

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

Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису

УДК 621.929.7:691.32(043.3)

**Пирлик Максим Олександрович**

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**Обґрунтування параметрів безінерційного принавантажувача з автономним вібробуджувачем для доущільнення бетонних 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.



Максим ПИРЛИК

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

Полтава - 2026

## АНОТАЦІЯ

Пирлик Максим Олександрович Обґрунтування параметрів безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем для доущільнення бетонних сумішей . – На правах рукопису.

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

Дисертацію присвячено вирішенню актуальної науково-технічної проблеми підвищення ефективності ущільнення бетонних сумішей при формуванні бетонних і залізобетонних виробів шляхом розроблення та обґрунтування параметрів безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем. Актуальність роботи зумовлена необхідністю підвищення якості та однорідності бетонних виробів, скорочення тривалості формувального циклу, зменшення енерговитрат і вдосконалення вібраційного обладнання, яке застосовується для формування виробів, зокрема залізобетонних кілець для інженерних мереж.

У першому розділі виконано аналіз сучасних методів формування та ущільнення бетонних і залізобетонних виробів, розглянуто конструктивні особливості вібраційного обладнання, оцінено існуючі методи розрахунку параметрів вібраційних установок, а також проаналізовано конструкції привантажувачів для доущільнення бетонних сумішей. Встановлено, що для виробів кільцевого типу однією з основних технологічних проблем є нерівномірність ущільнення бетонної суміші по висоті виробу, особливо у верхній його частині.

У другому розділі розроблено математичну модель системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач», у якій враховано пружно-дисипативні властивості бетонного середовища, динамічну взаємодію основної форми і привантажувача, а також

комбінований вертикально-горизонтальний характер вібраційного впливу. Отримано аналітичні залежності для визначення раціональних параметрів безінерційного привантажувача, встановлено умови ефективного доущільнення бетонної суміші та сформульовано критерії вибору робочих режимів системи.

У третьому розділі описано конструкцію експериментальної установки для формування бетонних виробів, що включає основну вібраційну форму та безінерційний привантажувач з автономним віброзбуджувачем. Наведено методику планування та проведення експериментальних досліджень, виконано статистичну обробку результатів і оптимізацію параметрів робочого процесу. За результатами експериментів підтверджено ефективність застосування привантажувача для інтенсифікації доущільнення бетонної суміші, підвищення рівномірності ущільнення по висоті виробу та покращення якості сформованих зразків.

У четвертому розділі виконано техніко-технологічне обґрунтування режимів ущільнення, розроблено методику технічного розрахунку установки з безінерційним привантажувачем, наведено результати виробничих випробувань дослідного зразка в умовах ТОВ «Виробниче підприємство Будмеханізація», сформульовано рекомендації щодо подальшого вдосконалення конструкції та виконано розрахунок економічної ефективності впровадження. Встановлено, що використання безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем є технічно та економічно доцільним.

**Наукова новизна отриманих результатів полягає у тому, що:**

– набули подальшого розвитку конструктивні рішення привантажувачів для доущільнення бетонних сумішей за рахунок використання автономного віброзбуджувача, який забезпечує локальний додатковий динамічний вплив на верхню частину виробу в процесі вібраційного формування.

– розроблено математичну модель системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач», яка враховує спільну дію основної вібраційної форми та автономного привантажувача на бетонне середовище;

– встановлено закономірності впливу маси привантажувача, жорсткості пружних елементів, частоти автономного віброзбуджувача та параметрів основної вібраційної системи на інтенсивність доущільнення бетонної суміші;

– отримано аналітичні залежності для визначення амплітуд коливань, прискорень і динамічного тиску безінерційного привантажувача на бетонну суміш, що дало змогу обґрунтувати раціональні режими його роботи;

– удосконалено підхід до оцінки ефективності комбінованого ущільнення бетонної суміші за рахунок урахування нерівномірності передавання коливального впливу по висоті виробу та додаткового динамічного навантаження у верхній його зоні;

– дістали подальшого розвитку методи технічного розрахунку вібраційних установок для формування бетонних виробів із використанням додаткових робочих органів локального доущільнення.

**Практичне значення одержаних результатів** полягає в тому, що на основі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень розроблено конструкцію безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем, яка може бути використана у складі вібраційних установок для формування бетонних і залізобетонних виробів. Запропоновано методикку технічного розрахунку таких установок, що дозволяє визначати їх основні конструктивні та режимні параметри ще на стадії проектування. Розроблене технічне рішення забезпечує покращення рівномірності ущільнення бетонної суміші, зменшення дефектності верхньої зони виробу, скорочення тривалості формувального циклу та підвищення якості готової продукції.

Результати дисертаційної роботи впроваджено у вигляді дослідного зразка безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем, випробуваного у виробничих умовах КТ «Підприємство „Теплотехбуд“» (м. Полтава). Окремі результати використано у навчальному процесі Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» при викладанні дисциплін, пов'язаних із теорією та проектуванням машин будівельної індустрії.

**Ключові слова:** амплітуда, бетонна суміш, бетонні вироби, віброзбуджувач, вібраційна установка, вібрація, вібратор, ущільнення, залізобетонні вироби, динамічна модель, динамічний тиск, дебаланс, енергоефективність, привантажувач.

#### СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ

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

1. Ведмідь, В. В., Нестеренко, Т. М., Нестеренко, М. М., Пирлик, М. О. Експериментальні дослідження комбінованої імпульсно-вібраційної установки. Системні технології. 2025. Т. 5, № 160. С. 178–188. DOI: <https://doi.org/10.34185/1562-9945-5-160-2025-19>. (Виконав аналіз результатів експериментальних досліджень комбінованої імпульсно-вібраційної установки та встановив вплив режимів коливального збудження на ефективність ущільнення бетонної суміші)
2. Nesterenko, M., Panfilov, O., Pyrlyk, M. Loaders for concrete compaction. Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering. 2023. Vol. 2, Iss. 61. P. 80–85. DOI: <https://doi.org/10.26906/znp.2023.61.3874>. (Узагальнив конструктивні особливості привантажувачів для ущільнення бетонних сумішей, обґрунтував їх класифікаційні ознаки та визначив найбільш ефективні схеми їх використання)

3. Пирлик, М. О., Нестеренко, М. М. Аналітичне обґрунтування параметрів безінерційного привантажувача для доущільнення бетонних сумішей. *Техніка будівництва*. 2025. № 43. С. 92–97. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-43.0610>. (Отримав аналітичні залежності для визначення параметрів безінерційного привантажувача та обґрунтував умови його ефективного застосування для доущільнення бетонних сумішей).

4. Пирлик М. О., Нестеренко М. М. Умови оптимального режиму доущільнення бетонної суміші та критерії ефективності вібрації. *Modern Problems of Metalurgy*. 2026. № 29. С. 237–247. <https://doi.org/10.34185/1991-7848.2026.01.1> (Визначив умови оптимального режиму доущільнення бетонної суміші та сформулював критерії оцінювання ефективності вібраційного впливу).

5. Пирлик, М., Нестеренко, М., Аніщенко, А., Ведмідь, В. (2026). Експериментальні дослідження вібраційної установки з безінерційним привантажувачем для формування залізобетонних елементів інженерних мереж. (44), 103-112. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2026-44.0711> (Виконав аналіз результатів експериментальних досліджень )

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації*

6. Нестеренко М.М. Оцінка та аналіз конструкцій і параметрів вібраційних привантажувача для доущільнення бетонних сумішей / М.М. Нестеренко, О.І. Панфілов, В.В. Ведмідь, М.О. Пирлик // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки : матеріали VI Всеукраїнської науково-технічної конференції (2023 р., м. Полтава) / ред. М.М. Нестеренко. – Полтава : ПолтНТУ, 2023. – 60 с.

7. Нестеренко М.М. Використання імпульсного вібраційного привантажувача для доущільнення бетонних сумішей / М.М. Нестеренко, М.О. Пирлик, В.В. Ведмідь, А.С. Маргарян, О.А. Прилепа // Матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції (2024 р.). – Полтава : Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2024. – С. 128–130.

8. Нестеренко М.М. Дослідження динаміки ущільнення полістиролбетону при вертикальних гармонійних коливаннях віброплощадки / М.М. Нестеренко, О.І. Панфілов, В.В. Ведмідь, М.О. Пирлик // Тези 77-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів (16 травня – 22 травня 2025 р.). – Полтава : Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2025. – Т. 1. – С. 246–247. – URL: <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/18771>

9. Пирлик М.О. Дослідження динаміки ущільнення полістиролбетону при вертикальних гармонійних коливаннях віброплощадки / М.О. Пирлик, О.І. Панфілов, М.М. Нестеренко // Тези 77-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів (15 травня – 22 травня 2026 р.). – Полтава : Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2026. – Т. 1. – С. 268–269.

## ABSTRACT

**Pyrylyk Maksym Oleksandrovykh. Substantiation of Parameters of an Inertia-Free Load Applicator with an Autonomous Vibration Exciter for Additional Compaction of Concrete Mixtures.** – Manuscript.

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

The dissertation is devoted to solving an urgent scientific and technical problem of increasing the efficiency of concrete mixture compaction in the forming of concrete and reinforced concrete products by developing and substantiating the parameters of an inertia-free load applicator with an autonomous vibration exciter. The relevance of the study is обусловлено by the need to improve the quality and homogeneity of concrete products, reduce the duration of the forming cycle, decrease energy consumption, and improve vibration equipment used for product manufacturing, in particular reinforced concrete rings for engineering networks.

The first chapter analyzes modern methods of forming and compacting concrete and reinforced concrete products, considers the design features of vibration equipment, evaluates existing methods for calculating the parameters of vibration installations, and also analyzes the designs of load applicators for additional compaction of concrete mixtures. It is established that for ring-type products one of the main technological problems is the non-uniform compaction of the concrete mixture along the height of the product, especially in its upper part.

The second chapter develops a mathematical model of the system “vibrating mold – concrete mixture – inertia-free load applicator,” which takes into account the elastic-dissipative properties of the concrete medium, the dynamic interaction of the main mold and the load applicator, as well as the combined vertical-horizontal nature of the vibration impact. Analytical

dependences are obtained for determining the rational parameters of the inertia-free load applicator, the conditions for effective additional compaction of the concrete mixture are established, and criteria for selecting the operating modes of the system are formulated.

The third chapter describes the design of an experimental installation for forming concrete products, which includes the main vibrating mold and an inertia-free load applicator with an autonomous vibration exciter. The methodology for planning and conducting experimental studies is presented, statistical processing of the results and optimization of the operating process parameters are performed. The experimental results confirm the effectiveness of using the load applicator to intensify the additional compaction of the concrete mixture, increase the uniformity of compaction along the height of the product, and improve the quality of the formed samples.

The fourth chapter provides a technical and technological substantiation of compaction modes, develops a method for the technical calculation of an installation with an inertia-free load applicator, presents the results of industrial tests of the prototype under the conditions of the limited partnership “Enterprise ‘Teplotekhbud’,” formulates recommendations for further improvement of the design, and calculates the economic efficiency of implementation. It is established that the use of an inertia-free load applicator with an autonomous vibration exciter is technically and economically feasible.

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

- the design solutions of load applicators for additional compaction of concrete mixtures have been further developed through the use of an autonomous vibration exciter, which provides a local additional dynamic effect on the upper part of the product during vibration forming;
- a mathematical model of the system “vibrating mold – concrete mixture – inertia-free load applicator” has been developed, which takes into account the combined action of the main vibrating mold and the autonomous load applicator on the concrete medium;

– the regularities of the influence of the load applicator mass, the stiffness of elastic elements, the frequency of the autonomous vibration exciter, and the parameters of the main vibration system on the intensity of additional compaction of the concrete mixture have been established;

– analytical dependences have been obtained for determining the oscillation amplitudes, accelerations, and dynamic pressure of the inertia-free load applicator on the concrete mixture, which made it possible to substantiate rational operating modes of the applicator;

– the approach to evaluating the efficiency of combined compaction of the concrete mixture has been improved by taking into account the non-uniform transmission of vibration impact along the product height and the additional dynamic loading in its upper zone;

– methods for the technical calculation of vibration installations for forming concrete products using additional working bodies for local additional compaction have been further developed.

**The practical significance of the obtained results** lies in the fact that, on the basis of the performed theoretical and experimental studies, a design of an inertia-free load applicator with an autonomous vibration exciter has been developed, which can be used as part of vibration installations for forming concrete and reinforced concrete products. A method for the technical calculation of such installations has been proposed, which makes it possible to determine their main design and operating parameters already at the design stage. The developed technical solution provides improved uniformity of concrete mixture compaction, reduced defects in the upper zone of the product, shortened forming cycle duration, and improved quality of finished products.

The results of the dissertation research have been implemented in the form of a prototype inertia-free load applicator with an autonomous vibration exciter, tested under industrial conditions at the limited partnership «Manufacturing enterprise Budmekhanizatsia» (Poltava). Certain results have also been used in the educational process at the National University “Yuri Kondratyuk Poltava

Polytechnic” in teaching disciplines related to the theory and design of machines for the construction industry.

**Keywords:** amplitude, concrete mix, concrete products, vibrator, vibration unit, vibration, vibrator, compaction, reinforced concrete products, dynamic model, dynamic pressure, unbalance, energy efficiency, loader.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	15
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ВІБРАЦІЙНОГО ФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ І ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	23
1.1. Аналіз сучасних методів формування та ущільнення бетонних і залізобетонних виробів.....	23
1.2. Конструктивні особливості вібраційного обладнання для формування залізобетонних виробів.....	32
1.3. Оцінка існуючих методів розрахунку параметрів вібраційних установок для ущільнення бетонних сумішей.....	42
1.4. Конструкції привантажувачів для доущільнення бетонних сумішей .....	48
1.5 Висновки з розділу, мета та задачі дослідження. ....	55
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ БЕЗІНЕРЦІЙНОГО ПРИВАНТАЖУВАЧА З АВТОНОМНИМ ВІБРОЗБУДЖУВАЧЕМ ДЛЯ ДОУЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ .....	59
2.1. Передумови створення вібраційної установки з безінерційним привантажувачем, припущення і постановка задачі.....	59
2.2 Особливості конструкції віброраційної установки для формування залізобетонних елементів інженерних мереж.....	62
2.3 Аналітичне обґрунтування параметрів безінерційного привантажувача для доущільнення бетонних сумішей.....	66
2.4 Теоретичне обґрунтування комбінованого вертикально- горизонтального вібраційного впливу на бетонну суміш.....	69
2.5 Теоретичне обґрунтування динамічної моделі системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач».....	76

2.5.1 Аналіз амплітудно-частотних характеристик системи .....	79
2.5.2 Визначення власних частот та умов резонансних режимів системи .....	82
2.5.3 Умови оптимального режиму доущільнення бетонної суміші та критерії ефективності комбінованого збудження .....	87
2.5.3.1 Просторовий критерій ефективності .....	87
2.5.3.2 Порогова умова «ввімкнення» ущільнення: критерій перевищення внутрішнього опору .....	90
2.5.3.3 Умови оптимального узгодження частот .....	91
2.5.3.4 Умова оптимального доущільнення на завершальній стадії - квазірезонансний режим .....	93
2.6 Визначення основних параметрів робочого процесу вібраційної установки .....	94
2.6.1 Розрахунок горизонтальних амплітуд коливань по висоті форми .	96
2.6.2 Розрахунок вертикальних амплітуд привантажувача, прискорень та динамічного тиску на бетонну суміш .....	101
2.6.3 Створення тривимірної моделі вібраційної установки .....	105
2.7 Висновки з розділу 2 .....	108
<b>РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ЕЛЕМЕНТІВ ІНЖЕНЕРНИХ МЕРЕЖ .....</b>	<b>110</b>
3.1. Основні вихідні положення та задачі досліджень. ....	110
3.2 Опис конструкції лабораторної установки для проведення експериментальних досліджень та особливості розрахунку .....	111
3.3. Аналіз режимів ущільнення сумішей лабораторної вібраційної установки та привантажувача з використанням методу планування експерименту .....	114

3.4 Висновки з розділу 3 .....	143
<b>РОЗДІЛ 4 ІНЖЕНЕРНЕ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ТА ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ .....</b>	<b>146</b>
4.1 Основні положення проектування і конструювання вібраційної установки з безінерційним привантажувачем з автономним віброзбуджувачем для доущільнення бетонних сумішей .....	146
4.2. Техніко-технологічне обґрунтування режимів ущільнення .....	150
4.3. Методика технічного розрахунку установки з безінерційним привантажувачем з автономним віброзбуджувачем для доущільнення бетонних сумішей .....	154
4.4 Результати виробничих випробувань дослідного зразка безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем для доущільнення бетонних сумішей .....	158
4.5 Рекомендації щодо подальшого вдосконалення конструкції .....	162
4.6 Розрахунок економічної ефективності впровадження безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем для доущільнення бетонних сумішей .....	165
4.7. Висновки з розділу 4. ....	167
ДОДАТОК А.....	194
ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ .....	194

## ВСТУП

У період відбудови та модернізації інженерної інфраструктури України особливого значення набуває забезпечення надійності систем водопостачання, водовідведення, дренажу, кабельних і теплових мереж. Значна частина існуючих підземних комунікацій, колодязів, камер та оглядових вузлів фізично й морально зношена, а тому потребує ремонту або повної заміни. Це, у свою чергу, зумовлює зростання потреби у виробництві збірних залізобетонних елементів інженерних мереж, насамперед кілець, які є базовими конструктивними елементами колодязів різного призначення. За таких умов важливого значення набуває підвищення ефективності технологій формування зазначених виробів, скорочення тривалості виробничого циклу, зниження енерговитрат і забезпечення стабільно високої якості готової продукції.

У сучасному будівництві та комунальному господарстві залізобетонні кільця залишаються одним із найбільш поширених видів збірних виробів, що застосовуються при спорудженні оглядових, водопровідних, каналізаційних і дренажних колодязів. Їх широке використання пояснюється достатньою міцністю, довговічністю, технологічністю монтажу та уніфікованістю розмірів. Водночас якість таких виробів значною мірою залежить від рівномірності ущільнення бетонної суміші в процесі формування. Недостатнє ущільнення призводить до появи пористості, локальних дефектів структури, зниження міцності, морозостійкості, водонепроникності та довговічності виробів у цілому.

Одним із ключових етапів виготовлення бетонних і залізобетонних виробів є ущільнення бетонної суміші у формі. Саме на цій стадії формується внутрішня структура бетону, визначається ступінь видалення повітряної фази, щільність пакування зерен заповнювача та рівномірність розподілу компонентів по об'єму виробу. Найбільш поширеним та технологічно доцільним методом ущільнення є вібраційний вплив, який забезпечує зниження внутрішнього тертя в бетонній суміші, поліпшує її переміщення у формі та сприяє інтенсивнішому видаленню повітряних

включень. Однак для виробів кільцевого типу, що мають значну висоту та замкнену геометрію формувального простору, традиційне віброущільнення не завжди забезпечує однакову інтенсивність впливу по всій висоті виробу, особливо у верхній його частині.

Проблема нерівномірності ущільнення бетонної суміші при формуванні кільцевих виробів обумовлена тим, що основний вібраційний вплив найчастіше передається через форму або нижню частину установки, тоді як верхні шари суміші перебувають у менш сприятливих умовах ущільнення. Унаслідок цього у верхній зоні виробу можуть формуватися ділянки зі зниженою щільністю, підвищеною пористістю та меншою однорідністю структури. Особливо це проявляється при використанні жорстких або малорухомих бетонних сумішей, коли для досягнення необхідної щільності звичайного гармонічного вібрування виявляється недостатньо.

У зв'язку з цим важливого значення набуває застосування додаткових робочих органів, здатних інтенсифікувати процес доущільнення верхньої частини бетонної суміші. Одним із перспективних напрямів удосконалення вібраційного обладнання є використання привантажувачів, які створюють додатковий тиск на поверхню суміші та забезпечують локальне підсилення ущільнювального впливу. Особливий інтерес становлять безінерційні привантажувачі з автономними віброзбудувачами, які дають змогу поєднати основне ущільнення бетонної суміші формою із додатковим локальним динамічним впливом на верхню частину виробу. Такий підхід відкриває можливість більш повного використання енергії коливань, підвищення однорідності структури бетону та скорочення тривалості формувального циклу.

Сучасний стан розвитку машин для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій свідчить про посилення уваги до енергоефективних, керованих та адаптивних систем ущільнення. Водночас існуючі конструкції привантажувачів часто мають обмежену сферу застосування, недостатньо враховують геометрію виробу, властивості

бетонної суміші та умови сумісної роботи з основною вібраційною установкою. Недостатньо дослідженими залишаються також питання обґрунтування параметрів безінерційних привантажувачів з автономними вібробуджувачами, визначення їх раціональних режимів роботи та оцінки ефективності спільної дії з основною формувальною системою.

**Актуальність теми.** У сучасних умовах відновлення та модернізації інженерної інфраструктури України особливої актуальності набуває виробництво збірних залізобетонних елементів, зокрема кілець для водопровідних, каналізаційних і дренажних мереж, оскільки значна частина наявних підземних комунікацій і колодязів потребує ремонту або повної заміни. Якість і довговічність таких виробів значною мірою визначаються ефективністю ущільнення бетонної суміші, проте традиційні вібраційні установки не завжди забезпечують рівномірне ущільнення по висоті виробу, особливо у його верхній частині. Недостатньо дослідженими залишаються питання обґрунтування параметрів додаткових робочих органів, зокрема безінерційних привантажувачів з автономними вібробуджувачами, які здатні підвищити однорідність структури бетону, скоротити тривалість формування та зменшити енерговитрати. Тому розроблення й обґрунтування параметрів безінерційного привантажувача з автономним вібробуджувачем для доущільнення бетонних сумішей є актуальним науково-технічним завданням, що має важливе практичне значення для виробництва бетонних і залізобетонних виробів.

**Мета і задачі дослідження.** Метою даної роботи є обґрунтування параметрів безінерційного привантажувача з автономним вібробуджувачем для доущільнення бетонних сумішей, що забезпечує підвищення ефективності формування бетонних і залізобетонних виробів, зокрема кілець для інженерних мереж, за рахунок інтенсифікації ущільнення верхніх шарів бетонної суміші та покращення рівномірності її ущільнення по висоті виробу.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувалися такі задачі:

- провести аналіз сучасних методів формування бетонних і залізобетонних виробів, а також існуючих конструкцій вібраційного обладнання для їх виготовлення;
- виконати аналіз конструкцій привантажувачів для доуцільнення бетонних сумішей та обґрунтувати доцільність використання безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем;
- розробити математичну модель системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач» з урахуванням пружно-дисипативних властивостей бетонного середовища та комбінованого характеру динамічного впливу;
- встановити закономірності впливу маси привантажувача, частоти автономного віброзбуджувача та параметрів основної вібраційної форми на інтенсивність доуцільнення бетонної суміші;
- отримати аналітичні залежності для визначення раціональних параметрів безінерційного привантажувача та режимів його роботи;
- розробити експериментальну установку з безінерційним привантажувачем з автономним віброзбуджувачем для доуцільнення бетонних сумішей та провести експериментальні дослідження процесу ущільнення бетонної суміші з використанням розробленої установки та оцінити ефективність запропонованого технічного рішення;
- виконати виробничі випробування дослідного зразка безінерційного привантажувача у складі формувальної установки для бетонних і залізобетонних виробів;
- розробити методику технічного розрахунку установки з безінерційним привантажувачем та надати рекомендації щодо її подальшого вдосконалення і впровадження у виробництво.

**Об’єкт дослідження** – процес ущільнення бетонних сумішей при формуванні бетонних і залізобетонних виробів із використанням додаткового вібраційного доуцільнення.

**Предмет дослідження** – безінерційний привантажувач з автономним віброзбуджувачем, параметри його роботи та динамічна взаємодія з бетонною сумішшю й основною вібраційною установкою в процесі доуцільнення.

**Методи дослідження.** Методи дослідження ґрунтуються на положеннях класичної теорії коливань механічних систем, механіки суцільних середовищ, теорії хвильових процесів, реології в’язкопружних і

багатофазних середовищ, а також на положеннях теорії динамічної взаємодії робочих органів вібраційних машин з бетонною сумішшю. Для побудови математичної моделі системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач з автономним віброзбуджувачем» використано диференціальні рівняння коливального руху з урахуванням інерційних, пружних, дисипативних і динамічних характеристик бетонного середовища.

Аналіз розроблених моделей здійснювався аналітичними та чисельно-аналітичними методами. Розрахунок амплітуд коливань, частотних характеристик, прискорень, динамічного тиску привантажувача на бетонну суміш та умов ефективного доуцілювання проводився з урахуванням спільної дії основної вібраційної форми і автономного привантажувача, а також нерівномірності передавання коливального впливу по висоті виробу.

Експериментальні дослідження проводилися на спеціально розробленій установці з безінерційним привантажувачем та автономним віброзбуджувачем за методикою математичного планування експерименту. Обробка результатів включала застосування методів регресійного аналізу, статистичного оцінювання адекватності отриманих моделей, визначення достовірності результатів та оптимізації параметрів робочого процесу відповідно до положень математичної статистики.

