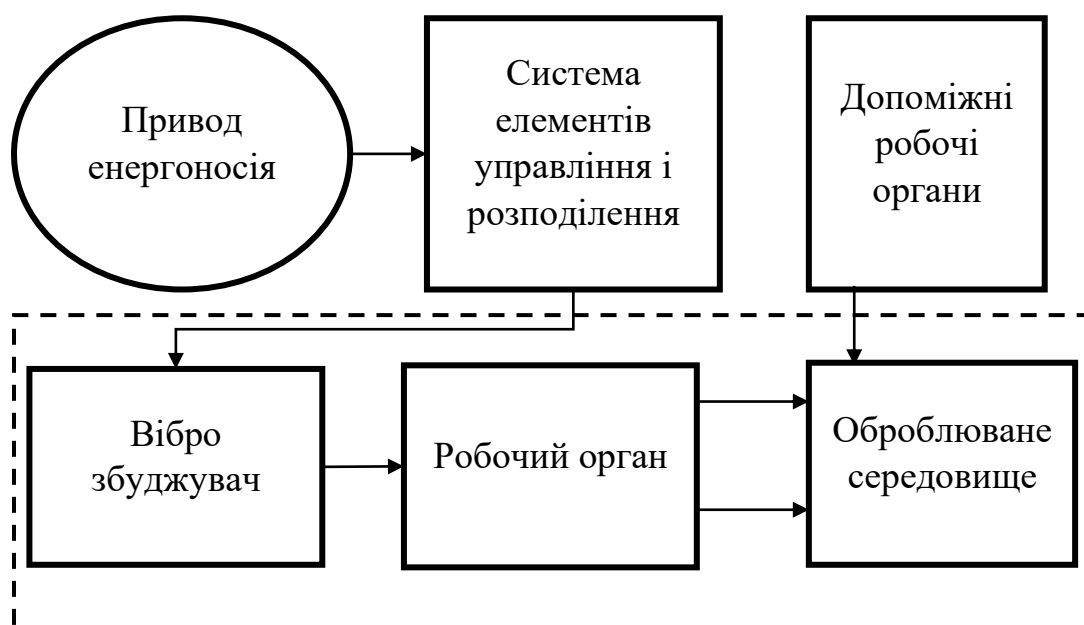


Рисунок 1.10 – Структурна схема вібраційної системи «привод – збудник коливань – робочий орган машини – бетонна суміш»

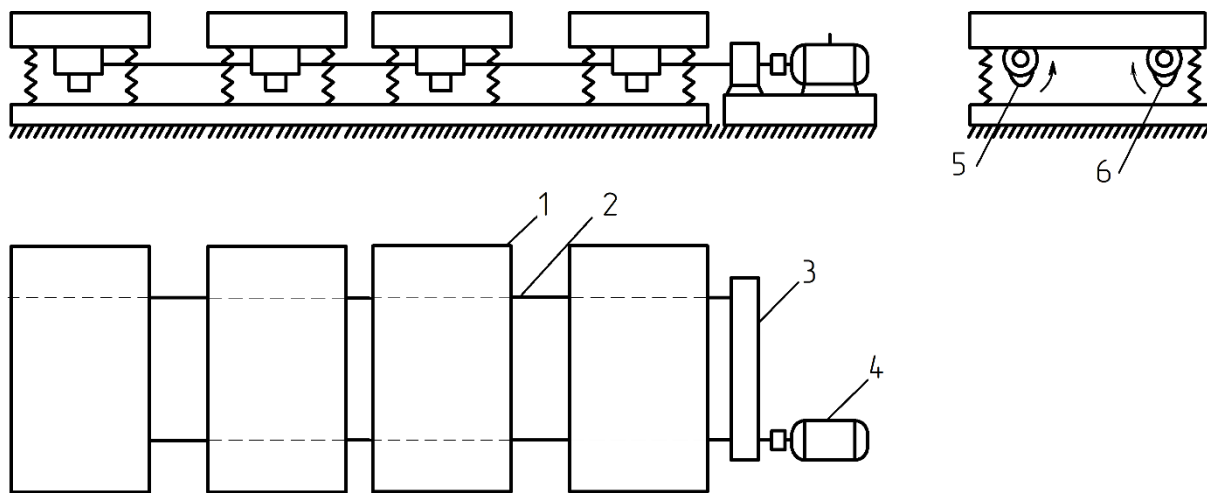


Рисунок 1.11 – Схема типового вібромайданчика: 1 – вібраційний блок; 2 – карданний вал; 3 – синхронізатор; 4 – електродвигун; 5,6 – вібраційні збудники.

Як слідує із даної схеми, процес реалізується елементами вібраційної системи, які окреслені пунктирною лінією: «вібраційний збудник – робочий орган – ущільнювальна суміш» (див. рис. 1.10).

Найбільш вживані вібраційні збудники, що приведені на рисунку 1.12. Електромеханічний вібраційний збудник коливань (рисунок 1.12, а) закріплюється до корпусу 5 робочого органу машини. Сам збудник складається з корпусу 1, в якому запресованим є статор 2 асинхронного трифазного електродвигуна з короткозамкнутим ротором. На кінцях валу ротора, який опирається на шарикопідшипникові опори 3, встановлено дебаланси 4. Кожен дебаланс виготовлено зі ступеневим регулюванням статичного моменту й складається з нерухомої і поворотної частин.

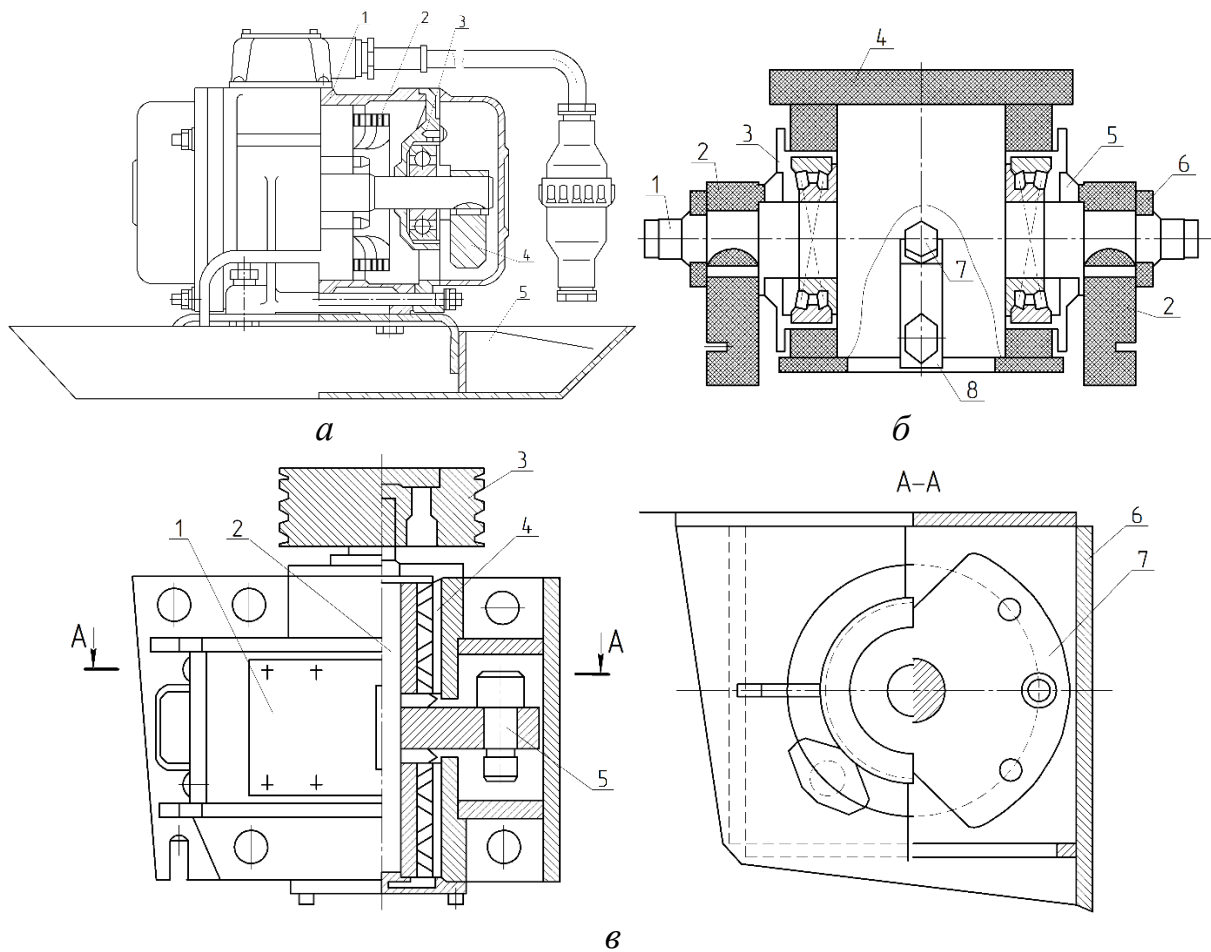


Рисунок 1.12 – Найбільш вживані вібраційні збудники машин для ущільнення бетонної суміші: *а* – електромеханічний; *б* – блоковий збудник коливань вібромайданчиків з вертикальними коливаннями; *в* – збудник коливань вібромайданчиків з просторовими коливаннями.

Блоковий збудник коливань (рисунок 1.12, б) вібромайданчик являє собою зварну конструкцію 4, в опорах якої на підшипниках кочення 3 встановлено вал 1. На кінцях валу закріплено дебаланси 2, які піджимаються гайками 6. Для зміни статичного моменту в дебалансах є отвори з нарізкою для закріплення допоміжних вантажів. Змащення підшипників здійснюється за допомогою рідкої оливи. Рівень оливи контролюється щупом 7, а зливається відпрацьована олива через корок 8. Закриваються отвори корпусу спеціальними кришками 5.

Збудник коливань вібротрансмісоров з просторовими коливаннями (рисунк 1.12, в) являє собою зварний корпус 6, в якому на підшипниках 4 змонтовано вал 2 з дебалансом 7. Дебаланс має отвори для встановлення змінних вантажів 5 для регулювання статичного моменту маси. Для виконання цієї процедури необхідно зняти кришку 7, що закриває вікна для встановлення вантажів. На одному кінці валу закріплено шків 3 для передачі руху від двигуна.

Робочим органом вібраційної машини являється рама, яка може складатися із блоків, до яких, як правило, приєднується знизу збудник коливань (рисунк 1.12, б), або бути суцільною, до якої прикріплено збудник (рисунк 1.12, а, рисунок 1.12, в). На блоки чи раму встановлюється форма з бетонною сумішшю.

1.4. Оцінка та аналіз існуючих методів визначення енергії на процес ущільнення бетонної сумішей

Енергетичний баланс вібраційної машини із урахуванням процесу ущільнення бетонної суміші має вигляд:

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{м}} + E_{\text{б}}, \quad (1.11)$$

де $E_{\text{вх}}$ – енергія вхідного джерела вібротрансмісорок; $E_{\text{м}}$ – енергія, що витрачається в елементах вібротрансмісорок: тертя в підшипникових вузлах машини; коливання власне машини; енергія в опорах машини; $E_{\text{б}}$ – енергія на ущільнення бетонної суміші. Якщо енергія, що витрачається в елементах вібротрансмісорок розраховується за відомими залежностями [58, 59, 60], то є низка формул для визначення енергії на ущільнення бетонної суміші моделі бетонної суміші, прийнятого бачення дослідників законів процесу ущільнення [61, 62, 63, 64, 65]. Визначенням енергії на ущільнення бетонної суміші займалися як вітчизняні [26, 27, 30, 28, 29, 66, 67, 68, 69, 70, 71] так і

іноземні вчені [72, 73, 74, 75, 76]. Можна привести ряд отриманих в цих роботах залежностей для визначення енергії на ущільнення бетонної суміші.

Формула для визначення потужності P для ущільнення бетонної суміші за експериментальними даними:

$$P = b_{ya} S X^2 \omega^2, \quad (1.12)$$

де b_{ya} – питомий коефіцієнт опору активної площі суміші віброущільнення;

S – активна площа суміші віброущільнення;

X, ω – відповідно, амплітуда і частота коливань.

Інша формула для визначення потужності P для ущільнення бетонної суміші за емпіричним підходом та необхідність мати експериментальні значення для її застосування, як і в формулі (1.12) має вигляд:

$$P = \alpha_m m' P_{nut}, \quad (1.13)$$

де

α_m – емпіричний коефіцієнт;

m' – приведена маса бетонної суміші;

P_{nut} – питома потужність.

Формула для визначення потужності, що заснована на гіпотезі в'язкого опору:

$$P = c \frac{X^2 \omega^2}{2}, \quad (1.14)$$

де c – коефіцієнт в'язкого опору бетонної суміші на коливання вібраційної машини.

Формула для визначення потужності на застосуванні хвильового потоку енергії, що передається бетонній суміші при її віброущільненні:

$$P = 2\pi^2 \rho S X^2 f^2, \quad (1.15)$$

де ρ – щільність середовища; f – частота коливань в Гц.

З формули видно, що потужність пропорційна площі поперечного перерізу. Питому потужність знаходять для ущільнення суміші за її початковим станом:

$$P = \frac{W}{t}, \quad (1.16)$$

де W – енергія, що визначається площею кривої «напруження – деформації».

Використовуючи значення вимушеної сили F_0 і фазового кута β потужність визначається за формулою:

$$6P = \frac{1}{2} F_0 X \omega \sin \beta. \quad (1.17)$$

Як слідує із наведених формул, існуючі методи визначення потужності для ущільнення суміші дуже різноманітні. Це пов'язано зі складністю системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш», відсутністю загальноприйнятої теорії, що описує процес ущільнення бетонної суміші. Звідси тенденція до спрощення системи, врахування в ній лише певних факторів впливу, знайдених переважно емпіричним шляхом, і нехтування іншими складовими, що в загальному випадку призводить до значного відхилення розрахункових даних від їх фізичних значень. Аналізуючи наведені формули, можна зробити висновок, що всі вони засновані на представленні бетонної суміші у вигляді тієї чи іншої спрощеної моделі. Так, як до цих пір не існує загальноприйнятої моделі суміші, до цих пір пропонуються різні рішення, достовірність яких може мати місце тільки в рамках тих експериментальних значень параметрів, що входять в запропоновані формули. Не вдаючись в суть запропонованих рішень з точки зору вихідних позицій, можна з упевненістю стверджувати, що розширення даних про пружні і дисипативні властивості суміші, як основного чинника процесу дозволить запропонувати загальноприйняті залежності для визначення енергії, що необхідна для якісного ущільнення суміші.

У процесі коливань бетонна суміш має пружні, інерційні і дисипативні сили опору. Залежно від умов формування (коефіцієнтів вібрації мас машини і бетону, геометричних розмірів виробу, параметрів вібрації тощо) ці сили по-різному впливають на процес. У деяких випадках дисипативні сили не значні, в деяких – пружні або інерційні. Очевидно, що існуючі методи розрахунку основних параметрів вібраційних майданчиків потребують подальшого розвитку та вдосконалення. Найбільш значущим є продовження досліджень впливу зазначених сил на коливання вібраційної машини та дослідження енергетичних показників системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш».

1.5. Висновки по розділу та постановка задач дослідження

Виконаний огляд, аналіз конструкцій вібромайданчиків, дослідження та оцінка існуючих енергетичних показників вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей засвідчив наступне:

1. В технології ущільнення бетонних сумішей переважно застосовуються вібромайданчики з вертикально направленими гармонійними коливаннями, ударно-вібраційні вібромайданчики та вібромайданчики з просторовими коливаннями.
2. Перевагами вібромайданчиків з вертикально направленими гармонійними коливаннями є : низька чутливість до змін маси форми і виробів, яка є неминучою у процесі експлуатації машин; висока універсальність – можливість набору з окремих блоків установок різної вантажопідйомності; відносно мала вага вібруючих частин; достатня віброізоляція робочих місць; можливість формування виробів із сумішей жорсткістю до 100 с. Недоліки: наявність значної кількості елементів (карданних валів, синхронізаторів,

підшипникових вузлів), які виходять з ладу і зменшують надійність машини в цілому.

3. Відмінною рисою більшості вібраційних машин для ущільнення бетонної суміші є вертикальний характер руху робочих органів та їхня підвищена чутливість до змін технологічних параметрів і режимів, що значно впливає на досягнення необхідної щільності та якості бетонної суміші.
4. Обґрунтовані та визначені формули для розрахунку параметрів швидкості, прискорення та інтенсивності вібраційних майданчиків за формулами (1.4 – 1.5) та критеріїв за залежностями (1.1 – 1.3) та (1.6 – 1.10) повністю враховують конструктивні та технологічні параметри.
5. Оцінка енергетичних показників існуючих вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей засвідчила суттєву відмінність їхні значень в межах здійснених розрахунків. Тому важливим є подальші дослідження енергетичних показників, які є визначальними критеріями якісного процесу ущільнення бетонної суміші.

Основні задачі дослідження:

- аналіз існуючих в джерелах та в практиці використання технологічних, конструктивних параметрів та енергетичних характеристик вібраційних машин для виробництва бетонних та залізобетонних виробів;
- виконати теоретичні дослідження динаміки та енергетики вібраційних майданчиків на основі використання дискретних та дискретно-континуальних моделей із врахуванням взаємодії ущільнюючої бетонної суміші із робочими органами зазначеного класу машин;
- розробити експериментальну установку та здійснити експериментальні дослідження параметрів та режимів, в тому числі, енергетичних показників в процесі ущільнення бетонної суміші;

- встановити закономірності зміни енергетичних показників в різних режимах роботи вібраційних майданчиків для розробки алгоритмів їх розрахунків із мінімізацією енерговитрат та високою ефективністю та якістю виробництва виробів;
- здійснити практичне впровадження результатів дослідження.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІБРАЦІЙНОГО МАЙДАНЧИКА ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ СУМІШЕЙ

2.1. Передумови та допущення при виконанні досліджень, вибір розрахункової моделі системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш»

Перш за все для обґрунтування передумов та допущень при виконанні досліджень здійснимо оцінку існуючих властивостей, що входять в дискретні та континуальні моделі, які застосовуються для опису руху різних коливальних систем [77, 78, 79, 80,]. Коливальні системи, під дією прикладених до них зовнішніх зусиль, в процесі реалізації різних етапів їхнього руху, проявляють пружні та дисипативні властивості [81, 82]. Врахування пружних та дисипативних властивостей обумовлюється реологічними властивостями, які у вигляді символів відображає фізична модель [45, 46, 83, 84, 85]. До таких властивостей відносяться: пружність, в'язкість, пластичність, які в свою чергу відображають межі текучості, періоди релаксації, модулі пружності, коефіцієнти в'язкості, коефіцієнти зовнішнього та внутрішнього тертя і т. п. [86, 87]. Процедура врахування вказаних властивостей полягає у виборі законів їх зміни, що відображається в математичній моделі із подальшим визначенням розрахункових залежностей, які і описують той чи інший процес досліджуваного дисперсного середовища [88, 89]. Найпростішими є три ідеалізовані моделі, що названі в честь їхніх авторів і роздільно враховують реологічні властивості матеріалів і середовищ: пружні – пружна модель Гука (рисунок 2.1, а); в'язкі – в'язка модель Ньютона (рисунок 2.1. б) ; пластичні – пластична модель Сен–Венана (рисунок 2.1, в). Пружні властивості коливальної системи моделюються пружиною з коефіцієнтом пружності C ,

(Н/м), що являє собою силу в Н, необхідну для деформації пружини на одиницю довжини в м.

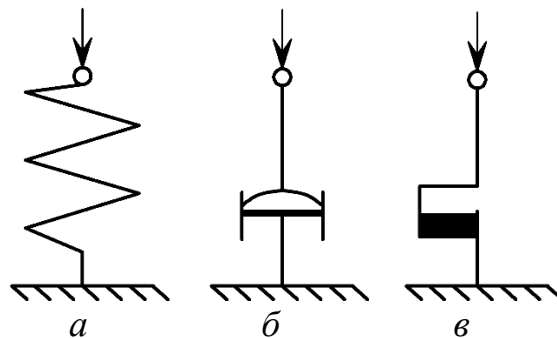


Рисунок 2.1 – Ідеалізовані моделі.

Дисипативні властивості коливальної системи враховуються моделюю ньютонівської системи (див. рисунок 2.1, б). Вона являє собою демпфер, який складається з поршня, що переміщується в циліндрі з рідиною. Під час переміщення поршня рідина крізь отвори між поршнем і циліндром перетікає з однієї частини циліндра в іншу, а опір при цьому вважають пропорційним швидкості поршня. Ідеально в'язка рідина характеризується тим, що в ній напруження пропорційні швидкості деформації. В'язка течія відбувається внаслідок дії будь-яких сил, проте швидкість деформації зменшується за умови зменшення сил, а за їхньої відсутності дорівнює нулю. Розсіяння енергії в коливальній системі моделюється демпфером, що являє собою в'язкий характер і позначається коефіцієнтом b , розмірністю (Н·с/м), що являє відношення сили в Н до швидкості в м/с. Пластичні властивості в коливальній системі враховує модель Сен-Венана. Ця модель представляється у вигляді елемента, який складається з двох притиснутих одна до одної пластинок. За відносного переміщення пластин між ними виникає постійна сила тертя, яка не залежить від нормальної сили. Цілком очевидно, що реальні середовища відрізняються від «ідеального» реологічного середовища і в процесі їхньої обробки проявляються, як пружні, так і в'язкі та пластичні властивості [90, 91]. Залишається невизначеним в якій степені потрібно враховувати в

реальних моделях ці три властивості в лінійному чи нелінійному вигляді. Для побудови моделі, символи, що відображають ті чи інші властивості, з'єднують між собою послідовно або паралельно (рисунок 2.2).

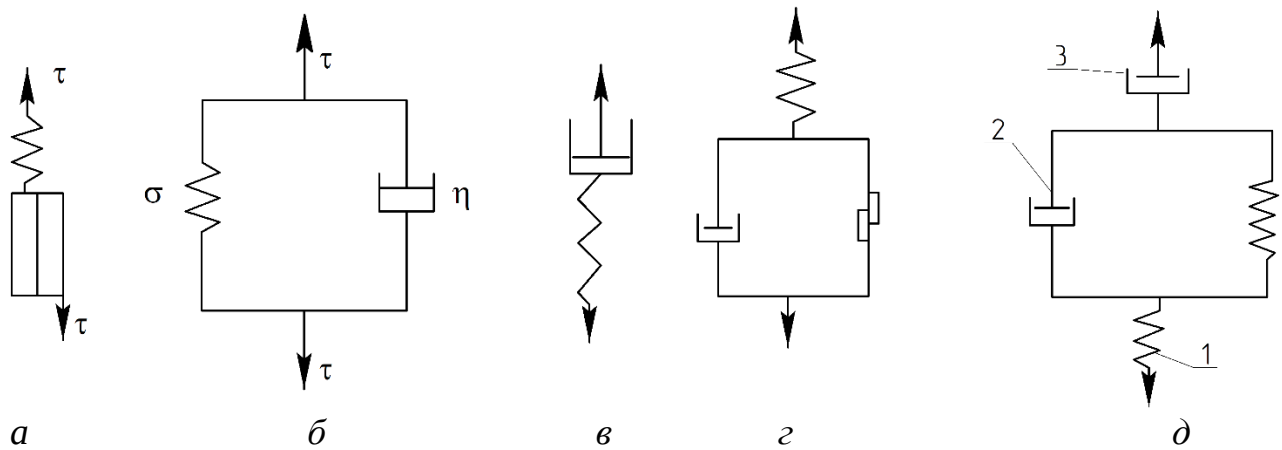


Рисунок 2.2 – Моделі, що спільно враховують пружні, в'язкі та пластичні властивості коливальних систем : *a* – модель пружно-пластичного тіла; *б* – модель Кельвіна-Фойгта; *в* – модель Максвелла; *г* – модель Шведова-Бінгама; *д* – модель в'язкопружності.

Проведений розгляд моделей засвідчує, що найбільш близькою до бетонної суміші при її ущільненні є модель Кельвіна-Фойгта, яка враховує як пружні так і в'язкі властивості. Проблемою залишається визначенням залежності в'язких властивостей від параметрів вібрації: амплітуди коливань чи швидкості коливань, оскільки є роботи, де приймається залежність в'язких властивостей від швидкості коливань [52, 91], а в ряді робіт [92, 93, 94, 95, 96] відмічається залежність в'язких властивостей від амплітуди коливань.

Рух такої вібраційної машини, яка представлена як система із дискретними параметрами, описується рівнянням руху [97, 98] :

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F_0 \cos(\omega t + \varphi), \quad (2.1)$$

де перший член цього рівняння $m\ddot{x}$ являє собою силу інерції маси, що рухається, а інші: $b\dot{x}$ – сил опору, cx – пружності і зовнішньої сили $F = F_0 \cos \omega t$. Тепер здійснимо дослідження руху такої системи, визначимо

параметри та енергію в режимах без урахування сил опору та із урахуванням сил опору.

2.2. Дослідження динаміки, визначення параметрів та енергії лінійної вібраційної машини на основі дискретної моделі без урахування сил опору

На рисунку 2.3 приведена розрахункова схема вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» без урахування сил опору [98, 99].

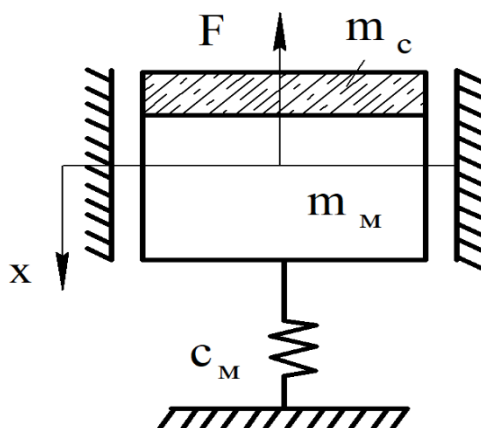


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» без урахування сил опору.

Тоді рівняння руху такої вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» має вигляд

$$m\ddot{x} + c_m x = F_0 \cos \omega t, \quad (2.2)$$

де $m = m_m + m_c$.

Рівняння (2.2) перетворимо шляхом поділення кожного члена на масу:

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = \frac{1}{m} F_0 \cos \omega t, \quad (2.3)$$

де ω_0 – власна частота коливань системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш»

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_m}{m}} \quad (2.4)$$

Рішення рівняння (2.3) приймемо використовуючи роботу [100] у вигляді, яке складається із двох частин:

$$x(t) = A_1 \cos \omega_0 t + A_2 \sin \omega_0 t + x_0 \cos \omega t. \quad (2.5)$$

Рішення (2.5) враховує вільні коливання $A_1 \cos \omega_0 t + A_2 \sin \omega_0 t$ та вимушені коливання $x_0 \cos \omega t$; A_1 , A_2 – постійні інтегрування, які можна визначити, підставивши в інтеграл початкові умови:

$$[x(t=0) = x_0, \quad \dot{x}(t=0) = \dot{x}]. \quad (2.6)$$

Підставимо рішення $x_0 \cos \omega t$ (2.5), яке враховує вимушені коливання в рівняння (2.3), отримаємо формулу амплітуди коливань в сталому режимі

$$x_0 = F_0 / m(\omega_0^2 - \omega^2). \quad (2.7)$$

Із урахуванням (2.7) загальне рішення (2.5) набуде вигляду:

$$x(t) = A_1 \cos \omega_0 t + A_2 \sin \omega_0 t + \frac{F_0 \cos \omega t}{m(\omega_0^2 - \omega^2)} \quad (2.8)$$

Похідна рівняння (2.8) по часу дає можливість отримати рішення для швидкості $\dot{x}$ вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш»:

$$\dot{x} = -A_1 \omega_0 \sin \omega_0 t + A_2 \omega_0 \cos \omega_0 t - 1 \frac{F_0 \omega}{m(\omega_0^2 - \omega^2)} \sin \omega t. \quad (2.9)$$

Тепер можна отримати вирази коефіцієнтів A_1 , A_2 шляхом підставки початкових умов (2.8) в рішення (2.8) і (2.9) будемо мати:

$$A_1 = x_0 - \frac{F_0}{m(\omega_0^2 - \omega^2)}; \quad A_2 = \frac{\dot{x}_0}{\omega_0}. \quad (2.10)$$

Тепер можна записати вираз, що описує рух вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш»:

$$x(t) = x_0 \cos \omega_0 t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_0} \sin \omega_0 t - \frac{F_0}{m(\omega_0^2 - \omega^2)} \cos \omega_0 t + \frac{F_0}{m(\omega_0^2 - \omega^2)} \cos \omega t. \quad (2.11)$$

Отримана залежність (2.11) засвідчує, що в загальному рух вібраційної системи описується трьома членами. Перші три члени описують власні коливання системи, із яких перші два визначаються тільки початковими умовами, а третій відображає супутні коливання зовнішньою силою, прикладеною до системи. Останній член виразу (2.11) визначає вимушені коливання за законом зміни зовнішньої сили. Частота вимушених коливань ω і частота власних коливань ω_0 є відмінними між собою, тому коливання, описані виразом (2.11), не є суворо гармонійними, що і підтверджується наведеними графіками (рисунок 2.4), де x_0 і ϕ_0 – амплітуда і початкова фаза вільних коливань

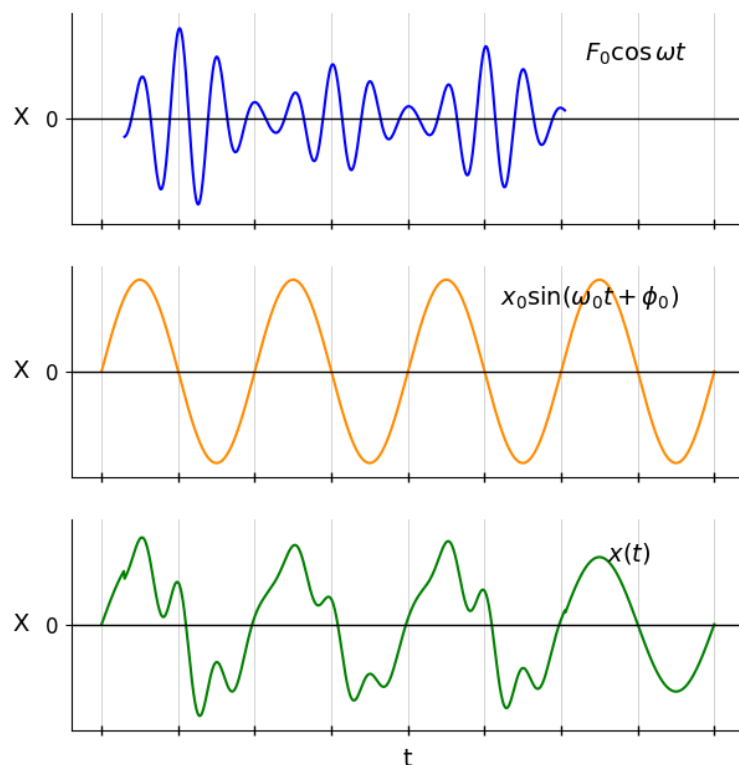


Рисунок 2.4 – Графік сумарних коливань вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» без урахування сил опору.

Таким чином, повне коливання системи (2.1) складається з суми незгасаючих власних коливань, які тривають нескінченно довго, і вимушених коливань, що тривають протягом часу дії зовнішньої сили. Одночасно з вимушеними коливаннями припиняються і супутні коливання. Амплітуда коливань x_0 та фазовий кут φ_0 визначається за такими формулами:

$$x_0 = \sqrt{\left[x_0 - \frac{F_0}{m(\omega_0^2 - \omega^2)} \right]^2 + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_0} \right)^2};$$

$$\varphi_0 = \arctg \frac{\left(x_0 - \frac{F_0}{m(\omega_0^2 - \omega^2)} \right) \omega_0}{\dot{x}_0} \quad (2.12)$$

При збігу частот змушуючої сили і власних коливань системи амплітуда коливань системи стає нескінченно великою, і виникає явище резонансу, що дозволяє отримувати коливання системи з великими амплітудами при мінімальних значеннях амплітуд змушуючої сили. При $\omega < \omega_0$ вимушені коливання збігаються по фазі з зовнішньою силою, а при $\omega > \omega_0$ перебувають у протилежній фазі. Тенденцію амплітуди вимушених коливань до нескінченно великої величини можна показати на наступному прикладі

Нехай початкові умови дорівнюють нулю, тобто $x_0 = \dot{x}_0 = 0$.

Тоді вираз (2.12) прийме вигляд

$$x(t) = \frac{F_0 (\cos \omega t - \cos \omega_0 t)}{m(\omega_0^2 - \omega^2)}.$$

Межу цього виразу за умови, $\omega \rightarrow \omega_0$ можна визначити, якщо застосувати до нього правило Лопіталя, диференціювавши чисельник і знаменник на ω . В результаті отримаємо

$$x(t) = \frac{F_0}{2m\omega_0} t \sin \omega_0 t = \frac{F_0}{2m\omega_0} t \cos \left(\omega_0 t - \frac{\pi}{2} \right) \quad (2.13)$$

Наявність множника t в рівнянні (2.13) визначає необмежене зростання амплітуди коливань при $t \rightarrow \infty$. Вираз (2.13) показує також, що при коливальному резонансі система відстає від гармонійної сили на кут $\pi/2$.

Енергія консервативної системи під впливом гармонійної сили записується у вигляді

$$E = \frac{1}{2} \frac{F_0^2}{m^2 (\omega_0^2 - \omega^2)^2} \left[m (\omega_0 \sin \omega_0 t - \omega \sin \omega t)^2 + c (\cos \omega t - \cos \omega_0 t)^2 \right]. \quad (2.14)$$

В результаті отримаємо

$$E = \frac{1}{4} \frac{F^2}{m^2 (\omega_0^2 - \omega^2)^2} \left[m (\omega_0^2 + \omega^2) + 2c + (c - m\omega^2) \times \right. \\ \left. \times \cos 2\omega t - 2(c + m\omega\omega_0) \cos(\omega - \omega_0)t - 2(c - m\omega\omega_0) \cos(\omega + \omega_0)t \right]. \quad (2.15)$$

З виразу (2.14) випливає, що енергія коливань консервативної системи (2.15) складається з постійного члена, що визначається характеристиками самої системи і частотою гармонійної сили, і трьох доданків, що змінюються в залежності від частот 2ω ; $\omega + \omega_0$ і $\omega - \omega_0$.

Енергія системи в резонансному режимі визначається виразом

$$E_{\omega_0} = \frac{1}{16} \frac{F_o^2}{m} \left(2t^2 + 2t \frac{\sin 2\omega_0 t}{\omega_0} + \frac{1 - \cos 2\omega_0 t}{\omega_0^2} \right), \quad (2.16)$$

тобто з плином часу вона нескінченно зростає за квадратичним законом.

2.3. Дослідження динаміки, визначення параметрів та енергії лінійної вібраційної машини на основі дискретної моделі із урахуванням сил опору

Для дослідження динаміки та визначення параметрів та енергії на рух лінійної вібраційної машини на основі дискретної моделі із урахуванням сил опору була прийнята розрахункова схема (рисунок 2.5).

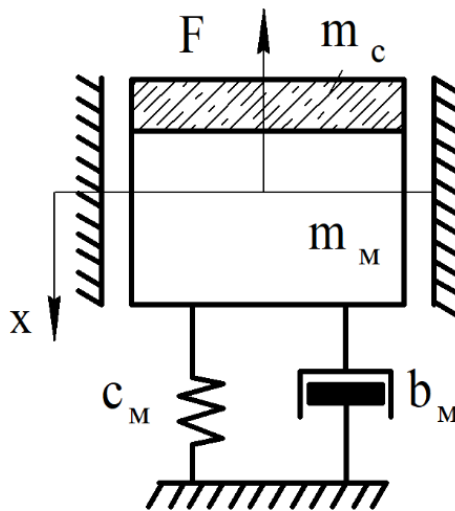


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» із урахування сил опору.

Рух вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» із урахуванням сил опору (рисунок 2.5) описується наведеним вище рівнянням (2.1), яке після поділення на масу системи матиме вигляд:

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{F_0}{m} \cos(\omega t + \varphi), \quad (2.17)$$

де h – коефіцієнт розсіяння енергії: $h = b / 2m$

Загальний розв'язок рівняння (2.17) має такий вигляд:

$$x(t) = e^{-ht} (A_1 \cos \omega_1 t + A_2 \sin \omega_1 t) + x_0 \cos(\omega t - \varphi), \quad (2.18)$$

де коефіцієнти A_1, A_2 вже визначені вище (2.10); x_0 , як і раніше є амплітудою вимушених коливань; φ – фаза між зовнішньою силою і амплітудою вимушених коливань вібраційної системи.