**Наукова новизна одержаних результатів полягає у тому, що:**

– набули подальшого розвитку конструктивні рішення привантажувачів для доуцілювання бетонних сумішей за рахунок використання автономного віброзбуджувача, який забезпечує локальний додатковий динамічний вплив на верхню частину виробу в процесі вібраційного формування;

– розроблено математичну модель системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач», яка враховує спільну дію основної вібраційної форми та автономного привантажувача на бетонне середовище;

- встановлено закономірності впливу маси привантажувача, жорсткості пружних елементів, частоти автономного вібробуджувача та параметрів основної вібраційної системи на інтенсивність доущільнення бетонної суміші;

- отримано аналітичні залежності для визначення амплітуд коливань, прискорень і динамічного тиску безінерційного привантажувача на бетонну суміш, що дало змогу обґрунтувати раціональні режими його роботи;

- удосконалено підхід до оцінки ефективності комбінованого ущільнення бетонної суміші за рахунок урахування нерівномірності передавання коливального впливу по висоті виробу та додаткового динамічного навантаження у верхній його зоні;

- дістали подальшого розвитку методи технічного розрахунку вібраційних установок для формування бетонних виробів із використанням додаткових робочих органів локального доущільнення.

#### **Практичне значення одержаних результатів полягає у:**

- розробленні науково обґрунтованої методики технічного розрахунку установки з безінерційним привантажувачем з автономним вібробуджувачем для доущільнення бетонних сумішей;

- створено експериментально-дослідного зразка безінерційного привантажувача з автономним вібробуджувачем, який забезпечує підвищення рівномірності ущільнення бетонної суміші по висоті виробу;

- підвищенні технологічної ефективності процесу формування бетонних і залізобетонних виробів, зокрема кілець для інженерних мереж, за рахунок інтенсифікації доущільнення верхніх шарів бетонної суміші;

- впровадженні результатів дослідження у виробничі умови КТ «Підприємство „Теплотехбуд“» та використанні їх для оцінки працездатності й ефективності дослідного зразка;

- використанні результатів роботи у навчальному процесі Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія

Кондратюка» при викладанні дисциплін, пов'язаних із теорією, розрахунком і проектуванням машин будівельної індустрії.

**Особистий внесок автора.** Результати досліджень, викладені в дисертації, отримані автором самостійно. У наукових публікаціях, виконаних у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає у: [26, 110] – аналізі конструкцій привантажувачів для доущільнення бетонних сумішей, узагальненні їх класифікаційних ознак, оцінюванні ефективності різних конструктивних схем та обґрунтуванні доцільності застосування безінерційних і активних привантажувачів у вібраційних установках; [103] – обґрунтуванні використання імпульсного вібраційного привантажувача для доущільнення бетонних сумішей, аналізі особливостей його роботи та оцінці перспективності застосування у технологіях формування бетонних виробів; [50] – аналізі результатів експериментальних досліджень комбінованої імпульсно-вібраційної установки та встановленні впливу режимів коливального збудження на ефективність ущільнення бетонної суміші; [109] – аналізі динаміки ущільнення полістиролбетонної суміші при вертикальних гармонійних коливаннях віброплощадки та оцінці впливу параметрів вібраційного режиму на процес ущільнення; [136] – отриманні аналітичних залежностей для визначення параметрів безінерційного привантажувача та обґрунтуванні умов його ефективного застосування для доущільнення бетонних сумішей; [137] – розробленні теоретичних положень щодо визначення параметрів безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем, побудові розрахункової схеми системи та встановленні закономірностей її динамічної взаємодії з бетонною сумішшю; [138] – участі в проведенні експериментальних досліджень дослідного зразка привантажувача, обробці та аналізі результатів випробувань, а також оцінці ефективності його застосування для доущільнення бетонних сумішей.

**Апробація результатів дослідження.** Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися протягом **2023–2026 рр.** на наукових конференціях, семінарах і форумах, зокрема:

– **VI Всеукраїнській науково-технічній конференції** «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (м. Полтава, 2023 р.);

– **XVII Міжнародній науково-практичній конференції** «Академічна й університетська наука: результати та перспективи» (м. Полтава, 2024 р.);

– **VII Всеукраїнській науково-технічній конференції** «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (м. Полтава, 2024 р.);

– **77-й науковій конференції професорсько-викладацького складу, наукових працівників, аспірантів та студентів** Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (м. Полтава, 2025 р.);

**VIII Всеукраїнській науково-технічній конференції** «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (м. Полтава, 2026 р.);

– **наукових семінарах кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки** Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (2023–2026 рр.).

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано **9 друкованих робіт**, які відображають її основний зміст, у тому числі:

– **5 статей** у наукових фахових виданнях, внесених до переліку наукових фахових видань України категорії «Б»;

– **4 публікації** у збірниках матеріалів і тез доповідей на міжнародних та всеукраїнських наукових конференціях.

## **РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ВІБРАЦІЙНОГО ФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ І ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

### **1.1. Аналіз сучасних методів формування та ущільнення бетонних і залізобетонних виробів**

У сучасному виробництві бетонних і залізобетонних виробів якість готової продукції значною мірою визначається способом формування та характером ущільнення бетонної суміші. Саме на стадії формування закладаються основні показники майбутнього виробу: щільність, однорідність структури, міцність, морозостійкість, водонепроникність, тріщиностійкість і геометрична точність. У зв'язку з цим вибір раціонального методу формування повинен здійснюватися з урахуванням властивостей бетонної суміші, геометрії виробу, вимог до продуктивності та енергоефективності технологічного процесу [6, 32, 53, 69, 82, 86].

У загальному випадку методи формування бетонних і залізобетонних виробів можна поділити на статичні, динамічні та комбіновані (рисунки 1.1). До статичних належать лиття та пресування; до динамічних – вібраційне, ударне, віброударне, центрифугальне та інші способи, що реалізуються за рахунок змінних силових впливів; до комбінованих – вібропресування, віброімпульсне формування, вібраційне ущільнення з додатковим навантаженням або привантаженням [53, 59, 62, 82, 86, 99]. Такий поділ є умовним, проте він дозволяє систематизувати існуючі технології за характером взаємодії робочого органа машини з оброблюваним середовищем.

Найпростішим методом є лиття, при якому бетонна суміш укладається у форму без інтенсивного зовнішнього динамічного впливу або з мінімальним його застосуванням. Цей спосіб придатний переважно для пластичних і литих сумішей, коли геометрія виробу не вимагає значного ступеня ущільнення, а час твердіння не є визначальним фактором

продуктивності. Перевагами методу є простота технологічного оснащення та відносно низька вартість устаткування. Однак його недоліки полягають у недостатньому видаленні повітряних включень, можливому розшаруванні суміші, тривалості технологічного циклу та нижчій однорідності матеріалу порівняно з динамічними способами ущільнення [6, 32, 53, 69]. Саме тому литтєва технологія не забезпечує необхідної ефективності при виготовленні виробів із жорстких і малорухомих сумішей, а також у випадках, коли необхідно досягти підвищених фізико-механічних характеристик.



Рисунок 1.1 – Методи формування бетонних і залізобетонних виробів

Більш інтенсивний вплив на суміш забезпечують пресові методи формування. У цьому випадку ущільнення відбувається за рахунок статичного або квазістатичного навантаження, внаслідок чого тверді частинки зближуються, частково витискається повітря і надлишкова вода, а структура суміші стає компактнішою. Пресування є ефективним для

окремих видів дрібноштучних виробів, однак при формуванні бетонних і залізобетонних елементів складної форми або значних розмірів воно пов'язане з ускладненням обладнання та зростанням силових навантажень на конструкцію машини [53, 82, 86]. Крім того, за чисто статичного прикладання навантаження не завжди вдається забезпечити достатню рухливість частинок суміші для їх найбільш щільного взаємного розташування, особливо при використанні жорстких бетонів.

Одним із найпоширеніших сучасних методів формування є вібропресування, яке поєднує дію статичного навантаження і вібрації (рис 1.2). Його ефективність пояснюється тим, що коливання знижують внутрішню тертя між частинками бетонної суміші, а пресове зусилля сприяє інтенсивному зближенню зерен заповнювача та витісненню повітряної фази. Саме тому вібропресування широко застосовується для виготовлення бетонних блоків, тротуарних елементів, бордюрів та інших виробів масового виробництва [1–3, 44, 78]. Разом з тим можливості цього методу обмежуються умовами контакту пресувального органа з поверхнею суміші та конструктивними особливостями форми. Для великогабаритних або просторово складних виробів, а також у випадку потреби локального керування напруженим станом у суміші, традиційне вібропресування не завжди є достатньо гнучким.

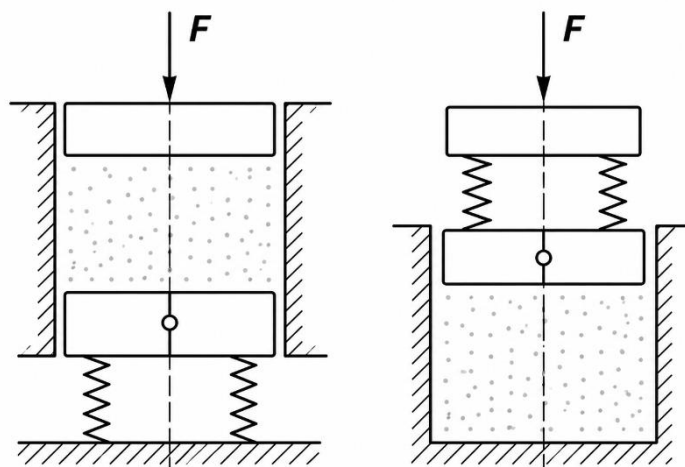


Рисунок 1.2 – Вібраційне пресування

Значне місце у технології формування бетонних виробів посідає вібраційне ущільнення, яке є базовим методом у будівельній індустрії. Структурна схема вібросистеми наведена на рисунку 1.3.

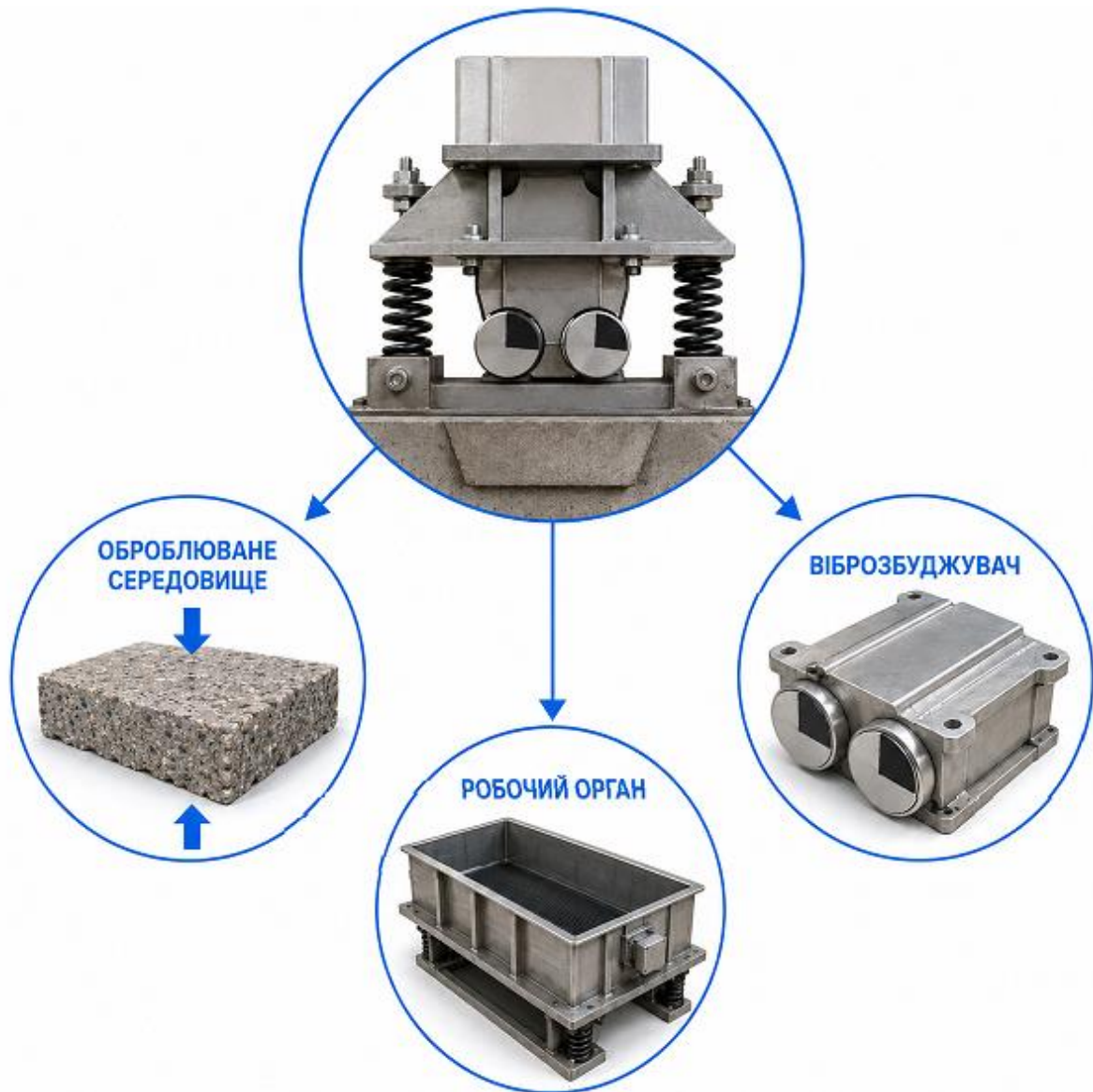


Рисунок 1.3 – Структурна схема вібросистеми

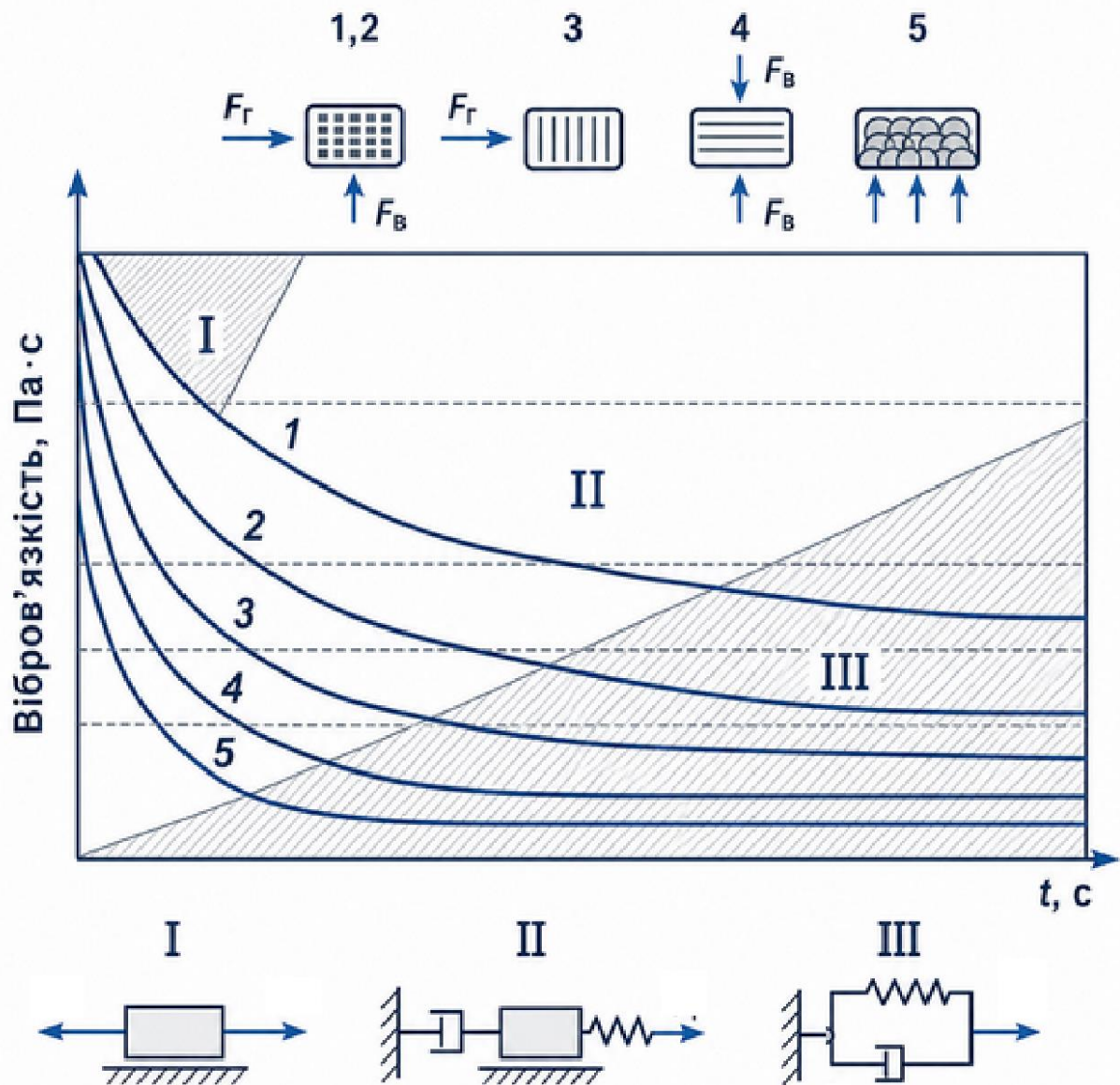
Його фізична сутність полягає у передачі бетонній суміші коливального руху, внаслідок чого зменшується опір внутрішньому переміщенню частинок, знижується зчеплення між зернами і повітряними включеннями, покращується заповнення форми та інтенсифікується дегазація суміші [12, 18, 24, 31, 37, 53, 82, 88, 101, 149]. Ефективність вібраційного формування визначається сукупністю параметрів, серед яких основними є амплітуда, частота, прискорення, тривалість впливу,

напрямок коливань і характер взаємодії робочого органа з бетонним середовищем [17, 31, 55, 63, 66, 80, 90, 98, 154].

Залежно від конструкції установки і технологічного призначення виробу вібраційне формування може реалізовуватися через віброплощадки, віброформи, навісні або внутрішні віброзбудники, активні формоутворюючі поверхні, системи з просторовими коливаннями та інші конструктивні схеми [20, 29, 48, 49, 80, 92, 94, 111, 112, 114, 119]. При цьому сучасні напрямки розвитку пов'язані з переходом від простих гармонічних режимів до більш складних керованих форм руху, що дозволяють забезпечити рівномірніший розподіл енергії в оброблюваному середовищі та підвищити технологічну ефективність процесу [16, 19, 21, 22, 24, 34, 81, 85, 95, 97]. Характер зміни вібров'язкості бетонних сумішей залежно від тривалості динамічної дії та напряму прикладених коливань наведено на рис. 1.4. З рисунка видно, що зі збільшенням часу впливу вібров'язкість сумішей зменшується, однак інтенсивність цього процесу залежить від складу суміші, її реологічного стану та способу силового навантаження. Зони I, II, III відповідають послідовним етапам ущільнення, які характеризуються різним реологічним станом системи та можуть бути подані у вигляді моделей сухого тертя, Бінгама та Кельвіна–Фойгта. Швидкість переходу бетонної суміші до кінцевого реологічного стану визначається переважно напрямом, формою та характером прикладених коливань. Криві 1–5 на рисунку характеризують зміну вібров'язкості бетонної суміші в часі за різних режимів силового впливу. Вони показують, що процес ущільнення супроводжується поступовим зменшенням вібров'язкості, однак інтенсивність цього зменшення залежить від напрямленості коливань, їх форми та способу взаємодії робочого органа із сумішшю. Крива 1 відповідає режиму, за якого на суміш діють одночасно горизонтальна та вертикальна складові коливань. Такий режим забезпечує інтенсивне руйнування початкової структури суміші, зменшення внутрішнього тертя між її частинками та перехід

матеріалу до більш рухомого стану. Завдяки просторовому характеру дії суміш швидше ущільнюється порівняно з режимами, де реалізується лише один напрям коливань. Крива 2 відображає проміжний режим ущільнення, за якого зниження вібров'язкості відбувається менш інтенсивно, ніж за кривою 1, але швидше, ніж у випадку окремої дії горизонтальних або вертикальних коливань. Такий характер кривої свідчить про поступовий перехід суміші від початкового малорухомого стану до стану підвищеної пластичності. Крива 3 характеризує режим горизонтальних збурень. У цьому випадку зменшення вібров'язкості відбувається повільніше, оскільки горизонтальні коливання переважно сприяють зсувному переміщенню частинок суміші, але менш ефективно забезпечують її ущільнення по висоті. Такий режим може бути ефективним для перерозподілу суміші у формі, проте не завжди забезпечує достатньо швидке досягнення кінцевого ущільненого стану. Крива 4 відповідає режиму дії вертикальних низькочастотних коливань. Для цього випадку характерним є менш сприятливий перебіг процесу ущільнення: зниження вібров'язкості відбувається повільно, а на окремих етапах можливе її зростання. Це може бути пов'язано з ущільненням структури суміші без достатнього руйнування внутрішніх зв'язків між частинками, що ускладнює подальше переміщення компонентів і знижує ефективність формування виробу. Крива 5 відповідає імпульсному режиму дії, який забезпечує найінтенсивніше зниження вібров'язкості. Імпульсні навантаження сприяють швидкому руйнуванню структурних зв'язків у бетонній суміші, зменшенню опору її деформуванню та прискореному переходу до кінцевого ущільненого стану. Саме тому імпульсний режим, а також режими з поєднанням вертикальної і горизонтальної складових коливань, можна вважати найбільш ефективними для інтенсифікації процесу формування бетонних і залізобетонних виробів. Наведені криві демонструють різну ефективність режимів коливального впливу: найшвидше зменшення вібров'язкості спостерігається за імпульсного та

комбінованого просторового впливу, тоді як окреме використання горизонтальних або вертикальних коливань забезпечує повільніший перехід суміші до кінцевого реологічного стану.



$F_r$  – горизонтальний напрям дії збурювальної сили;  $F_v$  – вертикальний напрям дії збурювальної сили; I–III – реологічні стани бетонних сумішей та відповідні їм механічні моделі.

Рисунок 1.4 – Зміна вібрв'язкості бетонних сумішей у процесі ущільнення залежно від реологічного стану суміші та напрямленості коливань

У ряді випадків традиційне гармонічне вібрування виявляється недостатньо ефективним, особливо при ущільненні жорстких бетонних сумішей або формуванні виробів великої висоти чи складної конфігурації. Це пояснюється тим, що в реальних умовах енергія коливань розподіляється нерівномірно, а з віддаленням від джерела збудження амплітуди можуть зменшуватися. Крім того, виникають хвильові процеси, локальні резонансні явища, фазові зсуви, нерівномірність напруженого стану та неоднакова інтенсивність видалення повітряної фази у різних зонах суміші [11, 16, 25, 28, 31, 52, 57, 88, 101, 132, 149]. Саме це зумовило розвиток віброударних і віброімпульсних методів.

Віброударне формування базується на поєднанні коливального режиму з короткочасними ударними або імпульсними силовими впливами. У такому випадку бетонна суміш сприймає не лише гармонічне збудження, а й додаткові імпульси енергії, які можуть інтенсифікувати руйнування внутрішніх структурних зв'язків, активізувати переміщення зерен і покращувати ущільнення у локальних зонах [9, 10, 39, 40, 68, 71, 73, 77, 88, 128, 133]. Перевагою цього підходу є можливість досягнення значного технологічного ефекту при меншій тривалості формування. Однак реалізація віброударного режиму пов'язана з додатковими динамічними навантаженнями на елементи машини, необхідністю більш точного узгодження параметрів системи та підвищеними вимогами до надійності конструкції [7, 8, 35, 70, 73, 74, 87, 134].

Ще одним напрямом розвитку технологій ущільнення є використання просторових і полічастотних коливань. Поєднання вертикальних, горизонтальних і крутильних складових руху дозволяє одночасно зменшувати тертя у різних напрямках, активізувати переміщення частинок заповнювача та досягати більш щільного пакування твердої фази [20, 29, 56, 76, 80, 89, 90, 111, 112, 118]. Полічастотний режим, у свою чергу, розглядається як спосіб впливу на різні фракції суміші, коли зерна різного розміру можуть ефективніше реагувати на різні

частоти коливань [16, 17, 24, 71, 89, 97]. Незважаючи на перспективність таких підходів, вони потребують складнішого розрахункового обґрунтування та конструктивної реалізації.

У сучасних промислових системах значна увага приділяється також керованому віброформуванню, коли параметри процесу змінюються в часі відповідно до стадії ущільнення суміші. Такі рішення спрямовані на забезпечення рівномірної щільності, зменшення зносу форми, економію цементу та покращення однорідності виробу [1–3, 17, 34, 36, 60, 61, 131]. Промислові розробки провідних виробників вібраційного обладнання підтверджують доцільність переходу від жорстко фіксованих режимів роботи до більш гнучких систем керування коливальним процесом [1–3]. Однак у більшості таких рішень основна увага приділяється загальному ущільненню виробу, тоді як питання локального доущільнення окремих зон суміші, особливо верхніх шарів, залишаються недостатньо дослідженими.

Аналіз літературних джерел свідчить, що для бетонних і залізобетонних виробів не існує універсального способу формування, який був би однаково ефективним для всіх типів сумішей і виробів. Лиття є простим, але менш інтенсивним; пресування забезпечує високі контактні тиски, проте ускладнює обладнання; вібропресування є ефективним для масового дрібноштучного виробництва; центрифугальні методи мають спеціалізовану сферу застосування; вібраційне та комбіноване вібраційне формування є найбільш універсальними і технологічно гнучкими [6, 32, 53, 59, 62, 69, 82, 86, 99]. Саме вібраційні методи створюють найбільш сприятливі передумови для адаптації процесу ущільнення до геометрії виробу, реологічних властивостей суміші та умов роботи машини.

Для виробів із розвиненим вертикальним розміром, просторово замкненою формою або нерівномірними умовами передавання енергії особливо важливим стає забезпечення однакової інтенсивності ущільнення по всьому об'єму суміші. У таких умовах перспективними є схеми, в яких

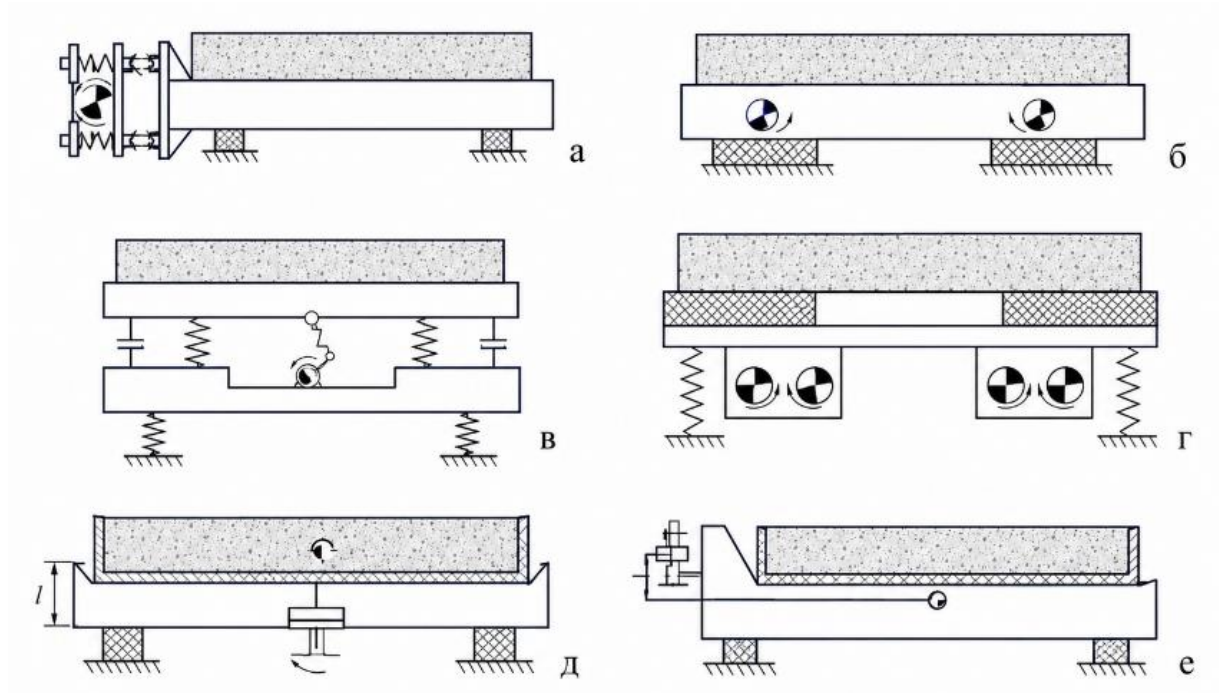
основне вібраційне формування поєднується з додатковою локальною дією на суміш, зокрема за допомогою привантажувальних пристроїв [26, 50, 98, 103, 106, 110, 116, 117]. Саме цей напрям є найбільш доцільним для подальшого розвитку вібраційних установок технологічного призначення, оскільки дозволяє підвищити ефективність ущільнення без суттєвого збільшення маси та енергоємності основної машини.

## **1.2. Конструктивні особливості вібраційного обладнання для формування залізобетонних виробів**

Ефективність процесу формування бетонних і залізобетонних виробів значною мірою визначається не лише складом бетонної суміші та режимами ущільнення, але й конструктивною схемою вібраційного обладнання. Саме конструкція установки визначає характер передавання енергії в оброблюване середовище, напрямки коливань, рівномірність розподілу амплітуд по об'єму суміші, величину динамічних навантажень на форму та несучі елементи машини, а також продуктивність і надійність технологічного процесу [20, 21, 22, 24, 74, 80, 82, 86, 99, 114, 119].

У загальному випадку вібраційне обладнання для формування залізобетонних виробів можна класифікувати за кількома основними ознаками: за типом робочого органа, за схемою встановлення форми, за характером коливального руху, за способом розміщення віброзбудника та за видом взаємодії з бетонною сумішшю. За конструктивним виконанням найбільш поширеними є віброплощадки, вібростоли, касетні віброустановки, віброформи, установки з активними формоутворюючими поверхнями, а також спеціалізовані машини для окремих груп виробів [48, 49, 80, 82, 86, 92, 99, 111, 112, 114, 118, 119]. Такий широкий спектр конструкцій пояснюється різноманітністю самих виробів – від малогабаритних блоків і плитки до великорозмірних стінових панелей, просторових елементів і трубчастих залізобетонних виробів.

Узагальнені конструктивні схеми таких машин наведено на рисунку 1.5.



а – конструкція з переважно горизонтальним гармонічним переміщенням робочого органа; б – схема з опиранням робочої рами на пружні прокладки; в – блочна двомасова конструкція з вертикальним збуренням і ударно-вібраційною взаємодією мас; г – вібраційна площадка вертикальної дії з ударно-вібраційним режимом роботи; д – схема з просторовими коливаннями робочого органа та центральним компонуванням віброзбуджувача; е – схема з просторовим рухом робочого органа і торцевим розташуванням віброзбуджувача.

Рисунок 1.5 – схеми компонування вібраційних площадок залежно від напрямку та характеру коливального впливу:

Схема рисунку 1.5 а) відповідає вібраційній площадці з гармонічним характером руху робочого органа та горизонтально спрямованими коливаннями. У такій системі збурювальна сила діє переважно в горизонтальному напрямі, що забезпечує зсувне переміщення бетонної суміші у формі. Подібні конструкції можуть бути ефективними для

перерозподілу суміші за площею форми, однак їх ущільнювальна дія по висоті виробу є обмеженою.

Схема рисунку 1.5 б) характеризує вібраційну площадку, встановлену на пружних прокладках. У цьому випадку пружні елементи виконують функцію ізоляції коливань і частково визначають динамічні властивості системи. Така конструкція дозволяє зменшити передачу вібрацій на основу та забезпечити більш стабільний режим роботи робочого органа.

Схема рисунку 1.5 в) показує блочну двомасову вібраційну площадку з вертикальними коливаннями та ударно-вібраційним рухом робочого органа. Наявність двох мас і пружних зв'язків між ними дає змогу сформувати складніший характер динамічної взаємодії, за якого на бетонну суміш діють не лише гармонічні, а й ударні імпульси. Це сприяє інтенсифікації процесу ущільнення, особливо для жорстких і малорухомих бетонних сумішей.

Схема рисунку 1.5 г) відображає вібраційну площадку з вертикально спрямованими коливаннями та ударно-вібраційним рухом робочого органа. Такий тип обладнання забезпечує безпосередню дію збурювальних сил у напрямі ущільнення суміші. Поєднання вертикальних коливань з ударною складовою підвищує ефективність руйнування внутрішніх структурних зв'язків у бетонній суміші та сприяє її більш інтенсивному ущільненню.

Схема рисунку 1.5 д) відповідає вібраційній площадці з гармонічним характером руху робочого органа та просторовими коливаннями, у якій віброзбуджувач розташований у центральній частині рами. Центральне розміщення збудника сприяє більш рівномірному розподілу коливань по робочій поверхні та дає змогу реалізувати складний просторовий рух форми з бетонною сумішшю.

Схема рисунку 1.5 е) показує вібраційну площадку з гармонічним характером руху робочого органа та просторовими коливаннями, у якій

вібробуджувач розміщено на торці рами. Таке конструктивне рішення створює нерівномірний розподіл амплітуд уздовж робочого органа, що може використовуватися для формування складнішої траєкторії руху суміші. Водночас торцеве розташування вібробуджувача потребує додаткового врахування динамічної нерівномірності роботи площадки.

Найбільш універсальним типом машин є віброплощадки, в яких форма з бетонною сумішшю встановлюється на рухомий робочий орган, що спирається на пружні або пружно-демпфувальні опори. Коливання такої системи створюються дебалансними, електромагнітними, пневматичними або гідравлічними вібробудівниками. Простота конструкції, достатня надійність, можливість використання для широкої номенклатури виробів та відносна технологічна гнучкість забезпечили віброплощадкам домінуюче положення у виробництві збірного залізобетону [20, 29, 48, 49, 74, 80, 82, 86, 94, 99, 111, 112]. Разом з тим традиційні одновекторні віброплощадки не завжди забезпечують рівномірне ущільнення суміші у виробках складної конфігурації або значної висоти, оскільки енергія коливань розподіляється нерівномірно, а частина її витрачається на збудження всієї металоконструкції замість цілеспрямованого впливу на бетонне середовище [20, 49, 76, 80, 114, 119].

Існуючі віброплощадки умовно можна поділити на блочні та рамні.(рис 1.6 -1.7)

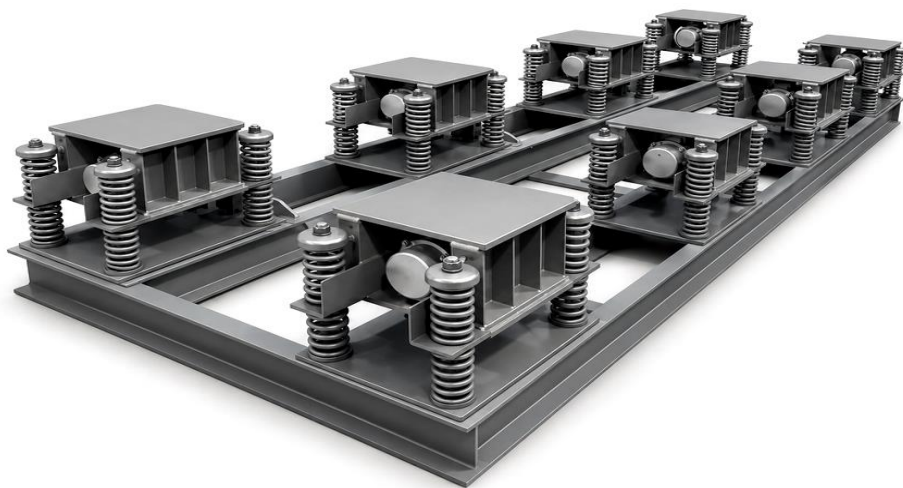


Рисунок 1.6 – Блочна вібраційна установка

Блочні конструкції характеризуються наявністю кількох окремих рухомих секцій або блоків, що дозволяє формувати значні за площею виробу та забезпечувати локальне регулювання коливального процесу. Водночас велика кількість вузлів, приводів, підшипників і пружних елементів знижує експлуатаційну надійність і ускладнює технічне обслуговування.

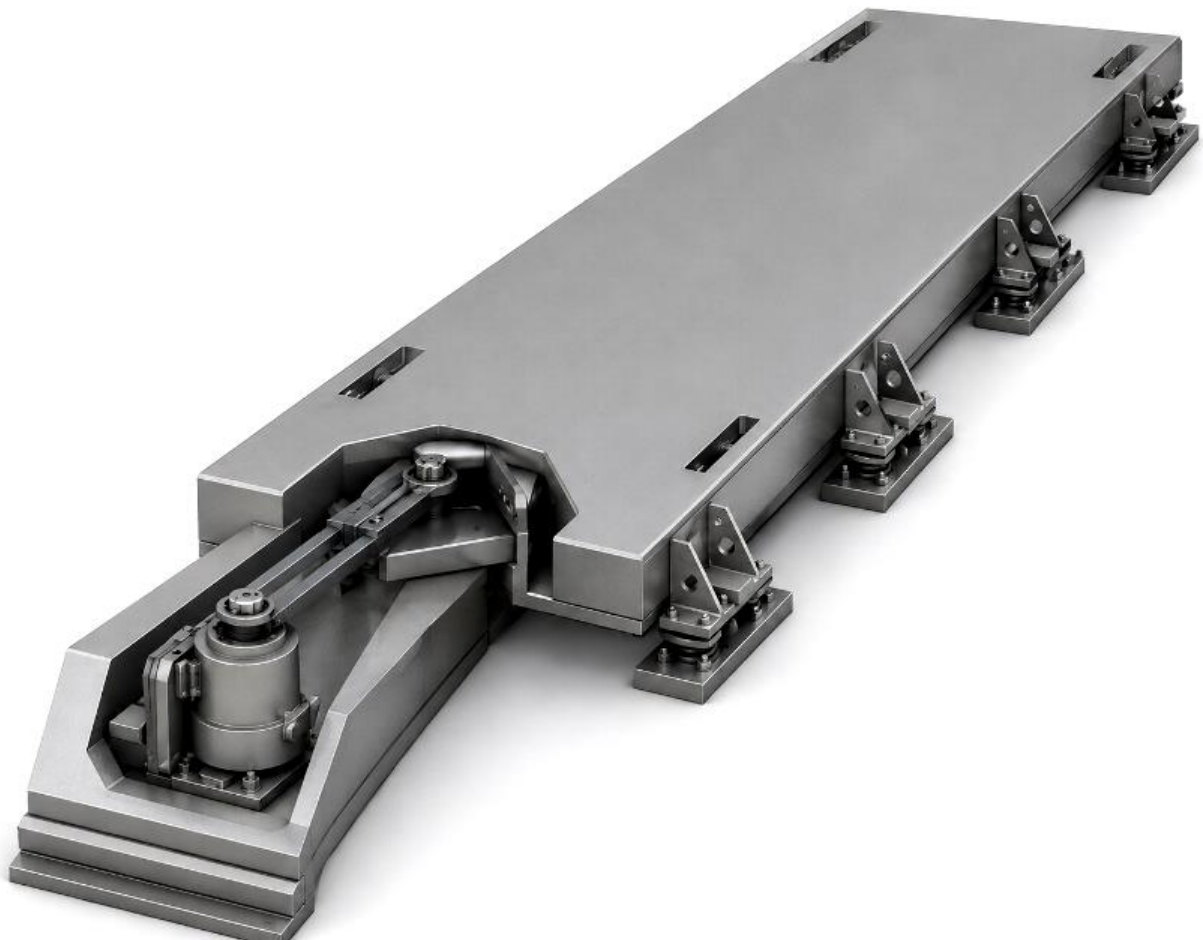


Рисунок 1.7 – Рамна вібраційна установка ВІП

Рамні віброустановки є конструктивно простішими, мають меншу кількість рухомих з'єднань, нижчий рівень шуму і вищу технологічну надійність, що робить їх перспективними для формування більшості бетонних і залізобетонних виробів [20, 29, 80, 111, 112, 114, 118, 119]. Саме рамні схеми найчастіше використовуються як база для подальшого вдосконалення конструкції шляхом введення активних робочих органів, навісних збудників або комбінованих режимів руху.

Значну групу становлять касетні вібраційні установки (рисунок 1.8), призначені для формування однотипних виробів у кількох паралельних відсіках. Їх конструктивною особливістю є наявність вертикальних перегородок або пластин, що одночасно виконують функції формоутворюючих елементів і активних робочих органів, які можуть безпосередньо передавати коливання бетонній суміші [30, 86, 99, 113, 122, 123]. Перевагами таких установок є підвищення продуктивності, зниження металоємності на одиницю продукції та можливість керування напруженим станом суміші не лише через днище форми, а й через її бічні поверхні. Недоліками є складність динамічного узгодження руху всіх елементів системи, необхідність точного вибору жорсткості перегородок, опор і параметрів віброзбудження.

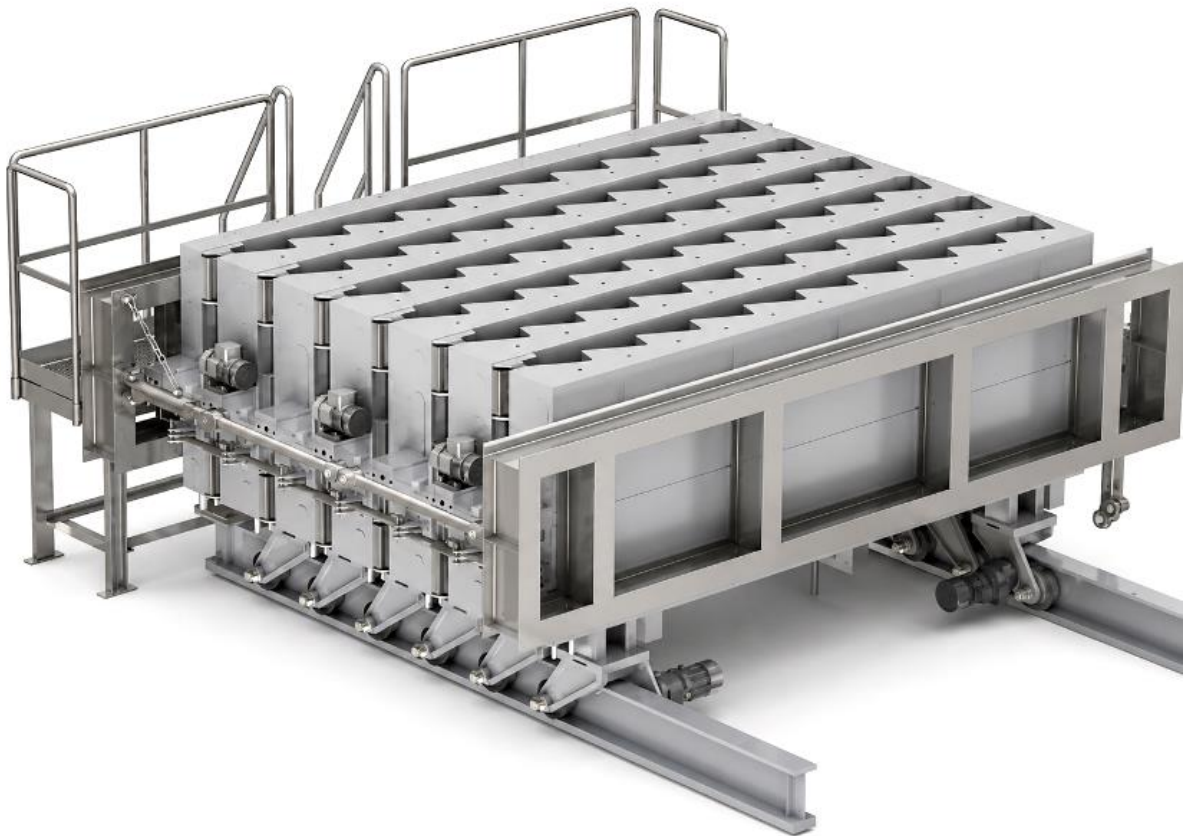


Рисунок 1.8 – Касетна вібраційна установка

Окремий напрям розвитку становлять установки з активними формоутворюючими поверхнями, у яких у коливальний рух втягується не

вся масивна рама, а окремі елементи форми: стінки, пластини, перегородки, днище або вставні елементи. Такий підхід дозволяє знизити енергоємність процесу і передавати більшу частку енергії безпосередньо бетонній суміші [11, 12, 20, 28, 30, 76, 121, 123, 125]. Для формування виробів із жорстких сумішей це особливо важливо, оскільки забезпечує інтенсивніше локальне руйнування внутрішніх зв'язків у суміші та покращує умови її ущільнення у важкодоступних зонах форми.

Важливим конструктивним напрямом є створення установок з просторовими коливаннями. На відміну від традиційних схем із переважно вертикальним або горизонтальним рухом, такі машини забезпечують складний траєкторний рух робочого органа, в якому поєднуються кілька складових переміщення. Це дає змогу зменшити сили тертя у різних напрямках, активізувати перерозподіл частинок заповнювача і підвищити рівномірність ущільнення по всьому об'єму виробу [20, 29, 56, 80, 89, 90, 95, 111, 112, 118]. Реалізація просторового руху досягається за рахунок асиметричного встановлення віброзбудників, зміни напрямків їх обертання, фазового зсуву між збудниками або спеціального компоновання несучої системи. Недоліком таких установок є ускладнення розрахункової схеми та підвищені вимоги до синхронізації роботи збудників.

За способом розміщення віброзбудника конструкції вібраційного обладнання також суттєво відрізняються. У найпростішому випадку віброзбудник жорстко закріплюється на рамі віброплощадки або на робочому органі. Однак для окремих виробів більш ефективним є встановлення збудника безпосередньо на формоутворюючому елементі або всередині форми. Такі схеми скорочують шлях передавання енергії до бетонної суміші та дозволяють зменшити втрати на коливання допоміжних конструкцій [17, 20, 29, 31, 49, 76, 80, 94, 114, 119]. Саме ця обставина має принципове значення для виробів, у яких рівномірність ущільнення залежить від глибини проникнення коливального впливу в об'єм суміші.

Особливе місце серед залізобетонних виробів займають трубчасті елементи, зокрема залізобетонні кільця, що застосовуються в інженерних мережах. Для них характерні замкнена в плані форма (рисунок 1.9), значна жорсткість формувального простору, наявність внутрішньої і зовнішньої формоутворюючих поверхонь, а також підвищені вимоги до рівномірності ущільнення по висоті виробу і по товщині стінки. У зв'язку з цим конструктивні схеми обладнання для їх формування мають свою специфіку [49, 82, 86, 99, 114]. Для трубчастих виробів використовувалися установки з горизонтальним і вертикальним розташуванням форми, машини з зовнішнім збудженням, установки з внутрішнім осердям, віброударні системи та комбіновані схеми з кількома робочими органами [48, 49, 82, 99, 111, 112, 114].



Рисунок 1.9 – Вібраційна форма для виготовлення кілець

Горизонтально орієнтовані установки є конструктивно зручними для окремих видів трубчастих виробів, однак при формуванні залізобетонних кілець вони мають обмежене застосування через ускладнення рівномірного розподілу суміші в об'ємі форми. Більш поширеними є вертикальні схеми,

в яких зовнішня обичайка та внутрішнє осердя утворюють кільцевий формувальний простір, а збудження коливань здійснюється через рухому раму, форму або внутрішній робочий орган [48, 49, 82, 99, 114, 129, 130]. Перевагою вертикальної компоновки є технологічна близькість до реального положення виробу в експлуатації, зручність армування та формування, а також можливість комбінування різних способів ущільнення.

Аналіз конструкцій для залізобетонних кілець свідчить, що найбільш перспективними є схеми, в яких вібробудник або активний робочий орган розташовується максимально близько до бетонної суміші, зокрема всередині форми або на її формоутворюючих елементах [48, 49, 82, 99, 114, 129]. Це пов'язано з тим, що при зовнішньому збудженні значна частина енергії витрачається на коливання металоконструкції, тоді як внутрішнє або локальне збудження забезпечує інтенсивніший вплив на суміш у всьому кільцевому зазорі. Разом з тим навіть у таких установках зберігається проблема нерівномірного ущільнення по висоті виробу, особливо у верхній його частині, де ослаблюється дія основного вібробудника і зростає вплив граничних умов вільної поверхні суміші.

У зв'язку з цим важливого значення набуває використання додаткових робочих органів, зокрема привантажувачів, пуансонів, ущільнювальних кришок та інших елементів, що забезпечують локальний вплив на верхні шари бетонної суміші [26, 50, 98, 103, 106, 110, 116, 117]. У найпростішому випадку привантажувач виконує функцію статичного навантаження, яке підвищує контактний тиск на суміш. Більш досконалі конструкції поєднують статичну дію з вібраційною або імпульсною, що істотно розширює технологічні можливості машини. Такі рішення особливо актуальні для трубчастих виробів і залізобетонних кілець, де завершальна стадія ущільнення має вирішальне значення для формування щільної й однорідної структури бетону в зоні вільної поверхні.

Перспективним напрямом є також створення комбінованих вібраційних установок, у яких поєднуються різнонаправлені коливання основної форми та додаткового робочого органа. У таких системах форма може здійснювати, наприклад, горизонтальні або просторові коливання, тоді як привантажувач – вертикальні. Це дозволяє реалізувати синергетичний ефект від одночасної дії зсувних і стискуючих навантажень на бетонну суміш [25, 26, 31, 50, 77, 88, 98, 101, 103, 110]. Конструктивна реалізація подібних схем є складнішою порівняно з класичними віброплощадками, однак саме вона відкриває можливість підвищення ефективності ущільнення без різкого збільшення маси й енергоємності всієї установки.

Аналіз конструктивних особливостей вібраційного обладнання для формування залізобетонних виробів показує, що розвиток таких машин відбувається у напрямі: зменшення частки пасивно коливних мас; наближення джерела вібраційного впливу до бетонної суміші; використання активних формоутворюючих елементів; переходу до просторових, змінних і комбінованих режимів руху; а також введення додаткових органів локального доущільнення [20, 21, 29, 49, 74, 80, 86, 99, 111, 112, 114, 118, 119]. Для трубчастих виробів, зокрема залізобетонних кілець, найбільш перспективними є установки з внутрішнім або максимально наближеним до форми віброзбудженням, а також схеми, в яких основне вібраційне ущільнення поєднується з дією спеціального привантажувача. Саме це створює конструктивні передумови для подальшого обґрунтування параметрів безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем як складової частини вібраційної установки для доущільнення бетонних сумішей.