Значення x_0 і φ знаходять після підстановки частинного інтеграла $x_0 \cos(\omega t - \varphi)$ до рівняння (2.17):

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= \frac{F_0}{m\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2}}; \\ \varphi &= \arctg \frac{2h\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

Підставляючи (2.17) в рівняння, A_1, A_2, ω_1, x_0 і φ отримаємо

$$\begin{aligned} x(t) &= e^{-ht} \left(x_0 \cos \omega_1 t + \frac{x_0 h + \dot{x}_0}{\omega_1} \sin \omega_1 t \right) - \\ &- \frac{F_0 e^{-ht}}{m \left[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 k_0^2 \right]} \left[(\omega_0^2 - \omega^2) \cos \omega_1 t + \right. \\ &\left. + \frac{h}{\omega_1} (\omega_0^2 + \omega^2) \sin \omega_1 t \right] + \frac{F_0 \cos(\omega t - \varphi)}{m\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2}}. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Розсіювання енергії пов'язане з ослабленням власних початкових і супутніх коливань за n періодів власних коливань системи $T_1 = 2\pi / \omega_1$ з моменту $T = 0$ (згідно з (2.15)) визначається виразом

$$\begin{aligned} \Delta E_c &= \frac{1}{2} \left\{ m \left(\dot{x}_0 - \frac{2F_0 h \omega^2}{m \left[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2 \right]} \right)^2 + \right. \\ &\left. + c \left(x_0 - \frac{F_0 (\omega_0^2 - \omega^2)}{m \left[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2 \right]} \right)^2 \right\} (1 - e^{-2n}). \end{aligned} \quad (2.21)$$

У виразі (2.20) перший член – це власні початкові коливання, визначені тільки початковими умовами, другий – супутні власні коливання, визначені гармонійною силою, а третій – вимушені коливання. Власні коливання в дисипативній системі швидко загасають [99], і в системі

залишаються тільки вимушені коливання. Графіки коливань в дисипативній системі представлені на рисунок 2.6.

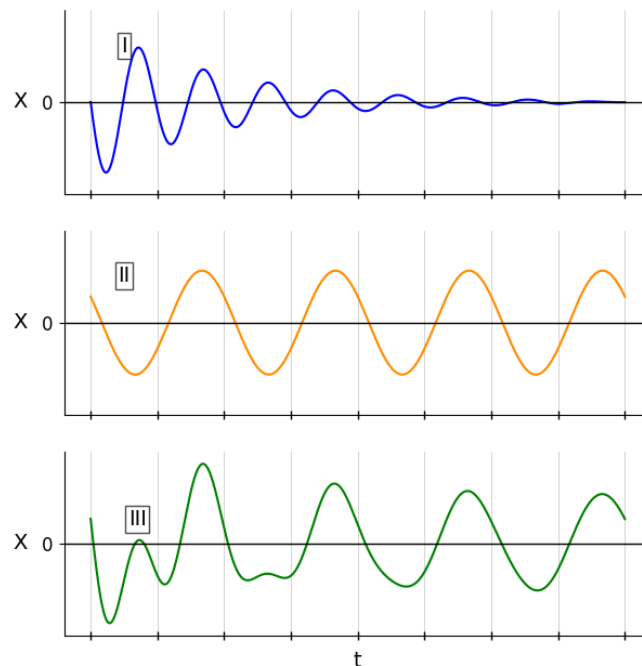


Рисунок 2.6 – Графіки коливань вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» із урахуванням сил опору: *I* – згасаючі; *II* – вимушені; *III* – сумарні коливання.

Розсіювання власних початкових коливань відбувається за рахунок енергії, збереженою системою в момент $t = 0$, а розсіювання супутніх коливань відбувається за рахунок енергії джерела.

При нульових початкових умовах розсіювання енергії, пов'язаної з згасанням власних коливань, знаходять за формулою

$$\Delta E = \frac{F_0^2 \left[4mh^2\omega^2 + c(\omega_0^2 - \omega^2)^2 \right] (1 - e^{-2n})}{2m^2 \left[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2 \right]} \quad (2.22)$$

З плином часу в системі залишаються тільки вимушені коливання, що описуються виразом

$$x(t) = \frac{F_0 \cos(\omega t - \varphi)}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2}} \quad (2.23)$$

Резонанс в дисипативній системі спостерігається на частоті

$$\omega_p = \sqrt{\omega_0^2 - 2h^2} < \omega_0, \quad (2.24)$$

який визначається знаходженням амплітуди екстремуму x_0 як функції частоти ω . Величина амплітуди резонансних коливань

$$x_{0p} = \frac{F_0}{2mh\sqrt{\omega_0^2 - h^2}}. \quad (2.25)$$

Між власними частотами коливань консервативної системи ω_0 , дисипативний ω_p існує наступна залежність: $\omega_p < \omega_1 < \omega_0$. Однак зі слабким демпфуванням (розсіюванням). З $h \approx 0$, різниця в частотах незначна: $\omega_p \approx \omega_1 \approx \omega_0$. Графік зміни амплітуди коливань в залежності від частот за різних значень коефіцієнта розсіювання енергії приведено на рисунку 2.7.

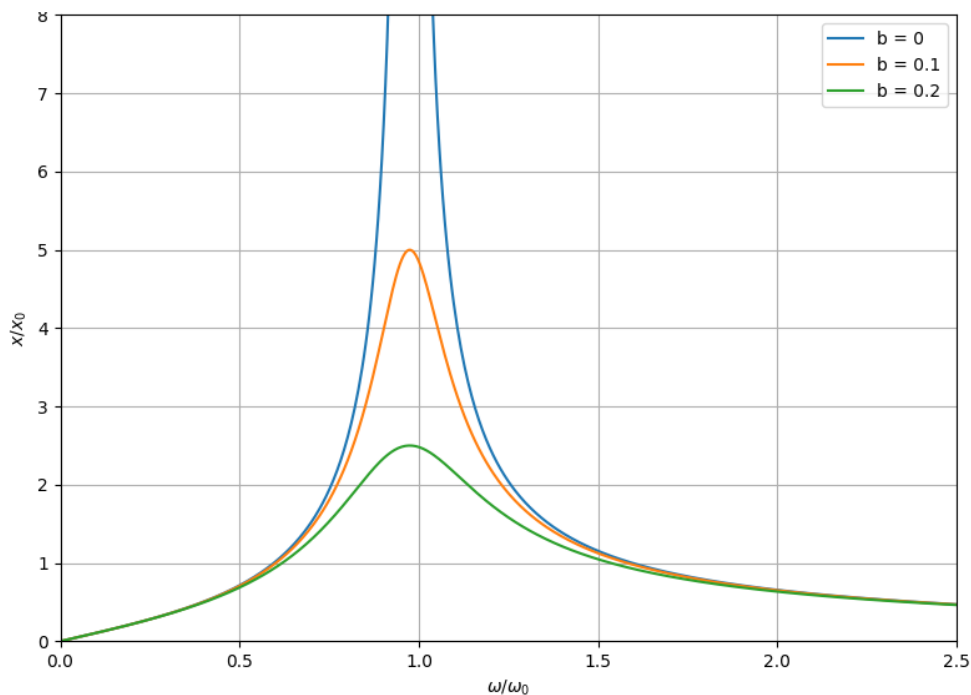


Рисунок 2.7 – Графік зміни амплітуди коливань в залежності від частот за різних значень коефіцієнта розсіювання енергії.

Енергія вимушених коливань дисипативної системи описується виразом

$$E = \frac{F_0^2 \left[\omega_0^2 + \omega^2 + (\omega_0^2 - \omega^2) \cos 2(\omega t - \varphi) \right]}{4m \left[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2 \right]} \quad (2.26)$$

Беручи до уваги рівняння (2.26), можна записати середнє значення енергії вимушених коливань системи із згасанням

$$\bar{E} = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} E dt = \frac{F_0^2 (\omega_0^2 + \omega^2)}{4m \left[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2 \right]}. \quad (2.27)$$

Частота ω , при якій середнє значення енергії $\bar{E}$ буде максимальним, визначається рішенням (2.27) на екстремум ($d\bar{E}/d\omega = 0$). В результаті отримуємо

$$\omega^4 + 2\omega_0^2 \omega^2 + 4h^2 \omega_0^2 - 3\omega_0^4 = 0. \quad (2.28)$$

Позитивне рішення (2.28) діє в тому випадку, коли

$$\omega = \omega_0 \sqrt{(2\sqrt{1-\xi^2} - 1)}, \quad \xi = h / \omega_0. \quad (2.29)$$

Умова (2.29) виконується в $\xi < 0,865$.

Енергія резонансних коливань дисипативної системи з урахуванням виразів (2.24) – (2.26) записується у вигляді

$$E_p = \frac{F_0^2 \left[\omega_0^2 - h^2 (1 + \cos 2\omega_p t) \right]}{4mh^2 (\omega_0^2 - h^2)} \quad (2.30)$$

Середня енергія резонансних коливань

$$\bar{E}_p = \frac{F_0^2}{4mh^2} \quad (2.31)$$

А максимальне його значення $\bar{E}_{p\max} = \infty$ буде при $h = 0$.

Розсіювання енергії, пов'язаної з вимушеними коливаннями, визначається роботою дисипативної сили F_0 , що є для кожного періоду коливань $T = 2\pi / \omega$ визначається виразом

$$\Delta E_T = \int_0^{2\pi/(\omega)} F_n x dt = \int_0^{2\pi/\omega} b x^2 dt \quad (2.32)$$

Підставляючи (2.32) в рівняння, $\dot{x}(t) = -x_0\omega \sin(\omega t - \varphi)$ отримаємо

$$\Delta E_T = \pi b \omega x_0^2 \quad (2.33)$$

Тому при стаціонарних вимушених коливаннях джерело повинно поповнювати енергію в кожному періоді коливань в кількості, що визначається виразом (2.33). При цьому робота гармонійної сили буде записуватися у вигляді

$$A_F = \int_0^{2\pi/\omega} F x dt = \pi F_0 x_0 \sin \varphi \quad (2.34)$$

і повинна дорівнювати енергії, що розсіюється за той же інтервал часу. У резонансі це співвідношення має вигляд $\pi F_0 x_{0p} = \pi b \omega x_{0p}^2$, звідки амплітуда коливань

$$x_{0p} = F_0 / b \omega. \quad (2.35)$$

Графік зміни значень ΔE_T і A_F в залежності від амплітуди вимушених коливань наведено на рисунок 2.8.

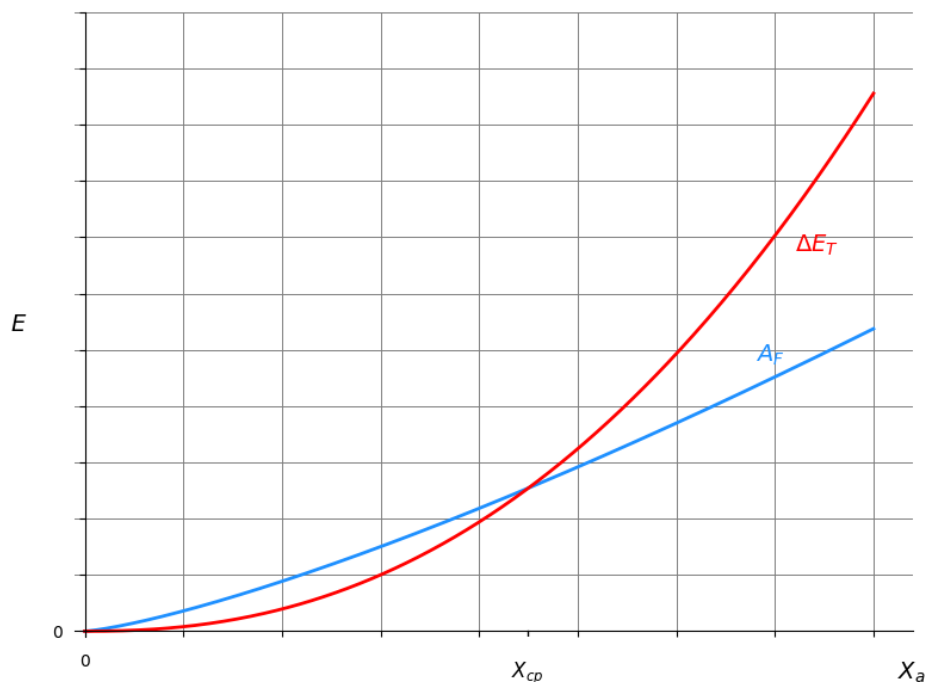


Рисунок 2.8 – Графіки зміни значень ΔE_T і A_F в залежності від амплітуди вимушених коливань.

Підставляючи вираз (2.19) в (2.34), отримаємо залежність гармонійної сили в функції частоти параметрів системи

$$A_F = \frac{2\pi F_0^2 h \omega}{m \left[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2 \right]}. \quad (2.36)$$

Середня потужність, що розвивається джерелом гармонійної сили, визначається співвідношенням

$$P_{num} = \frac{A_F}{T} = \frac{A_F \omega}{2\pi} = \frac{F_0^2 h \omega^2}{m \left[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2 \right]}.$$

Ця потужність при резонансі максимальна:

$$P_{num} = \frac{F_0^2 (\omega_0^2 - 2h^2)}{4mh (\omega_0^2 - h^2)}. \quad (2.37)$$

З отриманого виразу видно, що в разі консервативної системи ($h = 0$) потужність, що розвивається силою змушування в режимі резонансу, приймає нескінченне значення.

2.4. Дослідження динаміки, визначення параметрів та енергії на рух вібраційної машини на основі дискретно-континуальної моделі із урахуванням сил опору

Опис руху вібраційної машини приймається умова, що її параметри (маса, коефіцієнти сил опору і пружності) моделюються дискретними, а бетонної суміші (маса, пружно-інерційні та опір) – розподіленими параметрами [101, 102]. Отже опис руху вібраційної машини із урахуванням руху бетонної суміші здійснюємо на основі дискретно-континуальної моделі. За такого допущення рівняння коливань бетонної суміші приймаємо у вигляді хвильового рівняння континуальної системи:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (2.39)$$

де u – поздовжнє зміщення поточного перетину стовпа бетонної суміші при коливаннях; це зміщення залежить від розташування перерізу (координати z) і від часу t ; c – швидкість розповсюдження хвиль в бетонній суміші (рисунок 2.9).

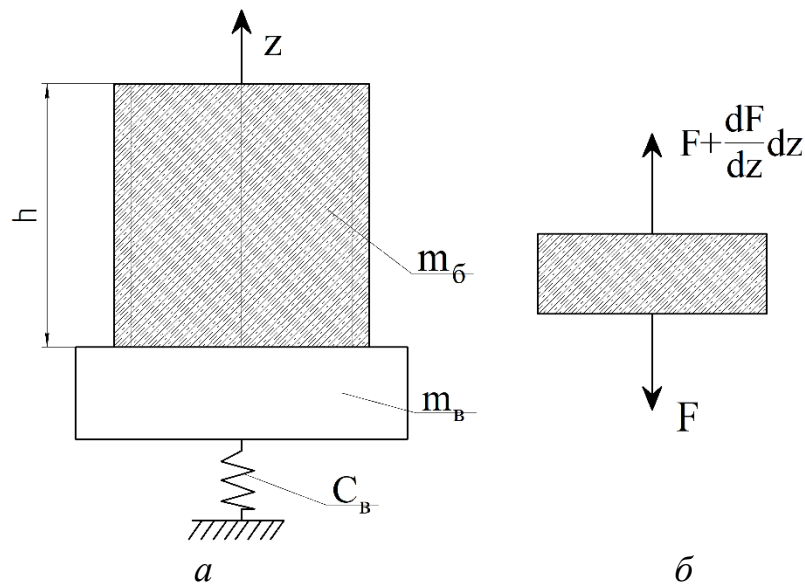


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема вібромайданчика із врахуванням впливу бетонної суміші: *a* – схема; *б* – виділений елемент бетонної суміші.

Співвідношення напружень σ і деформації ε представлений в комплексній формі

$$\sigma = E\varepsilon(1 + i\gamma), \quad (2.40)$$

де i – уявна одиниця, множення на яку еквівалентно зсуву фази між пружною і непружною складовими силами на кут $\frac{\pi}{2}$.

Для введення коефіцієнта γ в рівняння (2.39) розглянемо елемент стовпа бетонної суміші, розташований між двома нескінченно замкнутими ділянками (див. рисунок 2.9).

На нижню грань елемента прикладається сила F , $F = \frac{\partial F}{\partial z} dz$ Якщо ρ – щільність, то маса елемента дорівнює $\rho S dx$, де S – площа поперечного перерізу елемента. Тоді рівняння коливань набуває вигляду

$$-F + \left(F + \frac{\partial F}{\partial z} dz \right) = \rho S dz \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$$

або

$$dz \frac{\partial F}{\partial z} = S \rho dz \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (2.41)$$

Беручи до уваги залежність (2.40), в якій $\varepsilon = \frac{\partial u}{\partial z}$ і оскільки в нашому випадку $S = \text{const}$, хвильове рівняння коливань стовпа бетонної суміші (2.41) буде мати вигляд

$$\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2(1+i\gamma)} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (2.42)$$

Таким чином $u = u(z, t)$ – функція двох змінних; Його визначення і є основним завданням.

Розв'язок рівняння (2.42) знаходять таким чином

$$u(z, t) = \left[C_1 e^{x(\alpha+i\beta)} + C_2 e^{-x(\alpha+i\beta)} \right] e^{i\omega t}, \quad (2.43)$$

де C_1 і C_2 – постійні інтегрування, визначені з граничних умов;

α і β – невідомі значення, що визначаються підстановкою (2.43) в (2.42).

Знайдемо частинні похідні рівності (2.43).

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial z} &= (\alpha + i\beta) \left[C_1 e^{x(\alpha+i\beta)} - C_2 e^{-x(\alpha+i\beta)} \right] e^{i\omega t}; \\ \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} &= (\alpha + i\beta)^2 \left[C_1 e^{x(\alpha+i\beta)} + C_2 e^{-x(\alpha+i\beta)} \right] e^{i\omega t}; \\ \frac{\partial u}{\partial t} &= i\omega \left[C_1 e^{x(\alpha+i\beta)} + C_2 e^{-x(\alpha+i\beta)} \right] e^{i\omega t}; \\ \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= -\omega^2 \left[C_1 e^{x(\alpha+i\beta)} + C_2 e^{-x(\alpha+i\beta)} \right] e^{i\omega t}. \end{aligned} \quad (2.44)$$

Підставляючи (2.44) в (2.42) отримаємо

$$\begin{aligned} (\alpha + i\beta)^2 [C_1 e^{x(\alpha+i\beta)} + C_2 e^{-x(\alpha+i\beta)}] e^{i\omega t} = \\ = \frac{\omega^2}{c^2(1+i\gamma)} [C_1 e^{x(\alpha+i\beta)} + C_2 e^{-x(\alpha+i\beta)}] e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (2.45)$$

Звідки $(\alpha + i\beta)^2 = -\frac{\omega^2}{c^2} \cdot \frac{1}{(1+i\gamma)}$

Розрізнімо в (2.45) дійсну і уявну частини, для яких знаходимо

$$\alpha^2 - \beta^2 + 2\alpha\beta i = -\frac{\omega^2}{c^2} \cdot \frac{(1-i\gamma)}{(1+i\gamma)}$$

або

$$\alpha^2 - \beta^2 + 2\alpha\beta i = -\frac{\omega^2}{c^2} \cdot \frac{1}{(1+\gamma^2)} + i \frac{\omega^2}{c^2} \cdot \frac{\gamma}{(1+\gamma^2)},$$

звідки

$$\begin{aligned} \alpha^2 - \beta^2 &= -\frac{\omega^2}{c^2} \frac{1}{(1+\gamma^2)} \\ 2\alpha\beta &= \frac{\omega^2}{c^2} \frac{\gamma}{(1+\gamma^2)} \end{aligned}$$

Розв'язуючи останні два вирази разом, знаходимо

$$\alpha = \mu \frac{\omega}{c}; \beta = \gamma \frac{\omega}{c}, \quad (2.46)$$

де

$$\mu = \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}-1}{2(1+\gamma^2)}}; \nu = \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}+1}{2(1+\gamma^2)}}$$

Таким чином, ми отримали аналітичний вираз коефіцієнтів μ і ν з урахуванням впливу непружних опорів на динаміку досліджуваної системи.

Для вирішення рівняння (2.42) визначимо граничні умови, що виникають з розгляду діючих сил в досліджуваній системі (рисунок 2.1, а): при $z=0$

$$F_0 e^{i\omega t} - m_\epsilon \ddot{u}(t, 0) - C_\epsilon u(t, 0) = F(t, 0); \quad (2.47)$$

при $z=h$

$$F(t, h) = 0 \quad (2.48)$$

де

$$F(t, 0) = P_0 S = E \varepsilon_0 (1 + i\gamma) S; \quad (2.49)$$

P_0 – Тиск бетонної суміші в контактній зоні при $x=0$

$\varepsilon_0 \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)_{z=0}^u$ – відносна деформація бетонної суміші в контактній зоні

Знайдемо значення діючих сил $F(t, 0)$ з урахуванням (2.44).

$$\begin{aligned} F(t, 0) &= ES(1 + i\gamma) \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)_{x=0} = \\ &= ES(1 + i\gamma) \left[C_1 e^{x(\alpha + i\beta)} - C_2 e^{-x(\alpha + i\beta)} \right]_{x=0}^{(\alpha + i\beta)} e^{i\omega t} = \\ &= ES(1 + i\gamma) e^{i\omega t} (C_1 - C_2)(\alpha + i\beta) = ES \frac{C_2 - C_1}{\alpha + i\beta} k^2 e^{i\omega t} \end{aligned}$$

Враховуючи, що

$$E = c^2 \rho; k^2 = \frac{\omega^2}{c^2}; \rho sh = m_\epsilon \quad (2.50)$$

отримуємо

$$F(t, 0) = \rho c^2 S \frac{(C_1 - C_2) \omega^2}{(\alpha + i\beta) c^2} e^{i\omega t},$$

або в остаточному вигляді

$$F(t, 0) = \frac{m_\epsilon \omega^2}{h} (C_2 - C_1) \frac{e^{i\omega t}}{(\alpha + i\beta)} = -\frac{m_\epsilon \omega^2}{h} \cdot \frac{e^{i\omega t}}{(\alpha + i\beta)} (C_1 - C_2). \quad (2.51)$$

Введемо позначення

$$h(\alpha + i\beta) = \delta \quad (2.52)$$

Підставляючи (2.43), (2.44), (2.51) і (2.52) в граничні умови (2.47) і (2.48) і з урахуванням (2.52) отримаємо систему алгебраїчних рівнянь для знаходження констант інтегрування C_1, C_2

$$F_0 e^{i\omega t} + m_{\epsilon} (C_1 + C_2) \omega^2 e^{i\omega t} - C_{\epsilon} (C_1 + C_2) e^{i\omega t} = \frac{m_{\epsilon} \omega^2}{h} \frac{e^{i\omega t}}{(d + i\beta)} (C_1 - C_2);$$

або, яка після спрощення набуває наступного вигляду

$$\left(C_{\epsilon} + \frac{m_{\epsilon} \omega^2}{\delta} - m_{\epsilon} \omega^2 \right) C_1 + \left(C_{\epsilon} - \frac{m_{\epsilon} \omega^2}{\delta} - m_{\epsilon} \omega^2 \right) C_2 = F_0 \quad (2.53)$$

Щоб визначити C_1 і C_2 та перетворити визначник системи (2.53)

$$\begin{aligned} \Delta &= \left(C_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2 + \frac{m_{\epsilon} \omega^2}{\delta} \right) e^{-\delta} - \left(C_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2 - \frac{m_{\epsilon} \omega^2}{\delta} \right) e^{\delta} = \\ &= e^{-\delta} \left[(C_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2) + (C_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2) \frac{m_{\epsilon}}{\delta} - \frac{m_{\epsilon}^2 \omega^2}{\delta^2} \right] - \\ &\quad - e^{\delta} \left[(C_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2) + (C_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2) \frac{m_{\epsilon}}{\delta} - \frac{m_{\epsilon}^2 \omega^2}{\delta^2} \right] \\ &= -(C_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2) (e^{\delta} - e^{-\delta}) + (e^{\delta} + e^{-\delta}) - \\ &\quad - (C_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2) \frac{m_{\epsilon}}{\delta} (e^{\delta} + e^{-\delta}) + \frac{m_{\epsilon} \omega^2}{\delta^2} (e^{\delta} - e^{-\delta}) = \\ &= 2ch\delta \left\{ -(C_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2) + \frac{m_{\epsilon}^2 \omega^2}{\delta^2} \operatorname{ch} \delta - \frac{m_{\epsilon}}{\delta} (C_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2) \right\}. \end{aligned}$$

Тоді ми отримаємо, що C_1 і C_2

$$C_1 = \frac{F_0}{\Delta} \left(\frac{m_{\epsilon}}{\delta} \right) e^{-\delta}; C_2 = -\frac{F_0}{\Delta} \left(\frac{m_{\epsilon}}{\delta} \right) e^{\delta}. \quad (2.54)$$

Підставляючи значення констант інтегрування (2.54) в (2.43), отримаємо загальний розв'язок диференціального рівняння, що дає змогу визначити зміщення будь-якого елемента системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш»

$$u(z, t) = - \left[\left(\frac{m_{\epsilon}}{\delta} \right) e^{(h-x)(\alpha+i\beta)} - \left(\frac{m_{\epsilon}}{\delta} \right) e^{-(h-x)(\alpha+i\beta)} \right] \frac{e^{i\omega t}}{\Delta} F_0. \quad (2.55)$$

Для встановлення руху вібромайданчика з урахуванням фізико-механічних властивостей бетонної суміші знайдемо аналітичний вираз її амплітуди коливань. Для цього в загальному рівнянні (2.55) приймаємо, що $z = 0$, тобто умову розгляду руху контактної зони вібромайданчика і бетонної суміші.

За такої умови (2.55) буде мати вираз:

$$u(0,t) = -\frac{2ch\delta}{\Delta\delta} F_0 m_\epsilon e^{i\omega t} \quad (2.56)$$

де

$$\Delta\delta = -2ch\delta \left\{ \left[(C_\epsilon - m_\epsilon \omega^2) - \frac{m_\epsilon^2 \omega^2}{\delta^2} \right] \delta ch\delta + m_\epsilon (C_\epsilon - m_\epsilon \omega^2) \right\} \quad (2.57)$$

або із урахуванням (2.57):

$$U(0,t) = \frac{F_0 m_\epsilon e^{i\omega t}}{m_\epsilon \left[(C_\epsilon - m_\epsilon \omega^2) + \frac{-m_\epsilon^2 \omega^2}{\delta^2} \right] \delta sh\delta}. \quad (2.58)$$

Для визначення амплітуди коливань вібромайданчика необхідно розкрити в (2.58) дійсну і уявну частини

$$u(0,t) = A_1 + iA_2 \quad (2.59)$$

Можна показати, що

$$\frac{\operatorname{ch} \delta}{\delta} = b + ia; \quad \delta \operatorname{ch} \delta = a + ib, \quad (2.60)$$

де

$$a_1 = \frac{\alpha sh 2\alpha h + \beta \sin 2\beta h}{h(\alpha^2 + \beta^2)(ch 2\alpha h + \cos 2\beta h)}; d_1 = \frac{\alpha \sin 2\beta h - \beta sh 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)(ch 2\alpha h + \cos 2\beta h)}. \quad (2.61)$$

Тоді вираз (2.58) з урахуванням коефіцієнтів (2.61) запишеться наступним чином

$$X_0 = \frac{F_0}{\sqrt{\left[(C_{\epsilon} - m_{\epsilon} \omega^2) - m_{\epsilon} \omega^2 a_1 \right]^2 + (m_{\epsilon} \omega^2 d_1)^2}} \quad (2.62)$$

Як випливає з виразу (2.62), амплітуда коливань робочого органу вібротрансмісника залежить від значень мас, $m_0, m_{\epsilon.c}$ коефіцієнтів a_1, d_1 і C_{ϵ} . Величина C_{ϵ} невелика, і її значенням можна знехтувати в стаціонарному режимі. Отже, формулу (2.62) можна представити у вигляді

$$x_0 = \frac{F_0}{\sqrt{(m_0 \omega^2 + m_{\epsilon.c} \omega^2 a_1)^2 + (m_{\epsilon.c} \omega^2 d_1)^2}} \quad (2.63)$$

Порівнюючи графіки, побудовані за рівністю (2.62) (рисунок 2.10, а), розрахованих за залежностями (2.61) (рисунок 2.10, б), можна виявити фізичний зміст цих коефіцієнтів і їх вплив на амплітуду коливань. Для цього додатково використовуємо відомий в теорії коливань вираз для визначення сумарного опору будь-якої системи

$$R = \sqrt{\left[C_{\text{екв}} - m_{\text{екв}} \omega^2 \right]^2 + (C_{\text{екв}} \gamma)^2}, \quad (2.64)$$

де $C_{\text{екв}}$ – еквівалентна пружність бетонної суміші;

$m_{\text{екв}}$ – еквівалентна маса бетонної суміші, що коливається в формі вібротрансмісника.

Фізичний сенс виразу (2.64) полягає в тому, що сумарний опір коливання можна представити у вигляді трьох сил опору: пружної $R_{\text{пр.}} = C_{\text{екв}} \cdot x_0$, інерційної $R_{\text{ін.}} = m_{\text{екв}} x_0 \omega^2$ і дисипативної $R_0 = C_{\text{екв}} \gamma x_0$, які зручно розглядати як проекції сил, $R_{\text{пр.}}, R_{\text{ін.}}, R_0$, що утворюють незмінну систему векторів, що обертаються як єдине ціле з кутовою швидкістю ω щодо центру обертання під дією сили F_0 (рисунок 2.11).

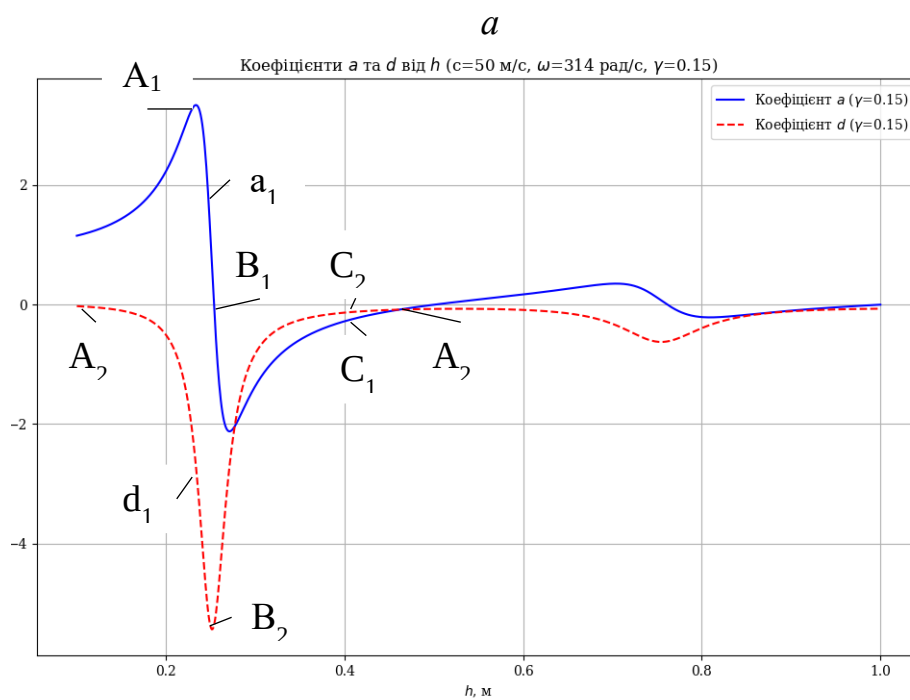
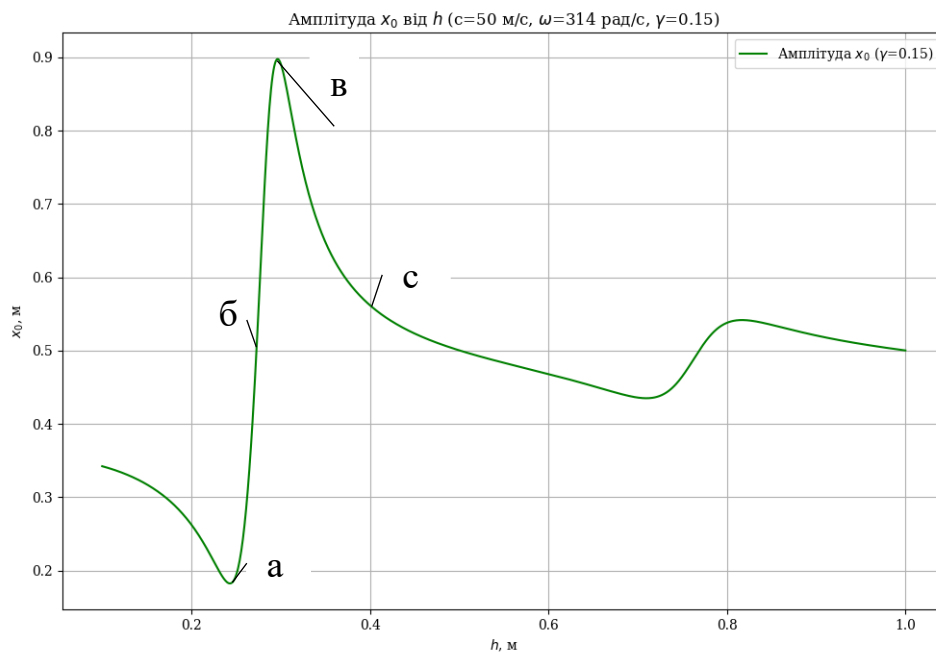


Рисунок 2.10 – Залежність співвідношення амплітуд коливань x/x_0 і коефіцієнтів опору a_1 , d_1 від висоти стовпа бетонної суміші h .

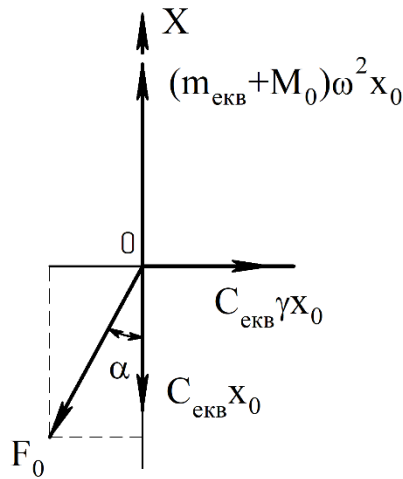


Рисунок 2.11 – Векторна діаграма сил.

Як впливає з рисунку 2.10, б коефіцієнт d_1 в розглянутому діапазоні висот від 0 до 1 м не змінює свого знаку, внаслідок чого вираз, в який входить цей коефіцієнт, завжди прагне до зменшення амплітуди коливань. Тобто добуток виразу $m_{\sigma.c.} \omega^2 d_1$ на переміщення X_0 , і є дисипативним опором. Коефіцієнт a_1 має діапазон позитивних і негативних значень. Це дозволяє зробити висновок, що величина, $m_{\sigma.c.} \omega^2$ помножена на коефіцієнт a_1 є підкореневий вираз $(C_{екв} - m_{екв} \omega^2)$ рівності (2.64). Адже в залежності від числових значень цей вираз може мати як позитивні, так і негативні значення. Таким чином, беручи до уваги вираз (2.64) і векторне представлення сил (рисунок 2.11), формулу амплітуди коливань з (2.63) з метою оцінки сил, що впливають на її величину, можна представити у вигляді

$$X_o = \frac{F_0}{\sqrt{[C_{екв} - (m_{екв} + m_0)(\omega)^2]^2 + (C_{екв} \gamma)^2}}, \quad (2.65)$$

де

$$\begin{aligned} C_{\text{екв}} - m_{\text{екв}} \omega^2 &= m \omega^2 a_1; \\ C_{\text{екв}} \gamma &= m \omega^2 d_1. \end{aligned} \quad (2.66)$$

Формули (2.65) та (2.66) в поєднанні з рисунками 2.10 і 2.11 дають можливість розкрити фізичну картину процесу впливу віброуючої бетонної суміші на динаміку вібромайданчика. Тепер порівняємо графіки зміни $x/x_0 = f(h)$ та $a_1, d_1 = f(h)$ із зміною векторів сил (рисунок 2.10). Із рисунку видно, що при зміні висоти стовпа бетонної суміші до 0.1 м (відношення маси бетонної суміші $m_{\text{б.с.}}$ до маси вібромайданчика m_0 приймається постійним) амплітуда коливань зменшується за рахунок збільшення інерційних сил опору $m_{\text{б.с.}} \omega^2 a_1$ (знак виразу $m_{\text{б.с.}} \omega^2 a_1$ збігається зі знаком $m_0 \omega^2$). Величина коефіцієнта a_1 невелика, що свідчить про невеликий вплив дисипативних сил, висоти $h = 0.1$ м. Те ж саме впливає з формул (2.65) та (2.66) і з векторної діаграми (рисунок 2.11). За умови, що $C_{\text{екв}} \leq m_{\text{екв}} \omega^2$, і $C_{\text{екв}} \gamma \rightarrow 0$ виходить, що кут $\alpha \rightarrow 0$. Тоді зовнішня сила F_0 буде врівноважувати інерційну силу $(m_{\text{екв}} + m_0) \omega^2$, зі зростанням якої амплітуда коливань зменшується. Збільшення висоти до $h = 0.2$ м приводить до значного збільшення коефіцієнтів a_1 і d_1 , а отже, і до збільшення сил інерційного і дисипативного опору, що зменшує амплітуду коливань. У точках *a* і *в* (див. рисунок 2.10, а), точках A_1 і B_1 (див. рисунок 2.10, б) відбувається перегин кривих. Амплітуда коливань зростає, що пояснюється зменшенням дисипативних сил і наближенням інерційних сил до сил пружності, внаслідок чого результуюча сила зменшується. У точці B_1 $m_{\text{екв}} \omega^2 = C_{\text{екв}}$ і $m \omega^2 a_1 = 0$ час резонансу системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» ще не відбувся, на відміну від системи з одним ступенем свободи, де при рівності пружних і інерційних сил амплітуда коливань обмежена тільки дисипативною силою. Дійсно, у звичайній коливальній системі амплітуда коливань визначається формулою (2.67)

$$x_o = \frac{F_0}{\sqrt{(C_0 - m_0 \omega^2)^2 + (C_0 \gamma)^2}} \quad (2.67)$$

При $C_0 = m_0 \omega^2$ (резонанс), амплітуда коливань визначається формулою:

$$x_{рез.} = \frac{F_0}{C_0 \gamma} \quad (2.68)$$

У нашому випадку резонанс настає при $F_0 = C_{екв} \gamma x_o$ і $m_0 > m_{б.с.}$. Залежністю $C_{екв} = (m_{екв} + m_0) \omega^2$ пояснюється той факт, що максимальне збільшення амплітуди коливань (навколо резонансний режим) (див. рисунок 2.10, а) не відбувається при рівності $C_{екв} = m_{екв} \omega^2$ (точка B_1 , див. рисунок 2.10, б), тобто $m \omega^2 a_1 = 0$ коли сума сил опору $m \omega^2 a_1$ дорівнює $m \omega^2 d_1$, що відповідає максимальному збільшенню амплітуди коливань (точка c , див. рисунок 2.10, а). Починаючи з точки c , коливання зменшуються за рахунок збільшення сил опору. При цьому до точки c значення амплітуди перевищує її значення, яке вона мала при відсутності бетонної суміші. Пояснюється це тим, що, як впливає зі зміни кривої $a = f(h)$ на даній ділянці, $C_{екв} > m_{екв} \omega^2$. Тобто пружні сили бетонної суміші хоч і зменшуються, але все ж більше інерційних сил опору. У точці A_2 відбувається рівність пружних і інерційних сил, дисипативні сили дуже малі, і в цей момент за умови $C_{екв} = m_{екв} \omega^2$ і $C_{екв} \gamma \rightarrow 0$ амплітуда вібромайданчика визначається формулою:

$$x_o = \frac{F_0}{m_0 \omega^2}. \quad (2.69)$$

Збільшення висоти стовпа бетонної суміші $h > 0,4$ призводить до збільшення інерційних сил (коефіцієнт a_1 має позитивне значення (див. рисунок 2.10, б), в результаті чого амплітуда коливань зменшується. Зміна

хвильових коефіцієнтів a_1 і d_1 , за різних значень коефіцієнта опору наведена на рисунку 2.12.

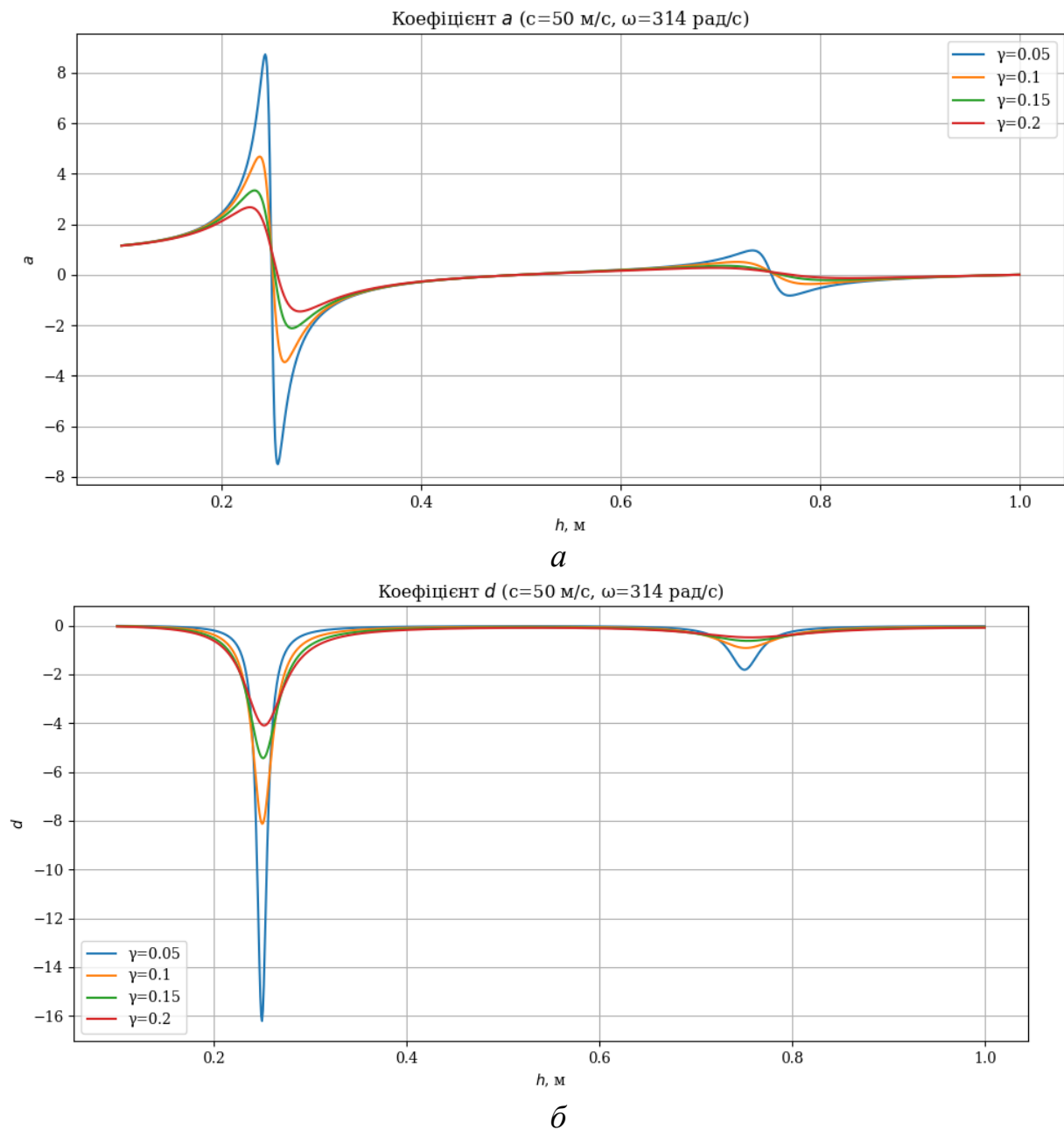


Рисунок 2.12 – Зміни хвильових коефіцієнтів a_1 і d_1 в залежності від висоти стовпа бетонної суміші для різних значень коефіцієнтів розсіювання енергії: a_1 – коефіцієнт, що враховує пружно-інерційні властивості; d_1 – коефіцієнт, що враховує дисипативні властивості.

Здійснені розрахунки зміни амплітуди коливань вібромайданчика від висоти стовпа суміші для різних значень коефіцієнта опору, розраховані за формулою (2.62) наведені на рисунку 2.13.

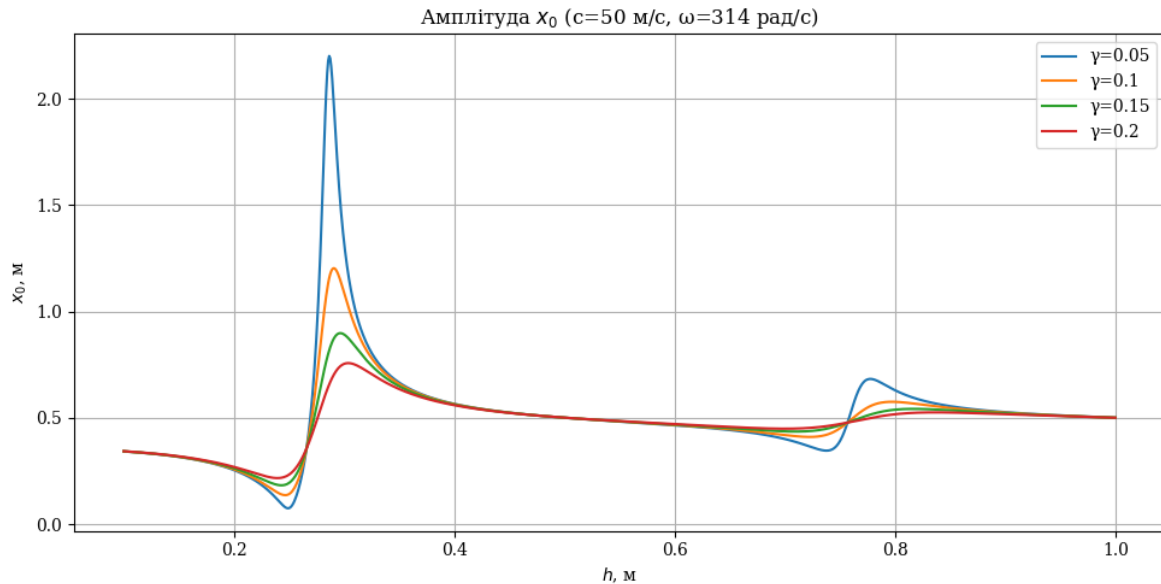
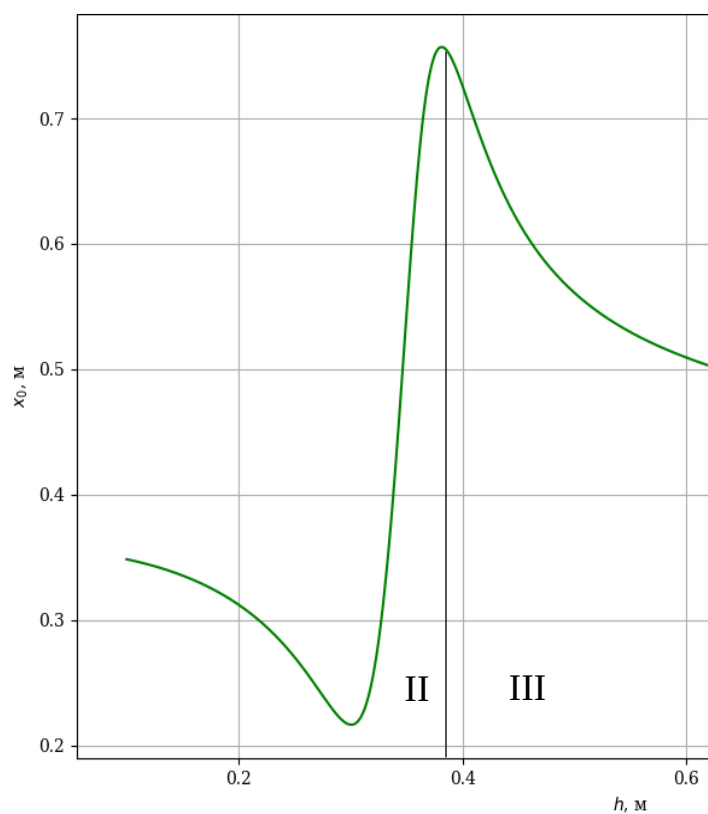


Рисунок 2.13 – Графіки зміни амплітуди коливань вібромайданчика від висоти стовпа суміші для різних значень коефіцієнта опору.

Характерною зоною значного збільшення амплітуди коливань є висота стовпа бетонної суміші в межах $h=0.25 \dots 0.30$ м в рамках прийнятої в розрахунках швидкості розповсюдження хвиль в бетонній суміші $c=50$ м/с. Для оцінки зміни амплітуди коливань вібромайданчика за допомогою векторної діаграми приведено (рисунок 2.14), який наглядно ілюструє спільний рух вібромайданчика із впливом бетонної суміші в різних зонах руху і зміни при цьому амплітуди в залежності від висоти.



a

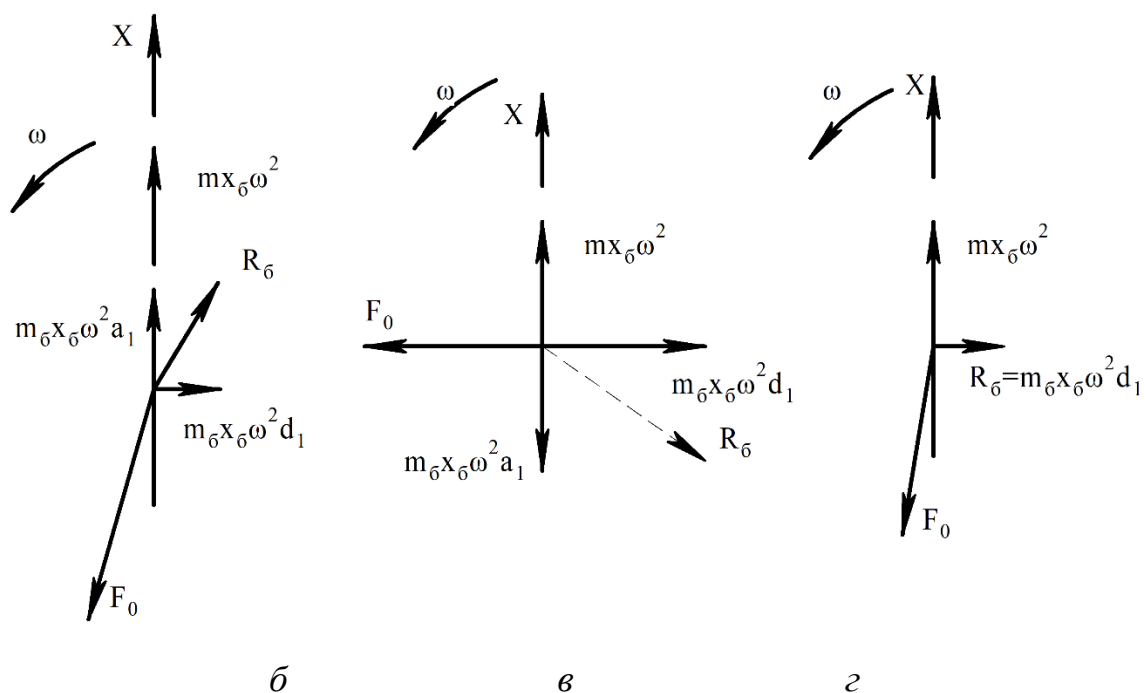


Рисунок 2.14 – Графіки зміни амплітуди коливань вібромайданчика (*a*) та векторної діаграми в зонах: *б* – I($h=0,2$); *в* – I($h=0,4$); *г* – III($h>0,4$).

З виразу (2.62) можна отримати формулу для визначення амплітуди коливань ненавантаженого вібротомодуля (m₀=0)

$$X_0 = \frac{F_0}{C_0 - m_0 \omega^2} \quad (2.70)$$

Якщо у формулі (2.70) врахувати коефіцієнт дисипативного опору вібротомодуля, то отримаємо вираз для визначення амплітуди коливань ненавантаженого вібротомодуля, подібний формулі (2.19):

$$X_0 = \frac{F_0}{\sqrt{[C_0 - m_0 \omega^2]^2 + (\omega^2 d_1)^2}} \quad (2.71)$$

Для визначення тиску бетонної суміші в зоні контакту залежність для напруження σ напишемо вираз сили бетонної суміші в зоні контакту із вібротомодулем:

$$\begin{aligned} F_{\sigma.c.k.}(0,t) &= ES(1+i\gamma) \frac{\partial u}{\partial z} \Big|_{z=0} = ES(1+i\gamma) \left[\frac{(C_2 - C_1)}{(\alpha + i\beta)e^{i\omega t}} \right] = \\ &= ES \left[\frac{(C_2 - C_1)}{(\alpha + i\beta)e^{i\omega t}} \right] = -\frac{m\omega^2}{h} \left[(C_1 - C_2) \frac{e^{i\omega t}}{(\alpha + i\beta)} \right] \end{aligned} \quad (2.72)$$

Тоді слідуючи наведеному вище методу визначення амплітуди коливань в залежності (2.47) та (2.61) отримаємо вираз:

$$F_{\sigma.c.k.}(0,t) = m_{\sigma.c.} X_0 \omega^2 \sqrt{a_1^2 + d_1^2} \quad (2.73)$$

Якщо розділити (2.73) на площу перетину суміші S, отримаємо вираз динамічного тиску, який здійснює бетонна суміш на вібротомодуль:

$$p_{\sigma.c.} = \frac{m_0 \omega^2 X_0}{S} \sqrt{a_1^2 + d_1^2} \quad (2.74)$$

Розрахунки за формулою (2.74) дали можливість встановити закономірність зміни динамічного тиску суміші в контактній зоні вібротомодуля (рисунок 2.11).

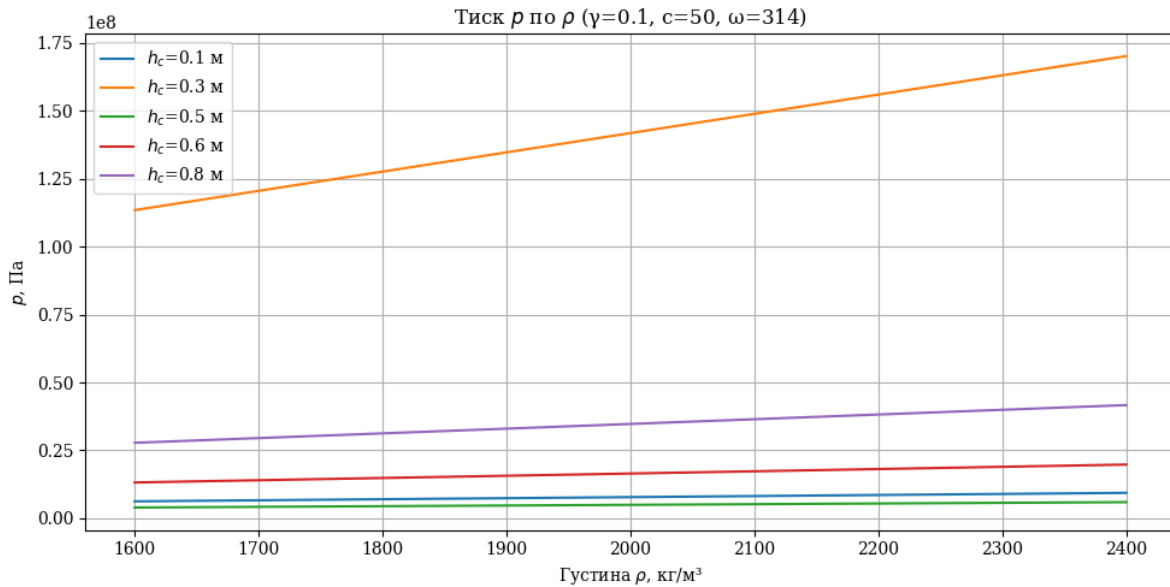


Рисунок 2.15 – Зміна динамічного тиску суміші в контактній зоні вібромайданчика в залежності від густини бетонної суміші.

Як слідує із наведених графіків, характер зміни тиску від густини бетонної суміші є лінійним, разом з тим цей характер для різних висот є різним, що варто враховувати при визначенні раціональних параметрів. Для визначення енергії на коливання континуального дисипативного середовища необхідно враховувати енергію не тільки на хвилеутворення, а на згасання хвилі, що і передбачено залежностями (2.46). Тобто задача зводиться до визначення енергії, яка необхідна для ущільнення бетонної суміші. Тоді енергія (наприклад, в контактній зоні вібромайданчика із бетонною сумішшю), для одного періоду коливань $T = 2\pi / \omega$:

$$E_{y.k.z.} = \int F_{\bar{c}.c.k.} \dot{x} \sin \alpha \cos \omega t dt, \quad (2.75)$$

де $F_{\bar{c}.c.k.}$ – складова загальної сили, що здійснює роботу; α – кут зсуву цієї сили відносно переміщення z ; $\dot{x}$ – швидкість коливань вібромайданчика.

Складова сили визначається із векторної діаграми (рисунок 2.16), як проекція на горизонтальну вісь :

$$F_0 \sin \alpha = m_o x_o \omega^2 d_1 \quad (2.76)$$

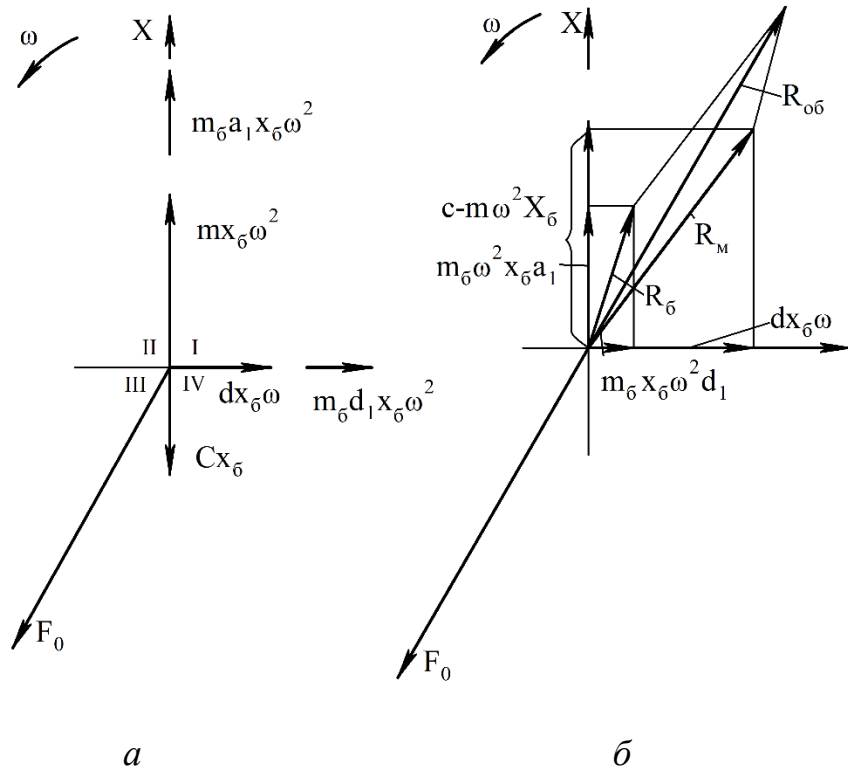


Рисунок 2.16 – Векторна діаграма сил системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш»: *a* – загальна; *б* – спільне розподілення сил в системі.

Тоді вирішуючи (2.75) отримаємо:

$$E_k = \pi m_{\bar{o}} x_0^2 \omega^3 d_1. \quad (2.77)$$

Якщо взяти введений до маси $m_{\bar{o}}$ вираз енергії то отримаємо:

$$\bar{E}_k = \pi x_0^2 \omega^3 d_1. \quad (2.78)$$

Цей вираз відрізняється від отриманого для пружного середовища коефіцієнтом d_1 :

$$d_1 = \frac{\alpha \sin 2\beta h - \beta \sin 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)[ch2\alpha h + \cos 2\beta h]}, \quad (2.79)$$

де h – висота (або довжина), в напрямку якої розповсюджується хвиля.

При розрахунку енергії прийнято, що енергія надходить в систему в результаті обертання невірноваженої маси дебалансів. З таких передумов

рівняння енергетичного балансу вібраційного майданчика можна записати таким чином:

$$E = E_1 + E_2 + E_3 + E_4, \quad (2.80)$$

де E – енергія, що надходить в систему;

E_1 – енергія, що витрачається на подолання сил опору повітря площею вібромайданчика в плані, під час вібрації;

E_2 – енергія на подолання внутрішнього тертя в пружних елементах вібромайданчика;

E_3 – енергія на ущільнення бетонної суміші;

E_4 – енергія на подолання внутрішнього тертя в підшипникових вузлах вібромайданчика.

Раніше отримані залежності для визначення енергії на коливання консервативної системи (2.14–2.16) (2.21–2.22), (2.26), (2.27) та (2.30), як власне і дискретно-континуальної моделі із урахуванням сил опору (2.79) засвідчують, що джерело повинно поповнювати енергію в кожному періоді коливань в кількості визначеними вище формулами.

Потужність двигуна, витрачена на подолання сил опору повітря при коливанням вібромайданчика, визначається за формулою

$$P_1 = F_{o.пов.} \cdot v_{\max} \quad (2.81)$$

де $F_{o.пов.}$ – сила опору;

$v_{\max}$ – максимальна швидкість коливань, що дорівнює $X_o \cdot \omega$;

$$F_{o.пов.} = 1,28 \rho_{пов.} \frac{S \cdot v_{\max}^2}{2} \quad (2.82)$$

де $\rho_{o.пов.}$ – щільність маси повітря ($\rho_{o.пов.} = 0.125$); S – площа вібромайданчика в плані, м²; X_o – амплітуда коливань, м; ω – кутова частота, с⁻¹.

Підставляючи значення досліджуваної вібраційної платформи, отримуємо, що потужність, витрачена на подолання сил опору повітря, є дуже незначною величиною, рівною 0.6 Вт.

E_2 – енергію, витрачену на подолання внутрішнього тертя пружних елементів ділянки, можна визначити наступним чином:

$$P_2 = \frac{E_n}{T} = E_n f = \frac{C_{np} \cdot X_o^2}{2} f \quad (2.83)$$

де E_n – потенційна енергія пружини; f_b – частота вимушених коливань; C_{np} – жорсткість пружини; X_o – амплітуда вимушених коливань.

E_3 – енергія, що витрачається на ущільнення бетонної суміші визначається за формулою (2.77).

Отриманий графік залежності енергії, що витрачається на ущільнення бетонної суміші розрахований за формулою (2.77) приведено на рисунках 2.17–2.20.

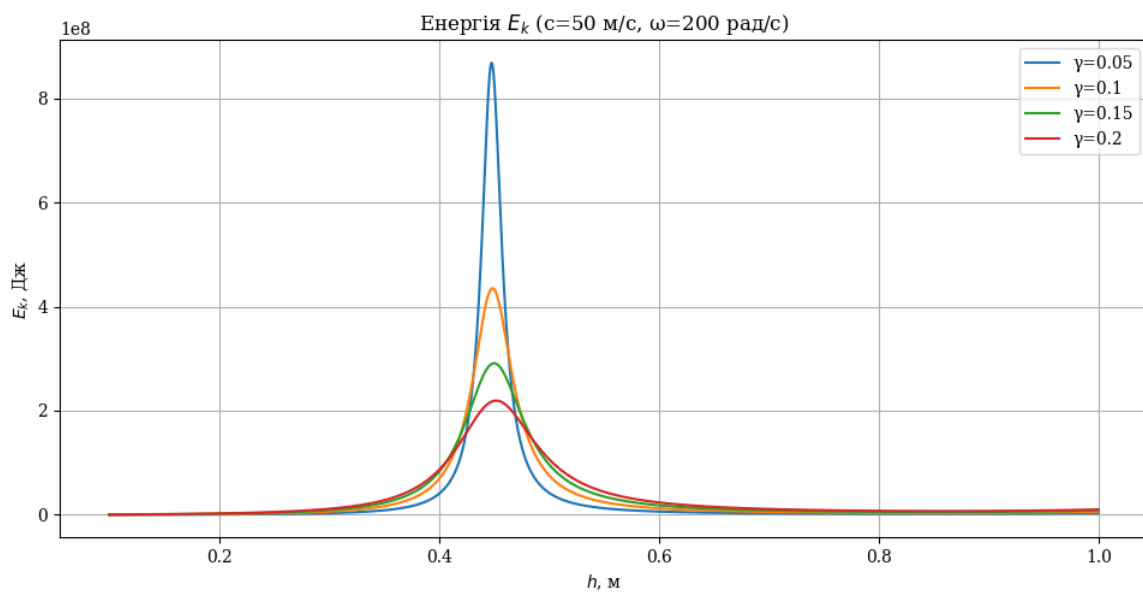


Рисунок 2.17 – Залежність зміни енергії, що витрачається на ущільнення бетонної суміші її різної висоти. $\omega = 200 \text{ с}^{-1}$;

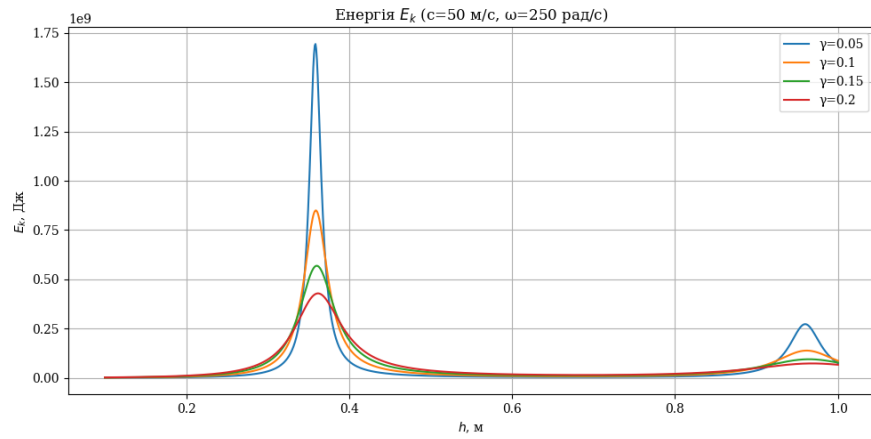


Рисунок 2.18 – Залежність зміни енергії, що витрачається на ущільнення бетонної суміші її різної висоти. $\omega = 250 \text{ c}^{-1}$.

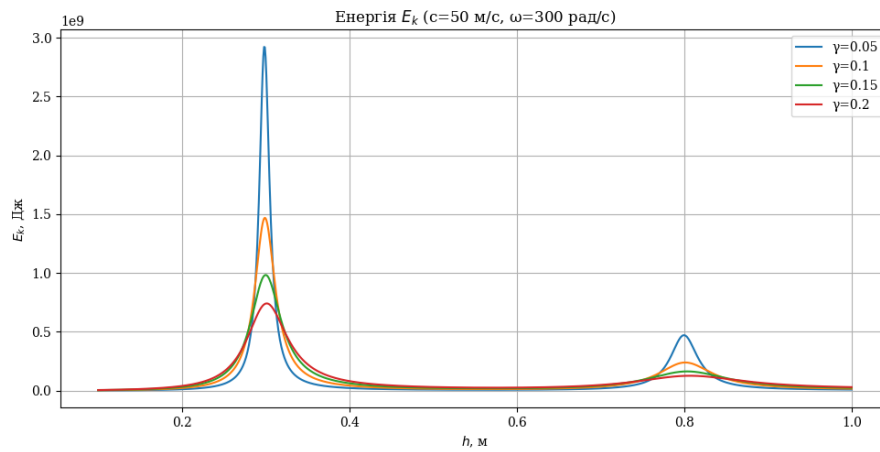


Рисунок 2.19 – Залежність зміни енергії, що витрачається на ущільнення бетонної суміші її різної висоти. $\omega = 300 \text{ c}^{-1}$.

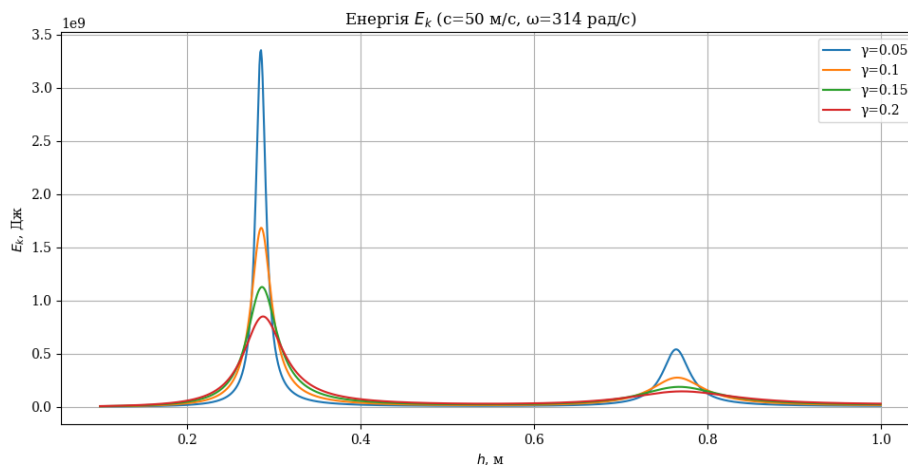


Рисунок 2.20 – Залежність зміни енергії, що витрачається на ущільнення бетонної суміші її різної висоти. $\omega = 314 \text{ c}^{-1}$

Повний розрахунок енергії, що витрачається на коливання вібраційної системи за (2.80) потребує деяких числових даних, що мають бути отримані експериментальним шляхом.

2.5. Висновки по розділу

1. За умови, що частота вимушених коливань ω менше частоти власних коливань ω_0 , $\omega < \omega_0$ амплітуда вимушених коливань x_0 знаходиться в одній фазі із зовнішньою силою F_0 , яка із складовою сил інерції системи врівноважується силами пружності. Тобто система знаходиться у до резонансній зоні.
2. За умови рівності частоти вимушених коливань, ω і власних. $\omega_0 : \omega = \omega_0$ в системі виникає резонанс, що дозволяє отримувати коливання системи з великими амплітудами при мінімальних значеннях амплітуди зовнішньої сили.
3. За умови, що частота вимушених коливань ω більше частоти власних коливань ω_0 , $\omega > \omega_0$, амплітуда вимушених коливань x_0 знаходиться в протилежній фазі із зовнішньою силою F_0 , яка із силами пружності врівноважується силами інерції системи. Тобто система знаходиться в за резонансній зоні, а вимушені коливання збігаються по фазі з силою, що змушує, а при $\omega > \omega_0$ перебувають у протилежній фазі.
4. Отримані аналітичні залежності для визначення енергії на коливання консервативної системи (2.14–2.16), (2.21–2.22), (2.26), (2.27) та (2.30), як власне і дискретно-континуальної моделі із урахуванням сил опору (2.77) дозволили встановити закономірності зміни енергії на коливання вібротомодуля із врахуванням впливу бетонної суміші.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІБРАЦІЙНОГО МАЙДАНЧИКА ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ СУМІШЕЙ

3.1. Сучасні методи експериментальних дослідження енергетичних показників робочого процесу вібраційних коливань

На сьогоднішній день для дослідження енергії використовуються декілька методів, які відрізняються один від одного підходами до визначення та прийнятим типом математичної моделі, що відображає поведінку вібраційної системи [51, 52, 53, 103, 104]. Так, фазовий метод заснований на визначенні кута зсуву фази між зовнішньою гармонійною силою [36, 105, 106], що діє на вібраційну систему і переміщенням цієї системи, або деформацією матеріалу, на який діє сила при коливаннях. Разом з тим цей метод є інтегральним і виокремити на підсистеми не є ефективним. Метод згасаючих коливань [107, 108] полягає в записі віброграм вільних згасаючих коливань системи, по яким може бути визначений логарифмічний декремент коливань, який певним співвідношенням пов'язаний із коефіцієнтом поглинання енергії [109, 110]. Цей метод має той же недолік, що притаманний і фазовому методу і більше того він є раціональним для використання в системах з малими значеннями розсіяння енергії в системі. Енергетичний метод заснований на безпосередньому вимірі витрати електричної або механічної потужності віброзбудувача на підтримку сталих коливань досліджуваної системи [108, 110]. При цьому в балансі всієї потужності збудника, що вимірюється, тільки частина потужності витрачається безпосередньо на підтримку коливань досліджуваної системи, а інша потужність витрачається на подолання опорів у самому збуднику й розсіюється у всій системі вібраційної системи. Резонансний метод заснований на побудові

амплітудно-частотної характеристики вібраційної системи в резонансній зоні та визначення значень відносних коефіцієнтів розсіяння енергії. Метод динамічної петлі гістерезису полягає у одночасній реєстрації напруження й деформації та відтворення у графічному вигляді залежності між напруженням і відповідною деформацією у вигляді експериментальної петлі гістерезису [24, 63, 111], площа якої і характеризує розсіювання енергії в матеріалі. Розглянуті методи та їх застосування в експериментах засвідчують значну розбіжність в отриманих значеннях параметрів та характеристик, що визначають розсіяння енергій і пояснюють їх відносність що підтверджено застосуванням вібраційних методів ущільнення на практиці [112, 113, 114]. Відомі розрахунки співвідношення для визначення дисипативних сил (метод вібраційного згасання, метод фазового кута тощо) ґрунтуються на пропозиції законів зміни цих сил (опору, пропорційного першому степеню швидкості коливань). Так як до сих пір не існує загальноприйнятої моделі вібруючого середовища, тому бажано використовувати методи, що дозволяють безпосередньо визначати сили опору.