### **1.3. Оцінка існуючих методів розрахунку параметрів вібраційних установок для ущільнення бетонних сумішей**

Ефективність роботи вібраційних установок для формування бетонних і залізобетонних виробів значною мірою визначається правильністю вибору їхніх конструктивних, динамічних і технологічних параметрів. До основних з них належать маса рухомих частин, жорсткість і демпфувальні властивості опорної системи, величина збурювальної сили, частота й амплітуда коливань, напрямок руху робочого органа, характер контакту з бетонною сумішшю, а також умови передачі енергії в оброблюване середовище [7, 8, 18, 24, 35, 58, 70, 74, 82, 87]. Саме тому питання розрахункового обґрунтування параметрів вібраційних установок є одним із ключових при створенні нових машин технологічного призначення.

Аналіз наукових джерел показує, що на сьогодні не існує єдиного універсального підходу до розрахунку параметрів вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей. Це пояснюється складністю самої системи «вібраційна машина – форма – бетонна суміш» (рисунки 1.10), у якій поєднуються властивості механічної коливальної системи та реологічно складного багатокомпонентного середовища, що змінює свої характеристики в процесі ущільнення [52, 65, 82, 86, 96, 132, 149, 150]. У різних роботах акцент робиться або на динаміці машини як технічної системи, або на реакції оброблюваного середовища, або на технологічному результаті процесу ущільнення. Тому існуючі методи розрахунку доцільно розглядати за кількома основними напрямками.

Найпростішими є інженерні методики, які базуються на представленні вібраційної установки як одномасової або двомасової механічної системи з гармонічним збуренням. У цих методах бетонна суміш або взагалі не враховується, або її вплив зводиться до введення еквівалентної приєднаної маси, узагальненої сили опору чи ефективного коефіцієнта демпфування [18, 24, 35, 58, 73, 74, 87, 134, 147]. Перевагою

таких підходів є простота використання, можливість швидкого попереднього оцінювання робочих режимів, визначення амплітудно-частотних характеристик і перевірки умов відсутності небезпечних резонансних режимів. Водночас їхнім основним недоліком є недостатня точність у тих випадках, коли оброблюване середовище суттєво впливає на рух машини, а коливальний процес супроводжується зміною фізико-механічних властивостей бетонної суміші.



Рисунок 1.10 – Система трьох тіл

У більшості класичних розрахункових схем вібраційних машин бетонна суміш розглядається як зовнішнє технологічне навантаження, що формує сили інерційного, пружного та дисипативного опору. Такий підхід дозволяє враховувати основні закономірності взаємодії робочого органа з ущільнюваним середовищем без надмірного ускладнення математичної

моделі [11, 12, 25, 28, 75, 88, 121, 123, 125, 151, 152]. У межах цього напрямку отримано численні аналітичні залежності для визначення приведеної маси суміші, коефіцієнтів пружного і непружного опору, а також параметрів руху робочого органа в робочому режимі. Однак точність таких моделей істотно залежить від того, наскільки коректно обрано схему заміщення бетонної суміші та наскільки адекватно враховано її реологічні характеристики.

Окремий напрям становлять методи, побудовані на використанні дискретно-континуальних моделей. У таких підходах вібраційна установка розглядається як система з кінцевим числом зосереджених мас, а бетонна суміш або окремі елементи форми моделюються як середовище з розподіленими параметрами [16, 17, 42, 52, 57, 63, 67, 80, 88, 101, 132, 146]. Ці моделі краще відображають реальний характер передавання енергії в товщу суміші, дозволяють враховувати хвильові процеси, локальні деформації, просторову нерівномірність руху та зміну напруженого стану в різних зонах форми. Саме дискретно-континуальний підхід є більш перспективним для аналізу систем, у яких робочий орган має розвинені геометричні розміри, а бетонна суміш не може бути зведена лише до еквівалентного демпфера або додаткової маси [52, 57, 65, 88, 101, 132].

Значна кількість досліджень присвячена також розрахунку вібраційних установок у резонансних і білярезонансних режимах. Такі режими розглядаються як енергоефективні, оскільки забезпечують значні амплітуди коливань за відносно менших витрат енергії на збудження [4, 13, 14, 18, 19, 24, 66, 73, 74, 139]. Разом з тим розрахунок подібних систем суттєво ускладнюється через необхідність точного визначення власних частот, урахування впливу технологічного навантаження, фазових зсувів, несталих режимів запуску та вибігу, а також можливого виникнення самосинхронізації чи втрати стійкості руху [4, 13, 14, 61, 66, 73, 81]. Для машин, що працюють із бетонними сумішами, це має особливе значення,

оскільки параметри середовища змінюються в процесі ущільнення, а отже і резонансні характеристики системи не є сталими.

Окрему групу становлять методи розрахунку віброударних і віброімпульсних систем. У таких моделях необхідно враховувати не тільки гармонічну складову руху, а й короточасні імпульсні навантаження, можливі співударі, зазори, нелінійні характеристики жорсткості та енерговитрати на ударну взаємодію елементів [9, 10, 39, 40, 68, 71, 77, 88, 128, 133]. Перевагою цих підходів є можливість адекватніше описувати складні режими роботи технологічних машин, у яких процес ущільнення інтенсифікується за рахунок імпульсного впливу. Проте для таких систем аналітичні методи часто потребують суттєвих спрощень, а точність результатів значною мірою залежить від прийнятих гіпотез щодо характеру контакту і втрат енергії під час імпульсної взаємодії.

У сучасних роботах дедалі ширше використовуються методи розрахунку, орієнтовані на визначення не лише механічних параметрів машини, а й енергетичної ефективності процесу ущільнення. При цьому оцінюються умови передачі енергії від збудника до робочого органа і далі до бетонної суміші, частка корисно використаної енергії, втрати в опорах, металі конструкції та в самому середовищі [15, 16, 19, 21, 22, 50, 51, 95, 97, 98, 141, 153]. Такий підхід має важливе практичне значення, оскільки дозволяє перейти від суто кінематичного або силового розрахунку до комплексної оцінки ефективності технологічного процесу. Разом з тим методики енергетичного аналізу ще не набули достатньої універсальності, особливо щодо систем із комбінованою дією на бетонну суміш.

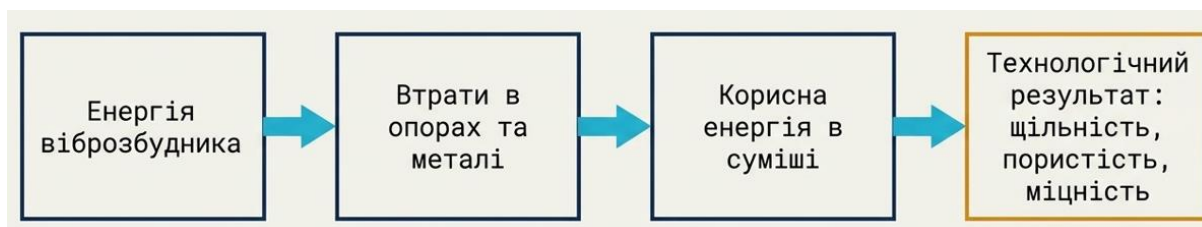
Значний інтерес становлять також методи, в яких параметри вібраційної установки обґрунтовуються через технологічний результат: зміну щільності, міцності, структури, пористості або ступеня видалення повітряної фази. У таких роботах амплітуда, частота, прискорення й тривалість вібрування визначаються не лише з позицій динаміки машини, а й через їхній вплив на якість готового виробу [17, 27, 31, 33, 37, 44, 50, 55,

90, 98, 101, 109, 154]. Перевагою такого підходу є безпосередній зв'язок між розрахунковими параметрами та показниками якості продукції. Проте він часто потребує широкої експериментальної бази та побудови емпіричних або регресійних залежностей, справедливих лише для конкретних типів сумішей і конкретних конструкцій обладнання.

В окремих роботах запропоновано методи, що враховують змінність параметрів у процесі роботи машини. Йдеться про системи зі змінною жорсткістю опор, керованими віброзбудниками, змінною частотою або амплітудою, а також установки зі змінним режимом руху в різні стадії ущільнення [17, 34, 36, 60, 61, 90, 131]. Такі підходи є перспективними, оскільки дозволяють узгодити режим роботи машини зі зміною стану бетонної суміші від початкового розпушеного до ущільненого. Проте їх розрахунок потребує врахування часової еволюції параметрів системи, що значно ускладнює математичну постановку задачі.

Для більшості існуючих методів характерною є спільна проблема: вони розроблялися для конкретних конструкцій вібраційних установок – віброплощадок, вібропресів, касетних форм, ударно-вібраційних систем або лабораторних вібромайданчиків [18, 31, 49, 54, 63, 67, 76, 80, 88, 90, 105, 111, 112, 118, 121, 123]. Унаслідок цього одержані залежності та рекомендації мають обмежену сферу застосування і не можуть безпосередньо переноситися на інші машини без уточнення їхньої розрахункової схеми. Особливо це стосується систем, у яких поєднуються різнонаправлені коливання, активні формоутворюючі поверхні, внутрішні робочі органи або додаткові привантажувальні пристрої.

Узагальнена оцінка існуючих методів розрахунку параметрів вібраційних установок для ущільнення бетонних сумішей зображена на рисунку 1.11.



Група методів	Основний Фокус	Головна Перевага	Критичне Обмеження
Інженерні / Класичні	Динаміка механізмів	Простота та швидкість	Ігнорування або надмірне спрощення реології бетону.
Хвильові / Ударні	Розподіл енергії та інтенсифікація	Точність локальних деформацій	Складність математичних гіпотез щодо контактів.
Процесні / Адаптивні	Еволюція суміші в часі	Максимальна ефективність ущільнення	«Плаваючі» резонанси та складна часова еволюція.
Енерго / Технологічні	Кінцевий ККД та якість	Прямий зв'язок з результатом	Вузька емпіричність, прив'язка до конкретної суміші.

Рисунок 1.11 – Узагальнена оцінка існуючих методів розрахунку параметрів вібраційних установок для ущільнення бетонних сумішей

Для установок, призначених для формування трубчастих залізобетонних виробів, наявні методи розрахунку також не можна вважати повністю достатніми. У таких системах необхідно враховувати замкнену геометрію формувального простору, наявність внутрішньої та зовнішньої формуютьовуючих поверхонь, нерівномірність передавання енергії по висоті виробу, а також можливість додаткової дії на верхні шари суміші [49, 82, 99, 114, 129, 130]. У разі використання привантажувачів задача ще більше ускладнюється, оскільки система набуває ознак багатокомпонентної з кількома джерелами динамічного впливу і взаємним силовим зв'язком між основною формою, сумішшю та додатковим робочим органом [26, 50, 88, 98, 103, 106, 110].

Оцінка існуючих методів розрахунку параметрів вібраційних установок для ущільнення бетонних сумішей показує, що вони охоплюють широкий спектр підходів – від спрощених одномасових інженерних схем до складних дискретно-континуальних, резонансних, віброударних і енергетичних моделей [4, 18, 24, 52, 63, 73, 82, 87, 101, 132]. Кожен із цих

підходів має свої переваги, однак жоден із них не забезпечує в повній мірі розрахункового опису системи, в якій основне вібраційне ущільнення бетонної суміші поєднується з дією додаткового безінерційного привантажувача з автономним вібробуджувачем. Це обумовлює необхідність розроблення уточненої математичної моделі та відповідної методики розрахунку параметрів такої системи, здатної врахувати особливості її конструкції, динаміки та взаємодії з бетонною сумішшю.

#### **1.4. Конструкції привантажувачів для доущільнення бетонних сумішей**

Одним із важливих напрямів підвищення ефективності вібраційного формування бетонних і залізобетонних виробів є застосування привантажувачів, які створюють додатковий силовий вплив на бетонну суміш у процесі її ущільнення. Необхідність такого впливу зумовлена тим, що при традиційному вібруванні, особливо у випадку жорстких і малорухомих сумішей, енергія коливань не завжди рівномірно передається по всьому об'єму форми. У результаті в окремих зонах виробу, насамперед у верхніх шарах суміші, можуть залишатися ділянки з недостатнім ступенем ущільнення, що призводить до підвищеної пористості, неоднорідності структури та зниження міцності готового виробу [12, 25, 26, 50, 75, 77, 88, 98, 101, 110]. Саме тому використання привантажувачів слід розглядати як один із засобів інтенсифікації завершальної стадії формування.

Функціональне призначення привантажувача полягає у створенні додаткового тиску на поверхню бетонної суміші під час віброущільнення (рисунок 1.12). За рахунок цього забезпечуються стабілізація положення суміші у формі, активніше витіснення повітряних включень, зниження ризику розшарування, збільшення щільності пакування твердих частинок та вирівнювання інтенсивності ущільнення по висоті виробу [26, 53, 59, 82,

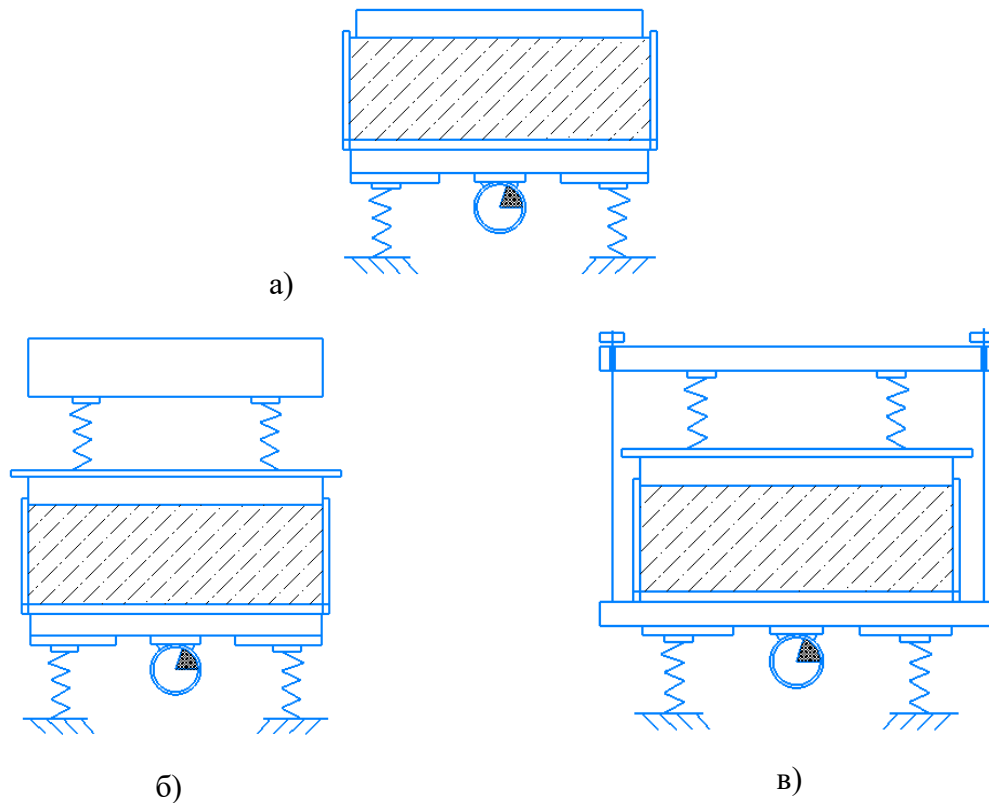
86, 98, 103, 106, 110]. Для жорстких бетонних сумішей привантаження є особливо важливим, оскільки сприяє реалізації необхідного контактного тиску без надмірного збільшення амплітуди або тривалості основного вібраційного впливу.



Рисунок 1.12 – Об'єднання динаміки багатокomпонентної системи

За принципом дії привантажувачі, що використовуються в технологіях ущільнення бетонних сумішей, можна поділити на пасивні та активні. Пасивні привантажувачі не мають власного джерела коливань і створюють додатковий тиск за рахунок власної маси, пружних елементів або попередньо заданого статичного навантаження (рисунок 1.13).

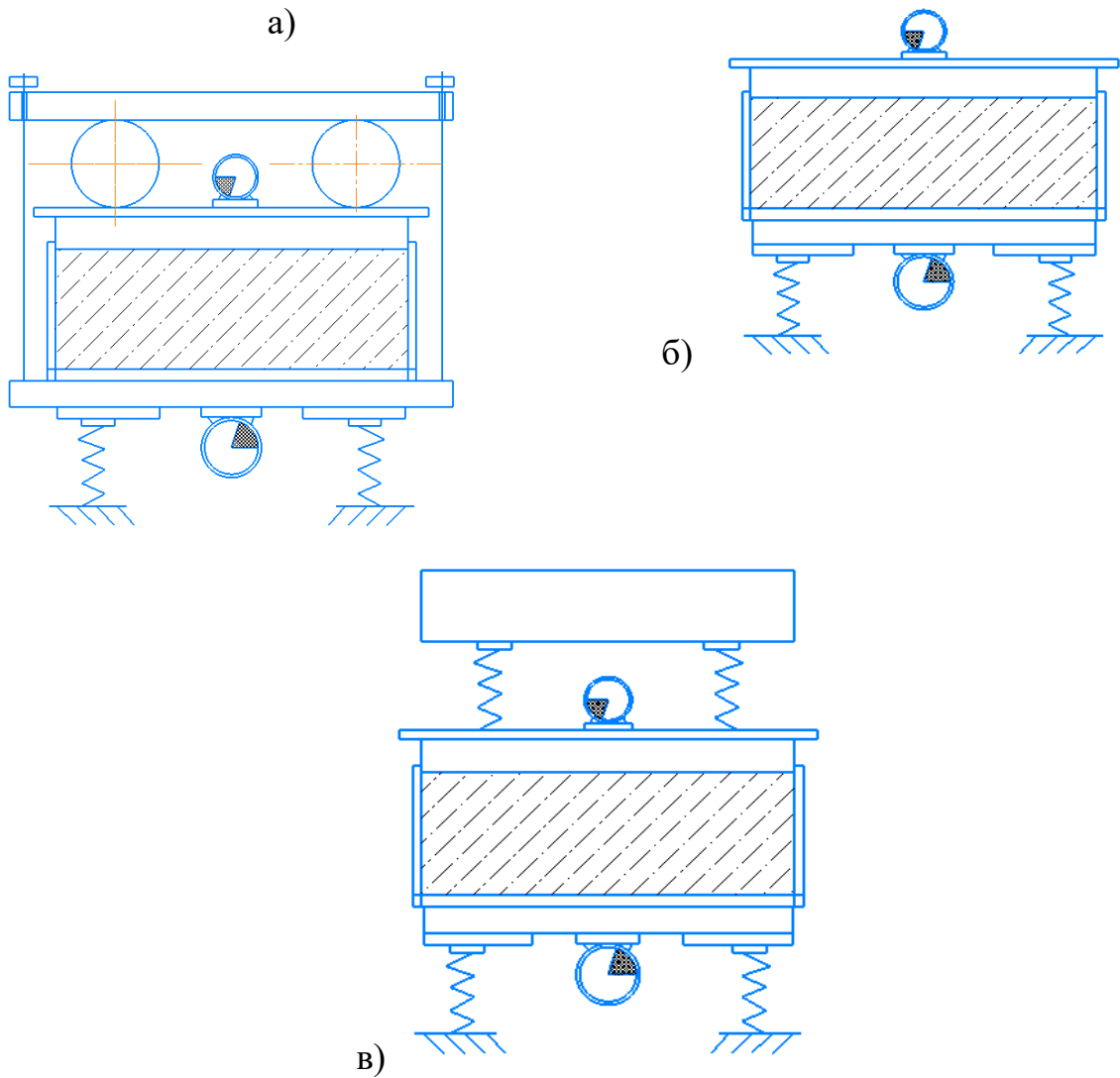
Активні привантажувачі (рис 1.14), навпаки, обладнуються автономними вібробуджувачами або ударними елементами, завдяки чому вони не тільки притискають суміш, а й формують додаткову динамічну дію на неї [26, 77, 103, 106, 110]. Такий поділ є принциповим, оскільки саме він визначає конструктивну складність пристрою, спосіб узгодження його роботи з основною віброустановкою та потенційну ефективність при доущільненні різних типів сумішей. Основні класифікаційні ознаки та узагальнення щодо привантажувачів також наведені у спеціалізованому оглядовому матеріалі, підготовленому на основі сучасних досліджень з цієї тематики.



а) інерційний привантажувач, б) інерційний привантажувач з додатковою підпружиненою масою, в) інерційний привантажувач з підпружиненою прижимною системою

Рисунок 1.13 – Пасивні привантажувачі

Найпростішими є пасивні інерційні привантажувачі, в яких навантаження на бетонну суміш реалізується масою самої конструкції. Зазвичай вони виконуються у вигляді плити, рамки або щита, який повторює форму виробу в плані й встановлюється безпосередньо на поверхню суміші. До їх переваг належать простота конструкції, невисока вартість виготовлення і зручність застосування у нескладних технологічних схемах [82, 86, 99, 106]. Однак такі пристрої мають і суттєві недоліки: величина тиску практично не регулюється в процесі роботи, а сам привантажувач не створює додаткового коливального впливу, тому його ефективність обмежується переважно стабілізацією верхнього шару суміші. У випадку виробів значної висоти або складної конфігурації цього виявляється недостатньо.



а) пневматичний привантажувач з вібробуджувачем, б) інерційний активний привантажувач з вібробуджувачем, в) інерційний активний привантажувач з додатковою підпружиненою масою та вібробуджувачем

Рисунок 1.14 – Активні привантажувачі

Подальшим розвитком пасивних схем стали привантажувачі з додатковими підпружиненими масами або підпружиненими прижимними системами. У таких конструкціях навантаження передається на бетонну суміш через пружні елементи, що дозволяє частково узгоджувати дію привантажувача з коливаннями основної установки та зменшувати пікові динамічні навантаження на форму [26, 54, 72, 104, 110]. Застосування пружних елементів дає змогу знизити жорсткість контакту і створити умови для локального коливального впливу у верхній зоні суміші. Проте

для таких схем характерна підвищена чутливість до жорсткості пружин, маси рухомих елементів та висоти виробу, через що ефективність їх роботи суттєво залежить від правильності налаштування.

Окремий різновид становлять безінерційні привантажувачі. Їх особливість полягає в тому, що маса, яка створює додатковий тиск, не бере безпосередньої участі у коливальному русі разом із формою, а навантаження передається на бетонну суміш через пружні, пневматичні або інші зв'язки. Саме ця конструктивна ідея є однією з найбільш перспективних, оскільки дозволяє розділити функції основного вібраційного ущільнення та локального доущільнення верхнього шару суміші [26, 54, 59, 88, 103, 106, 110]. У таких системах можна реалізувати кероване привантаження без істотного збільшення приведеної маси основної вібраційної установки. Крім того, при раціональному доборі жорсткості елементів зв'язку з'являється можливість використовувати явища співударяння, квазірезонансу або фазового узгодження руху привантажувача з формою.

Активні вібропривантажувачі є більш складними, але й більш ефективними пристроями. Вони оснащуються власним віброзбуджувачем і забезпечують одночасно два види впливу на суміш – статичний або квазістатичний тиск і динамічне збурення. У таких системах додаткове ущільнення верхнього шару відбувається не лише за рахунок притискання суміші, а й шляхом передавання їй коливань іншої частоти, амплітуди або фази, ніж у основної форми [26, 50, 77, 88, 98, 103, 110]. Саме це дозволяє реалізувати так зване двочастотне або комбіноване ущільнення, яке, за даними досліджень, може бути ефективнішим за звичайне гармонічне вібрування. Подібні рішення особливо доцільні для жорстких бетонних сумішей, коли необхідно інтенсифікувати руйнування внутрішніх зв'язків у матеріалі без різкого зростання загальної енергоємності процесу.

Серед активних пристроїв окреме місце займають пневматичні привантажувачі, в яких тиск на бетонну суміш створюється за допомогою

гумових балонів або пневмокамер. Їх головною перевагою є можливість плавного регулювання величини тиску впродовж усього циклу формування [26, 54, 103, 110]. Це дозволяє адаптувати режим ущільнення до зміни стану бетонної суміші та особливостей конкретного виробу. Крім того, пневматичні системи можуть бути реалізовані як у верхніх притискних пристроях, так і у внутрішніх пустотоутворювачах, що особливо важливо для порожнистих або трубчастих виробів. Недоліками таких систем є потреба у додатковому пневматичному обладнанні, складність герметизації та обмеження щодо роботи в умовах високої запиленості виробництва.

У промисловій практиці застосовуються також комбіновані привантажувачі, які поєднують вібраційний, пневматичний та імпульсний вплив. Такі конструкції орієнтовані на формування виробів із жорстких сумішей, коли звичайне вібрування не забезпечує достатнього ущільнення, а надмірне статичне навантаження може призвести до перевантаження форми або нерівномірного розподілу суміші [59, 62, 77, 88, 103]. Комбіновані схеми дозволяють більш гнучко керувати процесом формування, однак потребують узгодження частоти, амплітуди, фази та тривалості дії окремих компонентів навантаження.

Для залізобетонних кілець проблема використання привантажувачів набуває особливого значення. На відміну від плоских або дрібноштучних виробів, кільця мають просторово замкнену форму, значну висоту та кільцевий зазор між зовнішньою і внутрішньою формоутворюючими поверхнями. За таких умов основний вібраційний вплив, особливо якщо він формується через нижню або бокову частину установки, не завжди забезпечує однакову інтенсивність ущільнення по всій висоті виробу [49, 82, 99, 114, 129, 130]. Верхня зона бетонної суміші в кільці перебуває в умовах вільної поверхні, де ефект від основного віброзбудження зменшується, а ризик утворення пор і локальних зон недостатнього ущільнення зростає. Саме тому для технології виготовлення

залізобетонних кілець привантажувач слід розглядати не як допоміжний, а як функціонально важливий елемент установки.

У випадку формування залізобетонних кілець привантажувач повинен не лише створювати рівномірний тиск на верхню поверхню кільцевого шару суміші, а й враховувати геометрію виробу. Це означає, що його робоча поверхня має бути кільцеподібною або секційною, узгодженою з внутрішнім і зовнішнім діаметрами виробу. Крім того, привантажувач повинен забезпечувати рівномірну передачу навантаження по колу, не перешкоджати роботі арматурного каркаса та не ускладнювати процес розпалублення [26, 49, 82, 99, 103, 106, 110]. З конструктивної точки зору це робить особливо перспективними безінерційні та активні схеми, в яких навантаження може бути локалізованим, керованим і узгодженим із режимом коливань основної форми.

Певний інтерес становлять конструкції активної дії з ударними елементами. У таких привантажувачах між верхньою і нижньою плитами встановлюються напрямні та пружні елементи, а у верхній частині передбачаються регульовані ударні виступи або обмежувачі. Під час коливального руху нижня плита, що контактує з бетонною сумішшю, отримує додаткові імпульси від ударної взаємодії з верхньою масою, завдяки чому інтенсифікується доуцільнення суміші у завершальній стадії формування [77, 88, 103, 106]. Перевагою таких систем є можливість адаптації режиму шляхом зміни маси верхнього вантажу, жорсткості пружин, частоти збудження та зазору між ударними елементами. Саме такі рішення найближче підводять до концепції привантажувача з автономним віброзбуджувачем, який працює спільно з основною вібраційною установкою, але має власну динамічну підсистему. Частина цих конструктивних положень і класифікаційних підходів узагальнена також у підготовленому матеріалі про привантажувачі в ущільненні бетонів.

Слід зазначити, що незважаючи на значну кількість технічних рішень, більшість існуючих привантажувачів мають обмежену

адаптивність. Часто їх параметри є фіксованими, що ускладнює використання одного й того ж пристрою для виробів різної геометрії, висоти або маси бетонної суміші [26, 103, 106, 110]. Для залізобетонних кілець ця проблема є особливо актуальною, оскільки навіть незначна зміна висоти виробу або товщини його стінки вимагає переналаштування режиму ущільнення. Окрім того, в багатьох відомих конструкціях відсутні засоби точного узгодження роботи привантажувача з частотою та фазою основного віброзбудника, що обмежує ефективність комбінованого режиму.

### **1.5 Висновки з розділу, мета та задачі дослідження.**

У першому розділі виконано аналіз сучасного стану проблеми вібраційного формування бетонних і залізобетонних виробів, розглянуто основні методи ущільнення бетонних сумішей, конструктивні особливості вібраційного обладнання, існуючі підходи до розрахунку параметрів вібраційних установок, а також конструкції привантажувачів для доущільнення бетонних сумішей. За результатами проведеного аналізу встановлено наступне.

1. Аналіз сучасних методів формування та ущільнення бетонних і залізобетонних виробів показав, що серед статичних, динамічних і комбінованих способів найбільш універсальними та технологічно ефективними є вібраційні й комбіновані вібраційні методи, які забезпечують достатню інтенсивність ущільнення, можливість адаптації до різних типів сумішей і виробів, а також раціональне поєднання продуктивності та якості готової продукції.

2. Встановлено, що конструктивний розвиток вібраційного обладнання для формування залізобетонних виробів відбувається у напрямі зменшення маси пасивно коливних елементів, наближення джерела збудження до бетонної суміші, використання активних формоутворюючих поверхонь і реалізації просторових та комбінованих

режимів руху. Для трубчастих виробів, зокрема залізобетонних кілець, найбільш перспективними є схеми, які забезпечують рівномірне передавання енергії по висоті виробу та створюють умови для додаткового впливу на верхні шари бетонної суміші.

3. Оцінка існуючих методів розрахунку параметрів вібраційних установок показала, що наявні підходи базуються переважно на одномасових, двомасових, дискретних або дискретно-континуальних моделях і дають змогу визначати окремі динамічні параметри машин та реакцію бетонного середовища. Разом з тим жоден із відомих методів не забезпечує в повній мірі розрахункового опису системи, в якій основне вібраційне ущільнення бетонної суміші поєднується з дією додаткового безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем.

4. Проведений аналіз конструкцій привантажувачів показав, що їх застосування є ефективним засобом інтенсифікації доущільнення бетонних сумішей, особливо на завершальній стадії формування виробу. Найбільш перспективними є активні та безінерційні привантажувачі, які дозволяють реалізувати керований локальний вплив на бетонну суміш, підвищити однорідність ущільнення по висоті виробу, скоротити тривалість формування та покращити фізико-механічні характеристики готових виробів.

5. Для залізобетонних кілець встановлено, що однією з основних технологічних проблем є нерівномірність ущільнення бетонної суміші по висоті кільцевого виробу, особливо у верхній зоні, де зменшується ефективність дії основного віброзбудника. Це обумовлює необхідність застосування додаткових робочих органів, здатних забезпечити локальне доущільнення верхньої частини суміші з урахуванням кільцеподібної геометрії виробу.

6. Аналіз літературних джерел засвідчив, що, незважаючи на наявність значної кількості технічних рішень, питання обґрунтування параметрів безінерційних привантажувачів з автономними

вібробудувачами для доущільнення бетонних сумішей залишаються недостатньо дослідженими. Недостатньо вивченими є також закономірності їх динамічної взаємодії з основною вібраційною установкою та бетонною сумішшю, а також умови реалізації раціональних режимів комбінованого впливу.

На підставі проведеного аналізу сформульовано мету дисертаційного дослідження, яка полягає в обґрунтуванні параметрів безінерційного привантажувача з автономним вібробудувачем для доущільнення бетонних сумішей з метою підвищення ефективності формування бетонних і залізобетонних виробів, зокрема залізобетонних кілець.

Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно вирішити такі задачі:

- провести аналіз сучасних методів формування бетонних і залізобетонних виробів, а також існуючих конструкцій вібраційного обладнання для їх виготовлення;
- виконати аналіз конструкцій привантажувачів для доущільнення бетонних сумішей та обґрунтувати доцільність використання безінерційного привантажувача з автономним вібробудувачем;
- розробити математичну модель системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач» з урахуванням пружно-дисипативних властивостей бетонного середовища та комбінованого характеру динамічного впливу;
- встановити закономірності впливу маси привантажувача, частоти автономного вібробудувача та параметрів основної вібраційної форми на інтенсивність доущільнення бетонної суміші;
- отримати аналітичні залежності для визначення раціональних параметрів безінерційного привантажувача та режимів його роботи;
- розробити експериментальну установку з безінерційним привантажувачем з автономним вібробудувачем для доущільнення бетонних сумішей та провести експериментальні дослідження процесу ущільнення бетонної суміші з використанням розробленої установки та оцінити ефективність запропонованого технічного рішення;
- виконати виробничі випробування дослідного зразка безінерційного привантажувача у складі формувальної установки для бетонних і залізобетонних виробів;

– розробити методику технічного розрахунку установки з безінерційним привантажувачем та надати рекомендації щодо її подальшого вдосконалення і впровадження у виробництво.

## **РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ БЕЗІНЕРЦІЙНОГО ПРИВАНТАЖУВАЧА З АВТОНОМНИМ ВІБРОЗБУДЖУВАЧЕМ ДЛЯ ДОУЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ**

### **2.1. Передумови створення вібраційної установки з безінерційним привантажувачем, припущення і постановка задачі**

Основною метою теоретичних досліджень, виконаних у межах даної роботи, є розроблення науково обґрунтованого підходу до визначення раціональних параметрів безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем на основі побудови розширеної просторової математичної моделі системи «привантажувач – форма – бетонна суміш». Така модель повинна враховувати нелінійні пружно-дисипативні властивості бетонної суміші, наявність декількох контурів збудження, можливість проходження через резонанс та зміну динамічних характеристик середовища в процесі доущільнення.

Аналіз сучасних технологій формування бетонних і залізобетонних виробів свідчить, що традиційні вібраційні установки з інерційним збудженням забезпечують достатню ефективність на початковій стадії ущільнення, однак на завершальному етапі, коли бетонна суміш набуває підвищеної структурної жорсткості, інтенсивність передачі енергії у верхні шари різко знижується. Це призводить до нерівномірності структури по висоті виробу, підвищеної пористості у верхніх зонах та локального зниження фізико-механічних характеристик.

Використання привантажувачів як додаткового елемента силового впливу дозволяє реалізувати комбінований режим ущільнення, що поєднує вібраційне збудження з керованим нормальним тиском. Особливо перспективними є безінерційні привантажувачі з автономним віброзбуджувачем, у яких силовий контур привантаження відокремлений від контуру збудження форми. Така схема створює можливість

незалежного регулювання частоти, амплітуди та фази вертикальних коливань привантажувача відносно горизонтальних або вертикальних коливань форми, що принципово розширює спектр можливих динамічних режимів.

Разом із тим, питання динаміки систем із безінерційними привантажувачами з автономним збудженням у науковій літературі висвітлено фрагментарно. Існуючі моделі переважно базуються на одномасових або двомасових системах із лінійними характеристиками середовища та не враховують:

- просторовий характер коливань робочих органів;
- нелінійну залежність жорсткості та демпфування бетонної суміші від амплітуди і ступеня ущільнення;
- можливість виникнення резонансних явищ при зміні частоти автономного вібробуджувача;
- формування вищих гармонік у разі імпульсної або квазіімпульсної складової навантаження;
- критерії безінерційності привантажувача як умови мінімального впливу його маси на власні частоти системи.

У реальних умовах формування залізобетонних кілець форма встановлюється безпосередньо на жорстку основу без застосування віброізоляції, що істотно змінює динамічну картину процесу. Система «привантажувач – форма – бетонна суміш – основа» набуває характеру багатокомпонентної механічної системи з обмеженими ступенями свободи, в якій взаємодія відбувається через нелінійний пружно-дисипативний шар суміші. При цьому бетонна суміш не може розглядатися як середовище з постійними параметрами, оскільки її ефективна жорсткість і коефіцієнт дисипації змінюються в часі та залежать від амплітуди коливань.

З огляду на зазначене, для теоретичного опису процесу доущільнення приймаються такі основні припущення:

Бетонна суміш на завершальній стадії ущільнення може бути подана як еквівалентне в'язкопружне середовище з амплітудно-залежною жорсткістю та демпфуванням.

Контакт між привантажувачем і сумішшю є суцільним, без відриву, у межах робочого режиму.

Форма спирається на жорстку основу, що дозволяє знехтувати її вертикальними переміщеннями порівняно з горизонтальними.

Автономний віброзбуджувач привантажувача створює гармонічну або гармонічно-імпульсну силу з регульованими параметрами частоти та амплітуди.

Привантажувач вважається безінерційним у відносному сенсі, якщо його маса не змінює істотно власних частот системи, а основний ефект зумовлений силовим впливом.

На підставі сформульованих передумов об'єктом теоретичного дослідження приймається вібраційна установка для формування залізобетонних кілець із комбінованим режимом збудження, що включає горизонтальний віброзбуджувач форми та вертикальний автономний віброзбуджувач привантажувача.

У зв'язку з недостатньою формалізацією задачі обґрунтування параметрів безінерційного привантажувача, у роботі прийнято такий підхід до дослідження:

- розроблення розширеної просторової динамічної моделі системи з використанням рівнянь Лагранжа другого роду;
- врахування нелінійних пружно-дисипативних характеристик бетонної суміші та їх амплітудної залежності;
- дослідження амплітудно-частотних характеристик системи та умов проходження через резонанс;
- формування критерію безінерційності привантажувача;

– визначення раціональних співвідношень масових, жорсткісних та частотних параметрів, що забезпечують інтенсифікацію доущільнення без надмірного зростання енергетичних витрат.

Таким чином, постановка задачі полягає у побудові узагальненої математичної моделі вібраційної установки з безінерційним привантажувачем та автономним віброзбуджувачем, дослідженні її динамічних режимів і визначенні параметрів, за яких реалізується ефективний квазірезонансний режим доущільнення бетонної суміші з урахуванням зміни її властивостей у часі.

Отримані результати мають створити наукову основу для подальшого аналітичного дослідження амплітудно-частотних характеристик системи та розроблення алгоритму інженерного розрахунку параметрів безінерційного привантажувача.

## **2.2 Особливості конструкції віброраційної установки для формування залізобетонних елементів інженерних мереж**

Для експериментально-теоретичного дослідження процесів ущільнення та доущільнення бетонних сумішей у роботі використано спеціально розроблену вібраційну установку, призначену для формування залізобетонних кілець інженерних мереж. Конструкція установки забезпечує реалізацію комбінованого просторового вібраційного впливу на бетонну суміш, що дозволяє підвищити ефективність ущільнення та покращити фізико-механічні характеристики готових виробів.

Загальний вигляд установки наведено на рис. 2.1. Основними конструктивними елементами є жорстка просторово-рамна конструкція, вібраційна форма для формування кільцевих виробів, нижній віброзбуджувач форми та верхній безінерційний привантажувач із автономним віброзбуджувачем. Така компоновка дозволяє реалізувати комбінований режим навантаження бетонної суміші, у якому поєднуються

горизонтальні зсувні коливання форми та вертикальні коливання привантажувача.

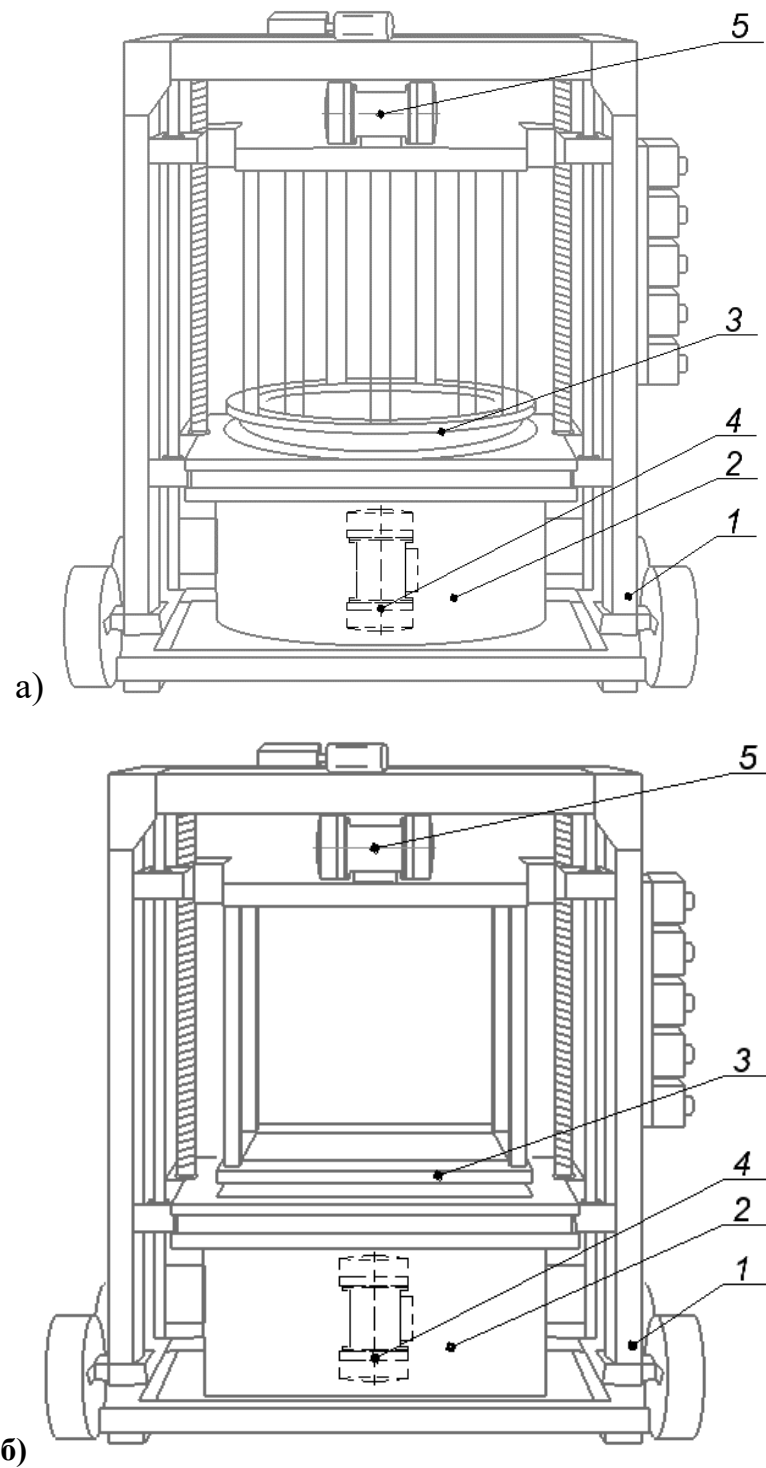


Рисунок 2.1 – Вібраційна машина для ущільнення залізобетонних елементів інженерних мереж

а) круглого та б) квадратного перерізу

1 – рама, 2 – вібраційна форма, 3 – привантажувач-пуансон,  
4 – вібратор основний, 5 – вібратор привантажувача

Несучим елементом установки є рама (1), яка сприймає статичні та динамічні навантаження і забезпечує просторову жорсткість конструкції. На рамі розміщується формувальний вузол, що складається з вібраційної форми (2), призначеної для формування залізобетонних кілець інженерних мереж. Форма має внутрішню та зовнішню оболонки, між якими утворюється кільцевий простір для заповнення бетонною сумішшю. Конструктивно форма встановлюється безпосередньо на жорстку бетонну основу виробничої підлоги, що виключає застосування віброізолюючих опор та забезпечує передачу динамічних навантажень у систему «форма – бетонна суміш – основа».

Для створення коливального руху форми застосовується основний віброзбуджувач (4), розташований у нижній частині установки. Він генерує переважно горизонтальні коливання форми, що спричиняють зсувні деформації у шарі бетонної суміші. Такі деформації сприяють руйнуванню первинних структурних зв'язків суміші, покращують її текучість, забезпечують рівномірне розподілення матеріалу по об'єму форми та створюють умови для ефективного видалення повітряних включень.

У верхній частині установки розташований безінерційний привантажувач-пуансон (3), який контактує з верхньою поверхнею бетонної суміші. Привантажувач обладнано автономним віброзбуджувачем (5), що створює вертикальні гармонічні коливання. На відміну від класичних схем віброуцільнення, у даній конструкції силовий контур привантаження відокремлений від контуру збудження форми, що дозволяє незалежно керувати параметрами коливань кожного з них. Завдяки цьому формується комбінований режим ущільнення, у якому поєднуються горизонтальні зсувні коливання форми та вертикальні коливання привантажувача.

Технологічний цикл роботи установки починається із засипання бетонної суміші у кільцевий простір між внутрішньою та зовнішньою оболонками форми. Після заповнення форми вмикається основний

віброзбуджувач, який створює горизонтальні коливання. У результаті такого впливу в бетонній суміші виникають зсувні деформації, що сприяють її рівномірному розподіленню по об'єму форми, руйнуванню початкових структурних зв'язків, частковій дегазації та початковому ущільненню. На цьому етапі відбувається формування геометрії виробу та стабілізація структури бетонної суміші по висоті кільця.

Після завершення стадії попереднього розподілення суміші основний віброзбуджувач вимикається або переводиться у режим зниженої інтенсивності, після чого за допомогою вертикального механізму опускається безінерційний привантажувач до контакту з поверхнею суміші. Привантажувач створює додатковий статичний тиск, після чого вмикається його автономний віброзбуджувач. У цей період у бетонній суміші формується режим циклічного вертикального стискання, який поєднується із залишковими зсувними деформаціями, що виникли на попередньому етапі. Така комбінація навантажень забезпечує інтенсивне доущільнення матеріалу, особливо у верхніх шарах виробу, де традиційне вібраційне ущільнення є менш ефективним.

Вертикальні коливання привантажувача сприяють витісненню залишкового повітря з бетонної суміші, зменшенню її пористості та формуванню більш щільної та однорідної структури матеріалу. У результаті цього покращуються фізико-механічні властивості виробу, зокрема його міцність, водонепроникність і довговічність.

На завершальній стадії формування можливе короткочасне одночасне вмикання обох віброзбуджувачів. У цьому випадку реалізується просторовий режим збудження, при якому поєднуються горизонтальні та вертикальні коливання. Такий режим забезпечує остаточне перерозподілення зерен заповнювача, зменшення внутрішніх напружень та стабілізацію структури бетонної суміші.

Після досягнення необхідного ступеня ущільнення віброзбуджувачі вимикаються, а привантажувач утримується у нижньому положенні

протягом певного часу для фіксації сформованої структури суміші. Розпалублення виробу здійснюється за допомогою гвинтової пари, яка забезпечує піднімання зовнішньої та внутрішньої частин форми відносно сформованого залізобетонного кільця. У процесі піднімання привантажувач виконує функцію виштовхувача, що забезпечує стабільне положення виробу та його відділення від форми. Після повного піднімання форми готове кільце залишається на опорній основі для подальшого транспортування або витримування.

Таким чином, запропонована конструкція вібраційної установки забезпечує реалізацію двостадійного процесу ущільнення бетонної суміші, що включає початкове ущільнення за рахунок горизонтальних коливань форми та інтенсивне доущільнення під дією вертикальних коливань безінерційного привантажувача. Комбінований просторовий режим навантаження створює більш сприятливі умови для перебудови структури бетонної суміші та дозволяє підвищити однорідність і щільність сформованих залізобетонних виробів.

### **2.3 Аналітичне обґрунтування параметрів безінерційного привантажувача для доущільнення бетонних сумішей**

Ключовою особливістю розглянутої конструкції є можливість незалежного керування параметрами коливань привантажувача та форми, що дозволяє реалізовувати комбінований гармонічно-імпульсний вплив на бетонну суміш. За відсутності віброізоляції така схема сприяє більш інтенсивній передачі напружень у бетонне середовище, особливо на завершальній стадії ущільнення, коли ефективні пружно-дисипативні характеристики суміші істотно зростають. Це створює передумови для підвищення щільності та однорідності структури залізобетонних кілець без суттєвого збільшення енергетичних витрат.

Розглянемо систему, що складається з: привантажувача масою  $m_p$ , форми масою  $m_f$ , та шару бетонної суміші висотою  $h$  і площею контакту  $S$ . Узагальнені переміщення:  $z_p(t)$  вертикальне переміщення робочого органа привантажувача; переміщення форми. Оскільки форма спирається на жорстку основу, зв'язок «форма–підлога» описуємо великою жорсткістю  $k_0$  та демпфуванням  $c_0$  (або граничним випадком  $z_f(t) \approx 0$ ).

Бетонну суміш у «зосередженій» постановці подаємо як нелінійну пружно-дисипативну ланку між привантажувачем і формою з силою взаємодії  $F_c(\Delta z, \Delta \dot{z})$ , де  $\Delta z = z_p - z_f$ ,  $\Delta \dot{z} = \dot{z}_p - \dot{z}_f$

Нелінійний характер середовища враховуємо у вигляді поліноміальної жорсткості та в'язкого опору (поширена форма для еквівалентного опису ущільнюваних сумішей) [12], [75], [146]:

$$F_c(\Delta z, \Delta \dot{z}) = k_1 \Delta z + k_3 (\Delta z)^3 + c_1 \Delta \dot{z} + c_3 (\Delta \dot{z})^3 \quad (2.1)$$

Збудження від вібробуджувача форми задаємо як гармонічну силу:

$$F_f(t) = F_{f0} \sin(\omega_f t)$$

Автономні вібробуджувач привантажувача формує гармонічний вплив:  $F_p(t) = F_{p0} \sin(\omega_p t + \varphi)$

Якщо реалізується імпульсна складова привантаження (удар/короткий імпульс сили), її зручно описувати сумою коротких імпульсів:

$$F_{\text{imp}}(t) = \sum_{k=1}^N P_k g(t - t_k) \quad (2.2)$$

де  $P_k$  – імпульс (інтеграл сили за часом),  $g$  – нормована форма імпульсу (прямокутна, напівсинус, експонента тощо). Такий запис природно пояснює появу вищих гармонік у спектрі коливань і напружень, що є принципово важливим для інтенсивного доущільнення [50], [87].

Тоді рівняння руху мають вигляд:

$$m_p \ddot{z}_p + F_c(\Delta z, \Delta \dot{z}) = F_p(t) + F_{\text{imp}}(t) \quad (2.3)$$

$$m_f \ddot{z}_f + c_0 \dot{z}_f + k_0 z_f - F_c(\Delta z, \Delta \dot{z}) = F_f(t) \quad (2.4)$$

Жорстка основа задається гранично великими  $k_0$ , що в практичному наближенні дає:  $z_f(t) \approx 0$ ,  $\ddot{z}_f(t) \approx 0$ .