Експериментальні дослідження спрямовані на отримання даних, що дозволяють оцінити теоретичні положення, розробити методику розрахунку вібраційних систем та оптимізувати режими роботи машин. Завдяки таким дослідженням можна визначити ефективність використання вібраційних машин і передбачити напрямки їх подальшого розвитку.

У роботах [115, 116, 117, 118, 119] представлено теоретичні та експериментальні дослідження коливальної системи, виконані шляхом вимірювання прискорень. Дослідження спрямовані на визначення спектра коливань та ідентифікацію власних частот. Запропонована методика може бути застосована для аналізу складних динамічних систем. У роботі [116] розроблено методологію застосування експериментальних досліджень вібрації та їх обробки. Також запропоновано удосконалення розрахункової

моделі на основі отриманих динамічних характеристик. Для визначення динамічних параметрів широко застосовують датчики для вимірювання прискорення. Поряд з тим, тензометричні методи вважаються одним із провідних сучасних підходів для фіксації динамічних характеристик, оскільки вони забезпечують можливість одночасного аналізу кількісних і якісних показників.

Отже вирішення проблеми у визначенні дійсності величини енергії полягає в обґрунтуванні методу, який адекватно відображає реальний процес та дає можливість визначити всі складові енергії, що поглинається кожною підсистемою загальної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш».

3.2. Передумови та допущення при виконанні експериментальних досліджень

Розрахунок та визначення параметрів вібромайданчика (маса, збудник коливань, опори) обґрунтовано на моделі, як дискретної системи за якою пружні властивості приймаються за законом Гука, дисипативні властивості за усередненим коефіцієнтом в'язкості за частотно-незалежною моделлю, а інерційні, як добуток прискорення на ту частину маси машини, що здійснює коливання під дією зовнішньої сили. Тобто, при визначенні динамічних параметрів машини маса, пружність і опір враховуються окремо, оскільки їх робочий орган є твердим тілом, що і відповідає дискретній моделі. Параметри вібромайданчика та бетонної суміші досліджуються із застосуванням дискретної чи континуальної моделі в режимах сталих та згасаючих коливань досліджуваної вібраційної системи.

3.3. Методика виконання експериментальних досліджень

3.3.1. Визначення геометричних розмірів опор та параметрів руху вібромайданчика

Визначення геометричних розмірів опор вібромайданчика здійснюється статичним методом навантаження. Для цієї мети вимірюємо довжину опор у напрямку дії ваги в недеформованому стані (без навантаження), а потім заміряють статичну осадку пружини x_{cm} під дією сили ваги вібраційної системи, тобто:

$$x_{cm} = M_c g / C_{on}, \quad (3.1)$$

де C_{on} – сумарна жорсткість опор;

Із (3.1) знаходиться сумарну жорсткість опор:

$$C_{on} = M_c \frac{g}{x_{cm}}. \quad (3.2)$$

Розсіяння енергії в пружних елементах передбачається визначати по коефіцієнту d_1 методом згасаючих коливань при виключенні двигуна вібромайданчика:

$$d_1 = \frac{2\delta}{T} M_c, \quad (3.3)$$

де δ – декремент коливань; T – період коливань; M_c – сумарна маса вібраційної системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш»:

$$m_c = m_{p.o} + m_{\phi} + m_{\delta.c.}, \quad (3.4)$$

де $m_{p.o}$ – активна маса робочого органу із урахуванням маси збудника коливань; m_{ϕ} – маса форми; $m_{\delta.c.}$ – маса бетонної суміші.

Для визначення параметрів вібромайданчика розглянемо розрахункову схему за умові, що інерційні, пружні та дисипативні властивості є дискретними (рисунок 3.1).

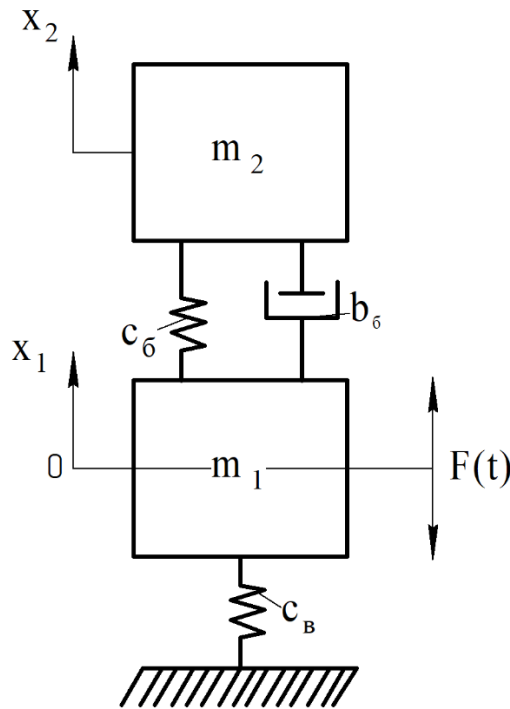


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема «вібраційний майданчик – бетонна суміш» за дискретною моделлю.

За такої умови в цій схемі: $m_1 = m_0 + m_{з.к.}$, де: m_0 – маса коливальної частини вібромайданчика; $m_{з.к.}$ – маса збудника коливань; C_b – коефіцієнт пружності опор вібромайданчика; m_2 – еквівалентна маса бетонної суміші, що визначає опір інерції; C_6 – коефіцієнт пружності бетонної суміші; b_6 – коефіцієнт дисипативного опору бетонної суміші; x_1 і x_2 – переміщення мас m_1 і m_2 .

У зв'язку з тим, що коефіцієнт жорсткості C_b є явно малою величиною, оскільки пружини вібраційного майданчика виконують тільки роль амортизаторів і його вплив на характер руху системи в робочому режимі незначний, в рівняннях руху його не враховуємо. За такої умови рівняння руху системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» можна записати наступним чином:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1^* &= -C_6 (x_1^* - x_2^*) (1 + i\gamma) + F_0 e^{i\omega t} \\ m_2 \ddot{x}_2^* &= C_6 (x_1^* - x_2^*) (1 + i\gamma). \end{aligned} \quad (3.5)$$

тут $x_1^* \cdot x_2^*$ – приведені переміщення мас m_1 і m_2 ; $F_0 e^{i\omega t}$ – комплексна форма гармонічної зовнішньої сили, що діє на масу m_1 .

Розв'язок цих рівнянь визначає закони руху мас m_1 , m_2 наступним чином

$$\begin{aligned} x_1^* &= X_1 e^{i(\omega t + \alpha)} \\ x_2^* &= X_2 e^{i(\omega t + \beta)} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Оскільки дана сила являє собою дійсну частину комплексних сил $F_0 e^{i\omega t}$, то шукане рішення є дійсною частиною комплексного рішення (3.6). Останній, виходячи з тотожності Ейлера [74, 75], буде

$$\begin{aligned} x_1 &= X_1 \cos(\omega t + \alpha) \\ x_2 &= X_2 \cos(\omega t + \beta) \end{aligned} \quad (3.7)$$

Вирази (3.7) є шуканим рішенням задачі. Тут X_1 і X_2 – відповідно, амплітуди встановлених коливань вібромайданчика та бетонної суміші; α і β – фазові кути між руху вібромайданчика й бетонної суміші між зовнішньою силою. Амплітуди встановлених коливань вібромайданчика та бетонної суміші можна визначити за формулами:

$$X_1 = \frac{F_0}{\omega^2 (m_1 + m_2)} \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{m_2 \omega^2}{C_\delta}\right)^2 + \gamma^2}{\left(\frac{\omega^2}{\omega_0^2} - 1\right)^2 + \gamma^2}} \quad (3.8)$$

$$X_2 = -\frac{F_0}{\omega^2 (m_1 + m_2)} \sqrt{\frac{1 + \gamma^2}{\left(\frac{\omega^2}{\omega_0^2} - 1\right)^2 + \gamma^2}}; \quad (3.9)$$

ω_0 – власна частота коливань системи:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_\delta (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}; \quad (3.10)$$

фазові кути між руху вібротомої суміші й бетонної суміші між зовнішньою силою α і β визначаються за залежностями:

$$\alpha = \arctg \frac{\gamma}{\frac{\omega^2}{\omega_0^2} - 1} + \arctg \frac{\gamma}{1 - \frac{m_2 \omega^2}{C_\delta}}; \quad (3.11)$$

$$\beta = \arctg \frac{\omega^2}{\frac{\omega_0^2}{\omega^2} - 1} + \arctg \gamma \quad (3.12)$$

Як випливає з формул (3.8) і (3.9), вібраційна система реалізує другу нормальну форму коливань навіть при незначних фазових кутах α і β . Рух мас m_1 і m_2 можна вважати протифазним. З формул (3.8), (3.9) і (3.10) отримуємо умову резонансу:

$$\omega = \omega_0 = \sqrt{\frac{C_\delta (m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}. \quad (3.13)$$

Це важливий результат, який засвідчує, що за частотонезалежної моделі власна частота дорівнює резонансній.

Коефіцієнт пружного опору бетонної суміші C_δ за дискретною моделлю можна визначити при визначеному значенні модуля пружності E_δ . Припускаючи, що в межах малих деформацій, що відбуваються при коливаннях, можна використовувати закон Гука. За такої умови коефіцієнт пружного опору бетонної суміші C_δ , що входить у (3.8) – (3.13) визначається за формулою:

$$C_\delta = \frac{E_\delta S_\delta}{h_\delta}, \quad (3.14)$$

де S_δ – площа поперечного перерізу бетонної суміші.

3.3.2. Методика визначення параметрів енергії на коливання вібромайданчика і бетонної суміші за дискретною моделлю

Одним з найпоширеніших методів визначення енергії на коливання є метод згасаючих коливань, сутність якого полягає в наступному. Здійснюється запис віброграм вільних згасаючих коливань вібраційного майданчика (рисунок 3.2).

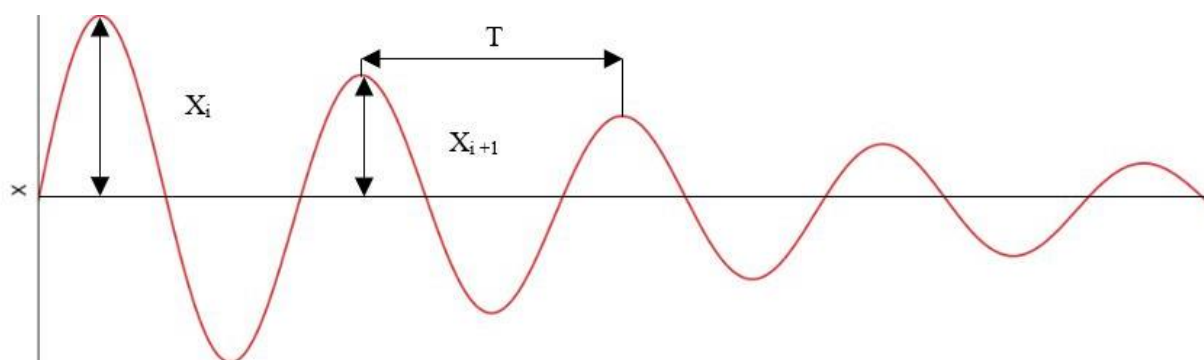


Рисунок 3.2 – Віброграма вільних згасаючих коливань.

Маючи таку віброграму міряючи в масштабі дві послідовно розташовані амплітуди X_i та X_{i+1} визначаємо логарифмічний декремент δ :

$$\delta = \ln \frac{X_i}{X_{i+1}}. \quad (3.15)$$

Отриманий декремент приписується середній амплітуді на даній ділянці:

$$X_{icp} = \frac{X_i + X_{i+n}}{2}$$

Розрахунок декременту за віброграмою згасаючих коливань можна трохи спростити, представивши його у вигляді наступного ряду:

$$\begin{aligned} \delta = \ln \frac{X_i}{X_{i+1}} &= 2 \frac{X_i - X_{i+1}}{X_i + X_{i+1}} + \frac{1}{3 \cdot 2^2} \left(2 \frac{X_i - X_{i+1}}{X_i + X_{i+1}} \right)^3 + \\ &+ \frac{1}{5 \cdot 2^4} \left(2 \frac{X_i - X_{i+1}}{X_i + X_{i+1}} \right)^5 + \dots + \frac{1}{(2n+1)2^{2n}} \left(2 \frac{X_i - X_{i+1}}{X_i + X_{i+1}} \right)^{2n+1} + \dots, \end{aligned}$$

Навіть для більших значень відношення $\frac{x_i}{x_{i+1}}$ значення декременту, як видно, визначається першим членом ряду. Так, при $\frac{x_i}{x_{i+1}} = 2$ похибка від всіх інших членів становить менш 4%. Тому з достатньою точністю можна прийняти:

$$\delta = 2 \frac{x_i - x_{i+1}}{x_i + x_{i+1}} = \frac{\Delta x_1}{x_{icp}}. \quad (3.16)$$

Середнє значення декременту коливань на ділянці із числом циклів n визначиться в цьому випадку формулою

$$\delta = \frac{2(x_i - x_{i+n})}{x_i + x_{i+1}} = \frac{\Delta x_1}{nx_{icp}}. \quad (3.17)$$

На наступному кроці вимірюємо період коливань T (див. рисунок 3.2) і за формулою (3.18) визначаємо коефіцієнт d_1 , що характеризує опір коливанням бетонної суміші або незавантаженого вібромайданчика:

$$d_1 = \frac{2\delta m}{T}, \quad (3.18)$$

де m – маса бетонної суміші; T – період коливань. Тоді енергія на ущільнення за дискретною моделлю:

$$E_{y.б.} = \pi b \omega x_a^2, \quad (3.19)$$

а потужність визначиться за формулою:

$$P = d_1 \frac{X^2 \omega^2}{2}, \quad (3.20)$$

Другим методом, що застосовується для визначення енергії є фазовий метод. Метод заснований на залежності кута зсуву фази ϕ між зовнішньою гармонійною силою й викликаним нею переміщенням вібромайданчика при його коливаннях. Розрахункова залежність для визначення відносного розсіювання енергії за умови частотно-незалежного опору:

$$\psi = 2\pi \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right) \operatorname{tg} \phi \quad (3.21)$$

де ω – частота змушуючої сили, а ω_0 – власна частота вібромайданчика, що спирається на пружні опори, які і підтримують процес його коливання.

До експериментальних методів визначення внутрішнього тертя в матеріалах відноситься формула (3.22) відмінність якої від класичної формули (3.21) таким виглядом

$$\psi = 2\pi \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right) \frac{\omega_0}{\omega} \operatorname{tg} \phi. \quad (3.22)$$

Ця відмінність характеризується різними визначеннями значення відносного розсіювання енергії при розгляді вимушених коливань системи із в'язким тертям. При в'язкому опорі декремент вільних коливань:

$$\delta_0 \approx \frac{\pi h}{\omega_0}, \quad (3.23)$$

де $h = \frac{d_1}{2m}$ – коефіцієнт, що характеризує в'язкі властивості. За умови виконання (3.23) відносне розсіювання енергії визначається за формулою:

$$\psi_0 = 2 \frac{\pi h}{\omega_0}, \quad (3.24)$$

При вимушених коливаннях вібромайданчика із частотою $\omega \neq \omega_0$ коефіцієнт поглинання визначиться наступним виразом:

$$\psi = 2 \frac{\pi h}{\omega^2} \omega = \psi_0 \frac{\omega}{\omega_0}, \quad (3.25)$$

Використовуючи співвідношення для системи із в'язким тертям [111]

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{h\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}, \quad (3.26)$$

Умови, які забезпечують найбільше значення коефіцієнта ущільнення бетонної суміші, значення питомої роботи $\bar{A}$ і питомої потужності $\bar{P}$, визначаються за формулами:

$$\bar{A} = \frac{1}{2} x_0^2 \omega^2; \quad \bar{P} = \frac{1}{A\pi} x_0^2 \omega^3 \quad (3.27)$$

Саме формули (3.27) враховують ступінь розсіяння енергії, які передбачені визначенню експериментальним шляхом із використанням фазового методу.

3.3.3. Дослідження енергії на ущільнення бетонної суміші за континуальною моделлю

За континуальною моделлю величини, що характеризують сили опору бетонної суміші є наступними:

- енергія, ΔW що розсіюється одиницею об'єму середовища за один період коливань;
- динамічний модуль пружності:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad \text{н / м}^2, \quad (3.28)$$

де σ, ε – максимальне значення напруження і відповідна цьому напруженню деформація;

- швидкість поширення коливань:

$$C = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \text{м / с}; \quad (3.29)$$

де ρ – щільність вібруючої суміші;

- потенціальна енергія пружної деформації:

$$W = \frac{\sigma^2}{2E} \quad \text{Н / м}^2; \quad (3.30)$$

- коефіцієнт розсіяння енергії:

$$\psi = \frac{\Delta W}{W}; \quad (3.31)$$

– коефіцієнт опору:

$$\gamma = \frac{\psi}{2\pi}; \quad (3.32)$$

– потужність хвильового потоку енергії, що передається бетонній суміші при її ущільненні:

$$P = 2\pi^2 \rho_{\text{б.с.}} S x_o^2 f^2, \quad (3.33)$$

де

ρ – щільність бетонної суміші;

f – частота коливань в Гц.

3.4. Визначення числа експериментів і оцінка точності вимірювань параметрів коливань

При постановці експериментальних досліджень важливо правильно визначити кількість дослідів, які необхідно повторити, щоб встановити потрібне значення з найменшою похибкою. Достовірність обробки дослідів залежить від того, з якою точністю вимірювалися ті чи інші параметри [120, 121].

Отримані дані в результаті обробки експериментальних досліджень, мають бути представлені у вигляді графіків і залежностей для полегшення аналізу досліджуваних сил опору. Графіки повинні давати найкраще наближення до наявних експериментальних даних. Нижче наведена методика визначення числа експериментів і оцінка похибки у вимірюванні досліджуваних параметрів. Вибір числа експериментів і правильна обробка експериментів ґрунтуються на основних принципах теорії ймовірностей і математичної статистики.

3.4.1. Визначення мінімально необхідного об'єму досліджень

Метою експериментальних досліджень є отримання відомостей (даних) для підтвердження теоретичних положень [122, 123]. Процес збору таких даних залежить від швидкості перебігу подій [124, 125], які підлягають запису та подальшого аналізу. В залежності від швидкості протікання процесу, який вивчається, обирають притаманні йому характеристики. Повторне визначення досліджуваної величини (амплітуди коливань, бетонній суміші і вібромайданчика) розглядається як випадкова вибірка з нескінченної загальної сукупності [126, 127, 128].

Необхідна кількість експериментів при заданій точності визначення за формулою [129].

$$n \geq \frac{t^2 V_t^2}{\xi^2} \quad (3.34)$$

де t – відхилення розглянутого значення від його інтегрального середнього в дробах σ (стандартне відхилення), відповідне заданій ймовірності;

V_t – середній коефіцієнт варіації в умовах експерименту;

ξ – точність експерименту, в %.

Середній коефіцієнт варіації визначається за формулою:

$$V_t = \frac{\sigma}{\bar{x}}, \quad (3.35)$$

де σ – стандартне відхилення;

$\bar{x}$ – очікуване значення (середнє).

Значення $\bar{x}$ було σ знаходиться за залежностями:

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^k x_i P_i; \quad (3.36)$$

$$\sigma = \sqrt{\sum \left(x_i - \bar{x} \right) P_i} \quad (3.37)$$

Тут x_i – можливе значення випадкової величини, i – P відповідна x_i ймовірність.

Визначимо кількість експериментів при вимірюванні амплітуди вібраційного майданчика із наступними параметрами та характеристиками експерименту: маса вібраційного майданчика – 77 кг; жорсткість опор – $7.95 \cdot 10^5$ Н/м ; частота коливань – 314 1/с; статичний момент маси дебалансів – 6.88 кг·см; маса бетонної суміші – 13 кг.

Для формування методики проведення експериментальних досліджень було здійснено 10 повторних вимірювань амплітуд коливань. У таблиці 3.1 наведено статистичну обробку результатів експериментів.

Таблиця 3.1 – Статистична обробка результатів експериментів

x_i	P_i	$x_i - \bar{x}$	$\left(x_i - \bar{x}\right)^2$	$\left(x_i - \bar{x}\right)^2 P_i$
2	1/17	-6.0588	36.70905	2.1594
5	5/34	-3.0588	9.35675	1.3759
8	4/17	-0.0588	0.00346	0.0008
9	9/34	0.9412	0.88580	0.2345
10	10/34	1.9412	3.767820	1.1083

$$\sum \left(x_i - \bar{x}\right)^2 P_i = 4.8789$$

Визначивши математичне очікування за формулою (3.36), яка в даному випадку дорівнює 8.0588 і знаючи значення дисперсії $\sum \left(x_i - \bar{x}\right)^2 P_i = 4.8789$, знайдемо значення стандартного відхилення за формулою (3.37), потім коефіцієнт варіації V_i , який дорівнює 0.274. Встановивши значення надійності $P = 0.95$ по таблиці [129], знаходимо значення $T = 1.67$, після чого обчислюємо за формулою (3.34), що для точності $\xi = 20\%$, мінімальне число дослідів дорівнює 7. За такою

методикою було здійснено визначення мінімального числа дослідів при вимірюванні і інших параметрів.

3.4.2. Оцінка точності вимірювань параметрів коливань системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш»

Достовірність визначених експериментальних даних залежить від багатьох факторів, і в першу чергу, від вибору вимірювальної апаратури, класу її точності і від величини похибки при калібруванні вимірювальних датчиків. З метою зменшення похибки в показаннях датчиків переміщення, викликаній нестабільністю їх роботи, калібрування проводилися до і після експерименту. Як показали дослідження, графіки калібрування практично ідентичні (відхилення менше 1.0%), що свідчить про відсутність впливу зміни режиму на роботу записуючої апаратури та вимірювальних датчиків. В результаті обробки дослідів було визначено середнє арифметичне значення вимірюваної величини

$$x = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (3.28)$$

і стандартне середнє значення

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (x_i - x)^2}, \quad (3.29)$$

де x_i виміряна величина в експерименті.

Позначимо через A істинне значення шуканої величини, середньої вибірки отриманих результатів вимірювань. Для оцінки ймовірності відхилення вибіркового значення X від середньої значення сукупності при невеликій кількості експериментів використовується розподіл Стюдента [129]. Нехай необхідна надійність дорівнює P . Відповідно до табличної $S(t)$

функції розподілу Стюдента [129] для заданих значень ρ і n знаходимо t .
Тоді за формулою (3.34) будемо мати:

$$\xi = \frac{t6}{\sqrt{n}} \quad (3.30)$$

Визначаємо точність вимірювань. Тому можна з ймовірністю стверджувати, що значення даної величини знаходиться в межах

$$(x - \xi) \leq A \leq (x + \xi) \quad (3.31)$$

Розглянемо приклад визначення точності вимірювання амплітуди коливань. При проведенні експериментів з вимірювання амплітуди коливань з повторенням $n = 7$ були отримані наступні результати з точки зору точності вимірювань: $X = 0.3124$; $\sigma = 0.00467$. Знаходимо $t = 3.499$, $P = 0.99$ і $n = 7$. Тоді $\xi = 0.00576$. Отже, з ймовірністю $P = 0.99$ можна констатувати, що величина амплітуди коливань для даного експерименту буде лежати між значеннями

$$x - 0.00576 = 0.30664 \text{ і } x + 0.00576 = 0.31816$$

Тобто середнє значення амплітуди коливань знаходиться в межах загальноприйнятої похибки обладнання (відхилення становить 2%).

3.5. Експериментальні дослідження моделі вібраційної установки

3.5.1. Опис експериментальної установки

Експериментальну модель вібраційної установки було створено на основі аналізу розрахункової моделі (див. розділі 2). Установка виготовлена з металопрокату. Загальний вигляд досліджуваної вібраційної установки представлено на рисунку 3.3. Конструкція складається зі зварної рами з швелерів, яка опирається на віброізоляційні опори. Робоча коливальна маса через пружні елементи з'єднана з рамою та складається з основи, до якої закріплений вібраційний блок (знизу) та форми (зверху). Привод вібраційного блоку реалізований за допомогою електродвигуна через клинопасову передачу.



Рисунок 3.3 – Загальний вигляд вібраційної установки.

Форма для бетонної суміші складається з днища і роз'ємних бортів, що дозволяє змінювати геометричні розміри форми без зміни її ваги. Максимальний розмір формованих зразків 0.24x0.245x0.40 м. Форма має

розбірну конструкцію, що дозволяє змінювати об'єм формувальної суміші не змінюючи при цьому конструктивну масу установки. Мінімальний розмір формованих зразків складає $0.24 \times 0.07 \times 0.40$ м. (рисунок 3.4, а). Максимальний розмір формованих зразків $0.24 \times 0.245 \times 0.40$ м. (рисунок 3.4, б).

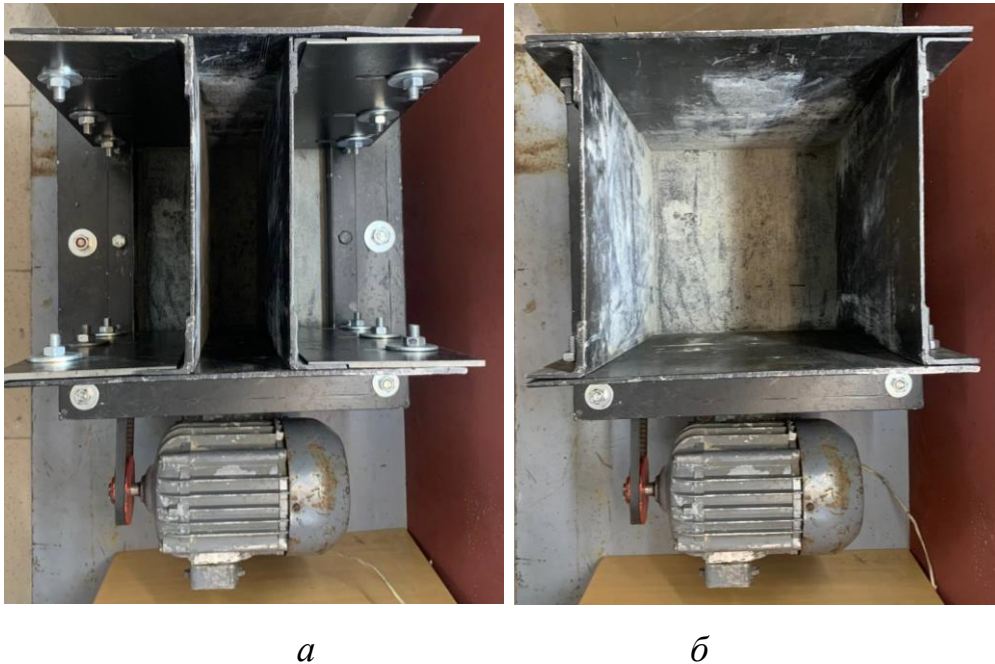


Рисунок 3.4 – Форма вібраційної установки:

а – мінімальний розмір; *б* – максимальний розмір.

Відцентровий вібраційний збудник (рисунок 3.5), забезпечує змушувальну силу спрямованої дії.



Рисунок 3.5 – Відцентровий вібраційний збудник.

Чотири пари дебалансів закріплені на двох валах вібраційного блока, обертаються назустріч один одному. У кожній парі один дебаланс жорстко закріплений на валу, а другий може бути повернутий і зафіксований по відношенню до першого за допомогою штифта. Це дає можливість регулювати амплітуду коливань вібраційної установки в межах 0.1–1.0 мм. Приводом віброустановки є двигун, що дозволяє здійснювати регулювання частоти вимушених коливань від 0 до 3000 обертів за хвилину та зі зміною шквіа вимушені коливання на віброблоці можуть бути збільшені до 4000 обертів за хвилину. Завдяки регулятору обертів рисунок 3.6 забезпечувалось регулювання обертів двигуна.



Рисунок 3.6 – Регулятор обертів.

При визначені частки розсіяння енергії в підшипникових вузлах вібраційної установки використовується енергетичний метод із допущенням, що в режимі без технологічного навантаження і режимі роботи із навантаженням опір в підшипникових вузлах є однаковим. Обумовлюється таке допущення тим, що маса бетонної суміші значно менше активної маса робочого органу із урахуванням маси збудника коливань та маса форми. За конструкцією опор та обмежувачів коливань

обрано пружини, які з'єднують маси між собою (див. рисунок 3.3) та гумові елементи, що реалізують віброізоляцію установки від фундаменту.

3.5.2. Вимірювальна система та датчики

Згідно з методикою виконання експериментальних досліджень передбачається виконання експериментальних досліджень для двох типів будівельних сумішей: пісок, бетон. З метою забезпечення достовірності даних та виконання серій вимірювань за однакових умов були проконтрольовані умови навколишнього середовища за допомогою термогігрометра Testo 606-2, Німеччина (рисунок 3.7).

Термогігрометр Testo 606-2 – це багатофункціональний прилад, який використовується для вимірювання вологості деревини, будівельних матеріалів, а також температури та вологості повітря.



Рисунок 3.7 – Термогігрометр Testo 606-2.

Він оснащений голчастими електродами для контактного вимірювання вологості матеріалів і сенсорами для аналізу параметрів навколишнього середовища.

Основні характеристики:

- діапазон вимірювання вологості матеріалів: 0–54%.
- температурний діапазон: від –10 до +50 °С.
- вимірювання вологості повітря: 0–100% відносної вологості.

Також, однією з функцій цього приладу є вимірювання вологості матеріалів, у тому числі розчинів, саме у цьому режимі виконувався контроль вологості суміші піску перед проведенням вимірювань.

Вимірювання та контроль частоти обертання валу дебалансів виконувався вимірювачем DT-2234C (рисунок 3.8).



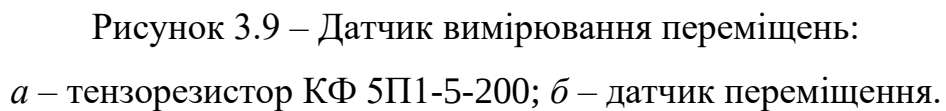
Рисунок 3.8 – Цифровий лазерний тахометр DT-2234C.

DT-2234C цифровий лазерний безконтактний портативний тахометр для вимірювання швидкості обертання різних механізмів.

Основні характеристики:

- діапазон вимірювання: від 2.5 до 99 999 обертів за хвилину.
- точність: $\pm 0.5\%$.
- відстань вимірювання: від 5 до 50 см.
- живлення: батарея (9 В).
- дисплей: цифровий РК – дисплей для зручного зчитування даних.

Амплітуда коливань досліджуваної установки визначалася на основі вимірювань переміщень робочої маси експериментальної установки. Вимірювальні датчики виготовлені на основі тензорезисторів КФ 5П1-5-200 (рисунок 3.9, а). Тензорезисторні датчики оптимально підходять для швидкої реєстрації процесів завдяки їхній незначній масі та компактним розмірам, що мінімізує вплив на динаміку системи.



Модуль підтримує багатоканальний режим роботи, дозволяючи одночасно збирати інформацію з десяти каналів. Завдяки використанню тензорезисторів, модуль забезпечує високу чутливість і точність вимірювань, реагуючи на найменші зміни напруги під час деформації. Отримані дані передаються до центральної обчислювальної системи для їхньої обробки, аналізу та збереження.

Система має компактну конструкцію, власний блок живлення, захист від завад. Особливістю модуля є можливість враховувати фазові зсуви, що забезпечує всебічну оцінку динамічних характеристик досліджуваної системи.

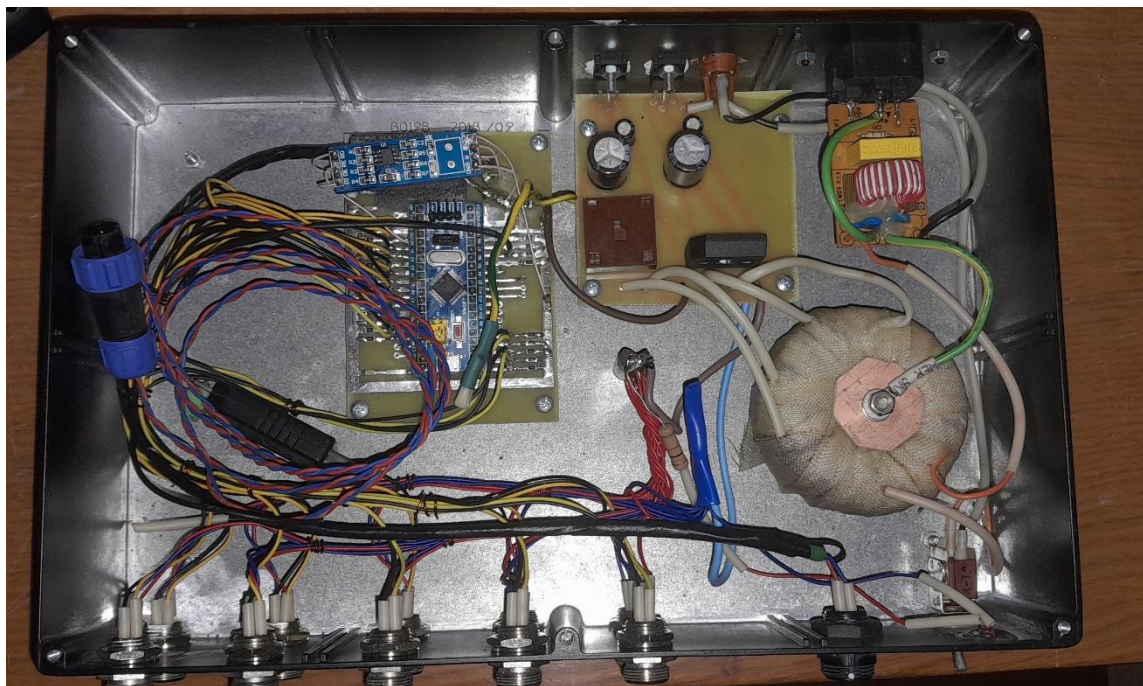


Рисунок 3.10 – Модуль збору і обробки експериментальних даних.

3.6. Результати досліджень та їх порівняльний аналіз

Досліди проводили на бетонних сумішах жорсткістю 30–120 с (таблиця 3.2), до яких відносяться практично всі склади, що застосовуються при формуванні виробів на вібраційних майданчиках [23, 24, 102].

Таблиця 3.2 – Склад та межі жорсткості бетонних сумішах

№ п/п	Склад в %: Ц:П:Щ	В/Ц	Жорсткість, с
1	1:3:0	0.33	80...100
2	1:1.5:2.5	0.35	100...120
3	1:2:3	0.41	30...60

Експериментальні дослідження сил опору бетонної суміші проводилися на раніше описаній установці (рисунок 3.3) в наступній послідовності.

1. Встановлення датчиків, які використовувалися для експериментів.
2. Встановлення меж зміни параметрів досліджуваної системи (таблиця 3.3).
3. Фіксація параметрів ненавантаженого вібраційного майданчика та бетонної суміші (таблиця 3.3).
4. Встановлення датчиків, завантаження форми бетонною сумішшю за схемою експерименту.
5. Включення вібромайданчика, синхронна реєстрація з усіх приладів і датчиків для кожної серії дослідів (таблиця 3.3).
6. На підставі отриманих осцилограм визначення числових значень параметрів, що характеризують сили опору вібромайданчика і бетонної суміші (таблиця 3.4).

Таблиця 3.3 – Межі зміни параметрів досліджуваної системи.

Серія експериментів	Параметри системи		
	Постійні	Змінні	Межі змін
1	$m_0, x_0, \omega_0,$ $m_{\bar{\sigma}.c.}, ж$	ρ, h	$\rho = 1.6...2.4 \cdot 10^3 \text{ кг} / \text{м}^3$ $h = 0.1...0.4 \text{ м}$ із інтервалом 0.1 м
2	$m_0, x_0, \rho,$ $m_{\bar{\sigma}.c.}, ж$	ω, h	$\omega = 0...314 \text{ с}^{-1}$ через 62.8 с^{-1} $h = 0.1...0.4 \text{ м}$ із інтервалом 0.1 м
3	$x_0, \rho,$ $h, ж$	$\omega, \frac{m_{\bar{\sigma}.c.}}{m_0}$	$\omega = 0...314 \text{ с}^{-1}$ через 62.8 с^{-1} $\frac{m_{\bar{\sigma}.c.}}{m_0} = 0.2...0.8$ із інтервалом 0.2
4	$m_0, \omega_0 \cdot \rho$ $m_{\bar{\sigma}.c.}, ж, h.$	x_0	$x_0 = 0.3...0.8 \text{ мм}$ із інтервалом 0.1 мм
5	$m_0, \omega_0, x_0,$ $m_{\bar{\sigma}.c.}, \rho, h$	W	$ж = 30...120 \text{ с}$

Таблиця 3.4 – Вимірювані параметри.

Параметри бетонної суміші							
Склад суміші Жорсткість	Щільність	Маса	Висота	Динамічний тиск		Амплітуди коливань	
				На дні форми	У шарі суміші	На дні форми	На верх. границі
ж, с	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$m_{\text{б.с.}}, \text{кг}$	$h, \text{м}$	$P_1, \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$	$P_2, \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$	$X_1, \text{м}$	$X_2, \text{м}$
Вібраційний майданчик							
Без навантаження сумішшю				Навантажений сумішшю			
Маса	Амплітуда коливань	Частота коливань	Потужність коливань	Амплітуда коливань	Частота коливань	Потужність коливань	
$m_0, \text{кг}$	$X_0, \text{м}$	$\omega_0, \text{с}^{-1}$	$P_0, \text{кВт}$	$X_{03}, \text{м}$	$\omega, \text{с}^{-1}$	$P_{\text{вз}}, \text{кВт}$	

На рисунку 3.11, 3.12 приведені результати дослідження впливу висоти стовпа піску h на динамічні параметри за умови незмінної маси суміші.

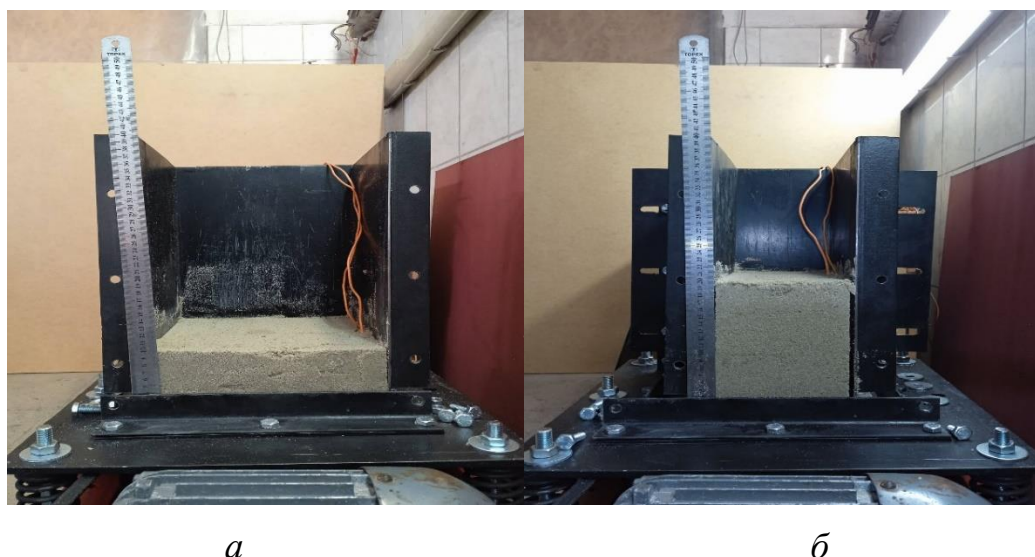


Рисунок 3.11 – Результати дослідження впливу висоти стовпа піску h на динамічні параметри за умови незмінної маси суміші: *a* – $h=0.10$ м;

б – $h=0.20$ м;



a



б

Рисунок 3.12 – Результати дослідження впливу висоти стовпа піску h на динамічні параметри за умови незмінної маси суміші: $a - h = 0.29$ м;
 $б - h = 0.36$ м.

На рисунку 3.13 приведені результати дослідження впливу висоти стовпа бетонної суміші h на динамічні параметри за умови незмінної маси суміші.



a



б

Рисунок 3.13 – Результати дослідження впливу висоти стовпа піску h на динамічні параметри за умови незмінної маси суміші: $a - h = 0.10$ м;
 $б - h = 0.20$ м



Рисунок 3.14 – Результати дослідження впливу висоти стовпа піску h на динамічні параметри за умови незмінної маси суміші: $h = 0.30$ м.

В результаті проведених експериментів отримані віброграми сталих та згасаючих режимів вібромайданчика (рисунок 3.15–3.17)

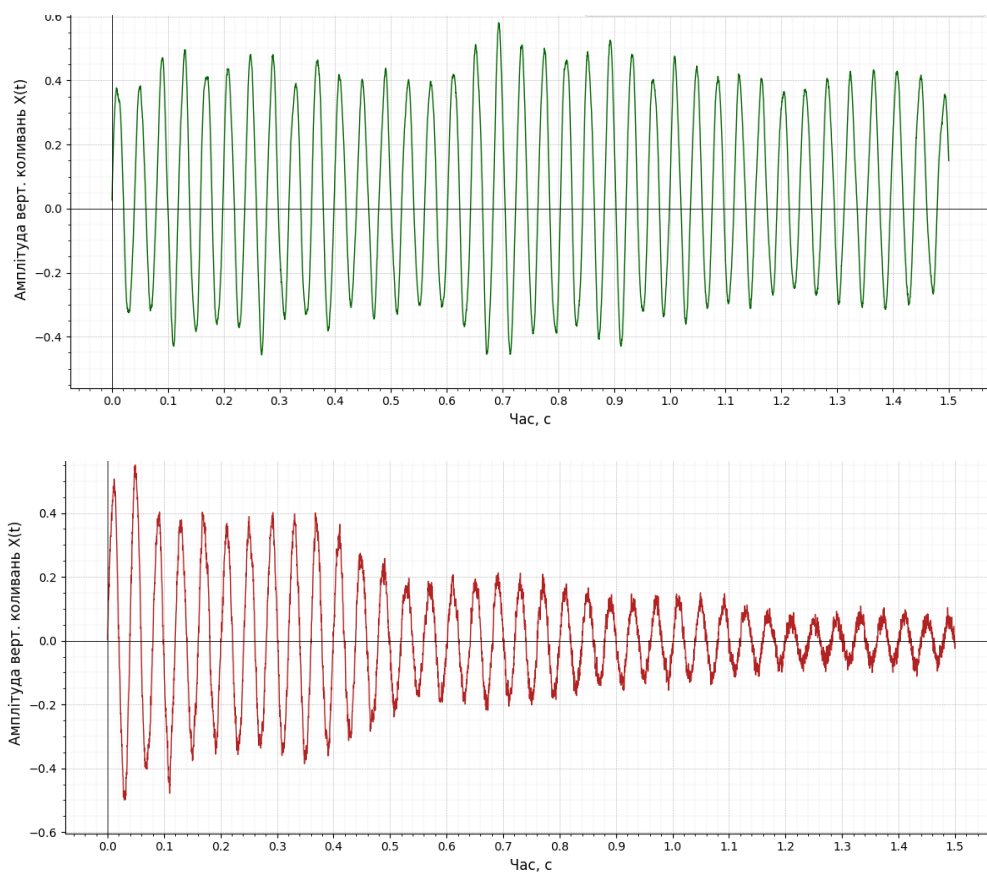


Рисунок 3.15 – Віброграма сталою та згасаючого коливання вібромайданчика: $\omega = 157 \text{ c}^{-1}$.

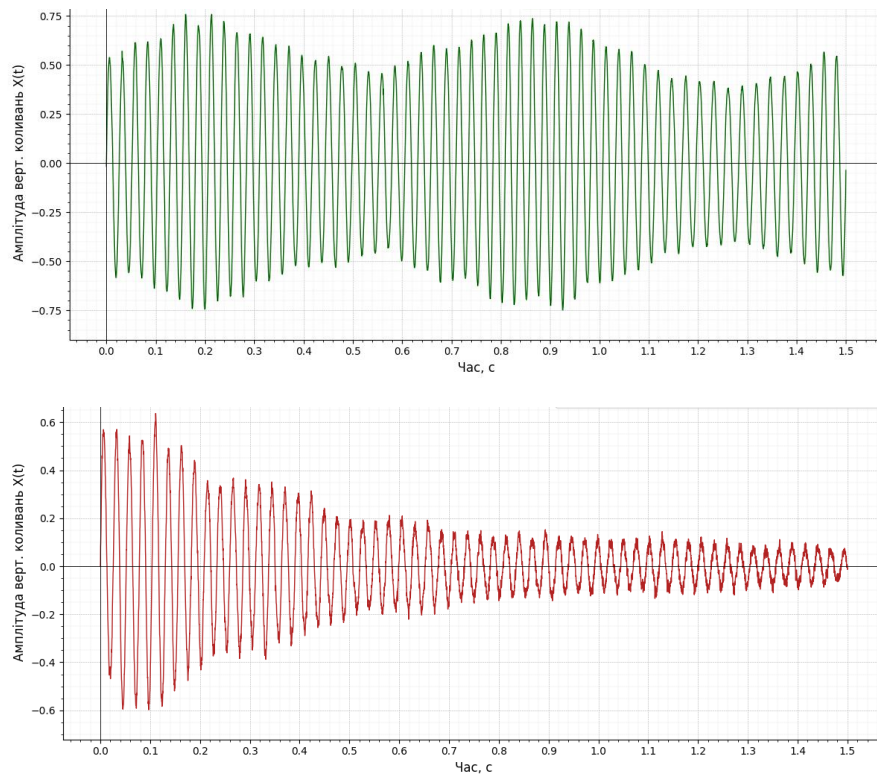


Рисунок 3.16 – Віброграма сталого та згасаючого колювання
вібромайданчика: $\omega = 241 \text{ c}^{-1}$.

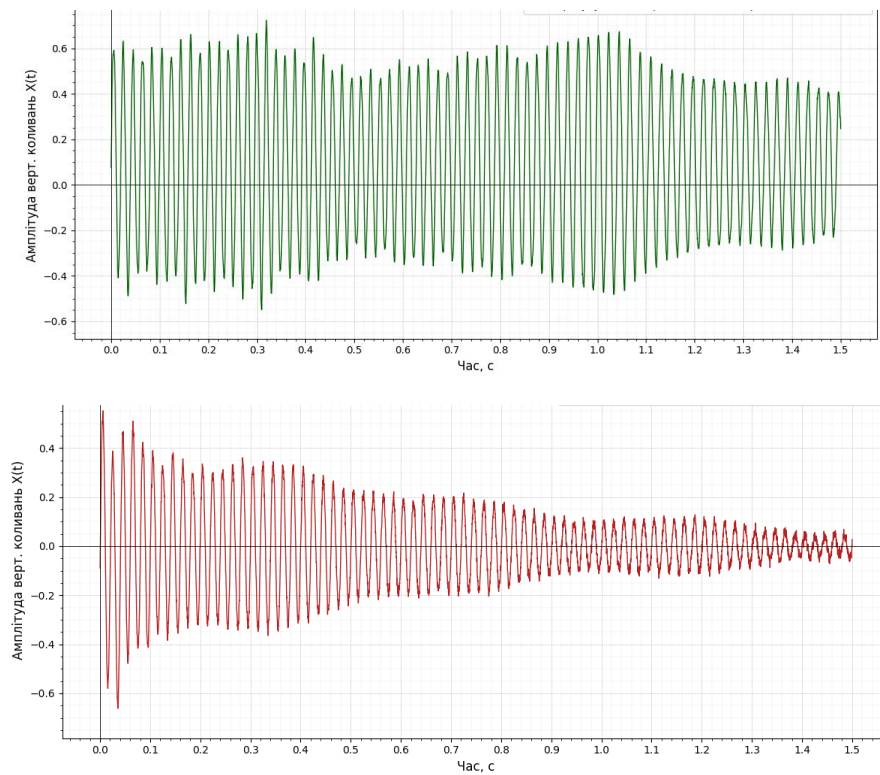


Рисунок 3.17 – Віброграма сталого та згасаючого колювання
вібромайданчика: $\omega = 314 \text{ c}^{-1}$

Аналіз показав, що час t входження вібротрамблера в сталий режим коливань залежить від навантаження вібротрамблера бетонною сумішшю та зміни щільності в процесі її ущільнення, в тому числі і її жорсткості. Досліди показали, що амплітуда коливань вібраційного трамблера змінюється при ущільненні. Цікавим фактом є те, що незалежно від параметрів вібротрамблера в початковий момент ущільнення ($t = 5 - 7$ с) амплітуда коливань, як правило, зменшується. Пояснюється це тим, що в початковий момент бетонна суміш практично не проявляє сили пружності, так як її щільність не значна. У цей період вплив бетонної суміші на динаміку вібраційного трамблера визначається непружними і інерційними силами. Однак у міру ущільнення пружність бетонної суміші зростає і зміна амплітуди коливань залежить вже від співвідношення пружних, інерційних і дисипативних сил. У сталому режимі ($\rho \cong \text{const}$) встановлено, що амплітуда коливань вібраційного трамблера значно змінюється в залежності від висоти заповнення форми бетонної суміші. Здійснено визначення числових значень параметрів робочого процесу (таблиця 3.5.).

Таблиця 3.5 – Експериментальні значення вібраційних параметрів вібраційного трамблера і бетонної в процесі її ущільнення.

Жорст- кість бетонної суміші, с	№ п/п	Щіль- ність, $\rho \cdot 10^3$, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Частота коливань, $\omega, \text{с}^{-1}$	Амплітуда коливань Вібротрамб- лера, $X_0 \cdot 10^{-3} \text{м}$	У шарах суміші	
					$X_1 \cdot 10^{-3} \text{м}$	$X_2 \cdot 10^{-3} \text{м}$
1	2	3	4	5	6	7
35	1	1.60	314	0.540	0.580	0.587
	2	1.72	314	0.538	0.600	0.626
	3	2.07	314	0.530	0.620	0.738
	4	2.20	314	0.528	0.640	0.730
	5	2.30	314	0.526	0.635	0.750
	6	2.35	314	0.526	0.625	0.750
	7	1.52	157	0.720	0.560	0.675
	8	1.69	157	0.718	0.558	0.630
	9	1.94	157	0.714	0.550	0.632

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5	6	7
55	1	1.56	157	0.700	0.650	0.085
	2	1.72	157	0.690	0.635	0.090
	3	1.88	157	0.695	0.630	0.100
	4	1.58	314	0.538	0.680	0.260
	5	1.85	314	0.530	0.700	0.270
	6	2.15	314	0.525	0.710	0.280
80	1	1.47	157	0.725	0.654	0.115
	2	1.72	157	0.720	0.650	0.118
	3	1.80	157	0.718	0.648	0.120
	4	1.69	314	0.544	0.640	0.285
	5	1.78	314	0.560	0.635	0.310
	6	2.20	314	0.550	0.630	0.310
	7	2.32	314	0.583	0.638	0.320

За отриманими даними із використанням формул (3.32–3.38), таблиць 3.4 й 3.5 здійснені розрахунки основних параметрів (таблиця 3.6 і таблиця 3.7)

Таблиця 3.6 – Числові значення коефіцієнтів непружного опору бетонної суміші коливанням, отриманим в передрезонансній зоні

№ дослід у	Жорсткість бетонної суміші, с.	Відношення маси бетону до маси машини, $\frac{m_{б.с.}}{m_0}$	Статичний момент дебалансу, $m_0 r_0 \cdot 10^{-2}$, кгм	Резонансна амплітуда коливань $X_p \cdot 10^{-3}$, м	Резонансна частота коливань, ω_p , с ⁻¹	Коефіцієнт непружного опору коливань, γ
1	2	3	4	5	6	7
1	80	0.40	15.95	0.728	77.244	0.0550
2		0.40	15.95	0.725	49.612	0.0550
3		0.60	15.95	0.652	72.220	0.0503
4		0.60	14.82	0.536	43.709	0.0415
5		0.80	15.95	0.384	172.700	0.0303
6		0.80	15.95	0.385	49.926	0.0303
7		0.80	12.78	0.268	249.176	0.0202
8		0.80	15.95	0.364	136.904	0.0284

Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4	5	6	7
9	80	0.80	15.95	0.364	51.182	0.0284
10		0.80	14.82	0.364	155.744	0.0284
11		0.80	14.82	0.364	76.540	0.0284
12		0.80	12.78	0.268	49.926	0.0202
13	60	0.40	15.95	0.680	77.250	0.1460
14		0.40	15.95	0.678	50.014	0.1450
15		0.60	15.95	0.545	72.200	0.1130
16		0.60	14.82	0.427	43.710	0.0875
17		0.70	15.95	0.300	172.700	0.0586
18		0.80	15.95	0.300	50.000	0.0586
19		0.80	14.84	0.264	155.750	0.0500
20	30	0.60	15.95	0.580	77.250	0.1450
21		0.60	14.82	0.340	43.710	0.0942
22		0.80	15.95	0.206	49.856	0.0635
23		0.80	14.82	0.160	142.541	0.0528
24		0.80	14.82	0.128	155.745	0.0454
25		0.80	15.95	0.180	51.185	0.0575

Таблиця 3.7 – Числові значення параметрів сил пружного і дисипативного опору

№ серії дослідів	Жорстк ість бетонн ої суміші, с	Ампліт уда віднош ої деформ ації, $\varepsilon_0 \cdot 10^{-3}$	Часто та, ω, c^{-1}	Коефіц ієнт розсіян ня енергії ψ	Коефі цієнт опору, γ	Динамічн ий модуль пружност і, $E = 10^4, \frac{H}{m^2}$	Швидкі сть пошире ння колива нь в бетонні й суміші, $C, \frac{m}{c}$
1	2	3	4	5	6	7	1
1	90	1.332	314	0.0200	0.0040	482	46
2		1.670	314	0.0434	0.0069	482	46
3		2.582	314	0.0942	0.0150	490.5	46.4
4		3.520	314	0.1440	0.0229	482	46
5		4.415	314	0.1930	0.0307	482	46
6		5.843	314	0.2700	0.0430	490	46.3

Продовження таблиці 3.7

1	2	3	4	5	6	7	8
7		2.582	282.6	0.0942	0.0150	394	41.4
8		2.582	219.8	0.0942	0.0150	234	32.2
9		2.582	157	0.0942	0.0150	122	23
10		2.582	125.6	0.0942	0.0150	78.4	18.4
1	80	6.062	314	0.3460	0.0550	446	44
2		6.062	157	0.3460	0.0550	105	21.6
3		5.423	314	0.3150	0.0502	450	44.2
4		4.460	314	0.2600	0.0415	446	44
5		3.210	314	0.1905	0.0303	450	44.2
6		3.210	157	0.1905	0.0303	105	21.6
7		3.000	219.8	0.1784	0.0282	216	30.7
8		3.000	282.6	0.1780	0.0283	360	39.6
9		3.000	314	0.1780	0.0283	446	44
10		2.340	240.92	0.5050	0.0805	195	29.3
11		2.50	240.92	0.5334	0.0850	195	29.3
12		2.632	240.92	0.5920	0.0942	-	-
1	30	3.532	240.92	0.7065	0.1126	198	30
2		4.250	240.92	0.8360	0.1330	200	30.1
3		4.420	240.92	0.8667	0.1380	-	-
4		2.095	157	0.4630	0.0737	85	19.2
5		2.500	157	0.5340	0.0850	-	-
6		3.400	157	0.6920	0.1100	86.2	19.4
7		4.250	157	0.8360	0.1330	83	19
8		4.660	157	0.9100	0.1450	87.5	19.5
9		5.400	157	1.0362	0.1650	83	19

Як впливає з таблиці 3.7 і графіків (рисунок 3.18) числові значення коефіцієнтів знаходяться в межах 0.04...0.20, а динамічний модуль пружності (рисунок 3.19) коливається в межах $(100...650) \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$. Отже, при певній масі бетонної суміші спостерігається тенденція до зниження сил інерційного опору зі збільшенням висоти стовпа суміші. Коефіцієнт непружного опору залежить від жорсткості вібруючої суміші. Наприклад, при однакових амплітудах відносних деформацій коефіцієнт непружного опору в середовищі з більшою жорсткістю буде мати більш низькі значення.

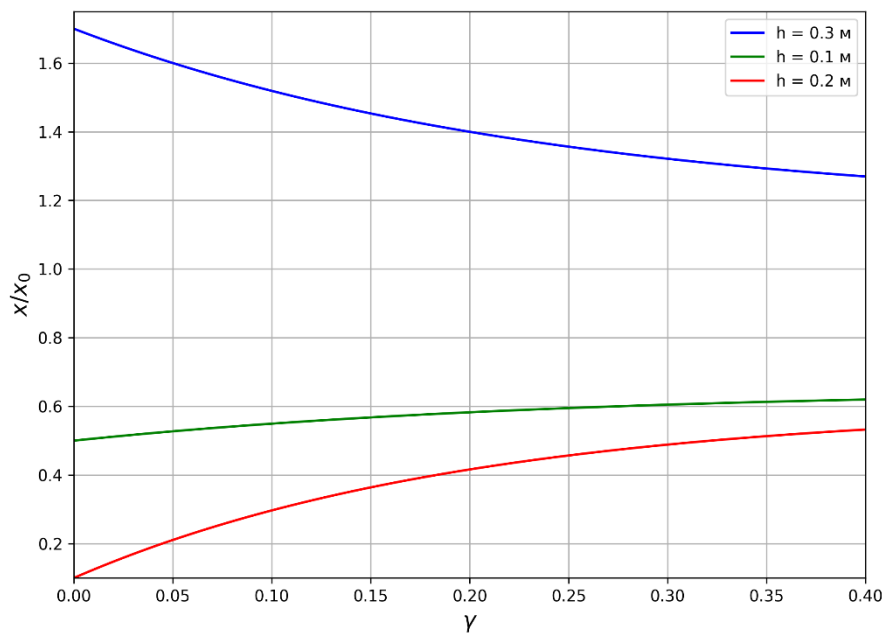


Рисунок 3.18 – Залежність амплітуди коливань від коефіцієнта непружного опору

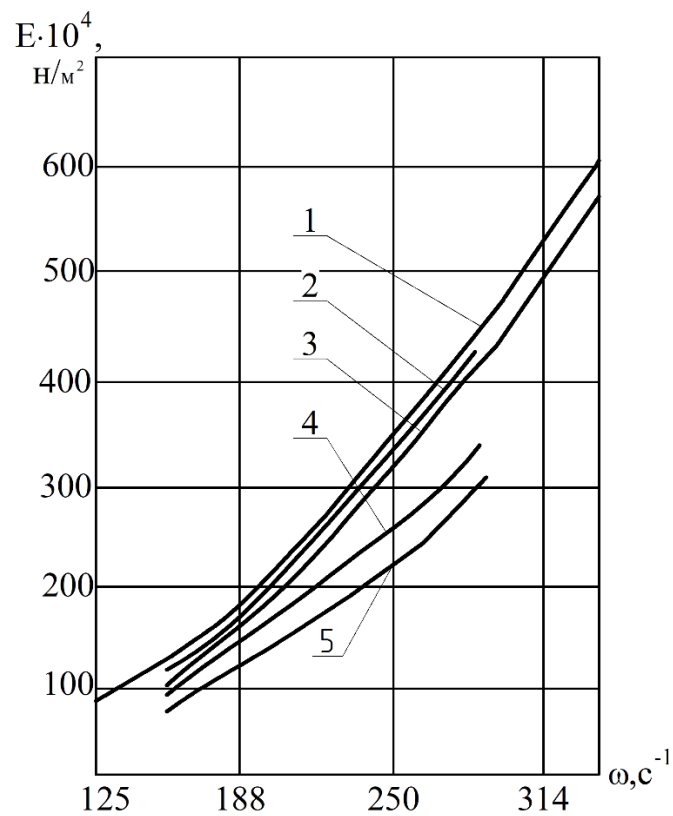


Рисунок 3.19 – Залежність динамічного модуля пружності від частоти коливань: 1,2 – склад бетонної суміші: 100 і 80 с; 3 – склад бетонної суміші: 100 с.; 4,5 – склад бетонної суміші: 30 і 60 с.

Обробка результатів експериментальних даних дозволила встановити, що в межах висоти суміші $h = 0.29$ м при загальній висоті суміші $h = 0.38$ м відбувається зміна знаку переміщення, що є свідченням, можливого розгляду коливання бетонної суміші, як поділеної на дві маси. Саме для такого випадку з'являється необхідність застосування двомасової системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» в розрахунках за залежностями (3.8 – 3.14). В загальному, амплітуда коливань вібромайданчика періодично зменшується і збільшується при зміні висоти навантаження форми вібромайданчика бетонною сумішшю при незмінних інших параметрів. На рисунку 3.20 показані криві зміни амплітуди коливань вібромайданчика в залежності від висоти, отримані за результатами виконаних експериментів (крива 1), в результаті розрахунку за формулою (2.62) (крива 2) та за формулою (2.63) (крива 3).

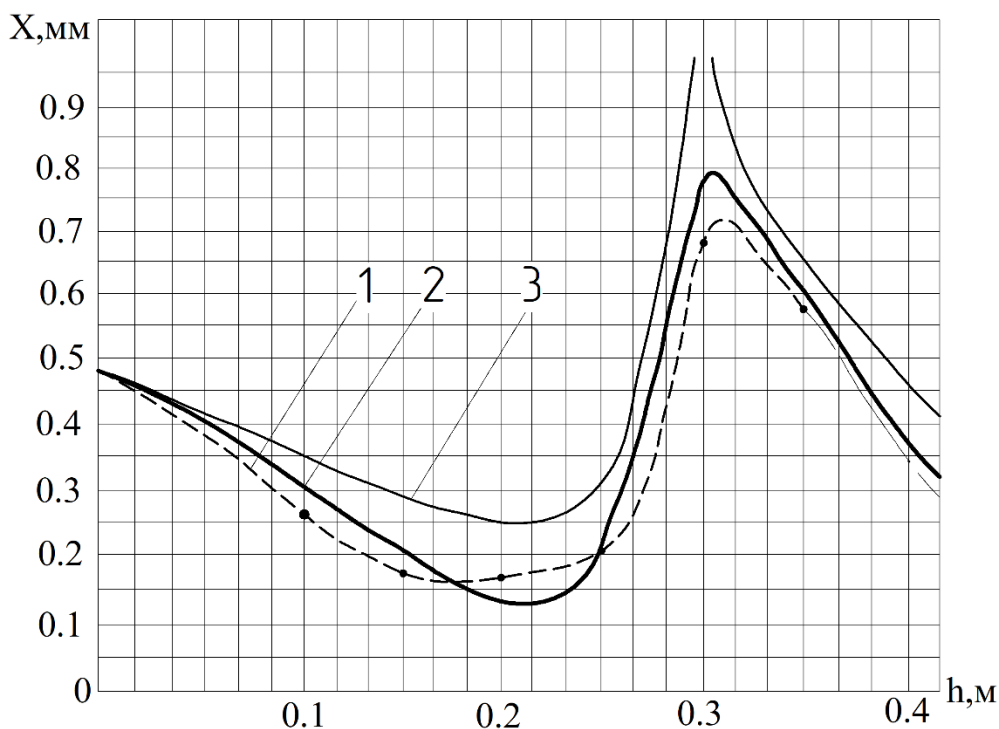


Рисунок 3.20 – Криві зміни амплітуди коливань вібромайданчика в залежності від висоти: 1 – експеримент; 2 – по формулі (2.62); 3 – по формулі (2.63).

Порівняння вказує на хорошу збіжність амплітуд коливань між експериментом та по формулі (2.62). Для амплітуд, розрахованих за дискретною схемою, така збіжність допустима для висоти 0.25 м, а вище призводить до значних відхилень в розрахункових амплітудах. Це свідчить про обмеженість використання дискретної схеми розрахунку.

3.7. Висновки по розділу

1. Застосування конструктивної схеми з зосередженими параметрами можливо тільки в обмеженій зоні змінних параметрів системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш», в межах висоти суміші $h = 0.2$ м та частоти коливань 314 с^{-1} .
2. Встановлено зони впливу пружних, інерційних та дисипативних сил на динаміку вібраційного майданчика. Виявлено, що домінуючий вплив однієї з сил на коливальну систему багато в чому залежить від співвідношення висоти стовпа суміші і довжини хвилі.
3. Числові значення коефіцієнтів дисипативного опору бетонної суміші знаходяться в межах 0.04 – 0.20, а динамічний модуль пружності коливається в межах $(100 - 650) \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$. Отже, при певній масі бетонної суміші спостерігається тенденція до зниження сил інерційного опору зі збільшенням висоти стовпа суміші.
4. Коефіцієнт опору залежить від жорсткості бетонної суміші. При однакових амплітудах коливань коефіцієнт дисипативного опору в середовищі з більшою жорсткістю буде мати більш низькі значення.

РОЗДІЛ 4. РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО РОЗРАХУНКУ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВІБРАЦІЙНИХ МАЙДАНЧИКІВ

4.1. Рекомендації для вибору вихідних числових значень характеристик та параметрів бетонної суміші

У якості вихідних параметрів розрахунку, динамічних параметрів та енергетичних показників вібраційних майданчиків є амплітуда та частота коливань, які задаються залежно від складу суміші та габаритних розмірів майбутнього виробу. Якщо за умовою задачі значення амплітуд і частот коливань відсутні, то їхні величини можна визначити, виходячи із отриманих досліджень, підтверджуючих положення про домінуючий вплив прискорення на процес ущільнення бетонних сумішей. Тоді такі характеристики як амплітуда, швидкість, частота, прискорення мають розглядатися спільно. Для гармонійних коливань з частотою ($\omega = 250 \dots 314 \text{ c}^{-1}$) оптимальна амплітуда:

$$X_{opt} = \frac{(4-6)g}{\omega^2}, \quad (4.1)$$

де g – прискорення вільного падіння ($g = 9.8 \text{ м/с}^2$).

Для частоти $\omega = 314 \text{ c}^{-1}$ оптимальна амплітуда коливань визначається за нижнім і верхнім прискоренням, тобто $X_{opt} = 0.4 - 0.6 \text{ мм}$. Зручною для використання є графіки, що отримані в результаті досліджень (рисунок 4.1).

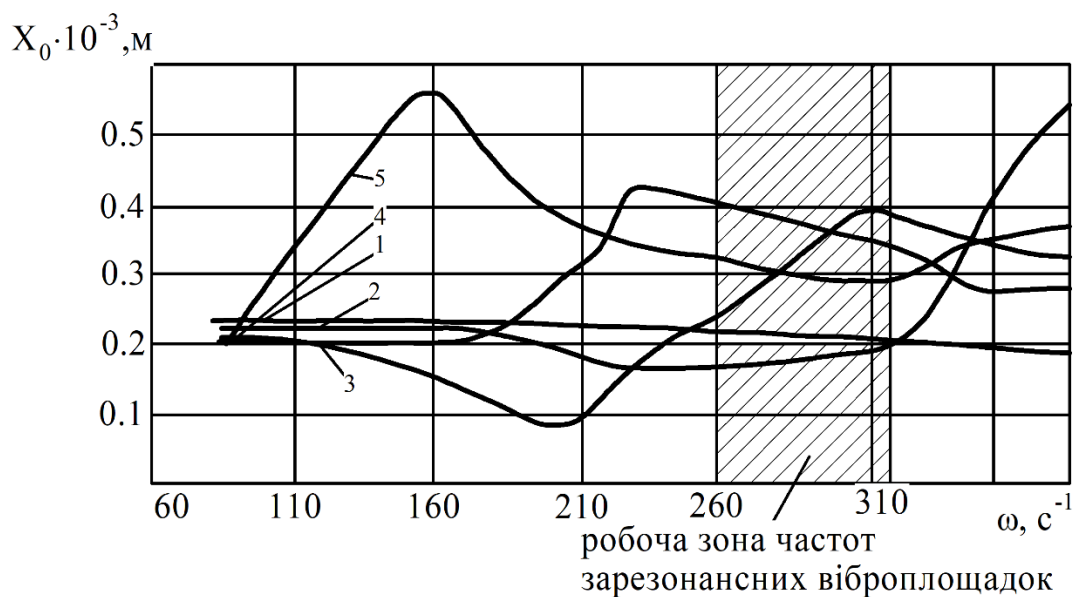


Рисунок 4.1 – Числові значення амплітуди коливань та частот для висот бетонної суміші, h : 1 – 0.1м; 2 – 0.2м; 3 – 0.3м; 4 – 0.4м; 5 – 0.5м.

Числові значення швидкості поширення хвиль в бетонній суміші для бетонної суміші в залежності від її жорсткості приведені на рисунку 4.2.

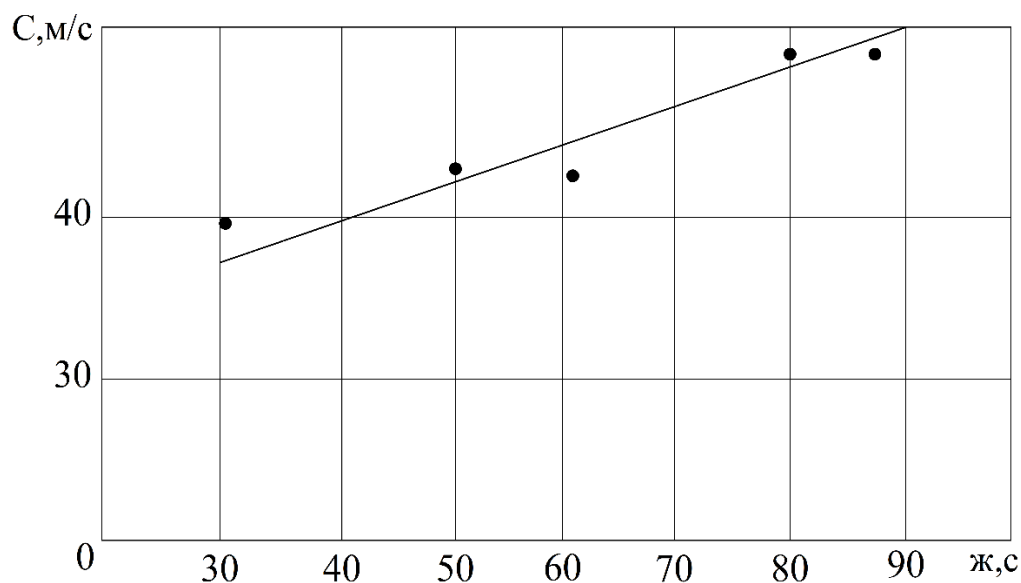


Рисунок 4.2 – Числові значення швидкості поширення хвиль в бетонній суміші в залежності від її жорсткості.

Для визначення коефіцієнта непружного опору γ в залежності від амплітуди коливань і жорсткості запропонована емпірична формула, що отримана на основі оброблення експериментальних даних:

$$\gamma = K_1 x_o \pm K_2 \quad (4.2)$$

де x_o – амплітуда коливань вібротомодуля в мм.

Числові значення емпіричних коефіцієнтів K_1 та K_2 в залежності від жорсткості бетонної суміші приведені на рисунку 4.3.