Тоді модель спрощується до одного рівняння для привантажувача відносно «нерухомої основи»:

$$m_p \ddot{z}_p + k_1 z_p + k_3 z_p^3 + c_1 \dot{z}_p + c_3 \dot{z}_p^3 = F_p(t) + F_{\text{imp}}(t) \quad (2.5)$$

Для інженерного синтезу режимів зручно перейти до еквівалентних амплітудно-залежних коефіцієнтів жорсткості та демпфування:

$$k_{\text{eff}}(A) = k_1 + \frac{4}{3} k_3 A^2, \quad (2.6)$$

$$c_{\text{eff}}(A) = c_1 + \frac{4}{3} c_3 (A\omega)^2 \quad (2.7)$$

де  $A$  – усталена амплітуда коливань робочого органа,  $\omega$  – робоча кругова частота. Тоді наближено отримуємо лінійне рівняння:

$$m_p \ddot{z}_p + c_{\text{eff}}(A) \dot{z}_p + k_{\text{eff}}(A) z_p \approx F_p(t) + F_{\text{imp}}(t) \quad (2.8)$$

Відповідна амплітудна характеристика (для гармонічного режиму без імпульсів) записується стандартно [87]:

$$A(\omega) = \frac{F_{p0}}{\sqrt{\left(k_{\text{eff}}(A) - m_p \omega^2\right)^2 + \left(c_{\text{eff}}(A) \omega\right)^2}} \quad (2.9)$$

Цей зв'язок використовується для підбору режиму, за якого при зростанні жорсткості суміші на завершальній стадії ущільнення зберігається потрібний рівень динамічних прискорень [12], [50], [75].

Щоб врахувати нерівномірність ущільнення по висоті шару та поширення напружень, бетонну суміш можна описати як одновимірне в'язкопружне середовище зі зведеною швидкістю хвилі  $c_w$  і коефіцієнтом затухання  $\zeta$  [146]:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + 2\zeta\omega_w \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} = c_w^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2}, \quad 0 \leq x \leq h \quad (2.10)$$

де  $u(x,t)$  – переміщення частинок суміші вздовж висоти  $x$ .

Граничні умови для нашого випадку “жорстка підлога”:

на нижній межі контакт з основою:  $u(h,t) = 0$

на верхній межі (дія привантажувача): напруження визначається прикладеною силою:

$$\sigma(0,t) = E \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=0} = \frac{F_p(t) + F_{\text{imp}}(t)}{S} \quad (2.11)$$

Така постановка дозволяє оцінювати максимальні напруження  $\sigma_{\text{max}}$ , їх спектр, вищі гармоніки від імпульсів, а також умови узгодження частоти з товщиною шару [87], [146].

#### 2.4 Теоретичне обґрунтування комбінованого вертикально-горизонтального вібраційного впливу на бетонну суміш

Для теоретичного опису систему подамо як механічну з кількома ступенями свободи. Узагальнені координати виберемо таким чином:

$x(t)$  – горизонтальне переміщення форми під дією внутрішнього вібробудувача;

$z_p(t)$  – вертикальне переміщення привантажувача;

$z_m(t)$  – узагальнене вертикальне переміщення активної маси бетонної суміші.

Маса форми позначається –  $m_f$ , маса привантажувача –  $m_p$ , приведена маса бетонної суміші –  $m$ . Форма спирається на жорстку основу, тому її вертикальні переміщення є знехтувано малими, а горизонтальні описуються пружно-дисипативним зв'язком із жорсткістю

$k_f$  та демпфуванням  $c_f$ . Бетонна суміш у вертикальному напрямку розглядається як нелінійна пружно-дисипативна ланка між привантажувачем і формою. Розрахункова схема установки наведена на рисунку 2.2.

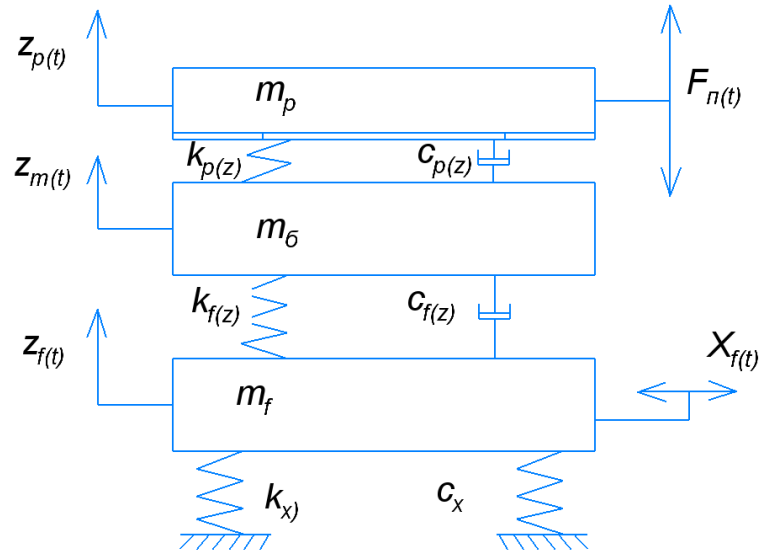


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема установки

Контактна сила між привантажувачем і сумішшю визначається відносним переміщенням

$$\Delta = z_p - z_m \quad (2.12)$$

і з урахуванням нелінійності середовища подається у вигляді

$$F_c = k_1 \Delta + k_3 \Delta^3 + c_1 \dot{\Delta} \quad (2.13)$$

що дозволяє врахувати амплітудну залежність ефективної жорсткості суміші.

Кінетична енергія системи має вигляд

$$T = \frac{1}{2} m_f \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_p \dot{z}_p^2 + \frac{1}{2} m_m \dot{z}_m^2 \quad (2.14)$$

Потенціальна енергія включає енергію горизонтального деформування системи «форма–основа» та енергію деформації бетонної суміші:

$$\Pi = \frac{1}{2}k_f x^2 + \frac{1}{2}k_1 \Delta^2 + \frac{1}{4}k_3 \Delta^4 \quad (2.15)$$

Дисипативна функція Релея:

$$\Phi = \frac{1}{2}c_f \dot{x}^2 + \frac{1}{2}c_1 \dot{\Delta}^2 \quad (2.16)$$

Узагальнені сили:

Горизонтальний вібробуджувач форми створює гармонічну силу

$$Q_x = F_f \sin(\omega_f t) \quad (2.17)$$

що діє на форму.

Автономний вібробуджувач привантажувача формує вертикальну гармонічну силу

$$Q_z = F_p \sin(\omega_p t) \quad (2.18)$$

а також статичну складову притиску  $P_0$ .

Застосуємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (2.19)$$

Для координати  $x$ :

$$m_f \ddot{x} + c_f \dot{x} + k_f x = F_f \sin(\omega_f t) \quad (2.20)$$

Це рівняння описує горизонтальні коливання форми, що формують зсувні деформації суміші в радіальному напрямку.

Для координати  $z_p$ :

$$m_p \ddot{z}_p + k_1 \Delta + k_3 \Delta^3 + c_1 \dot{\Delta} = P_0 + F_p \sin(\omega_p t) \quad (2.21)$$

Для координати  $z_m$ :

$$m_m \ddot{z}_m - k_1 \Delta - k_3 \Delta^3 - c_1 \dot{\Delta} = 0 \quad (2.22)$$

Отримана система рівнянь описує просторову динаміку установки з незалежними горизонтальним і вертикальним контурами збудження.

Привантажувач вважається безінерційним у відносному сенсі, якщо його інерційний вплив на систему малий порівняно з жорсткісною реакцією середовища, тобто виконується умова

$$m_p \omega_p^2 \ll k_{\text{eff}} \quad (2.23)$$

$$\text{де } k_{\text{eff}} = k_1 + \frac{3}{4} k_3 A^2$$

У цьому випадку основна роль привантажувача полягає у формуванні керованої сили, а не в зміні власних частот системи.

Горизонтальні коливання форми забезпечують зсувні переміщення частинок суміші, зменшуючи внутрішнє тертя та сприяючи перерозподілу зерен. Вертикальні коливання привантажувача формують періодичне стискання, що викликає дегазацію та ущільнення верхніх шарів. Комбінований просторовий режим призводить до формування складного напружено-деформованого стану, у якому реалізується одночасний зсув і об'ємне стискання, що є найбільш ефективним для досягнення максимальної щільності бетонної структури.

Отримана модель дозволяє перейти до подальшого аналізу амплітудно-частотних характеристик системи, умов проходження через резонанс та визначення раціональних параметрів маси, жорсткості і частоти збудження для забезпечення оптимального режиму доущільнення залізобетонних кілець.

Для подальшого аналітичного дослідження систему вертикальних коливань «привантажувач – бетонна суміш» зручно звести до відносної координати (1)

Віднімаючи рівняння для  $z_m$  від рівняння для  $z_p$ , одержуємо рівняння відносного руху:

$$m_r \ddot{\Delta} + c_1 \dot{\Delta} + k_1 \Delta + k_3 \Delta^3 = P_0 + F_p \sin(\omega_p t) \quad (2.24)$$

$$\text{де } m_r = \frac{m_p m_m}{m_p + m_m} \text{ – приведена маса системи.}$$

Застосуємо метод еквівалентної лінеаризації для гармонічного режиму  $\Delta = A \sin(\omega_p t - \varphi)$ . Нелінійний член  $k_3 \Delta^3$  приводиться до еквівалентної лінійної жорсткості:

$$k_{\text{eff}}(A) = k_1 + \frac{3}{4} k_3 A^2. \quad (2.25)$$

Тоді рівняння набуває вигляду лінійної системи з амплітудно-залежними параметрами:

$$m_r \ddot{\Delta} + c_1 \dot{\Delta} + k_{\text{eff}}(A) \Delta = F_p \sin(\omega_p t) \quad (2.26)$$

Амплітуда усталених коливань визначається стандартним співвідношенням:

$$A(\omega_p) = \frac{F_p}{\sqrt{(k_{\text{eff}} - m_r \omega_p^2)^2 + (c_1 \omega_p)^2}}. \quad (2.27)$$

Отримана залежність є нелінійною через присутність  $A$  у виразі для  $k_{\text{eff}}$ , що зумовлює викривлення амплітудно-частотної характеристики та можливість багатозначності розв'язку в околі резонансу.

Умови проходження через резонансну частоту визначаються умовою

$$\omega_{\text{res}} \approx \sqrt{\frac{k_{\text{eff}}}{m_r}}. \quad (2.28)$$

Оскільки у процесі ущільнення ефективна жорсткість бетонної суміші зростає (через зменшення пористості та збільшення контактної жорсткості зерен), то резонансна частота системи поступово зміщується в область вищих значень:

$$\frac{d\omega_{\text{res}}}{dt} > 0. \quad (2.29)$$

Це означає, що при сталому значенні частоти збудження система природно проходить через квазірезонансний режим на певному етапі ущільнення. Такий режим супроводжується зростанням амплітуди

відносних коливань і, відповідно, підвищенням пікових динамічних напружень у шарі суміші.

Максимальна амплітуда при проходженні через резонанс оцінюється як

$$A_{\max} \approx \frac{F_p}{c_1 \omega_{\text{res}}}, \quad (2.30)$$

що показує визначальну роль демпфування бетонної суміші у обмеженні резонансних перевищень.

Максимальне прискорення привантажувача:

$$a_{\max} = \omega_p^2 A. \quad (2.31)$$

Для забезпечення ефективного доущільнення необхідно, щоб

$$a_{\max} \geq (2-4)g, \quad (2.32)$$

оскільки саме у цьому діапазоні відбувається інтенсивне руйнування повітряних пор і перебудова структури. Водночас перевищення рівня

$$a_{\max} > 6g \quad (2.33)$$

може спричинити розшарування суміші, що є небажаним для кільцевих виробів.

Контактне напруження у верхньому шарі:

$$\sigma_{\max} = \frac{k_{\text{eff}} A}{S}, \quad (2.34)$$

де  $S$  – площа контакту привантажувача з сумішшю.

Горизонтальні коливання форми описуються рівнянням

$$m_f \ddot{x} + c_f \dot{x} + k_f x = F_f \sin(\omega_f t). \quad (2.35)$$

Їх амплітуда

$$X(\omega_f) = \frac{F_f}{\sqrt{(k_f - m_f \omega_f^2)^2 + (c_f \omega_f)^2}} \quad (2.36)$$

Зсувні деформації в бетонній суміші пропорційні  $X$ , а сумарний напружено-деформований стан визначається суперпозицією горизонтального зсуву і вертикального стиску.

Ефективний режим досягається при співвідношенні частот

$$\omega_p \approx (1.2-1.5)\omega_f, \quad (2.37)$$

що забезпечує несинхронізоване збудження і запобігає накопиченню небезпечних просторових резонансів.

Аналіз отриманих залежностей дозволяє сформулювати критерії вибору параметрів:

Масове співвідношення:

$$\frac{m_p}{m_m} \leq 0.2 \text{ – умова безінерційності.}$$

Робоча частота привантажувача:

$$\omega_p \approx (0.9-1.1)\omega_{\text{res}} \text{ – квазірезонансний режим.}$$

Коефіцієнт демпфування:

$$\zeta = \frac{c_1}{2\sqrt{m_r k_{\text{eff}}}} = 0.05-0.15. \quad (2.38)$$

Рівень динамічного прискорення:  $a_{\text{max}} = 3g-5g$

Отримані аналітичні залежності показують, що оптимальний режим доущільнення залізобетонних кілець реалізується у квазірезонансній області з помірним демпфуванням та обмеженою інерційністю привантажувача. Зростання жорсткості суміші у процесі ущільнення природно зміщує резонансну частоту, що створює умови для саморегулювання інтенсивності впливу без істотної зміни параметрів збудження.

Комбінований просторовий режим – горизонтальний зсув від форми та вертикальне стискання від привантажувача – формує складний напружено-деформований стан, який є найбільш ефективним для завершального ущільнення верхніх зон кільця, забезпечуючи підвищену

однорідність структури та покращення фізико-механічних характеристик виробу при раціональних енергетичних витратах.

## **2.5 Теоретичне обґрунтування динамічної моделі системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач»**

Для аналізу процесу доущільнення бетонної суміші в розробленій установці необхідно побудувати узагальнену динамічну модель системи «вібраційна форма – бетонна суміш – привантажувач». Такий підхід відповідає класичним дослідженням динаміки вібраційних машин, представленим у роботах [11, 12, 82, 86, 87], де процес взаємодії робочих органів із бетонною сумішшю розглядається як коливальна система з урахуванням масових, пружних та дисипативних характеристик середовища.

Особливістю процесу ущільнення бетонної суміші є його двостадійний характер. На першій стадії відбувається попереднє ущільнення суміші під дією коливань форми, що забезпечує інтенсивне видалення повітряних включень і перерозподіл зерен заповнювача. На другій стадії здійснюється доущільнення матеріалу за рахунок додаткового навантаження привантажувача з автономним вібробуджувачем. У цей період у системі формується складний просторовий режим навантаження, який включає горизонтальні коливання форми та вертикальні коливання привантажувача.

З урахуванням прийнятих припущень система може бути представлена у вигляді двомасової коливальної моделі, в якій нижня маса відповідає формі з бетонною сумішшю, а верхня маса – привантажувачу з вібробуджувачем. Взаємодія між цими масами здійснюється через шар бетонної суміші, який характеризується пружними та в'язкими властивостями.

Згідно з реологічною моделлю Кельвіна–Фойгта, яка широко застосовується при дослідженні вібраційного ущільнення бетонних сумішей, напруження у середовищі визначається залежністю

$$\sigma = E \cdot \varepsilon + K_0 \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (2.39)$$

де  $E$  – модуль пружності бетонної суміші;

$K_0$  – коефіцієнт в'язкого опору;

$\varepsilon$  – відносна деформація;

$t$  – час.

Для шару бетонної суміші висотою  $h_b$  відносна деформація визначається як

$$\varepsilon = \frac{x}{h_b} \quad (2.40)$$

де  $x$  – переміщення поверхні суміші.

Сила опору бетонної суміші при коливаннях робочих органів визначається виразом

$$a_{\max} = 3g - 5g \quad (2.41)$$

де  $F_b = C_b x + B_b \dot{x}$  – приведена жорсткість бетонної суміші,

$C_b = \frac{ES_k}{h_b}$  – коефіцієнт дисипації енергії в бетонній суміші,

$B_b = \frac{K_0 S_k}{h_b}$  – площа контакту пуансона з сумішшю.

Таким чином, шар бетонної суміші у динамічній моделі виконує роль пружно-в'язкого елемента, що з'єднує маси робочих органів системи.

Враховуючи дію віброзбуджувачів, на систему прикладаються збуджуючі сили гармонічного характеру. Для нижнього віброзбуджувача сила збудження може бути представлена у вигляді

$$F_1(t) = m_{g1} r_{g1} \omega_1^2 \sin(\omega_1 t) \quad (2.42)$$

де  $m_{g1}$  – маса дебаланса;

$r_{g1}$  – ексцентриситет;

$\omega_1$  – кутова швидкість обертання.

Аналогічно для автономного вібробуджувача привантажувача

$$F_2(t) = m_{g2} r_{g2} \omega_2^2 \sin(\omega_2 t) \quad (2.43)$$

де  $m_{g2}$  – маса дебаланса верхнього вібробуджувача;

$r_{g2}$  – радіус ексцентриситету;

$\omega_2$  – кутова швидкість його обертання.

Крім динамічного впливу, на систему діє також статичне притискне зусилля привантажувача

$$F_{cm} = (m_{vv} + m_p)g + F_{add} \quad (2.44)$$

де  $m_{vv}$  – маса верхнього вібробуджувача;

$m_p$  – маса пуансона;

$F_{add}$  – додаткова сила притискання (гідравлічна або пневматична).

Відповідний статичний тиск на бетонну суміш визначається як

$$P_{cm} = \frac{F_{cm}}{S_\Sigma} \quad (2.45)$$

де  $S_\Sigma$  – площа контакту робочого органа з бетонною сумішшю.

З урахуванням зазначених силових впливів рух системи описується системою диференціальних рівнянь

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + B_1 \dot{x}_1 + C_1 x_1 + B_b (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C_b (x_1 - x_2) &= F_1(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + B_2 \dot{x}_2 + C_2 x_2 + B_b (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + C_b (x_2 - x_1) &= F_2(t) + F_{cm} \end{aligned} \quad (2.46)$$

де  $x_1$  – переміщення форми;

$x_2$  – переміщення привантажувача.

Отримана система рівнянь описує динаміку взаємодії робочих органів установки з бетонною сумішшю та дозволяє досліджувати вплив

параметрів віброзбуджувачів, масових характеристик системи та реологічних властивостей бетонної суміші на ефективність процесу доущільнення.

На основі розробленої математичної моделі стає можливим визначення раціональних параметрів безінерційного привантажувача, зокрема його маси, частоти коливань, амплітуди збурюючої сили та величини статичного притискного зусилля, що забезпечують максимальну інтенсивність ущільнення бетонної суміші та формування виробів із підвищеною щільністю та однорідністю структури.

### **2.5.1 Аналіз амплітудно-частотних характеристик системи**

Ефективність процесу ущільнення та доущільнення бетонної суміші значною мірою визначається динамічними характеристиками коливальної системи, зокрема її амплітудно-частотними характеристиками. Аналіз цих характеристик дозволяє визначити раціональні режими роботи віброзбуджувачів, а також оцінити вплив параметрів системи на інтенсивність коливального процесу.

Особливістю досліджуваної вібраційної установки є реалізація просторового режиму збудження, при якому у системі одночасно діють два незалежні джерела коливань. Нижній віброзбуджувач, розташований у корпусі форми, створює горизонтальні коливання, що викликають зсувні деформації бетонної суміші. Верхній віброзбуджувач, встановлений у безінерційному привантажувачі, генерує вертикальні коливання, які спричиняють циклічне стискання бетонної суміші. Поєднання цих коливань формує складний просторовий динамічний режим, який значною мірою визначає інтенсивність перебудови структури суміші.

З урахуванням прийнятої динамічної схеми систему можна розглядати як двомасову коливальну систему, в якій маса  $m_1$  відповідає вібраційній формі, а маса  $m_2$  – безінерційному привантажувачу з

автономним віброзбуджувачем. Взаємодія між цими масами здійснюється через шар бетонної суміші, який характеризується пружно-в'язкими властивостями та моделюється за допомогою коефіцієнтів жорсткості  $C_b$  і демпфування  $B_b$ .

Рух системи у горизонтальному напрямку визначається коливаннями вібраційної форми під дією збурюючої сили нижнього віброзбуджувача. Диференціальне рівняння руху форми у цьому випадку має вигляд

$$m\ddot{x}_1 + B_1\dot{x}_1 + C_1x_1 = F_1(t), \quad (2.47)$$

де  $m_1$  – приведена маса форми з бетонною сумішшю;

$C_1$  – жорсткість системи кріплення форми;

$B_1$  – коефіцієнт демпфування;

$F_1(t)$  – збурююча сила нижнього віброзбуджувача.

Збурююча сила дебалансного віброзбуджувача визначається залежністю

$$F_1(t) = m_{g1} r_{g1} \omega_1^2 \sin(\omega_1 t), \quad (2.48)$$

де  $m_{g1}$  – маса дебаланса;

$r_{g1}$  – ексцентриситет;

$\omega_1$  – кутова швидкість обертання.

Амплітуда горизонтальних коливань форми визначається виразом

$$A_1 = \frac{F_{01}}{\sqrt{(C_1 - m_1\omega_1^2)^2 + (B_1\omega_1)^2}}, \quad (2.49)$$

де  $F_{01} = m_{g1} r_{g1} \omega_1^2$  – амплітуда збурюючої сили.

З аналізу отриманої залежності випливає, що амплітуда коливань форми істотно залежить від співвідношення між частотою збудження та власною частотою системи

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{C_1}{m_1}}. \quad (2.50)$$

При наближенні частоти збудження до власної частоти системи спостерігається різке зростання амплітуди коливань, що відповідає резонансному режиму роботи.

Вертикальні коливання системи формуються під дією автономного віброзбуджувача безінерційного привантажувача. У цьому випадку рух описується рівнянням

$$m_2 \ddot{x}_2 + B_2 \dot{x}_2 + C_2 x_2 + B_b (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + C_b (x_2 - x_1) = F_2(t), \quad (2.51)$$

де  $m_2$  – маса привантажувача;

$C_2$  – жорсткість елементів його кріплення;

$B_2$  – коефіцієнт демпфування;

$F_2(t)$  – збурююча сила верхнього віброзбуджувача.

Збурююча сила верхнього віброзбуджувача визначається залежністю

$$F_2(t) = m_{g2} r_{g2} \omega_2^2 \sin(\omega_2 t).$$

Відповідно амплітуда вертикальних коливань привантажувача становить

$$A_2 = \frac{F_{02}}{\sqrt{(C_2 - m_2 \omega_2^2)^2 + (B_2 \omega_2)^2}}, \quad (2.52)$$

де  $F_{02} = m_{g2} r_{g2} \omega_2^2$ .

Власна частота вертикальних коливань системи визначається як

$$\omega_{02} = \sqrt{\frac{C_2}{m_2}}. \quad (2.53)$$

Таким чином, система має дві групи власних частот, які відповідають горизонтальному та вертикальному напрямкам коливань. Наявність двох незалежних джерел збудження дозволяє формувати складні режими роботи установки та керувати інтенсивністю процесу ущільнення.

Згідно з дослідженнями [27, 35, 120], для ефективного ущільнення бетонних сумішей необхідно забезпечити режим, при якому амплітуда коливань робочих органів є достатньою для подолання внутрішнього тертя в середовищі, але не призводить до розшарування суміші. У цьому випадку раціональним є вибір частоти збудження у зоні, близькій до резонансної, але з урахуванням впливу демпфування бетонної суміші.

Комбінований вплив горизонтальних та вертикальних коливань призводить до виникнення у бетонній суміші складного напружено-деформованого стану. Горизонтальні коливання створюють зсувні деформації, що сприяють руйнуванню структурних зв'язків між частинками суміші та їх більш щільному укладанню. Вертикальні коливання привантажувача формують циклічне стискання середовища та забезпечують інтенсивне витіснення залишкового повітря.

Аналіз амплітудно-частотних характеристик системи показує, що ефективність процесу доущільнення бетонної суміші визначається узгодженням параметрів горизонтального та вертикального коливальних режимів. Оптимальний режим роботи установки повинен забезпечувати достатню амплітуду коливань робочих органів при частотах, близьких до власних частот системи, що дозволяє досягти максимального динамічного впливу на бетонну суміш при мінімальних енергетичних витратах.

### **2.5.2 Визначення власних частот та умов резонансних режимів системи**

Визначення власних частот коливальної системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач» є необхідним етапом дослідження її динамічних властивостей, оскільки саме співвідношення між частотою збудження та власними частотами системи визначає амплітуду коливань робочих органів і, відповідно, ефективність процесу ущільнення бетонної суміші. Аналіз таких характеристик широко

використовується у дослідженнях динаміки вібраційних машин [54, 56, 82, 86], де показано, що найбільш інтенсивні режими ущільнення досягаються при роботі системи поблизу її резонансних частот.

Особливістю досліджуваної установки є наявність двох незалежних джерел коливань, що формують просторовий режим збудження. Нижній віброзбуджувач, розташований у корпусі форми, створює горизонтальні коливання, які викликають зсувні деформації бетонної суміші. Верхній віброзбуджувач, змонтований у безінерційному привантажувачі, генерує вертикальні коливання, що спричиняють циклічне стискання бетонної суміші. У результаті система характеризується наявністю двох основних напрямків коливального руху, для яких визначаються відповідні власні частоти.