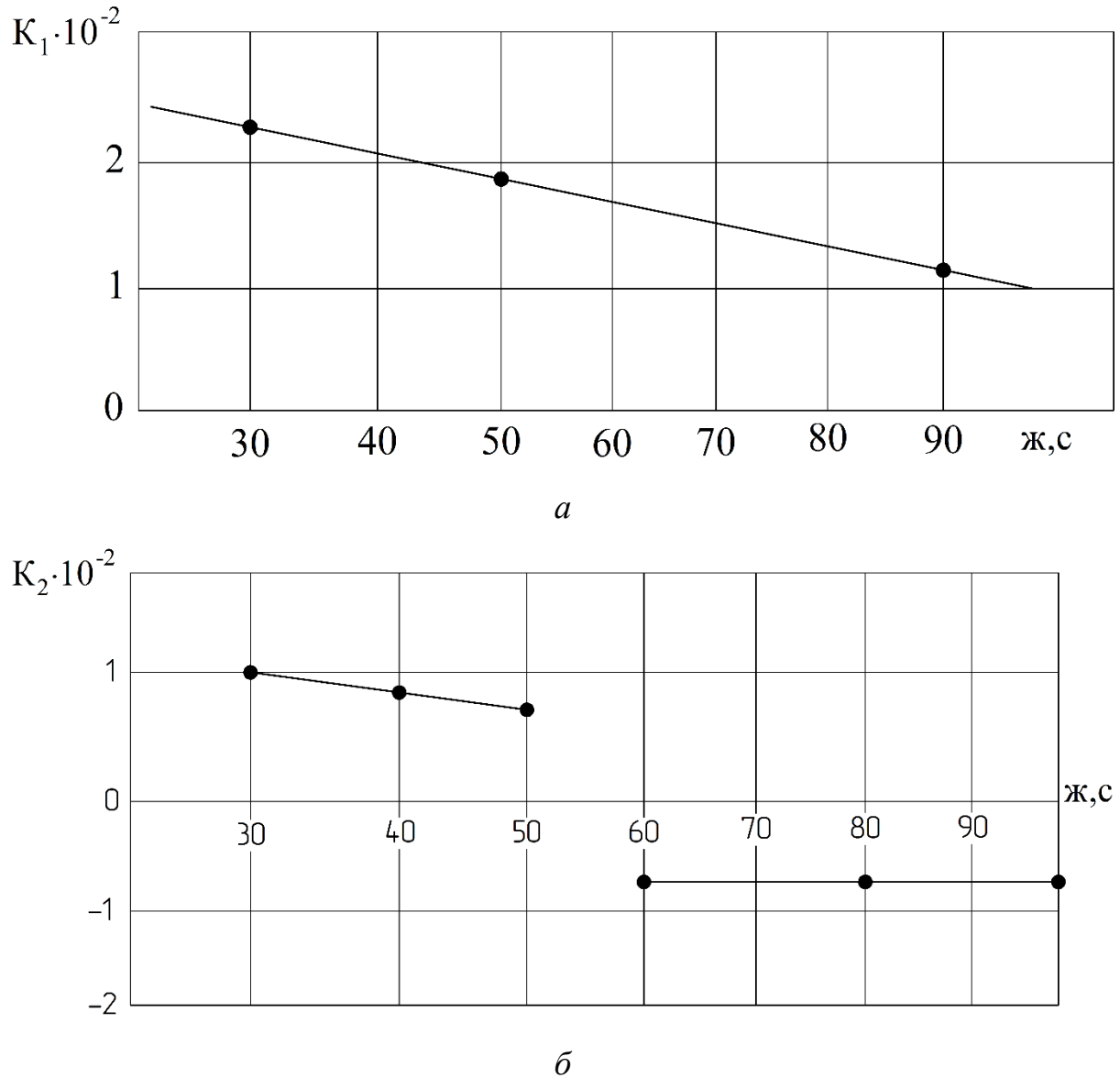


Рисунок 4.3 – Числові значення емпіричних коефіцієнтів K_1 та K_2 в залежності від жорсткості бетонної суміші: a – K_1 ; b – K_2 .

Числові значення коефіцієнтів a_1 і d_1 наведені в додатках 1 і 2 із наступними вихідними значеннями параметрів:

– частота коливань $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$,

- коефіцієнт непружного опору коливанням $\gamma = 0.05 \dots 0.2$,
- швидкість поширення хвилі $c = 25 \dots 50$, м/с,
- висота бетонного стовпа $h = 0.1 \dots 0.5$.

Для інших кутових частот в діапазоні $157 - 314 \text{ с}^{-1}$ запропоновано використовувати перехідну залежність:

$$\varphi = \frac{\omega h}{c}. \quad (4.3)$$

Наприклад, необхідно знайти коефіцієнти a_1 і d_1 для можливого використання частоти коливань 157 с^{-1} за швидкості поширення хвиль в бетонній суміші $c = 25 \text{ м/с}$, а висота виробу, що ущільнюється $h = 0.2 \text{ м}$ та числового значення коефіцієнта непружного опору коливанням $\gamma = 0.2$.

Тоді за формулою (4.3):

$$\varphi = \frac{157 \cdot 0.2}{25} = 1.256$$

Тепер знаходимо значення швидкості поширення хвиль в бетонній суміші при частоті коливань 314 с^{-1} для отриманого значення перехідного параметра $\varphi = 1.256$

$$C = \frac{314 \cdot 0.2}{1.256} = 50 \text{ м/с}$$

З отриманих значень швидкості $c = 50 \text{ м/с}$ і частоти 314 с^{-1} та вихідного значення коефіцієнта непружного опору коливанням $\gamma = 0.2$ можна використати числові значення коефіцієнтів a_1 і d_1 із таблиць додатків 1 і 2, що відповідають швидкості 25 м/с і частоті 157 с^{-1} . Для даного числового прикладу цими значеннями є: $a_1 = 1.953$; $d_1 = -0.464$.

4.2. Алгоритми вибору та розрахунку вібромайданчика для практичного використання при ущільненні бетонної суміші.

На основі результатів досліджень розроблено ряд алгоритмів для практичного використання в розрахунках вибору типу вібромайданчика, розрахунку динамічних параметрів вібромайданчика, визначення енергетичних показників та наведено приклад розрахунку.

4.2.1. Алгоритм вибору типу вібромайданчика для практичного використання при ущільненні бетонної суміші.

Даний алгоритм (рисунок 4.4) є вихідним, тобто початковим, передбачений для вибору типу вібромайданчика із урахуванням геометричних розмірів виробу, що отримується шляхом ущільнення бетонної суміші. Основна задача алгоритму полягає у виборі вібромайданчика за критерієм масових характеристик бетонного виробу, в якому окрім маси ключовим параметром є висота виробу, а також геометричні параметри виробу в плані.

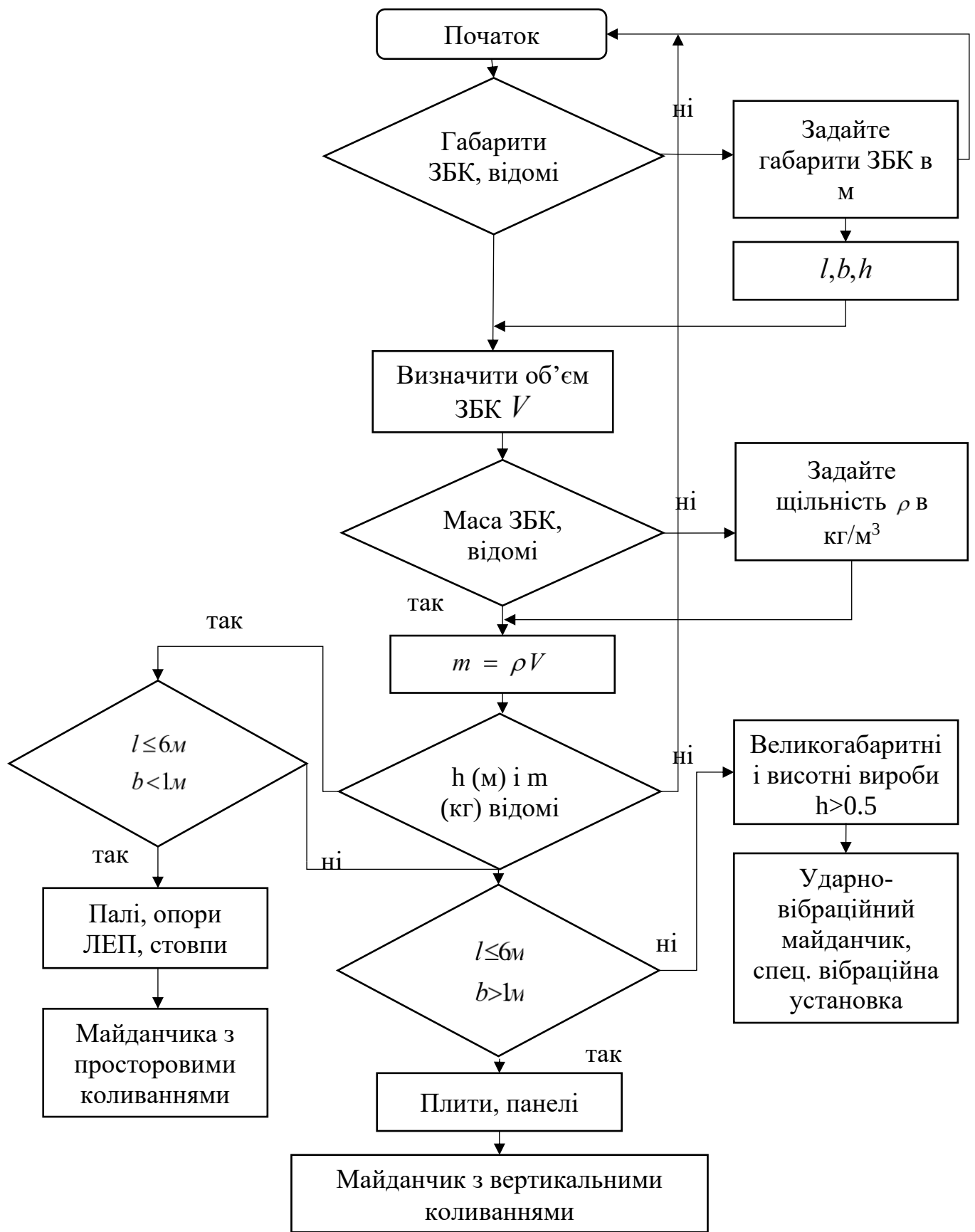


Рисунок 4.4 – Алгоритм вибору типу вібромайданчика при ущільненні бетонної суміші.

4.2.2. Алгоритм розрахунку динамічних параметрів вібромайданчика із урахуванням впливу бетонної суміші.

Наступним етапом розроблених рекомендацій за результатами досліджень є запропонований алгоритм розрахунку динамічних параметрів вібромайданчика (рисунок 4.5) із урахуванням впливу бетонної суміші. В блоках 1 – в та 2 – в запропонованого алгоритму на основі використання блоків 5 – б та 6 – б здійснюється перший етап проєктування, тобто ескізне зображення схеми вібромайданчика. Ключовими алгоритму є блоки, що визначають прийняття розрахункової моделі бетонної суміші (блок 7 – б) та 3 – в блок визначення мас. Критерієм достовірності результату є порівняння розрахункового та допустимого значення амплітуди коливань (блок 10).

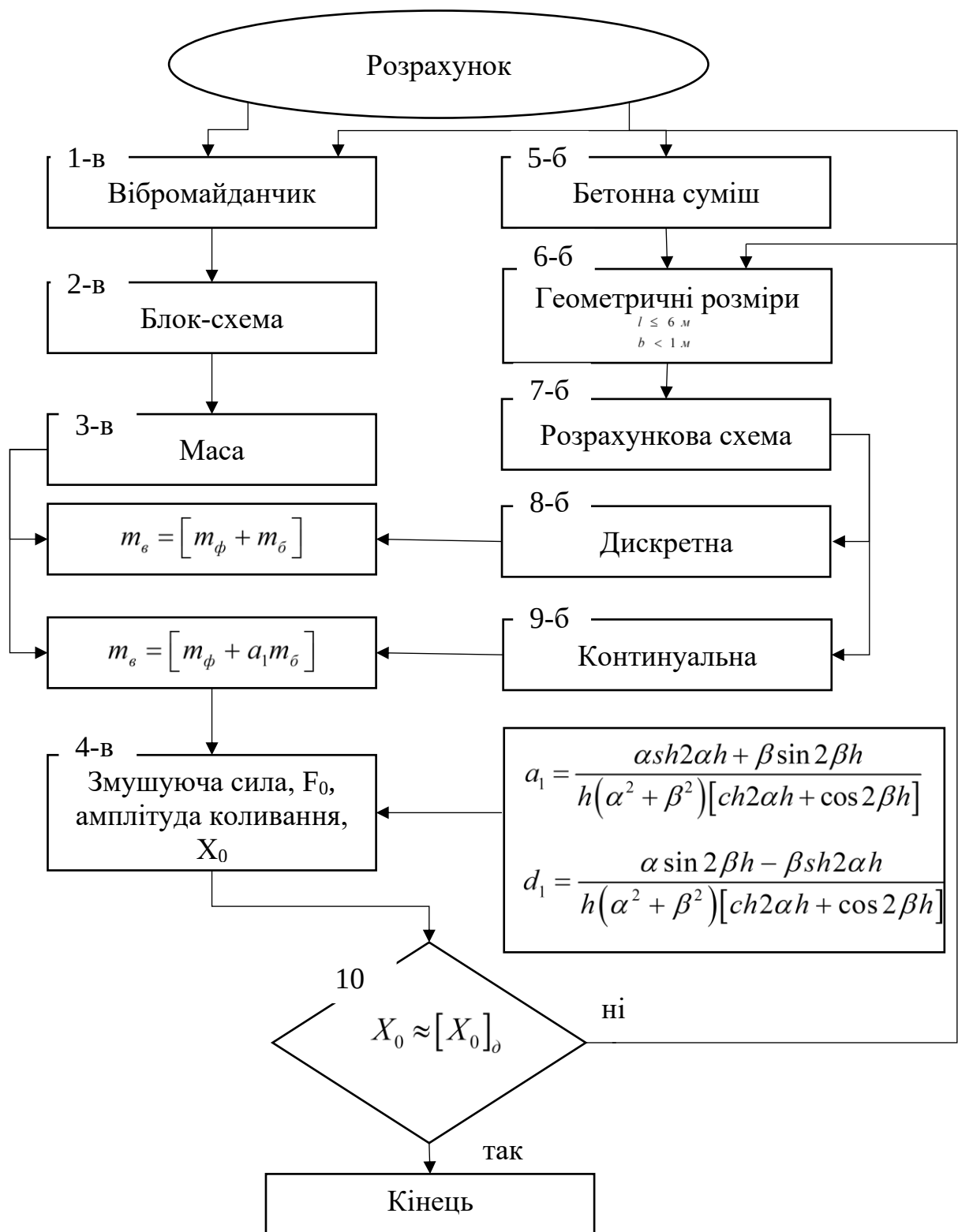


Рисунок 4.5 – Алгоритм розрахунку динамічних параметрів вібромайданчика

4.2.3. Алгоритм розрахунку енергетичних параметрів вібромайданчика.

Надалі за програмою розрахунку є визначення енергетичних показників вібромайданчика (рисунок 4.6). Алгоритм передбачає варіацію параметрів та мінімізує витрати енергії на протікання процесу ущільнення бетонної суміші.

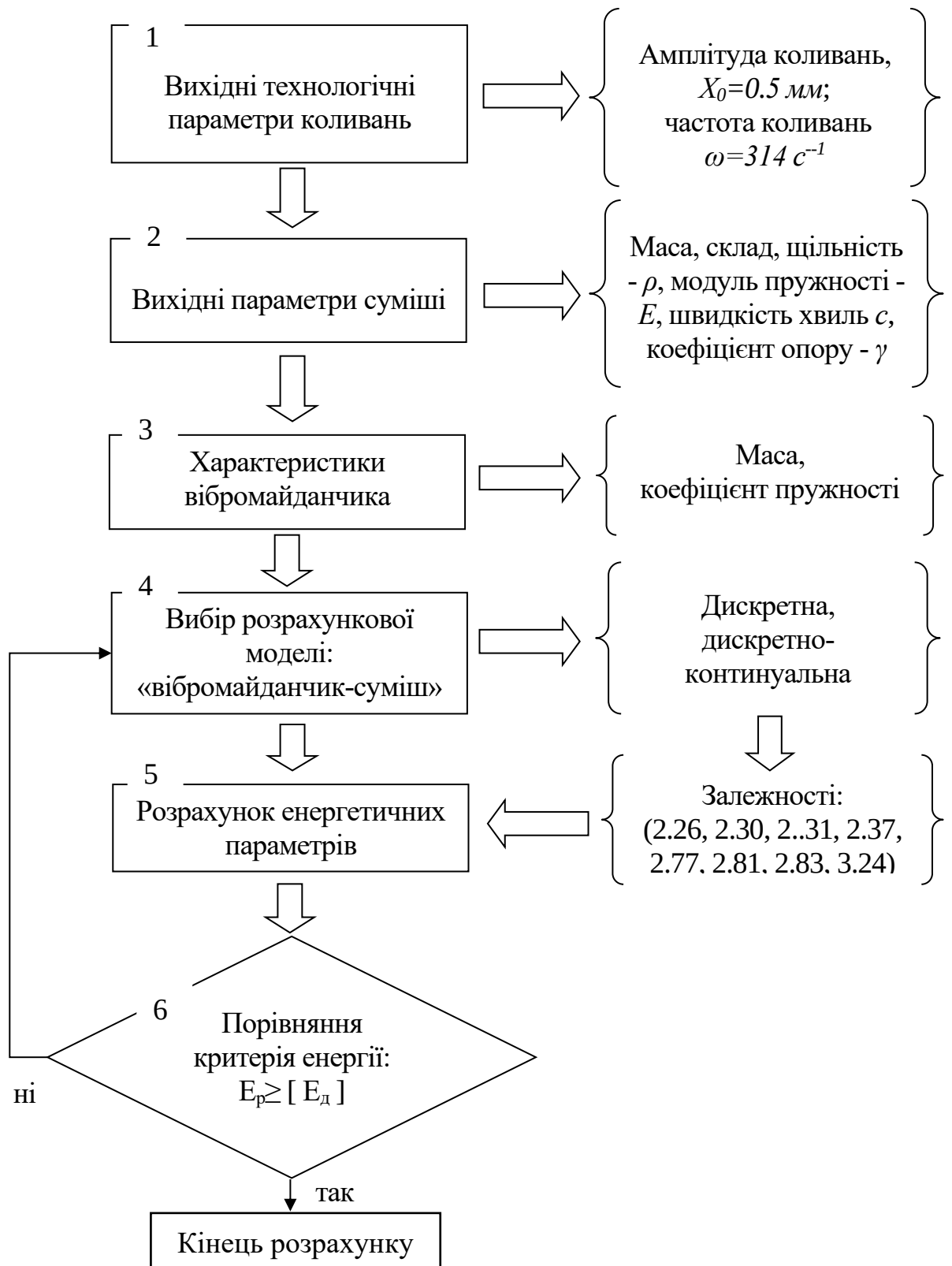


Рисунок 4.6 – Алгоритм розрахунку енергетичних параметрів вібромайданчика

4.3. Приклад розрахунку параметрів гармонійного вібромайданчика.

Вихідні дані до розрахунку:

Розмір виробу, що формується: $6.0 \times 3.0 \times 0.22$

Амплітуда коливань: $X_6 = 0.45 \text{ мм}$

Частота коливань: $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$

Щільність суміші: $\rho = 2250 \text{ кг/м}^3$

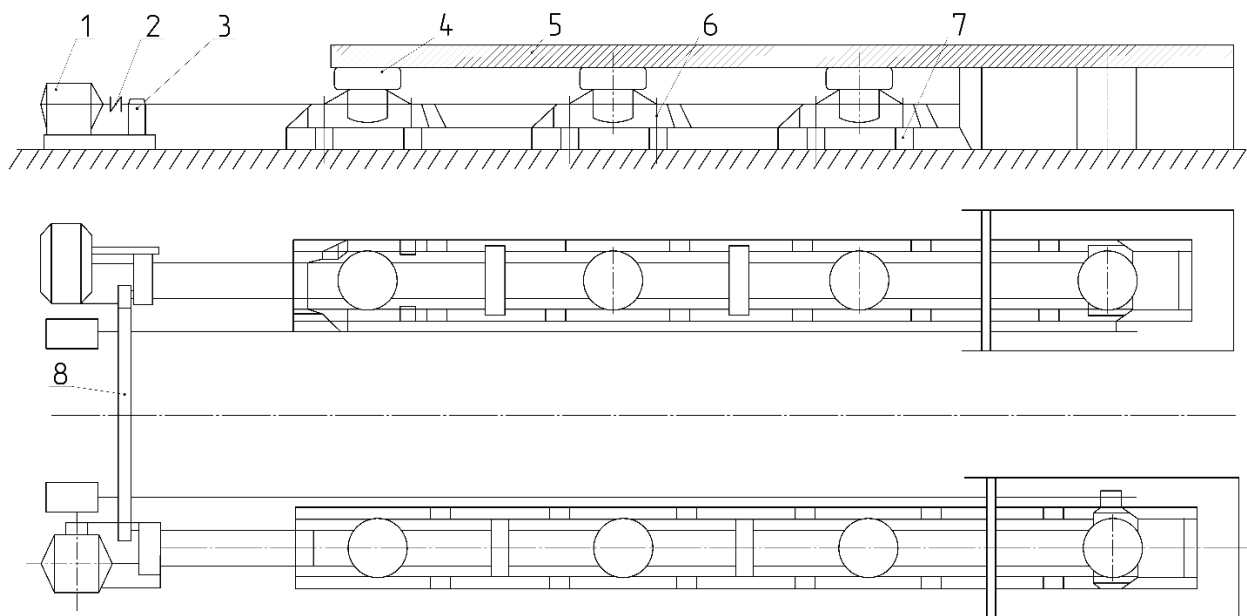


Рисунок 4.7 – Схема до розрахунку вібромайданчика з вертикальними коливаннями: 1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – циліндрично-зубчатий редуктор; 4 – віброблок; 5 – піддон форми; 6 – пружини; 7 – опори; 8 – синхронізатор.

Розмір піддона форми – $l = 6.2$; $b = 3$

1. Визначаємо масу сформованого виробу:

$$m_{\phi} = \rho V = 2250 \cdot 3.96 = 8910 \text{ кг.}$$

1.1. Маса форми:

$$m_{\phi} = (0.25..0.5)m_{\phi} = 2227 \text{ кг.}$$

1.2. Маса коливальних частин:

$$m_{\sigma} = 0.25(m_{\sigma} + m_{\phi}) = 0.25(8910 + 2227) = 2784 \text{ кг.}$$

1.3. Повна коливальна маса:

$$m_{\text{колив}} = m + m_{\sigma} = 11137 + 8910 = 20047 \text{ кг.}$$

$$\text{де } m = m_{\sigma} + m_{\phi} = 8910 + 2227 = 11137 \text{ кг.}$$

2. Забезпечення необхідного режиму коливань:

$$\omega = \omega_0^2 \cdot m_{\text{колив}};$$

$$\text{де } \omega / \omega_0 = 7 \dots 10;$$

$$\text{тоді } \omega_0 = 314 / 7 = 44.85 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega = (44.85)^2 \cdot 20047 = 403 \cdot 10^9 \text{ Н/м.}$$

3. Визначення загального статичного моменту маси дебалансу:

$$m_{об} = \frac{X_0 m}{\mu} = \frac{0.45 \cdot 10^{-3} \cdot 11137}{1.46} = 3.43 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

4.4. Рекомендації для проєктування дебалансу вібромайданчика.

4.4.1. Постановка задачі проєктування дебаланса віброзбудника коливань.

Статичний момент маси дебаланса є одним із ключових параметрів вібромашини, який впливає не тільки на величину зовнішньої змушуючої сили, а і на конструктивні розміри збудника коливань.

Тому при проєктуванні та розрахунку дебалансу виникає оптимізаційна задача – обґрунтування оптимальної форми дебалансу за вибраним критерієм для забезпечення необхідного статичного моменту.

4.4.2 Методологія проектування і розрахунку дебалансу.

Проектування і розрахунок дебалансу передбачає вибір його форми і визначення маси та геометричних розмірів. Що стосується форми, то на практиці найпоширенішими є чотири форми:

- у вигляді кільцевого сектора (рисунок 4.8, а);
- видовженої (рисунок 4.8, б);
- циліндричної (рисунок 4.8, в).

Проте форма конструкції дебалансу залежить від певних умов його конструювання.

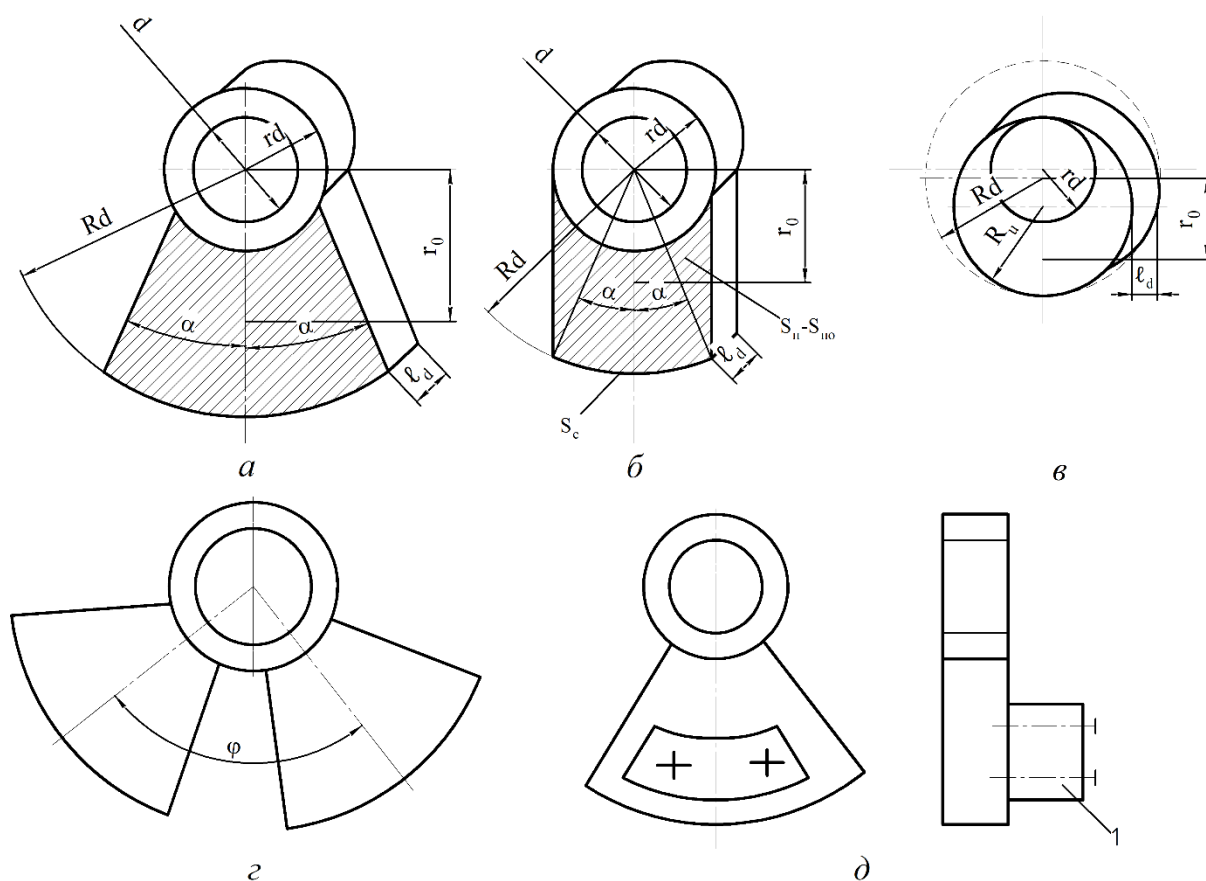


Рисунок 4.8 – Схеми конструкцій дебалансів.

Неврівноважена маса m_0 , що умовно заштрихована має ексцентриситет r_0 , площу s і товщину l_d . Означені параметри і підлягають визначенню. Радіус R_d вибирають, виходячи з конструктивних міркувань з

тим, щоб при обертанні між дебалансом і нерухомими деталями завжди зберігався зазор не менший від 5 мм.

Ексцентриситет r_0 знаходять за рівняннями статичних моментів площ елементарних частин, на які поділяється плоска фігура неврівноваженої частини дебаланса.

Якщо товщина дебалансу l_d , що відшукується, виявиться значно більшою, ніж того потребує опорна конструкція то, кут α або, за можливості, радіус R змінюють, а в разі необхідності змінюють і саму конструкцію. Проте за всіх обставин слід зберегти розрахунковий статичний момент маси дебалансу.

Застосування тієї чи іншої форми дебалансу залежить від конструкції віброблока, технології виготовлення деталей тощо. Цілком ймовірно, що найпростішою конструкцією дебалансу є циліндрична його форма, а щодо зменшення габаритних розмірів вібраторів, то тут доцільні для використання дебаланси у вигляді кільцевого сектора. Це пояснюється тим, що при однакових конструктивних розмірах R і r і рівних товщинах у дебалансу з кільцевим сектором статичний момент найбільший, а у видовженого – найменший. Проте дебаланси видовженої форми найменш металомісткі і до того ж мають мінімальний момент інерції, що полегшує процес пуску і послаблює резонансні явища при зупинці вібромашини. Тому в конструкціях серійних вібромайданчиків і застосовувались дебаланси видовженої форми.

Виходячи з аналізу діючих конструктивних розмірів дебалансів, слід орієнтуватися на такі залежності: $r_d = (0.7 - 1.0)d_d$, де d_d – діаметр маточини вала, на якому кріпиться дебаланс; $l_d = (0.4 - 0.6)d_d$; $R = (0.06 - 0.16)$ м; кут $\alpha = 90 - 180^\circ$ для дебаланса (рисунки 4.8, а).

Прийняття тих чи інших розмірів обумовлено конкретною конструкцією вібробудника коливань.

4.4.3. Формулювання задачі оптимізації.

Виходячи із конструктивних параметрів можна записати умову оптимізації.

Функція $F(I_x, I_y, m_0, m_1, m, k_m)$ є оптимумом, який досягається при таких умовах:

$$I_x, I_y = f(\alpha, r, R) \rightarrow \max - \text{момент інерції дебалансу}$$

$$m_0 = f(m_0 r_0, \alpha, r, R) \rightarrow \max - \text{неврівноважена (корисна) маса дебалансу}$$

$$m_1 = f(m_0 r_0, d, R, l) \rightarrow \min - \text{зрівноважена маса дебалансу}$$

$$m = f(m_0 r_0, \alpha, r, R) \rightarrow \min - \text{загальна маса дебалансу}$$

$$k_m = f(m_0, m) \rightarrow \max - \text{корисність маси дебалансу}$$

Для вирішення задачі визначення параметрів конструкції дебалансу спростимо її вхідні дані й розрахунок будемо проводити для статичного моменту дебалансу, який є константою.

Визначення геометричних параметрів дебалансу:

- визначення об'єму (площина, товщина);
- ексцентриситет.

Визначення додаткових параметрів дебалансу, за якими буде проводитись оцінка проектного рішення:

- загальної, зрівноваженої та нерівноваженої маси дебалансу;
- моментів інерції.

На параметри є обмеження (симплекс):

- значення параметру товщини повинні знаходитись в певних границях $l_0 \leq l \leq l_N$;
- значення параметру кута сектора повинні також знаходитись в певних границях $\alpha_0 \leq \alpha \leq \alpha_N$;

- значення параметру зовнішнього радіуса повинні знаходитись в певних границях $R_0 \leq R \leq R_N$;

Якщо проаналізувати можливі обмеження, то можна визначити, що вони бувають суперечливі, а отже в цьому випадку і симплекс-метод застосувати неможливо, бо симплекс (гіперплощина обмежень) буде вироджений. Наприклад, в нашому випадку, таким суперечливим критерієм є маса дебалансу. Важливим параметром оптимізації є матеріалоемність, що пов'язана з масою, отже і з навантаженнями і вимогами до приводних пристроїв. З одного боку чим менша маса тим менше використання матеріалу, зокрема сталі, що позначається на підвищенню вартості дебалансу і менші енерговитрати, але підвищення маси призводить до підвищення статичного моменту.

4.4.4. Аналіз розрахункових параметрів дебалансу.

Розглянемо більш детально параметри, якими описуються вищезгадані форми дебалансів для кожного окремо, щоб прослідкувати їх розбіжності та спільні параметри.

1. Дебаланс у вигляді кільцевого сектора
 - діаметр дебалансного валу d_d ;
 - радіус (малий) втулки r_d ;
 - зовнішній радіус (великий) обертання R_d ;
 - кут сектора α ;
 - товщина дебалансу l_d ;
2. Спеціальний секторний дебаланс
 - діаметр дебалансного валу d_d ;
 - радіус (малий) втулки r_d ;
 - зовнішній радіус (великий) обертання R_d ;
 - кут сектора α ;

- товщина дебалансу l_d ;
- 3. Дебаланс подовженої форми
 - діаметр дебалансного валу d_d ;
 - радіус (малий) втулки r_d ;
 - зовнішній радіус (великий) обертання R_d ;
 - товщина дебалансу l_d ;
- 4. Циліндричний (дисковий) дебаланс
 - діаметр дебалансного валу d_d ;
 - радіус (малий) втулки r_d ;
 - зовнішній радіус (великий) обертання R_d ;
 - товщина дебалансу l_d ;

Для підвищення точності всі параметри мають тип `double`.

Після аналізу параметрів, які описують різні форми дебалансів можна виділити загальні параметри, які властиві усім видам дебалансів і якими можна описати їх просторовий вигляд:

- діаметр дебалансного валу d_d ;
- радіус (малий) втулки r_d ;
- зовнішній радіус (великий) обертання R_d ;
- товщина дебалансу l_d .

А також кут сектора α , який потрібен для описання форми лише секторних дебалансів та є похідним в дебалансі видовженої форми.

Отже існує велика кількість варіантів конструктивних рішень дебалансів і їх отримання досягається шляхом зміни параметрів загального дебалансу.

Тепер необхідно за допомогою вивчення вхідних даних, внутрішніх залежностей та зовнішніх обмежень звужити цю множину до оптимальної кількості конструктивних рішень, яка задовольняє умовам задачі і над якою можна ефективно проводити експертну оцінку та приймати остаточне рішення по прийнятній формі дебалансу.

Вхідні параметри, які не змінюють своїх значень на протязі всього розрахунку:

- статичний момент $m_0 r_0$
- щільність матеріалу ρ
- діаметр дебалансного валу d_d

Похідні від вхідних параметри:

- радіус (малий) втулки $r_d = f(d_d)$
- площа дебалансу $s = f(\alpha, R_d)$
- ексцентриситет $r_0 = f(\alpha, R_d)$
- маса неврівноваженої частини дебалансу $m_{н.ч} = f(m_0 r_0, r_0)$
- товщина дебалансу $l_d = f(m_{01}, s, \rho)$

4.4.5. Методика основного розрахунку

Основний розрахунок здійснюється в такій послідовності.

1. Проводимо розрахунок площі неврівноваженої частини $s_{н.ч}$ та ексцентриситету дебалансу у вигляді кільцевого сектора (рисунок 4.9,а)
Переводимо кут сектора у розмірність з градусів до системи числення у радіанах

$$\alpha_{rad} = \frac{\pi \alpha^\circ}{180^\circ},$$

$$\alpha_{rad} = \frac{3.14 \cdot 180^\circ}{180^\circ} = 3.1416 \text{ рад}$$

розраховуємо площу неврівноваженої частини кільцевого сектора

$$s = \frac{\alpha_{rad}}{2} (R_o^2 - r_o^2),$$

$$s = \frac{3.1416}{2} (0.0610^2 - 0.0238^2) = 0.004955 \text{ м}^2$$

ексцентриситет

$$r_0 = \frac{2 \sin \alpha}{3 \alpha_{\text{рад}}} \left(\frac{R_d^3 - r_d^3}{R_d^2 - r_d^2} \right),$$

$$r_0 = \frac{2 \sin 180}{3 \cdot 3.1416} \left(\frac{0.0610^3 - 0.0238^3}{0.0610^2 - 0.0238^2} \right) = 0.014362 \text{ м}$$

де $\sin \alpha = \frac{r_d}{R_d}$, $\cos^2 \alpha = 1 - \sin^2 \alpha$, $\alpha = \arcsin \alpha$ радіан.