Власні частоти горизонтальних коливань визначаються динамічними параметрами вібраційної форми, її масою та жорсткістю елементів кріплення. У цьому випадку бетонна суміш виступає додатковим інерційно-пружним середовищем, яке впливає на загальні параметри системи. З урахуванням цього власна частота горизонтальних коливань визначається співвідношенням між приведеною жорсткістю системи та сумарною масою коливальних елементів. Збільшення маси форми або маси бетонної суміші призводить до зменшення власної частоти системи, тоді як збільшення жорсткості елементів конструкції спричиняє її підвищення.

Власні частоти вертикальних коливань системи визначаються параметрами безінерційного привантажувача, а також жорсткістю шару бетонної суміші, який виступає як пружно-в'язкий елемент між робочими органами. На відміну від горизонтального напрямку, у цьому випадку значну роль відіграє також статичний тиск привантажувача на бетонну суміш, який змінює її ефективний модуль пружності та, відповідно, жорсткість системи. Зі збільшенням статичного навантаження відбувається ущільнення бетонної суміші, що супроводжується зростанням її жорсткості та підвищенням власної частоти вертикальних коливань.

Враховуючи наявність двох мас у системі, її динаміка може характеризуватися двома власними формами коливань. Перша форма відповідає коливанням робочих органів, які відбуваються синфазно, коли вібраційна форма та привантажувач рухаються в одному напрямку. Друга форма відповідає протифазним коливанням, при яких переміщення робочих органів здійснюється у протилежних напрямках. Кожній із цих форм відповідає своя власна частота, значення якої визначається співвідношенням масових та жорсткісних параметрів системи.

Резонансний режим виникає у випадку, коли частота збудження одного з віброзбуджувачів наближається до відповідної власної частоти системи. У цьому випадку амплітуда коливань робочих органів різко зростає, що призводить до значного підвищення інтенсивності динамічного впливу на бетонну суміш. Згідно з дослідженнями динаміки вібраційних машин, у зоні резонансу можливе досягнення максимальних значень амплітуди коливань при відносно невеликих значеннях збуджуючої сили.

Разом з тим робота системи точно у резонансному режимі може призводити до надмірних динамічних навантажень на елементи конструкції та зниження її надійності. Тому у практиці проектування вібраційних машин, відповідно до рекомендацій, наведених у працях І.І. Назаренка, доцільним є використання так званого дорезонансного або післярезонансного режиму роботи, при якому частота збудження дещо відрізняється від власної частоти системи. У цьому випадку забезпечується достатньо велика амплітуда коливань при зменшенні небезпечних динамічних перевантажень.

Для досліджуваної установки доцільним є вибір такого режиму роботи, при якому частота горизонтальних коливань форми знаходиться у зоні, близькій до її власної частоти, що забезпечує інтенсивні зсувні деформації бетонної суміші. У той же час частота вертикальних коливань привантажувача повинна підбиратися таким чином, щоб забезпечити

ефективне циклічне стискання бетонної суміші та інтенсифікувати процес доущільнення.

Сумісна дія горизонтальних та вертикальних коливань призводить до формування складного просторового напружено-деформованого стану бетонної суміші. Горизонтальні коливання забезпечують переміщення частинок заповнювача та руйнування початкових структурних зв'язків, тоді як вертикальні коливання сприяють ущільненню матеріалу та витісненню залишкового повітря. Така комбінована дія значно підвищує ефективність процесу формування виробів.

Для визначення власних частот коливальної системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач» розглянемо вільні коливання системи, тобто випадок, коли зовнішні збуджуючі сили відсутні. У цьому випадку динамічна система описується однорідною системою диференціальних рівнянь.

Розв'язок шукаємо у вигляді гармонічної функції

$$\begin{aligned}x_1 &= A_1 e^{i\omega t}, \\x_2 &= A_2 e^{i\omega t}.\end{aligned}\tag{2.54}$$

де  $A_1, A_2$  – амплітуди коливань мас системи;

$\omega$  – кругова частота вільних коливань.

Після підстановки гармонічного розв'язку в систему рівнянь руху отримуємо систему алгебраїчних рівнянь

$$\begin{cases}(-m_1\omega^2 + C_1 + C_b)A_1 - C_b A_2 = 0, \\-C_b A_1 + (-m_2\omega^2 + C_2 + C_b)A_2 = 0.\end{cases}\tag{2.55}$$

Нетривіальний розв'язок цієї системи можливий лише за умови, що її визначник дорівнює нулю

$$\begin{vmatrix}C_1 + C_b - m_1\omega^2 & -C_b \\-C_b & C_2 + C_b - m_2\omega^2\end{vmatrix} = 0\tag{2.56}$$

Розкриваючи визначник, отримуємо характеристичне рівняння системи

$$(C_1 + C_b - m_1 \omega^2)(C_2 + C_b - m_2 \omega^2) - C_b^2 = 0 \quad (2.57)$$

Після перетворення маємо рівняння четвертого порядку відносно частоти

$$m_1 m_2 \omega^4 - [m_2(C_1 + C_b) + m_1(C_2 + C_b)] \omega^2 + (C_1 + C_b)(C_2 + C_b) - C_b^2 = 0 \quad (2.58)$$

Звідси квадрат власних частот системи визначається виразом

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{m_2(C_1 + C_b) + m_1(C_2 + C_b) \pm \sqrt{[m_2(C_1 + C_b) + m_1(C_2 + C_b)]^2 - 4m_1 m_2 [(C_1 + C_b)(C_2 + C_b) - C_b^2]}}{2m_1 m_2} \quad (2.59)$$

Відповідно власні частоти коливань системи становлять

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\omega_{1,2}^2} \quad (2.60)$$

Отримані значення відповідають двом формам коливань системи.

Перша власна частота характеризує синфазні коливання робочих органів установки, при яких вібраційна форма та безінерційний привантажувач переміщуються в одному напрямку. Такий режим коливань переважно визначається сумарною масою системи та її загальною жорсткістю.

Друга власна частота відповідає протифазним коливанням, коли переміщення форми та привантажувача здійснюється у протилежних напрямках. У цьому випадку значну роль відіграє жорсткість шару бетонної суміші, який виступає як пружний елемент взаємодії між робочими органами.

Умовою виникнення резонансного режиму є наближення частоти збудження відповідного віброзбуджувача до однієї з власних частот системи

$$\begin{aligned} \omega_1 &\approx \omega_{01}, \\ \omega_2 &\approx \omega_{02}. \end{aligned} \quad (2.61)$$

де  $\omega_{01}$  – власна частота горизонтальних коливань системи;

$\omega_{02}$  – власна частота вертикальних коливань системи.

При виконанні цих умов амплітуди коливань робочих органів досягають максимальних значень, що призводить до значного підсилення динамічного впливу на бетонну суміш.

Враховуючи наявність двох незалежних віброзбуджувачів, у досліджуваній установці можливе формування комбінованого режиму коливань, при якому частоти горизонтального та вертикального збудження знаходяться у різних діапазонах. Такий режим дозволяє одночасно забезпечити інтенсивні зсувні деформації бетонної суміші та її ефективне циклічне стискання, що істотно підвищує ефективність процесу доущільнення.

### **2.5.3 Умови оптимального режиму доущільнення бетонної суміші та критерії ефективності комбінованого збудження**

Оптимізація режимів роботи вібраційної установки з просторовим збудженням (горизонтальні коливання форми та вертикальні коливання безінерційного привантажувача) зводиться до встановлення таких співвідношень між параметрами віброзбуджувачів і параметрами середовища, за яких забезпечується максимальна інтенсивність ущільнення при обмеженні небажаних ефектів (розшарування, «кипіння» суміші, зростання динамічних напружень у конструкції). Раціональний режим ущільнення відповідає стану, коли динамічні дії перевищують порогові значення внутрішнього опору суміші, однак зберігається стійкість структури й керованість процесу.

#### **2.5.3.1 Просторовий критерій ефективності**

У досліджуваній установці ущільнення реалізується завдяки сумісному прояву (зсув + стиск):

зсувних деформацій (горизонтальний віброзбуджувач у формі),

циклічного стискання (вертикальний вібробудувач у привантажувачі).

Тому доцільно ввести узагальнений критерій ефективності як відношення середньої корисної потужності, що витрачається на перебудову структури суміші, до підведеної потужності вібробудувачів. У дисертаційній постановці це можна подати через баланс енергії за період коливань.

Нехай  $W_{\Sigma}$  – підведена енергія за цикл, а  $\Delta W_b$  – енергія, яка дисипується в бетонній суміші (саме вона пов'язана з руйнуванням структурних зв'язків та ущільненням). Тоді коефіцієнт енергетичної ефективності:

$$\eta_b = \frac{\Delta W_b}{W_{\Sigma}}. \quad (2.62)$$

Дисипована енергія в суміші при комбінованій дії у загальному випадку складається з двох складових: вертикальної (стиск) і горизонтальної (зсув):

$$\Delta W_b = \Delta W_{b,v} + \Delta W_{b,h}. \quad (2.63)$$

Для гармонічних коливань із круговою частотою  $\omega$ , коли відносні швидкості деформацій у середовищі описуються як  $\dot{\varepsilon}(t)$ , дисипація за цикл визначається інтегралом

$$\Delta W_b = \int_0^T \int_{V_b} \sigma(r,t) \dot{\varepsilon}(r,t) dV dt, \quad (2.64)$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (2.65)$$

де  $\sigma_d$  – дисипативна складова напруження,  $V_b$  – об'єм бетонної суміші.

Оскільки в рамках прийнятої реологічної моделі дисипативні напруження пропорційні швидкості деформацій, то для двох домінуючих механізмів деформування (стискання по осі Z та зсув у площині  $r - \theta$ ):

$$\sigma_{d,v} = K_v \dot{\varepsilon}_v, \quad (2.66)$$

$$\tau_{d,h} = K_h \dot{\gamma}_h \quad (2.67)$$

де  $K_v$  – в'язкий коефіцієнт при стиску,  $K_h$  – в'язкий коефіцієнт при зсуві,  $\varepsilon_v$  – відносна вертикальна деформація,  $\gamma_h$  – кутова деформація зсуву.

Тоді, виділяючи вертикальну та горизонтальну частини дисипації:

$$\Delta W_{b,v} = \int_0^T \int_{V_b} K_v \dot{\varepsilon}_v^2(r,t) dV dt. \quad (2.68)$$

$$\Delta W_{b,h} = \int_0^T \int_{V_b} K_h \dot{\gamma}_h^2(r,t) dV dt \quad (2.69)$$

Для інженерного переходу до приведених параметрів (модель зосереджених параметрів), вводимо еквівалентні коефіцієнти дисипації у вертикальному та горизонтальному каналах:

$$B_v = \frac{K_v S_\Sigma}{h_b}, \quad (2.70)$$

$$B_h = \frac{K_h S_h}{h_b}. \quad (2.71)$$

де  $S_\Sigma$  – площа контакту пуансона,  $S_h$  – ефективна площа зсувної взаємодії (стілки форми та суміш),  $h_b$  – поточна висота шару.

Тоді енергія дисипації за цикл для гармонічних переміщень:

$$x_2(t) = A_v \sin(\omega_2 t), \quad (2.72)$$

$$u_1(t) = A_h \sin(\omega_1 t) \quad (2.73)$$

становить:

$$\Delta W_{b,v} = \int_0^{T_2} B_v \dot{x}_2^2(t) dt = \int_0^{T_2} B_v (A_v \omega_2)^2 \cos^2(\omega_2 t) dt = \pi B_v A_v^2 \omega_2. \quad (2.74)$$

$$\Delta W_{b,h} = \int_0^{T_1} B_h \dot{u}_1^2(t) dt = \int_0^{T_1} B_h (A_h \omega_1)^2 \cos^2(\omega_1 t) dt = \pi B_h A_h^2 \omega_1 \quad (2.75)$$

Отже, узагальнена дисипація в суміші (за умови узгодження частот або усереднення за спільний інтервал) може бути оцінена як

$$\Delta W_b \approx \pi \left( B_v A_v^2 \omega_2 + B_h A_h^2 \omega_1 \right). \quad (2.76)$$

Саме максимізація цієї величини при заданих обмеженнях є фізично обґрунтованою умовою оптимального режиму ущільнення.

### 2.5.3.2 Порогова умова «ввімкнення» ущільнення: критерій перевищення внутрішнього опору

Процес ущільнення починається інтенсивно лише тоді, коли динамічні напруження в суміші перевищують порогове значення, що відповідає руйнуванню первинних структурних зв'язків та подоланню внутрішнього тертя. Для вертикального каналу таку умову доцільно формулювати через динамічний тиск на суміш.

Нехай статичний тиск від привантажувача:

$$P_{st} = \frac{F_{st}}{S_{\Sigma}}, \quad (2.77)$$

а динамічна складова тиску, зумовлена вертикальними коливаннями пуансона:

$$P_{dyn}(t) = \frac{F_{dyn}(t)}{S_{\Sigma}}. \quad (2.78)$$

У зосередженій моделі  $F_{dyn}$  визначається як інерційна сила маси привантажувача (в абсолютному русі):

$$F_{dyn}(t) = m_2 \ddot{x}_2(t). \quad (2.79)$$

Для гармонічних коливань  $x_2(t) = A_v \sin(\omega_2 t)$ :

$$\ddot{x}_2(t) = -A_v \omega_2^2 \sin(\omega_2 t). \quad (2.80)$$

$$P_{dyn}(t) = -\frac{m_2 A_v \omega_2^2}{S_{\Sigma}} \sin(\omega_2 t) \quad (2.81)$$

Максимальний за модулем динамічний тиск:

$$P_{dyn}^{max} = \frac{m_2 A_v \omega_2^2}{S_\Sigma}. \quad (2.82)$$

Тоді повний тиск на суміш:

$$P_\Sigma(t) = P_{st} + P_{dyn}(t). \quad (2.83)$$

Порогова умова активного ущільнення у вертикальному каналі може бути записана як

$$P_{st} + P_{dyn}^{max} \geq P_{cr}, \quad (2.84)$$

де  $P_{cr}$  – критичний тиск, при якому структура суміші переходить у стан інтенсивної перебудови (умовно – «ущільнення вмикається»).

Для горизонтального каналу аналогічну умову задаємо через зсувні напруження. Нехай середнє зсувне напруження у шарі суміші, викликане горизонтальними коливаннями форми, дорівнює

$$\tau(t) = G_b \gamma(t) + K_h \dot{\gamma}(t), \quad (2.85)$$

де  $G_b$  – ефективний модуль зсуву суміші. Тоді порогова умова:

$$\tau^{max} \geq \tau_{cr}, \quad (2.86)$$

Де  $\tau_{cr}$  – критичне зсувне напруження, пов'язане з руйнуванням структурних зв'язків та початком «зсувної текучості».

### 2.5.3.3 Умови оптимального узгодження частот

Оскільки система має два незалежних джерела збудження, оптимізація режиму повинна враховувати узгодження частот горизонтального та вертикального каналів, яке забезпечує синергетичний ефект (*режим просторової синергії*).

Для введення узгодження розглянемо спільну інтенсивність деформацій як функцію частот:

$$I(\omega_1, \omega_2) = \alpha_h B_h A_h^2 \omega_1 + \alpha_v B_v A_v^2 \omega_2, \quad (2.87)$$

де  $\alpha_h, \alpha_v$  – вагові коефіцієнти, що враховують чутливість ущільнення до зсувних та компресійних механізмів на відповідних стадіях.

Оптимальний режим визначається умовою максимуму:

$$\frac{\partial I}{\partial \omega_1} = 0 \quad (2.88)$$

$$\frac{\partial I}{\partial \omega_2} = 0 \quad (2.89)$$

з урахуванням обмежень на прискорення, амплітуду та недопущення розшарування:

$$a_h^{\max} = A_h \omega_1^2 \leq a_{h,\text{lim}}, \quad (2.90)$$

$$a_v^{\max} = A_v \omega_2^2 \leq a_{v,\text{lim}} \quad (2.91)$$

$P_\Sigma(t) \geq 0 \quad \forall t$  умова відсутності відриву пуансона від суміші,

$\Phi(\omega_1, \omega_2, A_h, A_v) \leq \Phi_{\text{lim}}$  умова відсутності відриву пуансона від суміші,

У практичній постановці часто доцільно вводити коефіцієнт синергії просторового навантаження як відношення ефекту комбінованого режиму до суми ефектів окремих режимів:

$$K_{\text{syn}} = \frac{\Delta W_b^{(h+v)}}{\Delta W_b^{(h)} + \Delta W_b^{(v)}} \quad (2.92)$$

За наведеними виразами дисипації:

$$K_{\text{syn}} = \frac{\pi(B_v A_v^2 \omega_2 + B_h A_h^2 \omega_2)}{\pi(B_h A_h^2 \omega_1 + \pi B_v A_v^2 \omega_1)} = 1, \quad (2.93)$$

що для лінійної моделі відображає адитивність ефектів. Однак у реальних умовах  $B_v, B_h, C_b, G_b$  залежать від ступеня ущільнення та амплітуди, тобто  $C_b = C_b(\rho, A_v, \omega_2, P_{st})$ ,  $B_v = B_v(\rho, A_v, \omega_2, P_{st})$ ,  $G_b = G_b(\rho, A_h, \omega_1)$ ,  $B_h = B_h(\rho, A_h, \omega_1)$

де  $\rho$  – поточна щільність суміші.

Тоді коефіцієнт синергії стає функцією режиму й може перевищувати одиницю:

$$K_{syn} = K_{syn}(\omega_1, \omega_2, A_h, A_v, P_{st}, \rho) > 1, \quad (2.94)$$

що означає, що комбінована дія прискорює перебудову структури середовища за рахунок взаємного впливу зсувних і компресійних механізмів.

#### **2.5.3.4 Умова оптимального доущільнення на завершальній стадії - квазірезонансний режим**

З урахуванням росту жорсткості суміші в процесі ущільнення, власні частоти системи з часом зміщуються. Тому раціональним є не точний резонанс, а квазірезонанс, коли збудження підтримується в області максимуму при допустимому рівні динамічних навантажень. У дисертаційному вигляді це формулюється через мінімізацію відхилення між частотою збудження та поточною власною частотою:

$$(\omega_2) = |\omega_2 - \omega_2^*(\rho)| \rightarrow \min, \quad (2.95)$$

де  $\omega_2^*(\rho)$  – власна частота вертикальної підсистеми, що залежить від поточної щільності (а отже – від  $C_b(\rho)$ ).

Умову квазірезонансного режиму можна подати як інтервал

$$\omega_2^*(\rho)(1 - \delta) \leq \omega_2 \leq \omega_2^*(\rho)(1 + \delta), \quad (2.96)$$

де  $\delta$  – допустиме відносне відхилення (з урахуванням демпфування та конструктивних обмежень).

Отримані співвідношення показують, що оптимальний режим доущільнення у системі з просторовим збудженням визначається: максимізацією дисипованої у суміші енергії за цикл за рахунок вертикального стиску та горизонтального зсуву; виконанням порогових умов, що гарантують «вмикання» процесу структурної перебудови середовища; узгодженням частот і амплітуд збудження з поточними

динамічними властивостями суміші при забезпеченні обмежень на прискорення, тиск та недопущення розшарування. Подальший розвиток моделі полягає у формуванні алгоритму вибору параметрів привантажувача та режимів роботи вібробуджувачів на основі визначених критеріїв.

## **2.6 Визначення основних параметрів робочого процесу вібраційної установки**

Для визначення основних параметрів робочого процесу вібраційної установки прийнято розрахункову схему, в якій враховуються геометричні характеристики виробів, маса вібраційної форми, параметри основного вібробуджувача форми та параметри автономного вібробуджувача привантажувача. Розрахунки виконуються для трьох типорозмірів залізобетонних кілець стінового типу: КС 7-3, КС 7-6 та КС 7-9, які відрізняються висотою, об'ємом бетонної суміші та масою готового виробу.

У конструкції досліджуваної установки основний вібробуджувач розташований у нижній частині віброформи та створює горизонтальні коливання, які забезпечують початкове ущільнення бетонної суміші та її рівномірний розподіл у кільцевому просторі форми. Для всіх варіантів розрахунку параметри цього вібробуджувача приймаються сталими. Автономний вібробуджувач привантажувача створює вертикальні коливання, причому його робочі параметри можуть змінюватися у визначених межах. Такий підхід дозволяє оцінити вплив режиму роботи привантажувача на динамічні характеристики системи та на параметри ущільнення бетонної суміші.

Окрім режимних параметрів вібробуджувачів, у розрахунках враховується також маса привантажувача, яка змінюється у трьох варіантах. Це дає можливість проаналізувати вплив інерційних

характеристик верхнього робочого органа на амплітуди коливань, динамічний тиск на бетонну суміш та умови реалізації ефективного доущільнення. Усі подальші розрахунки виконуються на основі наведених нижче вихідних даних (таблиці 2.1 – 2.6).

Таблиця 2.1 – Характеристики залізобетонних кілець

Найменування виробу	Розміри, мм	Об'єм, м <sup>3</sup>	Маса виробу, т
Кільце стінове КС 7-3	840×700×300	0,05	0,14
Кільце стінове КС 7-6	840×700×590	0,10	0,23
Кільце стінове КС 7-9	840×700×890	0,15	0,41

Таблиця 2.2 – Маса вібраційної форми для різних типорозмірів виробів

Типорозмір виробу	Маса віброформи, т	Маса віброформи, кг
КС 7-3	0,11	110
КС 7-6	0,18	180
КС 7-9	0,21	210

Таблиця 2.3 – Параметри основного вібробуджувача віброформи

Параметр	Позначення	Значення
Вимушуюча сила	$F_h$	10000 Н
Кутова частота	$\omega_h$	290 рад/с
Характер коливань	–	горизонтальні

Таблиця 2.4 – Режими роботи вібробуджувача привантажувача

Режим	Кутова частота, рад/с	Вимушуюча сила, Н
1	290	2100
2	250	1700
3	180	1300

Таблиця 2.5 – Варіанти маси привантажувача

Варіант	Маса привантажувача, кг
1	20
2	35
3	50

Таблиця 2.6 – Узагальнені вихідні дані для подальших розрахунків

Параметр	КС 7-3	КС 7-6	КС 7-9
Висота виробу, м	0,30	0,59	0,89
Маса виробу, кг	140	230	410
Маса віброформи, кг	110	180	210
Сумарна маса системи без привантажувача, кг	250	410	620

Наведені вихідні дані є базою для подальшого визначення амплітуд коливань, прискорень, динамічних навантажень та інших параметрів робочого процесу вібраційної установки для формування залізобетонних елементів інженерних мереж.

### 2.6.1 Розрахунок горизонтальних амплітуд коливань по висоті форми

Для початкового розрахунку приймаємо, що основний віброзбудувач, встановлений у формі, створює горизонтальні коливання з параметрами  $F_h = 10000 \text{ Н}$ ,  $\omega_h = 290 \text{ рад / с}$ .

Привантажувач працює у вертикальному напрямку і розглядається як додаткова маса та джерело динамічного притиску, що впливає на загальний динамічний стан системи. Для трьох режимів роботи привантажувача прийнято:

Режим 1:  $\omega_2 = 290 \text{ рад} / \text{с}$ ,  $F_{02} = 2100 \text{ Н}$ ,

Режим 2:  $\omega_2 = 250 \text{ рад} / \text{с}$ ,  $F_{02} = 1700 \text{ Н}$ ,

Режим 3:  $\omega_2 = 180 \text{ рад} / \text{с}$ ,  $F_{02} = 1300 \text{ Н}$ .

Маса привантажувача приймалась у трьох варіантах:

$m_{p1} = 20 \text{ кг}$ ,  $m_{p2} = 35 \text{ кг}$ ,  $m_{p3} = 50 \text{ кг}$ .

Для визначення горизонтальної амплітуди в нижньому перерізі форми використано співвідношення

$$A_0 = \frac{F_h}{(m_f + m_b + m_p)\omega_h^2} \left( 1 + \frac{F_h}{F_{02}} \right) \quad (2.97)$$

де  $m_f$  – маса віброформи;

$m_b$  – маса бетонного виробу;

$m_p$  – маса привантажувача;

$F_{02}$  – вимушуюча сила вібробудувача привантажувача.

Оскільки форма має скінченну висоту і не є абсолютно жорсткою, амплітуда горизонтальних коливань по висоті приймалась такою, що зростає за лінійним законом:

$$A_h(z) = A_0 \left( 1 + \mu \frac{z}{H} \right) \quad (2.98)$$

де  $z$  – поточна координата по висоті форми;

$H$  – висота виробу; 00.

$\mu = 0.15$  – коефіцієнт урахування приросту амплітуди по висоті.

Тоді остаточна розрахункова формула має вигляд

$$A_h(z) = \frac{F_h}{(m_f + m_b + m_p)\omega_h^2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{F_{02}}{F_h}} \left( 1 + \mu \frac{z}{H} \right). \quad (2.99)$$

В таблицях 2.7 наведено результати розрахунку амплітуди горизонтальних коливань для кільця КС 7-3, КС 7-6, КС 7-9.

Розрахунки показують, що горизонтальна амплітуда коливань зменшується зі збільшенням сумарної маси системи «віброформа – бетонна суміш – привантажувач». Саме тому найбільші значення амплітуди отримані для кільця КС 7-3, а найменші – для КС 7-9. Для КС 7-3 амплітуда у верхньому перерізі змінюється в межах 0.377–0.448 мм, для КС 7-6 – 0.246–0.281 мм, а для КС 7-9 – 0.169–0.189 мм.