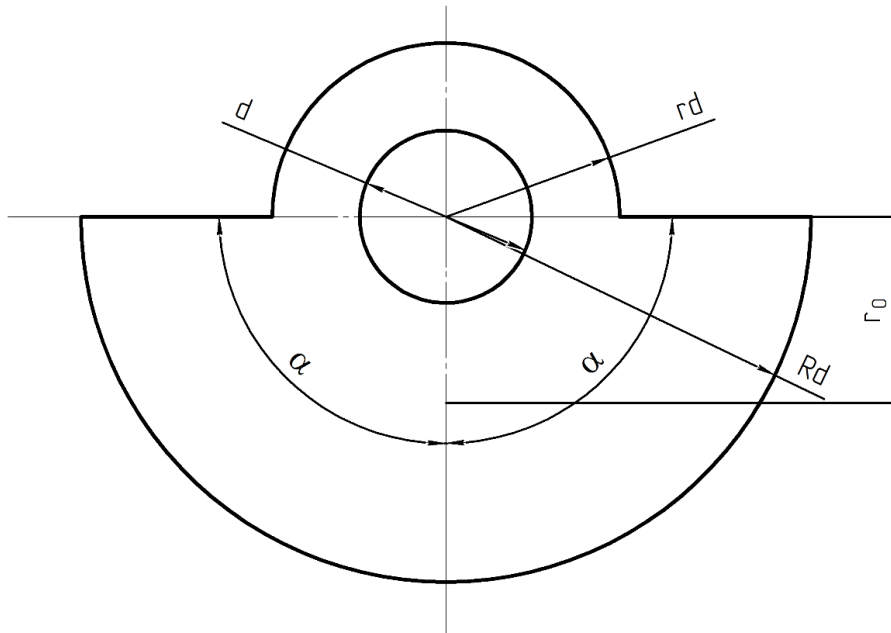


Рисунок 4.9 – Дебаланс сектора у вигляді сегменту

- Проводимо розрахунок зрівноваженої $m_{з.ч}$, невідновженої $m_{н.ч}$ і загальної m маси дебалансів та їх товщини l_d – набір цих параметрів як і спосіб розрахунку є однаковим для різних типів дебалансів:

Визначаємо масу невідновженої частини дебалансу $m_{н.ч}$ (корисна):

$$m_{н.ч} = \frac{m_0 r_0}{r_0} = \frac{F_0}{\omega^2 r_0},$$

$$m_{н.ч} = 0.00384 \cdot 0.078 = 0.00002996 \text{ м}^3$$

$$v_{н.ч} = 7850 \cdot 0.00002996 = 0.2352 \text{ кг}$$

Маса зрівноваженої частини дебалансу:

$$m_{з.ч.} = l_d \rho \pi (r_d^2 - (\frac{d_d}{2})^2),$$

$$m_{з.ч.} = 0.001779 \cdot 0.078 = 0.00001388 \text{ м}^3$$

$$G_{з.ч.} = 7850 \cdot 0.00001388 = 0.1090 \text{ кг}$$

Загальна маса дебалансу:

$$m = m_{з.ч.} + m_{н.ч.},$$

$$m = 0.1090 + 0.2352 = 0.3442 \text{ кг}$$

Товщина дебалансу

$$l_o = \frac{m_{н.ч.}}{sp},$$

$$l_o = \frac{0.2352}{0.003339 \cdot 7800} = 0.00903 \text{ м}$$

де $\rho = 7.8 \cdot 10^3 \text{ кг / м}^3$ – густина сталі.

Статичний момент одного дебалансу

$$m_0 r_0 = m_{н.ч.} \cdot r_0$$

$$m_0 r_0 = 0.2352 \cdot 0.00537 = 0.001263 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

В загальному вигляді алгоритм отримання конструктивного рішення дебалансу представлено на рисунку 4.10.

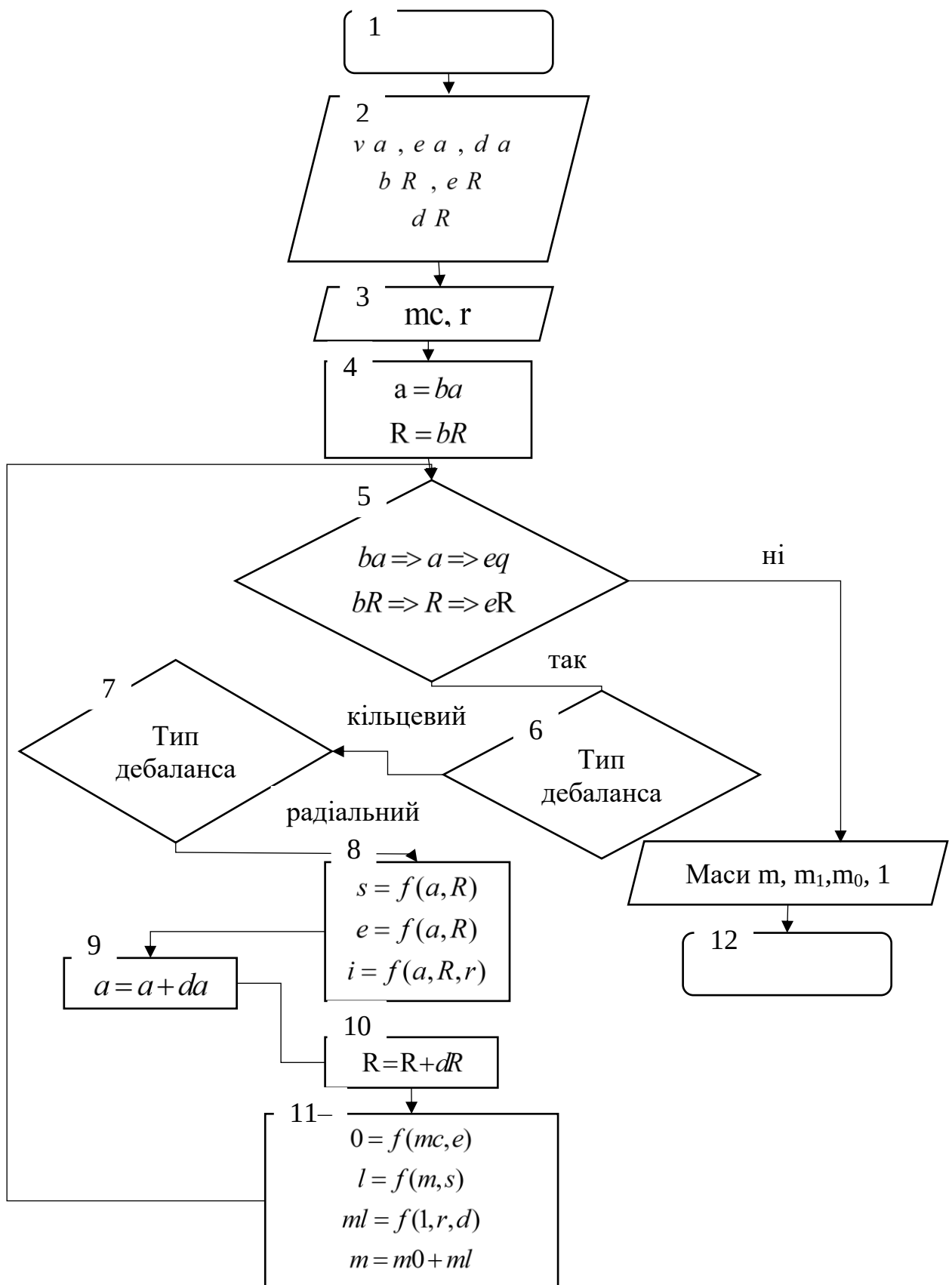


Рисунок 4.10 – Схема алгоритму отримання множини конструкцій дебалансу.

4.5 Висновки по розділу

1. Розроблені рекомендації у вигляді алгоритмів вибору та розрахунку параметрів вібромайданчика із урахуванням реального впливу на його рух бетонної суміші.
2. Розроблений алгоритм визначення енергетичних показників вібромайданчика при його використанні передбачає варіацію параметрів та мінімізує витрати енергії на протікання процесу ущільнення бетонної суміші.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У роботі розв'язано науково-прикладне завдання у галузі вібраційних технологій та машин для будівництва, яке полягає у вдосконаленні енергетичних показників вібраційних майданчиків для ущільнення бетонних сумішей.

1. На основі оцінки енергетичних показників існуючих вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей встановлена суттєва відмінність їх числових значень в межах здійснених розрахунків.
2. Обґрунтована фізична та математична модель процесу ущільнення бетонної суміші вібраційним майданчиком на основі дискретної та континуальної систем «вібраційний майданчик – бетонна суміш».
3. Отримані аналітичні залежності для визначення енергії на коливання дискретної системи і дискретно-континуальної моделі із урахуванням сил опору дозволили встановити закономірності зміни енергії на коливання вібромайданчика із врахуванням впливу бетонної суміші.
4. Визначені раціональні зони ефективної вібраційної дії для різної висоти бетонної суміші при її ущільненні.

5. Розроблена і створена експериментальна установка вібраційного майданчика дозволила виконати дослідження для частот коливань 157 с^{-1} , 241 с^{-1} , 314 с^{-1} для різних бетонних сумішей.
6. Встановлено зони впливу пружних, інерційних та дисипативних сил на динаміку вібраційного майданчика. Виявлено, що домінуючий вплив однієї з сил на коливальну систему багато в чому залежить від співвідношення висоти стовпа суміші і довжини хвилі.
7. Застосування конструктивної схеми із зосередженими параметрами можливо тільки в обмеженій зоні змінних параметрів системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш», що обумовлено висотою стовпа бетонної суміші і частотою коливань, що було виявлено в межах висоти суміші $h = 0.29\text{ м}$ при загальній висоті суміші $h = 0.36\text{ м}$ та частоти коливань 314 с^{-1} .
8. Визначені числові значення коефіцієнтів дисипативного опору бетонної суміші, які знаходяться в межах $0.04 - 0.20$, та динамічний модуль пружності межах $(100 - 650) \cdot 10^4\text{ Н/м}^2$.
9. Розроблені рекомендації у вигляді алгоритмів вибору та розрахунку параметрів та енергетичних показників вібромайданчика, які передбачають варіацію параметрів з метою мінімізації витрат енергії на протікання процесу ущільнення бетонної суміші.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Bondarenko A., Onyshchenko A., Lisnevskiy R., Slyusar V. Determining the influence of higher harmonics of nonlinear technological load in dynamic action systems. Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. 2023. Vol. 4, No. 7 (124). P. 79–88. <https://doi.org/10.15587/1729–4061.2023.285419>
2. Нестеренко М.М., Назаренко І.І., Заприво́да А.В., Бондаренко А.Є., Слюсар В.С. Дослідження фізичних аспектів розсіювання енергії в матеріалах при статичному та динамічному їх навантаженні. Mechanics and Advanced Technologies. 2022. Т. 6, № 1. С. 70–78. <https://doi.org/10.20535/2521–1943.2022.6.1.260945>
3. Назаренко І., Заприво́да А., Бондаренко А., Слюсар В. Determination of energy parameters of vibrating machines for compaction and formation of concrete products according to different power form of load. Strength of Materials and Theory of Structures. 2024. № 113. С. 18–28. <https://doi.org/10.32347/2410–2547.2024.113.18–>
4. Іван Назаренко, Андрей Заприво́да, Володимир Слюсар. Дослідження енергетики вібраційної системи «машина – середовище» в різних режимах ущільнення будівельної суміші. Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди. 2024. № 46., С. 250–257. <https://doi.org/10.31713/budres.v0i46.29>
5. Oleh Dedov, Volodymyr Sliusar, Andrii Bondarenko, Petro Ladkin, Oleksii Pohrebach. Study of the dynamics of a vibration machine considering the influence of the processing medium. Construction Engineering 2024. № 40., P. 18–28. <https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/07/18477–11342–PB.pdf>
6. Volodymyr Sliusar. Methodology for experimental research on the distribution of energy in the elements of the «vibration machine –

- compacting concrete mixture» system. Техніка будівництва. 2024. № 41. С. 40–46. <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0404>
7. Слюсар Володимир. Методика визначення енергії на ущільнення бетонної суміші. VI Всеукраїнська науково-технічна конференція «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки». 2023. С. 60–61.
 8. Володимир Слюсар. Методика експериментального дослідження розподілу енергії в елементах системи «вібраційна машина – ущільнювана бетонна суміш». V Міжнародна науково-практична конференція «Енергоощадні машини і технології». Київ, КНУБА, 2024, С. 22–24
 9. В. Слюсар, М. Береговий. Дослідження параметрів логістичної системи для інтенсифікації процесів обробки будівельної суміші. International Scientific-Practical Conference of young scientists "Build-Master-Class-2023". С. 321–322.
 10. Назаренко І., Дєдов О., Ручинський М., Заприво́да А., Міщук Є., Слюсар В., Нестеренко М., Бондаренко А. Дослідження енергоощадних вібраційних машин технологічного призначення. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта. 2024. № XXIV., С. 147–148. <https://doi.org/10.20535/.2024.XXIV.322349>
 11. Нестеренко М.М., Назаренко І.І., Слюсар В.С., Ведмідь В.В. Оцінка ефективності вібраційного ущільнення бетонних сумішей. Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка". 2024. С. 102–104.
 12. Берник, П.С., Паламарчук, І.П. Конвеєрні вібраційні машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки. К.: Вища школа (1996)
 13. Гарнець В.М., Зайченко С.В., Човнюк Ю.В., Шаленко В.О., Приходько Я.С. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії. – К.: Інтерсервіс, 2015. – 238 с.

14. Гарнець В.М., Шаленко В.О. Принципи розробки сучасних бетоноформувальних агрегатів. / Енергоощадні машини і технології: тези доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції. – К.: КНУБА, 2015. – С. 81.
15. Гурський, В. М. Забезпечення двочастотних резонансних режимів 385 роботи вібраційного стола для ущільнення бетоносумішей [Текст] / В. М. Гурський, І. В. Кузьо, О. С. Ланець // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – Львів, 2010. – № 678. – С. 44–51
16. Гурський В. М. Вибір раціональних параметрів стержневої системи вібраційного оброблювального комплексу з електромагнітним приводом / В. М. Гурський, О. С. Ланець, Я. В. Шпак // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, 2009. – № 641. – С. 29–34.
17. Ланець О.С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом. Теоретичні основи та практика створення: монографія. Львів: Львівська політехніка, 2008. 324 с.
18. Ланець О.С., Кузьо І.В. Конструкція та динаміка роботи високочастотного електромагнітного двотактного вібраційного майданчика для ущільнення бетонних сумішей. Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). Полтава: ПолтНТУ, 2009. Вип. 3 (25), Т. 1. С. 126–130.
19. Ланець О.С. Експериментальне підтвердження положень теорії синфазних коливань у тримасових механічних системах з електромагнітним приводом. Вібрації в техніці та технологіях. 2006. № 1 (43). С. 64–68.
20. Ланець О.С. Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом. Вібрації в техніці та технологіях. 2005. № 2 (40). С. 46–54.

21. 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.
22. Кузьо І. В. Встановлення конструктивно-силових параметрів та дослідження руху коливальних мас у вібраційній машині з аероінерційним збуренням. / І. В. Кузьо, О. В. Ланець, Я. В. Шпак //
23. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навчальний посібник. Київ: КНУБА, 2007. 230 с.
24. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем: навчальний посібник. 2-е вид. Київ: Видавничий Дім «Слово», 2010. 440 с.
25. Назаренко І. І. Дослідження взаємодії бетонної суміші з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної установки/ І. І. Назаренко, Ю. О. Баранов, В. А. Басараб // Вібрації в техніці та технологіях, 2013. – №3(71). – С. 55–60.
26. Нестеренко М. П. Математичне моделювання вібраційних машин для формування залізобетонних виробів з урахуванням впливу бетонної суміші на робочий орган / М. П. Нестеренко, Д. С. Педь // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського, 2009. – № 1(54). – Ч. 1. – С. 78–80.
27. Нестеренко М. Прогресивний розвиток вібраційних установок з просторовими коливаннями для формування залізобетонних виробів. Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). Полтава: ПолтНТУ, 2015. Вип. 44. С. 177–181.
28. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури. Зб. наук. праць «Галузеве машинобудування, будівництво». Полтава, 2005. Вип. 16. С. 177–181.
29. Нестеренко М.П. Дослідження робочого режиму віброплощадки з вимушеними крутильними коливаннями при формуванні ребристих

- плит покриттів і плит перекриттів. Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). Полтава, 2012. № 1 (31). С. 161–163.
30. Нестеренко М.П., Нестеренко М.М., Складенко Т.О. Закономірності просторового руху робочого органа вібраційної установки з двома дебалансними віброзбудниками. Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). Полтава: ПолтНТУ, 2005. Вип. 16. С. 182–191.
31. Нестеренко М.М. Дослідження пружних властивостей гумових прокладок ударно-струшувальної установки при різних питомих тисках. Техніка будівництва: Науково-технічний журнал. 2010. № 25. С. 24–28.
32. Нестеренко М.М., Нестеренко Т.М., Магас Н.М. Методика розрахунку ударно-вібраційних установок для виготовлення виробів із легких бетонів для енергоефективної реконструкції будівель в Україні. Науковий вісник будівництва. Том 88 № 2 (2017): Науковий вісник будівництва. С. 178–181.
33. Нестеренко М.М. Визначення основних характеристик коливань рухомої рами на пружних прокладках. Збірник статей і тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів». Кіровоград: КНТУ, 2013. С. 67–71.
34. Орисенко О.В., Нестеренко М.М. Урахування впливу бетонної суміші на динаміку машини при математичному моделюванні руху робочого органу ударно-струшувальної установки. Збірник наукових праць студентів ЕМФ. Полтава: ПолтНТУ, 2011. Вип. 3. С. 7–11.
35. Орисенко О.В., Рева М. Математичне моделювання руху робочого органу вібраційної установки для формування залізобетонних кілець. Збірник наукових праць студентів ЕМФ. Полтава: ПолтНТУ, 2013. Вип. 5. С. 144–153.

36. Паламарчук І.П., Паламарчук В.І., Драчишин В.І. Обґрунтування параметрів гнучкого елемента в приводному механізмі з комбінованим кінематичним віброзбудженням. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2013. Т. 6, № 7(66). С. 25–30.
37. Повідайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання. Львів: Львівська політехніка, 2004. 248с.
38. Ярошевич М. П., Ярошевич Т. С. Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом. Монографія. Луц. нац. техн. ун-т. Луцьк : РВВ ЛНТУ. 2010. 219 с.
39. Онищенко О.Г. Нестеренко М.П. Аналітичні дослідження впливу поздовжніх стінок форми на ущільнення бетонної суміші при горизонтально направлених коливаннях віброплощадки. Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) , №1(31). Полтава: ПНТУ, 2012. С. 22–28.
40. Despotovic, Z., Urukalo, D., Lecic, M., Cosic, A. Mathematical modeling of resonant linear vibratory conveyor with electromagnetic excitation: simulations and experimental results. *Applied Mathematical Modelling*. 41, 1–24 (2017)
41. Michalczyk, J., Czubak, P. Natural vibrations of long vibratory conveyers. *Archives of Metallurgy and Materials*. 51, 145–154 (2006)
42. Michalczyk, J. Transient resonance of machines and devices in general motion. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. 50, 577–587 (2012)
43. Luo, G., Ma, L., Lv, X. Dynamic analysis and suppressing chaotic impacts of a two-degree-of-freedom oscillator with a clearance. *Nonlinear Analysis: Real World Applications*. 10, 756–778 (2009)
44. Luo, G., Yu, J., Xie, J. Codimension two bifurcation and chaos of a vibro-impact forming machine associated with 1:2 resonance case. *Acta Mechanica Sinica*. 22, 185– 198 (2006)

45. Nguyen H., Tran V. Rheological properties of concrete under vibration. *Materials Science and Engineering*. 2021. Vol. 15, No. 4. P. 30–40.
46. Nguyen T., Patel V. Smart Vibration Control Systems in Modern Construction. *Automation in Construction*. 2022. Vol. 144. P. 104–112.
47. Wagg, D.J. Multiple non-smooth events in multi-degree-of-freedom vibro-impact systems. *Nonlinear Dyn.* 43, 137–148 (2006)
48. Wang, J., Shen, Y., Yang, S. Dynamical analysis of a single degree-of-freedom impact oscillator with impulse excitation. *Advances in Mechanical Engineering*. 9, 1– 10 (2017)
49. Баранов, А.М. Теоретичні основи робочих процесів машин набризку будівельних сумішей [Текст] : автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.05.02 [Електронний ресурс] / А.М. Баранов; Харк. держ. техн. ун-т буд-ва та архіт. – Х., 2001. – 33 с.
50. Гриценко І.О. Математичне моделювання процесів ущільнення бетонних сумішей. Харків: ХНУБА, 2019. 178 с.
51. Демченко С.В. Вплив параметрів вібрації на міцність бетону. *Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди*. 2022. № 55. С. 89–94.
52. 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.
53. Назаренко І.І., Нестеренко М.П. Дослідження робочого режиму віброплощини на завершальній стадії формування бетонного лотка. *Техніка будівництва*. 2011. № 26. С. 14–21.
54. О. Diachenko. Теоретичні дослідження просторових коливань віброустановки з пневматичними вібробудниками коливань. Системи

- управління, навігації та зв'язку. Збірник наукових праць Том 4 № 50 (2018): Системи управління, навігації та зв'язку. С. 73–76.
55. Kuropiatnyk O. S. (2021). Parametric Optimization of Belt Conveyors by Energy Efficiency Criterion. *Science and Transport Progress*, 3(93), 50–58.
56. Yaroshevych N. P. Dynamics start vibrating machines with unbalanced drive in case of flat vibrations of bearing body. / N. P. Yaroshevych, I. P. Zabrodets, T. S. Yaroshevych *Науковий вісник Національного гірничого ун-ту. Наук. Техн.. журнал*, 2015. – № 3. – С. 39 – 45. 80.
57. Yaroshevych N. P. Dynamics of Starting of Vibrating Machines with Unbalanced Vibroexciters on Solid Body with Flat Vibrations. / N. P. Yaroshevich, I. P. Zabrodets, T. S. Yaroshevich *Applied Mechanics and Materials*, 2016. – Vol. 849, pp. 36 – 45.
58. Нестеренко М.П. Синтез вібраційних установок з просторовими коливаннями для формування будівельних виробів із бетонних сумішей: дис. канд. техн. наук. Полтава: ПолтНТУ, 2013.
59. Inman D.J. *Engineering Vibration*. 4th ed. Pearson, 2013. 672 p.
60. Федоренко Р.О. Дослідження енерговитрат при вібраційному ущільненні. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка»*. 2021. № 934. С. 67–73.
61. Bentz D.P. *Pressure–Compact Concrete for Prefabricated Elements*. NIST Technical Report. 2012. 78 p.
62. Chen Y., Li Q. Nonlinear Dynamics of Vibratory Systems with Applications to Construction Machinery. *Journal of Sound and Vibration*. 2021. Vol. 502. P. 109–125.
63. Clark R., Johnson M. Nonlinear vibration analysis for concrete structures. *Structural Engineering International*. 2022. Vol. 32, No. 3. P. 60–70.
64. Garcia D., Fernández J. Energy Dissipation in Concrete Mixtures Under Vibration. *Construction and Building Materials*. 2022. Vol. 341. P. 127–135.

65. Jackson L., Brown K. Optimization of vibratory compaction processes. *Journal of Construction Engineering*. 2023. Vol. 18, No. 4. P. 25–35.
66. 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.
67. Дідковський В.С., Дрозденко К.С. Основи аналітичної механіки та теорії коливань: підручник. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. С. 250.
68. Черевко О. М., Давиденко Ю. О., Черевко П. О. Вплив параметрів вібрації на процес ущільнення бетонних сумішей. Збірник наукових праць «Галузеве машинобудування, будівництво». – 2015. – Вип. 1(43). – С. 20–25.
69. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Slipetskyi V., Titova L. Determining the regions of stability in the motion regimes and parameters of vibratory machines for different technological purposes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 6, No. 7 (108). P. 71–79.
70. Nazarenko I., Dedov O., Slipetskyi V., Kostenyuk A., Kyzminec N., Sviderskyi A. Determination of the workflow of energy-saving vibration unit with polyphase spectrum of vibrations. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 1, No. 7 (103). P. 43–49.
71. Мельник П.С. Енергоощадні технології у виробництві залізобетонних виробів. Науковий вісник будівництва. 2022. № 76. С. 102–108.
72. Green P., Taylor S. Energy dissipation in reinforced concrete under dynamic loads. *Construction Materials*. 2023. Vol. 10, No. 3. P. 45–55.
73. Holzapfel G.A. *Nonlinear Solid Mechanics: A Continuum Approach for Engineering*. Wiley, 2000. 632 p.

74. Kelly S.G. Mechanical Vibrations: Theory and Applications. Stamford: Cengage Learning, 2012. 896 p.
75. Lee S., Kim H. Computational mechanics of vibratory systems. *Journal of Computational Physics*. 2020. Vol. 400. P. 50–65.
76. Martin D., Taylor R. Energy-efficient design of vibratory machines. *Energy and Buildings*. 2023. Vol. 280. P. 110–120.
77. Nazarenko I., Gaidaichuk V., Dedov O., Diachenko O. Determination of stresses and strains in the shaping structure under spatial load. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 6, No. 7 (96). P. 13–48.
78. Nazarenko I., Gaidaichuk V., Dedov O., Diachenko O. Investigation of vibration machine movement with a multimode oscillation spectrum. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 6, No. 1 (90). P. 28–36.
79. Nazarenko I., Gavryukov O., Klyon A., Ruchynsky N. Determination of the optimal parameters of a tubular belt conveyor depending on such an economical. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 3, No. 1 (93). P. 34–42.
80. Nazarenko I., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 4, No. 7 (112). P. 41–49.
81. Nazarenko I., Pelevin L., Kostenyuk O., Dedov O., Fomin A., Ruchynskiy M., Sviderskyi A., Mishchuk Y., Slipetskyi V. Applied problems of motion of mechanical systems under action of power loads. Tallin: Scientific Route, 2019. 77 p.
82. Karnovsky I.A., Lebed E. *Theory of Vibration Protection*. Springer, 2016. 500 p.

83. Thomas K., Lee M. Energy-efficient vibration technologies in construction. *Sustainable Construction Journal*. 2024. Vol. 12, No. 2. P. 25–35.
84. Thomson W.T., Dahleh M.D. *Theory of Vibration with Applications*. 5th ed. Prentice Hall, 1998. 576 p.
85. Zhang L., Chen Q. Nonlinear dynamics of vibratory compaction systems. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2023. Vol. 245. P. 110–120.
86. Wang L., Zhang C. Energy Efficiency in Vibratory Construction Equipment. *Renewable Energy Focus*. 2022. Vol. 43. P. 210–218.
87. Adams R., Taylor J. Structural integrity under vibratory loads. *Journal of Engineering Mechanics*. 2024. Vol. 150, No. 6. P. 70–80.
88. Weber G., Anand L. Finite deformation constitutive equations and a time integration procedure for isotropic hyperelasticviscoplastic solids Text. Weber G., Anand L. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1990. 79. P. 173–202.
89. Balachandran B., Magrab E.B. *Vibrations*. Cengage Learning, 2008. 896 p.
90. Montáns F.J., Bathe K.J. Computational issues in large strain elastoplasticity: an algorithm for mixed hardening and plastic spin Text Montáns F.J., Bathe K.J. *Int. J. Numer. Meth. Enging*, 2005. 63. P. 159–196.
91. Edward r. Scheinerman. *Invitation to Dynamical Systems* . Edward r.Scheinerman New Jersey, 1995. 374 p.
92. Qian C. Z., Chen C. P., Zhou G. W., Dai L. M. Dynamic Response Analysis for Elastic Bearing Beam Under Moving Load. *Nonlinear Engineering*. – 2013. – Vol. 1, No. 3–4. – P. 145–152.
93. Ярошевич О. М., Забродець І. П., Мартинюк В. Л. Коливання привода вібраційних машин з дебалансними збудниками. Інформаційні системи, механіка та керування в будівництві. – 2018. – Вип. 52. – С. 114–128.
94. Filimonikhin G., Yatsun V., Matsui A., Kondratets V., Pirogov V. Selection and Research of Stability of the Steady State Motions of a Single-Mass

- Resonance Vibratory Machine Working on the Sommerfeld Effect. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2022. – Vol. 6, No. 7(120). – P. 6–14.
95. Jia, Y., Seshia, AA (2014). Автоматично-параметрично збуджений збирач енергії вібрації. Датчики та виконавчі механізми А: Фізика, 220, 69–75.
96. Чепок О.Л. Механічні коливання і хвилі. Основи акустики: навчальний посібник. Одеса: ПНПУ ім. К.Д. Ушинського, 2021. 150 с.
97. Симоновський В. І. Теорія лінійних коливань / В. І. Симоновський. – Суми : Вид-во СумДУ, 2012. – 71 с.
98. Симоновський В. І. Коливання нелінійних систем / В. І. Симоновський. – Суми : Вид-во СумДУ, 1999. – 131 с.
99. Василенко М.В., Алексійчук О.М. Теорія коливань і стійкості руху. Підручник. - Київ: Вища школа, 2004. - 525 с.
100. Баладінський В.Л., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Будівельна техніка: Підручник. Київ-Полтава.: КНУБА- ПНТУ, 2002. 463 с.
101. Singiresu S. Rao, Philip Griffin. Mechanical vibrations. Sixth Edition in SI Units.-Pearson Education Prentice Hall, 2018. - 1290 p.
102. Карвацький А.Я. Механіка суцільних середовищ: навчальний посібник. Київ: НТУУ «КПІ», 2016. 290 с.
103. Ковальчук В.А. Дослідження резонансних режимів роботи вібраційних машин. Техніка будівництва. 2021. № 48. С. 23–28.
104. Smith J., Green T. Advanced Concrete Technology: Vibration and Compaction. Elsevier, 2023. 400 p.
105. Taylor R., White S. Dynamic analysis of vibratory construction equipment. Mechanics of Structures and Machines. 2021. Vol. 49, No. 2. P. 30–40.
106. Rao J.S. Advanced Vibrations: A Modern Approach. Wiley, 2019. 432 p.
107. Rao S.S. Mechanical Vibrations. 6th ed. Pearson, 2017. 1168 p.

108. Yang H., Feng Y., Wang H., Jeremić B. Energy Dissipation Analysis for Inelastic Reinforced Concrete and Steel Beam-Columns. Engineering Structures. – 2019. – Vol. 197. – Article 109431.
109. Bernyk I., Luhovskyi O., Nazarenko I. Effect of rheological properties of materials on their treatment with ultrasonic cavitation. Materiali in Tehnologije. 2018. Vol. 52, No. 4. P. 465–468.
110. Wilson T., Brown S. Vibration analysis in civil engineering applications. Engineering Structures. 2021. Vol. 230. P. 80–90.
111. Yahia A., Khayat K.H. Self-Compacting Concrete: From Theory to Practice. Elsevier, 2020. 450 p.
112. Young D., Patel M. Computational Methods in Structural Dynamics. Wiley, 2020. 650 p.
113. Westerholm M. Roller-Compacted Concrete: Technology and Applications. CRC Press, 2019. 340 p.
114. Miller T., Brown K. Structural Dynamics and Vibration Control. CRC Press, 2019. 550 p.
115. Сванадзе, М.М. Про розв'язки рівнянь квазістатичних та усталених коливань у теорії в'язкопружності для матеріалів з подвійною пористістю. Праці Математичного інституту ім. А. Размадзе, 172 (2), 276–292. (2018).
116. Smith A., Johnson R., Davies P. Experimental and finite element analysis of thin-walled structural sections and their joints. Engineering Structures. 2014. Vol. 76. P. 112–120.
117. Davydov, S.Y., Kashcheev, I.D., Sychev, S.N. et al. Tubular belt conveyer with turnover of the return run of the belt. Refract Ind Ceram 51, P. 250–255 (2010).
118. Jones R., Smith T. Advanced Vibration Analysis for Engineers. Wiley, 2020. 450 p.

- 119.Азарєнков 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.
- 120.Кришталь Є.М., Ткачук О.В., Шевченко С.А. Динаміка механічних систем при дії змінних навантажень. Дніпро: Інститут технічної механіки НАН, 2018. 84 с.
- 121.Bartos P. Fresh Concrete: Properties and Tests. New York: Elsevier, 1992. 305 p.
- 122.Brown T., Harris K. Vibration-based structural health monitoring in construction. Journal of Civil Engineering. 2023. Vol. 13, No. 2. P. 30–40.
- 123.Ewins D.J. Modal Testing: Theory, Practice and Application. 2nd ed. Research Studies Press, 2000. 576 p.
- 124.Fujino Y., Warnitchai P. Control of Vibrations in Civil Engineering Structures. Springer, 2019. 310 p.
- 125.Fung Y.C. A First Course in Continuum Mechanics. 3rd ed. Prentice Hall, 1994. 320 p.
- 126.Genta G., Amati N. Vibration Dynamics and Control: Mechanical and Structural Systems. Springer, 2018. 924 p.
- 127.Mishchuk Ye. O., Nazarenko I. I. Analysis of the energy laws of material destruction. Strength of Materials and Theory of Structures, (2023). №110, P. 294–315.
- 128.Haiyan Hua, Defu Cui. Nonlinear Vibration of a Heated Rectangular Thin Plate with Two Stick-Slip-Stop Boundaries.Vol. 22.2017. P. 16–23.
- 129.Nazarenko I., Slipetskyi V. Analysis and synthesis of creation of vibration machines with an estimation of their efficiency and reliability. Technology Audit and Production Reserves. 2019. Vol. 6, No. 1 (50). P. 29–31.

Таблиця хвильового коефіцієнту a_1 – вплив пружно-інерційних сил бетонної суміші на рух вібротрамблера.

$$a_1 = \frac{\alpha \sin 2\alpha h + \beta \sin 2\beta h}{h(\alpha^2 + \beta^2)(\cos 2\alpha h + \cos 2\beta h)}.$$

Коефіцієнт непружного опору γ	Висота стовпа суміші h, м	Швидкість поширення вібрації C, м/с			
		30	37.5	43.5	50
1	2	3	4	5	6
0.05	0.1	1.648	1.323	1.221	1.141
	0.15	1.135	2.414	1.745	1.405
	0.2	-0.82	-4.957	5.202	2.163
	0.25	-0.22	-0.823	-2.165	7.894
	0.3	-0.004	-0.289	-0.661	-2.17
	0.35	0.155	-0.078	-0.270	-0.776
	0.4	0.394	0.061	-0.084	-0.365
	0.45	0.126	0.188	0.036	-0.165
	0.5	-0.311	0.392	0.142	-0.04
0.08	0.1	1.640	1.32	1.219	1.141
	0.15	1.06	2.374	1.734	1.402
	0.2	-0.808	-4.018	4.624	2.137
	0.25	-0.218	-0.812	-2.059	5.687
	0.3	-0.009	-0.287	-0.653	-2.063
	0.35	0.152	-0.287	-0.653	-2.063
	0.4	0.369	0.06	-0.084	-0.362
	0.45	0.117	0.018	-0.035	-0.164

	0.5	-0.282	0.567	0.266	0.053
0.1	0.1	1.633	1.318	1.218	1.140
	0.15	1.043	2.339	1.725	1.399
	0.2	-0.798	-3.382	4.215	2.14
	0.25	-0.217	-0.8	-1.966	4.619
	0.3	-0.001	-0.285	-0.646	-1.970
	0.35	0.149	-0.073	-0.267	-0.756
	0.4	0.35	0.059	-0.084	-0.360
	0.45	0.115	0.18	0.350	-0.163
	0.5	-0.259	0.348	0.537	0.040
0.2	0.1	1.597	1.301	1.208	1.735
	0.15	1.020	2.105	1.655	1.374
	0.2	-0.714	1.129	2.661	1.953
	0.25	-0.208	-0.716	-1.369	2.254
	0.3	-0.004	-0.271	-0.590	-1.370
	0.35	0.130	-0.072	-0.254	-0.681
	0.4	0.251	0.052	-0.082	-0.340
	0.45	0.119	0.155	0.029	-0.157
	0.5	-0.139	0.251	0.120	-0.041

Таблиця хвильового коефіцієнту d_1 – вплив дисипативних (розсіяння енергії в суміші) сил бетонної суміші, рух вібромайданчика.

$$d_1 = \frac{\alpha \sin 2\beta h - \beta \sin 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)(\cos 2\alpha h + \cos 2\beta h)}$$

Коефіцієнт непружного опору γ	Висота стовпа суміші h, м	Швидкість поширення вібрації C, м/с			
		30	37.5	43.5	50
1	2	3	4	5	6
0.05	0.1	–0.058	–0.022	–0.014	–0.008
	0.15	–16.205	–0.195	–0.071	–0.030
	0.2	–0.055	–2.201	–1.417	–0.141
	0.25	–0.038	–0.120	–0.481	–4.533
	0.3	–0.024	–0.045	–0.093	–0.483
	0.35	–0.029	–0.027	–0.043	–0.112
	0.4	–0.085	–0.024	–0.028	–0.053
	0.45	–1.807	–0.034	–0.024	–0.034
	0.5	–0.101	–0.084	–0.028	–0.026
0.08	0.1	–0.091	–0.035	–0.022	–0.013
	0.15	–10.129	–0.303	–0.112	–0.068
	0.2	–0.191	–2.968	–1.955	–0.221
	0.25	–0.062	–0.192	–0.744	–4.927
	0.3	–0.039	–0.072	–0.149	–0.747
	0.35	–0.045	–0.072	–0.149	–0.747
	0.4	–0.126	–0.038	–0.045	–0.085
	0.45	–1.137	–0.051	–0.038	–0.054
	0.5	–0.156	–0.822	–0.074	–0.038

0.1	0.1	-0.113	-0.044	-0.027	-0.016
	0.15	-8.103	-0.369	-0.138	-0.059
	0.2	-0.237	-3.240	-2.168	-0.271
	0.25	-0.077	-0.238	-0.902	-4.753
	0.3	-0.049	-0.090	-0.185	-0.905
	0.35	-0.056	-0.055	-0.086	-0.222
	0.4	-0.149	-0.048	-0.056	-0.107
	0.45	-0.915	-0.063	-0.048	-0.068
	0.5	-0.185	-0.147	-0.540	-0.520
0.2	0.1	-0.207	-0.083	-0.052	-0.031
	0.15	-4.054	-0.609	-0.250	-0.111
	0.2	-0.453	-3.154	-2.235	-0.464
	0.25	-0.152	-0.455	-1.414	-3.276
	0.3	-0.096	-0.178	-0.359	-1.448
	0.35	-0.103	-0.109	-0.171	-0.428
	0.4	-0.204	-0.092	-0.112	-0.210
	0.45	-0.479	-0.111	-0.033	-0.134
	0.5	-0.262	-0.020	-0.010	-0.010

Програма для виведення графіків.

Розрахунок та відображення в програмному середовищі Jupyter Lab

(рисунок 1.4 – 1.5).

```
import pandas as pd
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
import os
from IPython.display import display
output_dir = 'final_vibration_platforms_comparison'
os.makedirs(output_dir, exist_ok=True)
data = {
'Тип': ['СМЖ-187Б', 'СМЖ-210Б', 'СМЖ-199А', 'СМЖ-164'],
'X_0': [0.425, 0.425, 0.425, 0.425],
'omega': [295, 295, 295, 295],
'P': [64, 92, 128, 234.5],
'G': [10, 15, 24, 40],
'm': [6.5, 6.95, 13.5, 16.15],
df = pd.DataFrame(data)
g = 9.81
df['X_0_m'] = df['X_0'] * 1e-3
df['G_kg'] = df['G'] * 1000
df['m_kg'] = df['m'] * 1000
df['P_W'] = df['P'] * 1000
df['v'] = df['X_0_m'] * df['omega']
df['a'] = df['X_0_m'] * df['omega']**2
df['Ілл'] = df['v']**2
df['Іоб'] = df['Ілл'] * df['omega']
df['F_ст'] = df['m_kg'] * g
```

```

df['F_e'] = df['m_kg'] * df['a']
df['k_p'] = df['P'] / df['G']
df['k_T'] = df['P_W'] / df['F_сТ']
df['k_a'] = df['a'] / g
df['k_Ілл_a'] = df['a'] / df['P_W']
df['k_Ілл'] = df['Ілл'] / df['P_W']
df['k_Іоб'] = df['Іоб'] / df['P_W']
def format_value(val):
    if pd.isna(val):
        return "N/A"
    if abs(val) == 0:
        return "0"
    elif abs(val) < 1e-3 or abs(val) > 1e6:
        return f"{val:.2e}"
    else:
        return f"{val:.6g}"
vibration_table = df[['Тип', 'v', 'a', 'Ілл', 'Іоб']].copy()
vibration_table.columns = ['Тип', 'v (м/с)', 'a (м/с²)', 'Ілл (м²/с²)', 'Іоб (м²/с³)']
for col in vibration_table.columns[1:]:
    vibration_table[col] = vibration_table[col].apply(format_value)
coeff_table = df[['Тип', 'k_p', 'k_T', 'k_a', 'k_Ілл_a', 'k_Ілл', 'k_Іоб']].copy()
coeff_table.columns = [
    'Тип', 'k_p (кВт/Т)', 'k_T (Вт/Н)', 'k_a',
    'k_Ілл_a ((м/с²)/Вт)', 'k_Ілл ((м²/с²)/Вт)', 'k_Іоб ((м²/с³)/Вт)']
for col in coeff_table.columns[1:]:
    coeff_table[col] = coeff_table[col].apply(format_value)
excel_path = os.path.join(output_dir, 'comparison_results.xlsx')
with pd.ExcelWriter(excel_path, engine='openpyxl') as writer:
    df.to_excel(writer, sheet_name='Розрахункові дані', index=False)

```

```

vibration_table.to_excel(writer, sheet_name='Вібраційні характеристики',
index=False)
coeff_table.to_excel(writer, sheet_name='Коефіцієнти', index=False)
def plot_and_save(dataframe, y_col, ylabel, title, filename):
plt.figure(figsize=(10, 6))
bars = plt.bar(dataframe['Тип'], dataframe[y_col], color='skyblue')
plt.ylabel(ylabel)
plt.title(title)
plt.xticks(rotation=0, ha='center')
plt.grid(True, axis='both', linestyle='--', alpha=0.7)
for bar in bars:
yval = bar.get_height()
formatted_yval = format_value(yval)
plt.text(bar.get_x() + bar.get_width()/2.0, yval, formatted_yval, va='bottom',
ha='center', fontsize=9)
plt.tight_layout()
plt.savefig(os.path.join(output_dir, filename))
plt.close()
def plot_graph(dataframe, x_col_name, params, labels, colors, markers, ylabel,
ylims, title, filename,
title_fontsize=16, label_fontsize=14, tick_fontsize=12, legend_fontsize=12):
fig, ax1 = plt.subplots(figsize=(12, 7))
x_values = dataframe[x_col_name]
num_params = len(params)
split_index = num_params // 2 if len(ylabels) == 2 else num_params
lines1 = []
for i in range(split_index):
line, = ax1.plot(x_values, dataframe[params[i]], color=colors[i],
marker=markers[i], linestyle='-', label=labels[i])

```

```

lines1.append(line)
ax1.set_xlabel("", fontsize=label_fontsize)
ax1.set_ylabel(ylabels[0], color='black', fontsize=label_fontsize)
ax1.tick_params(axis='y', labelcolor='black', labelsz=tick_fontsize)
ax1.tick_params(axis='x', rotation=0, labelsz=tick_fontsize)
if ylims and ylims[0] and ylims[0] != (None, None):
ax1.set_ylim(ylims[0])
ax1.grid(True, axis='both', linestyle=':', alpha=0.7)
lines2 = []
if len(ylabels) == 2 and num_params > split_index:
ax2 = ax1.twinx()
for i in range(split_index, num_params):
line, = ax2.plot(x_values, dataframe[params[i]], color=colors[i],
marker=markers[i], linestyle='--', label=labels[i])
lines2.append(line)
ax2.set_ylabel(ylabels[1], color='black', fontsize=label_fontsize)
ax2.tick_params(axis='y', labelcolor='black', labelsz=tick_fontsize)
if ylims and ylims[1] and ylims[1] != (None, None):
ax2.set_ylim(ylims[1])
ax2.grid(True, axis='y', linestyle=':', alpha=0.5)
plt.setp(ax1.get_xticklabels(), ha='center')
lines = lines1 + lines2
labels_for_legend = [l.get_label() for l in lines]
ax1.legend(lines, labels_for_legend, loc='best', fontsize=legend_fontsize)
plt.title(title, fontsize=title_fontsize)
fig.tight_layout()
plt.savefig(os.path.join(output_dir, filename))
plt.close(fig)
plot_and_save(df, 'v', 'Швидкість v (м/с)', 'Швидкість вібрації', 'graph_v.png')

```

```

plot_and_save(df, 'a', 'Прискорення а (м/с²)', 'Прискорення вібрації',
'graph_a.png')
plot_and_save(df, 'Іпл', 'Інтенсивність Іпл (м²/с²)', 'Інтенсивність коливань',
'graph_Ipl.png')
plot_and_save(df, 'Іоб', 'Об'ємна інтенсивність Іоб (м²/с³)', 'Об'ємна
інтенсивність коливань', 'graph_Iob.png')
plot_and_save(df, 'k_p', 'k_p (кВт/т)', 'Питома потужність (за
вантажопідйомністю)', 'graph_kp.png')
plot_and_save(df, 'k_t', 'k_t (Вт/Н)', 'Енергетичний коефіцієнт (за
статичною силою)', 'graph_kt.png')
plot_and_save(df, 'k_a', 'k_a (відн. од.)', 'Динамічний коефіцієнт (а/г)',
'graph_ka.png')
plot_and_save(df, 'k_Іпл', 'k_Іпл ((м²/с²)/Вт)', 'Питома інтенсивність
коливань', 'graph_k_Ipl.png')
plot_and_save(df, 'k_Іоб', 'k_Іоб ((м²/с³)/Вт)', 'Питома об'ємна інтенсивність
коливань', 'graph_k_Iob.png')
ylims1_auto = [(0.01, 0.15), (4, 40)]
plot_graph(
df, 'Тип',
params=['v', 'Іпл', 'a', 'Іоб'],
labels=['v (м/с)', 'Іпл (м²/с²)', 'a (м/с²)', 'Іоб (м²/с³)'],
colors=['blue', 'green', 'red', 'orange'],
markers=['o', 'o', 's', 's'],
ylabel=['v (м/с), Іпл (м²/с²)', 'a (м/с²), Іоб (м²/с³)'],
ylims=ylims1_auto,
title='Порівняння вібраційних характеристик',
filename='vibration_comparison_combined_1.png',
title_fontsize=18,
label_fontsize=15,

```

```

tick_fontsize=14,
legend_fontsize=14)
df_plot2 = df.copy()
scale_factor_k_Ipl = 1000
df_plot2['k_Іпл_scaled'] = df_plot2['k_Іпл'] * scale_factor_k_Ipl
params_plot2 = ['k_p', 'k_т', 'k_a', 'k_Іпл_scaled', 'k_Іпл_a', 'k_Іоб']
labels_plot2 = [
    'k_p (кВт/Т)', 'k_т (Вт/Н)', 'k_a',
    f'k_Іпл ((м²/с²)/Вт) x {scale_factor_k_Ipl}',
    'k_Іпл_a ((м/с²)/Вт)', 'k_Іоб ((м²/с³)/Вт)']
ylims2_fixed = [(0, 7), (5e-9, 6e-04)]
plot_graph(
    df_plot2, 'Тип',
    params=params_plot2,
    labels=labels_plot2,
    colors=['purple', 'cyan', 'magenta', 'teal', 'brown', 'gold'],
    markers=['o', 'o', 'o', 's', 's', 's'],
    ylabels=['k_p, k_т, k_a', f'k_Іпл_a, k_Іоб, k_Іпл x {scale_factor_k_Ipl}'],
    ylims=ylims2_fixed,
    title="",
    filename='vibration_comparison_combined_2_scaled.png',
    title_fontsize=18,
    label_fontsize=15,
    tick_fontsize=14,
    legend_fontsize=14)
print("\nРезультати обчислень (Вібраційні характеристики):")
display(vibration_table)
print("\nРезультати обчислень (Коефіцієнти):")
display(coeff_table)

```

```
print(f"\nРезультати збережено у папку: {os.path.join(os.getcwd(),
output_dir)}")
print(f"Таблиці збережено у файл: {os.path.join(os.getcwd(), excel_path)}")
print(f"Графіки збережено у папку: {os.path.join(os.getcwd(), output_dir)}")
```

Результати обчислень (Вібраційні характеристики):

	Тип	v (м/с)	a (м/с ²)	Іпл (м ² /с ²)	Іоб (м ² /с ³)
0	СМЖ-187Б	0.125375	36.9856	0.0157189	4.63707
1	СМЖ-210Б	0.125375	36.9856	0.0157189	4.63707
2	СМЖ-199А	0.125375	36.9856	0.0157189	4.63707
3	СМЖ-164	0.125375	36.9856	0.0157189	4.63707

Результати обчислень (Коефіцієнти):

	Тип	k _p (кВт/т)	k _т (Вт/Н)	k _a	k _{Іпл_а} ((м/с ²)/Вт)	k _{Іпл} ((м ² /с ²)/Вт)	k _{Іоб} ((м ² /с ³)/Вт)
0	СМЖ-187Б	6.4	1.00369	3.7702	5.78e-04	2.46e-07	7.25e-05
1	СМЖ-210Б	6.13333	1.34938	3.7702	4.02e-04	1.71e-07	5.04e-05
2	СМЖ-199А	5.33333	0.966512	3.7702	2.89e-04	1.23e-07	3.62e-05
3	СМЖ-164	5.8625	1.48013	3.7702	1.58e-04	6.70e-08	1.98e-05

Результати збережено у папку: final_vibration_platforms_comparison

Таблиці збережено у файл: final_vibration_platforms_comparison\comparison_results.xlsx

Графіки збережено у папку: final_vibration_platforms_comparison

(рисунки 1.6 – 1.7)

```
import pandas as pd
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
import os
from IPython.display import display
output_dir = 'new_vibration_platforms_comparison_scaled'
os.makedirs(output_dir, exist_ok=True)
data = {
'Тип': ['СМЖ-460', 'СМЖ-583А', 'СМЖ-773', 'СМЖ-774', 'ББ-10А', 'ББ-
20А'],
'G': [15, 18, 15, 30, 10, 20],
```



```

'P': [30, 44, 50, 89, 11, 36],
'm': [7.4, 7.4, 8.5, 13, 2.7, 2.2],
'omega': [62.8, 157, 157, 157, 175.8, 163.5],
'X_0': [8, 0.75, 0.92, 0.5, 0.6, 0.85],
df = pd.DataFrame(data)
g = 9.81
df['X_0_m'] = df['X_0'] * 1e-3
df['G_kg'] = df['G'] * 1000
df['m_kg'] = df['m'] * 1000
df['P_W'] = df['P'] * 1000
df['v'] = df['X_0_m'] * df['omega']
df['a'] = df['X_0_m'] * df['omega']**2
df['I_II'] = df['v']**2
df['I_06'] = df['I_II'] * df['omega']
df['F_cT'] = df['m_kg'] * g
df['F_e'] = df['m_kg'] * df['a']
df['k_p'] = df['P'] / df['G']
df['k_T'] = df['P_W'] / df['F_cT']
df['k_a'] = df['a'] / g
df['k_I_II_a'] = df['a'] / df['P_W']
df['k_I_II'] = df['I_II'] / df['P_W']
df['k_I_06'] = df['I_06'] / df['P_W']
def format_value(val):
    if pd.isna(val):
        return "N/A"
    if abs(val) == 0:
        return "0"
    elif abs(val) < 1e-3 or abs(val) > 1e6:
        return f"{val:.2e}"

```

```

else:
return f'{val:.6g}'

vibration_table = df[['Тип', 'v', 'a', 'Іпл', 'Іоб']].copy()
vibration_table.columns = [
'Тип',
'v (м/с)',
'a (м/с²)',
'Іпл (м²/с²)',
'Іоб (м²/с³)'
for col in vibration_table.columns[1:]:
vibration_table[col] = vibration_table[col].apply(format_value)
coeff_table = df[['Тип', 'k_p', 'k_T', 'k_a', 'k_Іпл_a', 'k_Іпл', 'k_Іоб']].copy()
coeff_table.columns = [
'Тип',
'k_p (кВт/Т)',
'k_T (Вт/Н)',
'k_a (відн. од.)',
'k_Іпл_a ((м/с²)/Вт)',
'k_Іпл ((м²/с²)/Вт)',
'k_Іоб ((м²/с³)/Вт)'
for col in coeff_table.columns[1:]:
coeff_table[col] = coeff_table[col].apply(format_value)
excel_path = os.path.join(output_dir, 'comparison_results.xlsx')
with pd.ExcelWriter(excel_path, engine='openpyxl') as writer:
df.to_excel(writer, sheet_name='Розрахункові дані', index=False)
vibration_table.to_excel(writer, sheet_name='Вібраційні характеристики',
index=False)
coeff_table.to_excel(writer, sheet_name='Коефіцієнти', index=False)
def plot_and_save(dataframe_to_plot, y_col, ylabel, title, filename):

```

```

plt.figure(figsize=(10, 6))
bars = plt.bar(dataframe_to_plot['Тип'], dataframe_to_plot[y_col],
color='skyblue')
plt.ylabel(ylabel, fontsize=14)
plt.title(title, fontsize=16)
plt.xticks(rotation=0, ha='center', fontsize=12)
plt.grid(True, axis='both', linestyle='--', alpha=0.7)
for bar in bars:
    yval = bar.get_height()
    formatted_yval = format_value(yval)
    plt.text(bar.get_x() + bar.get_width()/2.0, yval,
formatted_yval, va='bottom', ha='center', fontsize=9)
plt.tight_layout()
plt.savefig(os.path.join(output_dir, filename))
plt.close()

def plot_graph(dataframe, x_col_name, params, labels, colors, markers, ylabels,
ylims, title, filename,
title_fontsize=18, label_fontsize=15, tick_fontsize=12, legend_fontsize=14):
    fig, ax1 = plt.subplots(figsize=(12, 7))
    x_values = dataframe[x_col_name]
    num_params = len(params)
    split_index = num_params // 2 if len(ylabels) == 2 else num_params
    lines1 = []
    for i in range(split_index):
        line, = ax1.plot(x_values, dataframe[params[i]], color=colors[i],
marker=markers[i], linestyle='-', label=labels[i])
        lines1.append(line)
    ax1.set_xlabel("", fontsize=label_fontsize)
    ax1.set_ylabel(ylabels[0], color='black', fontsize=label_fontsize)

```

```

ax1.tick_params(axis='y', labelcolor='black', labelsz=tick_fontsize)
ax1.tick_params(axis='x', rotation=0, labelsz=tick_fontsize)
if ylims and ylims[0] and ylims[0] != (None, None):
ax1.set_ylim(ylims[0])
ax1.grid(True, axis='both', linestyle=':', alpha=0.7)
lines2 = []
if len(ylims) == 2 and num_params > split_index:
ax2 = ax1.twinx()
for i in range(split_index, num_params):
line, = ax2.plot(x_values, dataframe[params[i]], color=colors[i],
marker=markers[i], linestyle='--', label=labels[i])
lines2.append(line)
ax2.set_ylabel(ylims[1], color='black', fontsize=label_fontsize)
ax2.tick_params(axis='y', labelcolor='black', labelsz=tick_fontsize)
if ylims and ylims[1] and ylims[1] != (None, None):
ax2.set_ylim(ylims[1])
ax2.grid(True, axis='y', linestyle=':', alpha=0.5)
plt.setp(ax1.get_xticklabels(), ha='center')
lines = lines1 + lines2
labels_for_legend = [l.get_label() for l in lines]
ax1.legend(lines, labels_for_legend, loc='best', fontsize=legend_fontsize)
plt.title(title, fontsize=title_fontsize)
fig.tight_layout()
plt.savefig(os.path.join(output_dir, filename))
plt.close(fig)
plot_and_save(df, 'v', 'Швидкість v (м/с)', 'Швидкість вібрації', 'graph_v.png')
plot_and_save(df, 'a', 'Прискорення a (м/с²)', 'Прискорення вібрації',
'graph_a.png')

```

```

plot_and_save(df, 'Іпл', 'Інтенсивність Іпл ( $\text{м}^2/\text{с}^2$ )', 'Інтенсивність коливань',
'graph_Ipl.png')
plot_and_save(df, 'Іоб', 'Об'ємна інтенсивність Іоб ( $\text{м}^2/\text{с}^3$ )', 'Об'ємна
інтенсивність коливань', 'graph_Iob.png')
plot_and_save(df, 'k_p', 'k_p ( $\text{кВт/т}$ )', 'Питома потужність (за
вантажопідйомністю)', 'graph_kp.png')
plot_and_save(df, 'k_т', 'k_т ( $\text{Вт/Н}$ )', 'Енергетичний коефіцієнт (за
статичною силою)', 'graph_kt.png')
plot_and_save(df, 'k_a', 'k_a (відн. од.)', 'Динамічний коефіцієнт ( $\text{а/г}$ )',
'graph_ka.png')
plot_and_save(df, 'k_Іпл', 'k_Іпл ( $(\text{м}^2/\text{с}^2)/\text{Вт}$ )', 'Питома інтенсивність
коливань (оригінал)', 'graph_k_Ipl_original.png')
plot_and_save(df, 'k_Іоб', 'k_Іоб ( $(\text{м}^2/\text{с}^3)/\text{Вт}$ )', 'Питома об'ємна інтенсивність
коливань', 'graph_k_Iob.png')
ylims1 = [(0.001, 0.6), (0, 40)]
plot_graph(
df, 'Тип',
params=['v', 'Іпл', 'a', 'Іоб'],
labels=['v ( $\text{м/с}$ )', 'Іпл ( $\text{м}^2/\text{с}^2$ )', 'a ( $\text{м/с}^2$ )', 'Іоб ( $\text{м}^2/\text{с}^3$ )'],
colors=['blue', 'green', 'red', 'orange'],
markers=['o', 'o', 's', 's'],
ylabel=['v ( $\text{м/с}$ ), Іпл ( $\text{м}^2/\text{с}^2$ )', 'a ( $\text{м/с}^2$ ), Іоб ( $\text{м}^2/\text{с}^3$ )'],
ylims=ylims1,
title="",
filename='vibration_comparison_combined_1.png',
title_fontsize=18,
label_fontsize=15,
tick_fontsize=14,
legend_fontsize=14)

```

```

df_plot2 = df.copy()
scale_factor = 1000
df_plot2['k_Іпл_x1000'] = df_plot2['k_Іпл'] * scale_factor
params2_scaled = ['k_p', 'k_т', 'k_a', 'k_Іпл_x1000', 'k_Іпл_a', 'k_Іоб']
labels2_scaled = [
    'k_p (кВт/Т)', 'k_т (Вт/Н)', 'k_a (відн. од.)',
    f'k_Іпл ((м²/с²)/Вт) x {scale_factor}',
    'k_Іпл_a ((м/с²)/Вт)', 'k_Іоб ((м²/с³)/Вт)']
ylims2_scaled = [(0, 5), (1e-5, 9e-3)]
plot_graph(
    df_plot2, 'Тип',
    params=params2_scaled,
    labels=labels2_scaled,
    colors=['purple', 'cyan', 'magenta', 'teal', 'brown', 'gold'],
    markers=['o', 'o', 'o', 's', 's', 's'],
    ylabels=['k_p, k_т, k_a (відн. од.)', f'k_Іпл_a, k_Іоб, k_Іпл x {scale_factor}'],
    ylims=ylims2_scaled,
    title="",
    filename='vibration_comparison_combined_2_scaled.png',
    title_fontsize=18,
    label_fontsize=15,
    tick_fontsize=14,
    legend_fontsize=14)
print("\nРезультати обчислень (Вібраційні характеристики):")
display(vibration_table)
print("\nРезультати обчислень (Коефіцієнти):")
display(coeff_table)
current_path = os.getcwd()

```

```
print(f"\nРезультати збережено у папку: {os.path.join(current_path,
output_dir)}")
print(f"Таблиці збережено у файл: {os.path.join(current_path, output_dir,
'comparison_results.xlsx')}")
print(f"Графіки збережено у папку: {os.path.join(current_path, output_dir)}")
```

Результати обчислень (Вібраційні характеристики):

	Тип	v (м/с)	a (м/с ²)	lпл (м ² /с ²)	loб (м ² /с ³)
0	СМЖ-460	0.5024	31.5507	0.252406	15.8511
1	СМЖ-583А	0.11775	18.4868	0.0138651	2.17681
2	СМЖ-773	0.14444	22.6771	0.0208629	3.27548
3	СМЖ-774	0.0785	12.3245	0.00616225	0.967473
4	ВБ-10А	0.10548	18.5434	0.011126	1.95596
5	ВБ-20А	0.138975	22.7224	0.0193141	3.15785

Результати обчислень (Коефіцієнти):

	Тип	k _p (кВт/т)	k _т (Вт/Н)	k _a	k _{lпл а} ((м/с ²)/Вт)	k _{lпл} ((м ² /с ²)/Вт)	k _{loб} ((м ² /с ³)/Вт)
0	СМЖ-460	2	0.413257	3.21618	0.00105169	8.41e-06	5.28e-04
1	СМЖ-583А	2.44444	0.606111	1.88448	4.20e-04	3.15e-07	4.95e-05
2	СМЖ-773	3.33333	0.599628	2.31163	4.54e-04	4.17e-07	6.55e-05
3	СМЖ-774	2.96667	0.697875	1.25632	1.38e-04	6.92e-08	1.09e-05
4	ВБ-10А	1.1	0.415298	1.89025	0.00168576	1.01e-06	1.78e-04
5	ВБ-20А	1.8	1.66806	2.31625	6.31e-04	5.37e-07	8.77e-05

Результати збережено у папку: new_vibration_platforms_comparison

Таблиці збережено у файл: new_vibration_platforms_comparison\comparison_results.xlsx

Графіки збережено у папку: new_vibration_platforms_comparison

(рисунки 1.8 – 1.9)

```
import pandas as pd
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
import os
from IPython.display import display
output_dir = 'vibration_analysis_vpk_group_scaled'
os.makedirs(output_dir, exist_ok=True)
```

```

data = {
'Tип': ['ВПК-25', 'ВПГ-2x14', 'ВО-25М', 'ВПГ-25М', 'ВПС-24', 'ВПП-50'],
'G': [25.0, 17.5, 17.5, 17.5, 17.5, 40.0],
'P': [22, 30, 22, 30, 30, 30],
'm': [4.6, 8.3, 7.3, 7.14, 9.1, 14.4]
'omega': [150.72, 150.72, 150.72, 150.72, 150.72, 150.72],
'X_0': [0.35, 0.40, 0.42, 0.40, 0.40, 0.40],
df = pd.DataFrame(data)
g = 9.81
df['X_0_m'] = df['X_0'] * 1e-3
df['G_kg'] = df['G'] * 1000
df['m_kg'] = df['m'] * 1000
df['P_W'] = df['P'] * 1000
df['v'] = df['X_0_m'] * df['omega']
df['a'] = df['X_0_m'] * df['omega']**2
df['Iпл'] = df['v']**2
df['Io6'] = df['Iпл'] * df['omega']
df['F_сТ'] = df['m_kg'] * g
df['F_e'] = df['m_kg'] * df['a']
df['k_p'] = df['P'] / df['G']
df['k_T'] = df['P_W'] / df['F_сТ']
df['k_a'] = df['a'] / g
df['k_Iпл_a'] = df['a'] / df['P_W']
df['k_Iпл'] = df['Iпл'] / df['P_W']
df['k_Io6'] = df['Io6'] / df['P_W']
def format_value(val):
if pd.isna(val):
return "N/A"
if abs(val) == 0:

```



```

return "0"
elif abs(val) < 1e-3 or abs(val) > 1e6:
return f"{val:.2e}"
else:
return f"{val:.6g}"
vibration_table = df[['Тип', 'v', 'a', 'Іпл', 'Іоб']].copy()
vibration_table.columns = ['Тип', 'v (м/с)', 'a (м/с²)', 'Іпл (м²/с²)', 'Іоб (м²/с³)']
for col in vibration_table.columns[1:]:
vibration_table[col] = vibration_table[col].apply(format_value)
coeff_table = df[['Тип', 'k_p', 'k_t', 'k_a', 'k_Іпл_a', 'k_Іпл', 'k_Іоб']].copy()
coeff_table.columns = [
'Тип', 'k_p (кВт/т)', 'k_t (Вт/н)', 'k_a (відн. од.)',
'k_Іпл_a ((м/с²)/Вт)', 'k_Іпл ((м²/с²)/Вт)', 'k_Іоб ((м²/с³)/Вт)']
for col in coeff_table.columns[1:]:
coeff_table[col] = coeff_table[col].apply(format_value)
excel_path = os.path.join(output_dir, 'comparison_results.xlsx')
with pd.ExcelWriter(excel_path, engine='openpyxl') as writer:
df.to_excel(writer, sheet_name='Розрахункові дані', index=False)
vibration_table.to_excel(writer, sheet_name='Вібраційні характеристики',
index=False)
coeff_table.to_excel(writer, sheet_name='Коефіцієнти', index=False)
def plot_and_save(dataframe_to_plot, y_col, ylabel, title, filename):
plt.figure(figsize=(10, 6))
bars = plt.bar(dataframe_to_plot['Тип'], dataframe_to_plot[y_col],
color='skyblue')
plt.ylabel(ylabel, fontsize=14)
plt.title(title, fontsize=16)
plt.xticks(rotation=0, ha='center', fontsize=12)
plt.grid(True, axis='both', linestyle='--', alpha=0.7)

```

```

for bar in bars:
    yval = bar.get_height()
    formatted_yval = format_value(yval)
    plt.text(bar.get_x() + bar.get_width()/2.0, yval,
             formatted_yval, va='bottom', ha='center', fontsize=9)
plt.tight_layout()
plt.savefig(os.path.join(output_dir, filename))
plt.close()

def plot_graph(dataframe, x_col_name, params, labels, colors, markers, ylabels,
              ylims, title, filename,
              title_fontsize=18, label_fontsize=15, tick_fontsize=12, legend_fontsize=14):
    fig, ax1 = plt.subplots(figsize=(12, 7))
    x_values = dataframe[x_col_name]
    num_params = len(params)
    split_index = num_params // 2 if len(ylabels) == 2 else num_params
    lines1 = []
    for i in range(split_index):
        line, = ax1.plot(x_values, dataframe[params[i]], color=colors[i],
                        marker=markers[i], linestyle='-', label=labels[i])
        lines1.append(line)
    ax1.set_xlabel("", fontsize=label_fontsize)
    ax1.set_ylabel(ylabels[0], color='black', fontsize=label_fontsize)
    ax1.tick_params(axis='y', labelcolor='black', labelsize=tick_fontsize)
    ax1.tick_params(axis='x', rotation=0, labelsize=tick_fontsize)
    if ylims and ylims[0] and ylims[0] != (None, None):
        ax1.set_ylim(ylims[0])
    ax1.grid(True, axis='both', linestyle=':', alpha=0.7)
    lines2 = []
    if len(ylabels) == 2 and num_params > split_index:

```

```

ax2 = ax1.twinx()
for i in range(split_index, num_params):
    line, = ax2.plot(x_values, dataframe[params[i]], color=colors[i],
                     marker=markers[i], linestyle='--', label=labels[i])
    lines2.append(line)
ax2.set_ylabel(ylabels[1], color='black', fontsize=label_fontsize)
ax2.tick_params(axis='y', labelcolor='black', labelsz=tick_fontsize)
if ylims and ylims[1] and ylims[1] != (None, None):
    ax2.set_ylim(ylims[1])
ax2.grid(True, axis='y', linestyle=':', alpha=0.5)
plt.setp(ax1.get_xticklabels(), ha='center')
lines = lines1 + lines2
labels_for_legend = [l.get_label() for l in lines]
ax1.legend(lines, labels_for_legend, loc='best', fontsize=legend_fontsize)
plt.title(title, fontsize=title_fontsize)
fig.tight_layout()
plt.savefig(os.path.join(output_dir, filename))
plt.close(fig)
plot_and_save(df, 'v', 'Швидкість v (м/с)', 'Швидкість вібрації', 'graph_v.png')
plot_and_save(df, 'a', 'Прискорення a (м/с²)', 'Прискорення вібрації',
'graph_a.png')
plot_and_save(df, 'Iпл', 'Інтенсивність Iпл (м²/с²)', 'Інтенсивність коливань',
'graph_Ipl.png')
plot_and_save(df, 'Iоб', 'Об’ємна інтенсивність Iоб (м²/с³)', 'Об’ємна
інтенсивність коливань', 'graph_Iob.png')
plot_and_save(df, 'k_p', 'k_p (кВт/т)', 'Питома потужність (за
вантажопідйомністю)', 'graph_kp.png')
plot_and_save(df, 'k_t', 'k_t (Вт/Н)', 'Енергетичний коефіцієнт (за
статичною силою)', 'graph_kt.png')

```

```

plot_and_save(df, 'k_a', 'k_a (відн. од.)', 'Динамічний коефіцієнт (a/g)',
'graph_ka.png')
plot_and_save(df, 'k_Іпл', 'k_Іпл ((м²/с²)/Вт)', 'Питома інтенсивність
коливачь (оригінал)', 'graph_k_Ipl_original.png')
plot_and_save(df, 'k_Іоб', 'k_Іоб ((м²/с³)/Вт)', 'Питома об'ємна інтенсивність
коливачь', 'graph_k_Iob.png')
ylims1 = [(0.0001, 0.1), (0, 10)]
plot_graph(
df, 'Тип',
params=['v', 'Іпл', 'a', 'Іоб'],
labels=['v (м/с)', 'Іпл (м²/с²)', 'a (м/с²)', 'Іоб (м²/с³)'],
colors=['blue', 'green', 'red', 'orange'],
markers=['o', 'o', 's', 's'],
ylabelс=['v (м/с), Іпл (м²/с²)', 'a (м/с²), Іоб (м²/с³)'],
ylims=ylims1,
title="",
filename='vibration_comparison_combined_1.png',
title_fontsize=18,
label_fontsize=15,
tick_fontsize=14,
legend_fontsize=14)
df_plot2 = df.copy()
scale_factor_k_Ipl = 1000
df_plot2['k_Іпл_x1000'] = df_plot2['k_Іпл'] * scale_factor_k_Ipl
params2_scaled = ['k_p', 'k_T', 'k_a', 'k_Іпл_x1000', 'k_Іпл_a', 'k_Іоб']
labels2_scaled = [
'k_p (кВТ/Т)', 'k_T (ВТ/Н)', 'k_a (відн. од.)',
f'k_Іпл ((м²/с²)/ВТ) x {scale_factor_k_Ipl}',
'k_Іпл_a ((м/с²)/ВТ)', 'k_Іоб ((м²/с³)/ВТ)']

```

```

ylims2 = [(0, 1.8), (1e-8, 5e-4)]
plot_graph(
df_plot2, 'Тип',
params=params2_scaled,
labels=labels2_scaled,
colors=['purple', 'cyan', 'magenta', 'teal', 'brown', 'gold'],
markers=['o', 'o', 'o', 's', 's', 's'],
ylabels=['kp, kT, ka', f'kІпл а, kІоб, kІпл x {scale_factor_kІпл}'],
ylims=ylims2,
title="",
filename='vibration_comparison_combined_2_scaled.png',
title_fontsize=18,
label_fontsize=15,
tick_fontsize=14,
legend_fontsize=14)
print("\nРезультати обчислень (Вібраційні характеристики):")
display(vibration_table)
print("\nРезультати обчислень (Коефіцієнти):")
display(coeff_table)
current_path = os.getcwd()
print(f"\nРезультати збережено у папку: {os.path.join(current_path,
output_dir)}")
output_dir
print(f"Таблиці збережено у файл: {os.path.join(current_path, output_dir,
'comparison_results.xlsx')}")

```

```
print(f'Графіки збережено у папку: {os.path.join(current_path, output_dir)}')
```

Результати обчислень (Вібраційні характеристики):

	Тип	v (м/с)	a (м/с²)	lпл (м²/с²)	loб (м²/с³)
0	ВПК-25	0.052752	7.95078	0.00278277	0.41942
1	ВПГ-2х14	0.060288	9.08661	0.00363464	0.547813
2	ВО-25м	0.0633024	9.54094	0.00400719	0.603964
3	ВПГ-25М	0.060288	9.08661	0.00363464	0.547813
4	ВПС-24	0.060288	9.08661	0.00363464	0.547813
5	ВПП-50	0.060288	9.08661	0.00363464	0.547813

Результати обчислень (Коефіцієнти):

	Тип	k_p (кВт/т)	k_t (Вт/Н)	k_a	k_lпл_a ((м²/с²)/Вт)	k_lпл ((м²/с²)/Вт)	k_loб ((м²/с³)/Вт)
0	ВПК-25	0.88	0.487524	0.810477	3.61e-04	1.26e-07	1.91e-05
1	ВПГ-2х14	1.71429	0.368446	0.92626	3.03e-04	1.21e-07	1.83e-05
2	ВО-25м	1.25714	0.307207	0.972573	4.34e-04	1.82e-07	2.75e-05
3	ВПГ-25М	1.71429	0.428306	0.92626	3.03e-04	1.21e-07	1.83e-05
4	ВПС-24	1.71429	0.336055	0.92626	3.03e-04	1.21e-07	1.83e-05
5	ВПП-50	0.75	0.212368	0.92626	3.03e-04	1.21e-07	1.83e-05

Результати збережено у папку: vibration_analysis_vpk_group

Таблиці збережено у файл: vibration_analysis_vpk_group\comparison_results.xlsx

Графіки збережено у папку: vibration_analysis_vpk_group