Зі збільшенням маси привантажувача від 20 кг до 50 кг амплітуда горизонтальних коливань зменшується в усіх точках по висоті форми, що пояснюється зростанням інерційності системи. Одночасно перехід від режиму 1 до режиму 3 супроводжується деяким зростанням горизонтальної амплітуди, оскільки зменшується динамічний вплив привантажувача на систему в цілому.

Таблиця 2.7 – Амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми

	(z), м	20 кг, режими 1	20 кг, режими 2	20 кг, режими 3	35 кг, режими 1	35 кг, режими 2	35 кг, режими 3	50 кг, режими 1	50 кг, режими 2	50 кг, режими 3
КС 7-3 Н=0.30 м	0.00	0.364	0.376	0.390	0.351	0.363	0.376	0.328	0.339	0.351
	0.10	0.382	0.395	0.409	0.369	0.381	0.395	0.344	0.356	0.368
	0.20	0.400	0.414	0.429	0.386	0.399	0.413	0.360	0.373	0.386
	0.30	0.419	0.433	0.448	0.404	0.417	0.432	0.377	0.390	0.403
КС 7-6 Н=0.59 м	0.00	0.229	0.236	0.245	0.223	0.231	0.239	0.214	0.221	0.229
	0.10	0.234	0.242	0.251	0.229	0.237	0.245	0.219	0.227	0.235
	0.20	0.240	0.248	0.257	0.235	0.243	0.251	0.224	0.232	0.240
	0.30	0.246	0.254	0.263	0.240	0.249	0.257	0.230	0.238	0.246
	0.40	0.252	0.260	0.270	0.246	0.254	0.263	0.235	0.243	0.252
	0.50	0.258	0.266	0.276	0.252	0.260	0.270	0.241	0.249	0.258
	0.59	0.263	0.272	0.281	0.257	0.266	0.275	0.246	0.254	0.263

Продовження таблиці 2.7 – Амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми

	(z), м	20 кг,	20 кг,	20 кг,	35 кг,	35 кг,	35 кг,	50 кг,	50 кг,	50 кг,
		режим 1	режим 2	режим 3	режим 1	режим 2	режим 3	режим 1	режим 2	режим 3
КС 7-9 Н=0.89 м	0.00	0.154	0.159	0.164	0.151	0.156	0.162	0.147	0.152	0.157
	0.10	0.156	0.161	0.167	0.154	0.159	0.165	0.149	0.154	0.160
	0.20	0.159	0.164	0.170	0.156	0.162	0.167	0.152	0.157	0.162
	0.30	0.161	0.167	0.173	0.159	0.164	0.170	0.154	0.159	0.165
	0.40	0.164	0.170	0.176	0.161	0.167	0.173	0.157	0.162	0.168
	0.50	0.166	0.172	0.178	0.164	0.170	0.176	0.159	0.164	0.170
	0.60	0.169	0.175	0.181	0.166	0.172	0.178	0.162	0.167	0.173
	0.70	0.172	0.178	0.184	0.169	0.175	0.181	0.164	0.170	0.176
	0.80	0.174	0.180	0.187	0.172	0.177	0.184	0.166	0.172	0.178
	0.89	0.177	0.183	0.189	0.174	0.180	0.186	0.169	0.174	0.181

Для всіх типорозмірів спостерігається плавне збільшення амплітуди по висоті форми. Це відповідає прийнятій розрахунковій схемі та свідчить про те, що найбільші горизонтальні переміщення виникають у верхній частині формувального простору, де вплив гнучкості конструкції проявляється найбільшою мірою.

У першому наближенні найбільш інтенсивний горизонтальний вплив на бетонну суміш забезпечується для варіанта з привантажувачем 20 кг та режимом 3, однак остаточний вибір раціонального режиму повинен виконуватися з урахуванням також вертикальних коливань

привантажувача, прискорень, динамічного тиску та умов доущільнення верхніх шарів бетонної суміші.

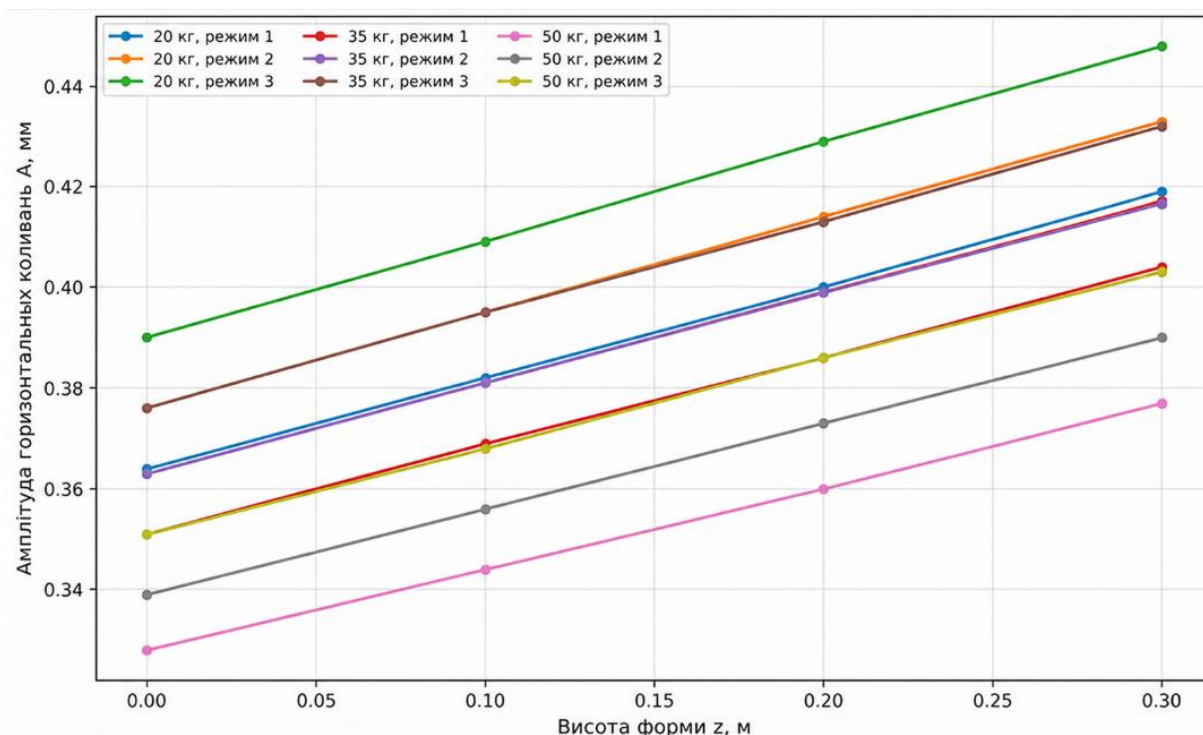


Рисунок 2.3 – Амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми КС 7-3 при різних масах привантажувача та режимах роботи

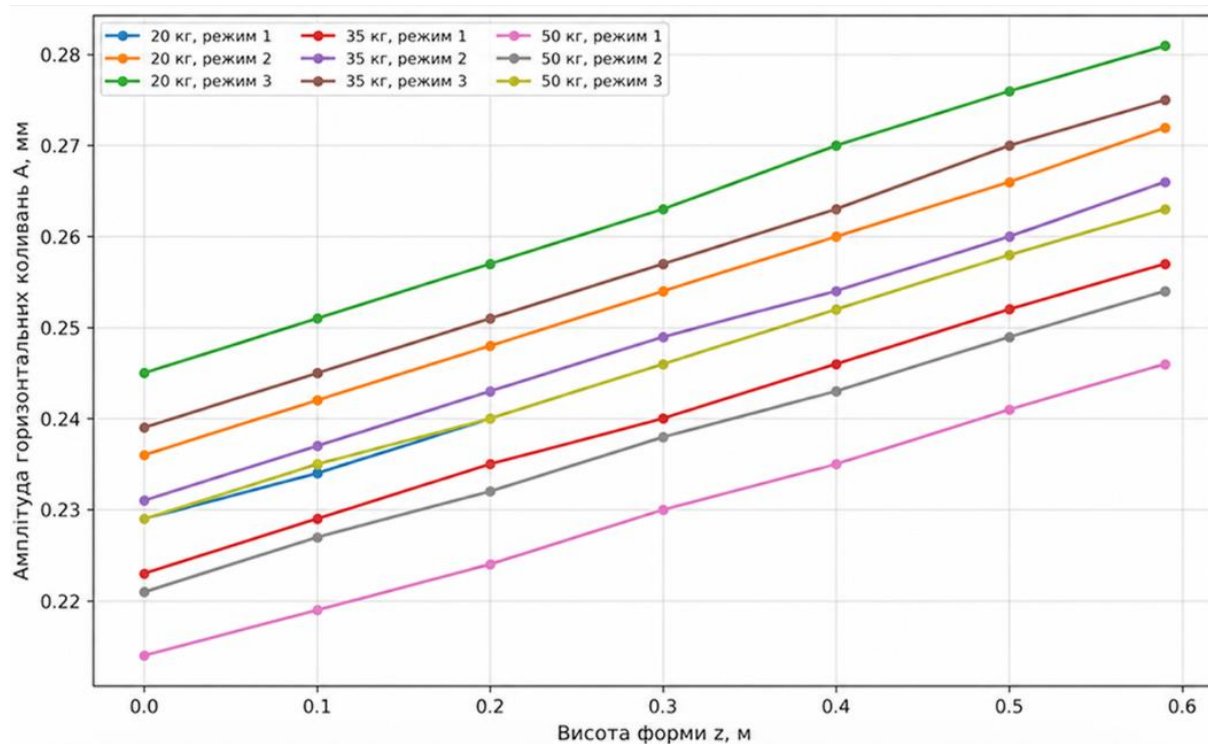


Рисунок 2.4 – Амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми КС 7-6 при різних масах привантажувача та режимах роботи.

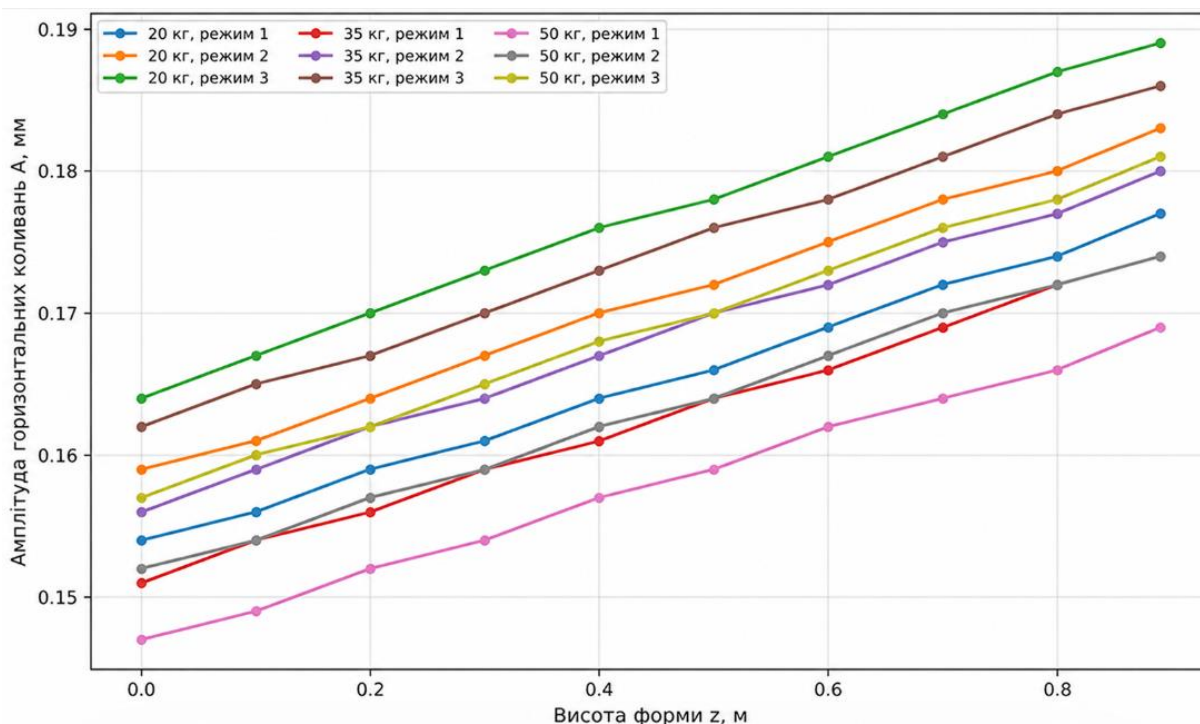


Рисунок 2.5 – Амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми КС 7-9 при різних масах привантажувача та режимах роботи

### 2.6.2 Розрахунок вертикальних амплітуд привантажувача, прискорень та динамічного тиску на бетонну суміш

Для оцінювання параметрів робочого процесу на стадії доущільнення розглянемо вертикальні коливання безінерційного привантажувача, який оснащений автономним вібробуджувачем. У першому наближенні приймаємо, що привантажувач здійснює гармонічні вертикальні коливання під дією вимушуючої сили вібробуджувача, а опором середовища на етапі попередньої оцінки нехтуємо. Тоді амплітуда переміщення привантажувача визначається з рівняння динамічної рівноваги інерційної системи

$$m_p \ddot{z} = F_0 \sin(\omega t) \quad (2.100)$$

звідки гармонічний розв'язок має вигляд

$$z = A_v \sin(\omega t) \quad (2.101)$$

а амплітуда вертикальних коливань

$$A_v = \frac{F_0}{m_p \omega^2} \quad (2.102)$$

Де  $F_0$  – вимушуюча сила вібробудувача привантажувача, Н;

$m_p$  – маса привантажувача, кг;

$\omega$  – кутова частота коливань, рад/с.

Амплітуда прискорення привантажувача визначається як

$$a_v = A_v \omega^2 = \frac{F_0}{m_p} \quad (2.103)$$

Для оцінки інтенсивності динамічного впливу на бетонну суміш визначимо також динамічний тиск, який створюється привантажувачем на поверхню суміші. Амплітуда динамічного тиску становить

$$P_{dyn} = \frac{F_0}{S_\Sigma}, \quad (2.104)$$

де  $S_\Sigma$  – площа контакту привантажувача з бетонною сумішшю.

Оскільки кільця КС 7-3, КС 7-6 та КС 7-9 мають однакові внутрішній та зовнішній діаметри, площа контакту привантажувача з бетонною сумішшю для всіх трьох типорозмірів є однаковою та визначається як площа кільця

$$S_\Sigma = \frac{\pi}{4} (D_{зовн}^2 - D_{вн}^2), \quad (2.105)$$

Де

$$D_{зовн} = 0,84 \text{ м}, \quad D_{вн} = 0,70 \text{ м}. \quad (2.106)$$

Тоді

$$S_\Sigma = \frac{\pi}{4} (0,84^2 - 0,70^2) = 0,1693 \text{ м}^2. \quad (2.107)$$

Статичний тиск від власної ваги привантажувача дорівнює

$$P_{st} = \frac{m_p g}{S_\Sigma}, \quad (2.108)$$

а максимальний сумарний тиск на суміш у момент збігу статичної та динамічної складових

$$P_{\Sigma, \max} = \frac{m_p g + F_0}{S_{\Sigma}}. \quad (2.109)$$

Для подальших розрахунків приймаємо три варіанти маси привантажувача та параметри вібробудувача – за трьома режимами з пункту 2.8.

Таблиця 2.8 – Розрахунок вертикальних амплітуд, прискорень і тиску на бетонну суміш

Маса привантажувача, кг	Режим	$\omega$ , рад/с	$F_0$ , Н	$n$ , об/хв	$A_B$ , мм	$a_B$ , м/с <sup>2</sup>	$a_B / g$	$P_{dyn}$ , кПа	$P_{st}$ , кПа	$P_{\Sigma, \max}$ , кПа
20	1	290	2100	2769.9	1.247	105.0	10.70	12.40	1.16	13.56
20	2	250	1700	2387.3	1.360	85.0	8.66	10.04	1.16	11.20
20	3	180	1300	1718.9	2.006	65.0	6.63	7.68	1.16	8.84
35	1	290	2100	2769.9	0.831	70.0	7.14	12.40	1.74	14.14
35	2	250	1700	2387.3	0.907	56.67	5.78	10.04	1.74	11.78
35	3	180	1300	1718.9	1.338	43.33	4.42	7.68	1.74	9.42
50	1	290	2100	2769.9	0.499	42.0	4.28	12.40	2.90	15.30
50	2	250	1700	2387.3	0.544	34.0	3.47	10.04	2.90	12.94
50	3	180	1300	1718.9	0.802	26.0	2.65	7.68	2.90	10.57

Результати розрахунку показують, що вертикальна амплітуда коливань привантажувача істотно залежить від його маси та режиму роботи вібробудувача. Зі збільшенням маси привантажувача від 20 до 50 кг амплітуда зменшується, що пояснюється зростанням інерційності

системи. Найбільші амплітуди спостерігаються для привантажувача масою 20 кг, причому в режимі 3 вони досягають  $A_{\epsilon, \max} = 2,006 \text{ мм}$ .

Для привантажувача масою 50 кг максимальна амплітуда в тому самому режимі становить лише  $A_{\epsilon} = 0,802 \text{ мм}$ .

Прискорення привантажувача, навпаки, прямо пропорційне вимушуючій силі та обернено пропорційне масі. Найбільше значення прискорення має місце для маси 20 кг у режимі 1:  $a_{\epsilon, \max} = 105 \text{ м / с}^2 \approx 10,7g$ .

Зі збільшенням маси привантажувача до 50 кг це значення зменшується до  $42 \text{ м / с}^2 \approx 4,28g$ .

Амплітуда динамічного тиску на бетонну суміш у даній постановці визначається лише вимушуючою силою та площею контакту, тому для всіх типорозмірів виробів і для однієї й тієї ж сили є однаковою. Найбільший динамічний тиск спостерігається у режимі 1:  $P_{\text{dyn}, \max} = 12,40 \text{ кПа}$ ,

а найменший – у режимі 3:  $P_{\text{dyn}, \min} = 7,68 \text{ кПа}$ .

Статичний тиск від власної ваги привантажувача змінюється від  $1,16 \text{ кПа}$  для маси 20 кг до  $2,90 \text{ кПа}$  для маси 50 кг. Відповідно максимальний сумарний тиск на суміш досягає найбільшого значення для маси 50 кг у режимі 1:  $P_{\Sigma, \max} = 15,30 \text{ кПа}$ .

Легший привантажувач забезпечує більшу амплітуду вертикальних переміщень і вищі прискорення, що сприяє інтенсифікації доущільнення верхніх шарів бетонної суміші. Водночас важчий привантажувач формує більший статичний і сумарний тиск на суміш, що може бути доцільним для жорсткіших сумішей або на завершальній стадії формування. З інженерної точки зору найбільш збалансованими для подальшого аналізу є варіанти з масою привантажувача 35 кг, оскільки вони забезпечують достатній рівень прискорень і водночас формують помітний статичний притиск на суміш.

### 2.6.3 Створення тривимірної моделі вібраційної установки

Для дослідження конструктивних особливостей та уточнення компоновочних параметрів вібраційної установки було створено її тривимірну модель у системі автоматизованого проектування SolidWorks. Використання тривимірного параметричного моделювання дозволяє детально опрацювати конструкцію обладнання, оцінити взаємне розташування вузлів та елементів, а також підготувати основу для подальшого інженерного аналізу динамічних процесів і розроблення робочої документації.

Проектування установки виконувалося у вигляді ієрархічної збірки, що складається з окремих деталей та підзбірок. Основними конструктивними підсистемами моделі є: несуча рама, формувальний вузол із вібраційною формою, привантажувач із пуансоном, вузли віброзбудження та механізм розпалублення виробу. Кожна з підсистем моделювалася як окрема збірка з подальшим об'єднанням у загальну структуру машини.

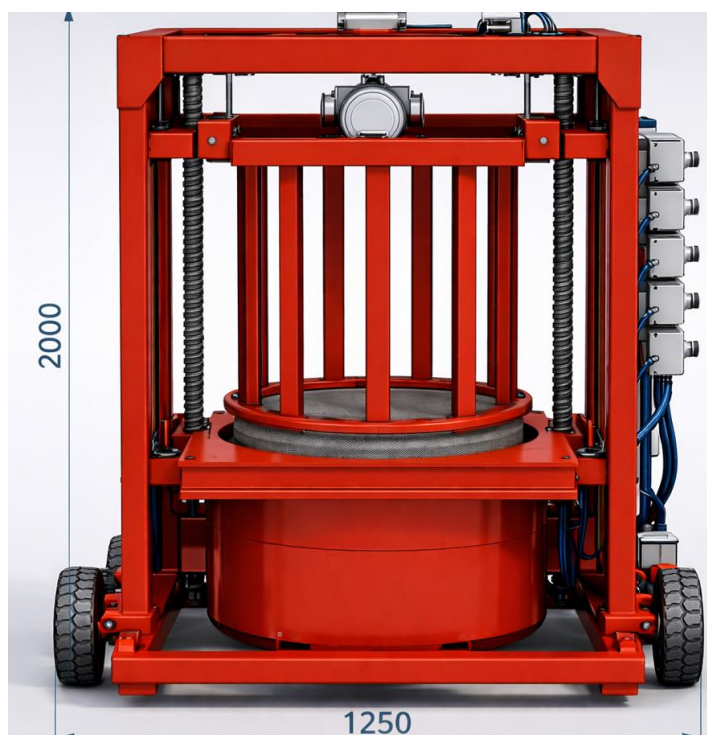


Рисунок 2.7 – 3D модель вібраційної установки

Несуча рама установки була змодельована як просторово-жорстка металева конструкція, що складається з вертикальних стійок, верхньої та нижньої поперечних балок, а також опорної основи. При побудові геометрії рами враховувалися вимоги до її жорсткості та здатності сприймати динамічні навантаження, які виникають під час роботи вібробудувачів. Загальні габаритні розміри установки, відповідно до створеної моделі, становлять приблизно 2000 мм за висотою та 1250 мм за шириною, що забезпечує достатню просторову жорсткість конструкції та зручність розміщення основних технологічних вузлів.

У центральній частині рами розташовано формувальний вузол, що включає циліндричну форму для виготовлення залізобетонних кілець. Форма складається з внутрішньої та зовнішньої оболонок, між якими формується кільцевий простір для заповнення бетонною сумішшю. У моделі передбачено можливість піднімання елементів форми відносно сформованого виробу за допомогою гвинтового механізму, що забезпечує розпалублення після завершення процесу ущільнення.

Нижня частина установки оснащена основним вібробудувачем, який у моделі розташований у центральній зоні формувального вузла. Його конструкція реалізує створення горизонтальних коливань форми, що сприяє виникненню зсувних деформацій у бетонній суміші. При моделюванні було враховано місця кріплення вібробудувача до корпусу форми, а також розташування елементів приводу та кабельних з'єднань.

У верхній частині рами розміщено вузол безінерційного привантажувача, який включає пуансон, направляючі елементи та автономний вібробудувач. Привантажувач встановлюється на вертикальних напрямних, що забезпечують його поступальний рух у вертикальному напрямку. У моделі передбачено пружні елементи та кріплення вібробудувачів, які створюють вертикальні коливання привантажувача та забезпечують додатковий динамічний вплив на бетонну суміш під час доущільнення.

Під час створення тривимірної моделі значну увагу було приділено компоновці основних вузлів та забезпеченню їх технологічної сумісності. Зокрема, було виконано перевірку можливості вільного переміщення привантажувача вздовж напрямних, узгодження розмірів формувального вузла з габаритами виробу, а також розміщення віброзбуджувачів таким чином, щоб забезпечити ефективну передачу динамічних навантажень на бетонну суміш.

Створена тривимірна модель дозволяє візуалізувати роботу установки та оцінити кінематичну схему її функціонування. Крім того, використання параметричних можливостей SolidWorks дає змогу оперативно змінювати конструктивні параметри окремих елементів, виконувати перевірку взаємодії деталей, а також використовувати модель для подальшого інженерного аналізу, зокрема дослідження напружено-деформованого стану конструкції та динаміки роботи системи.

Привантажувач у конструкції вібраційної установки виконаний у вигляді пуансона, що складається з трьох основних конструктивних елементів: нижньої робочої частини, проміжних напрямних елементів та верхньої платформи. Нижня частина привантажувача безпосередньо контактує з бетонною сумішшю у формі та передає на неї статичне і динамічне навантаження. Робоча поверхня цієї частини повторює геометрію верхнього перерізу виробу, що забезпечує рівномірний розподіл тиску по всій площі контакту з бетонною сумішшю.

Проміжні елементи конструкції виконують функцію напрямних і забезпечують стабільний вертикальний рух привантажувача відносно рами установки та формувального вузла. Завдяки наявності напрямних забезпечується точне позиціонування пуансона у процесі роботи, а також виключається можливість його перекосу під час дії динамічних навантажень від віброзбуджувача.

У верхній частині привантажувача розташована платформа, на якій встановлюється автономний віброзбуджувач. Передача коливань від

вібробуджувача до нижньої робочої частини здійснюється через жорстку конструкцію привантажувача, що забезпечує формування вертикальних коливань пуансона та їх передачу на бетонну суміш. Така конструкція дозволяє реалізувати комбінований режим ущільнення, при якому горизонтальні коливання форми поєднуються з вертикальними коливаннями привантажувача.

Основним призначенням привантажувача є забезпечення ефективного доущільнення бетонної суміші на завершальній стадії формування виробу. Під дією статичного навантаження від маси привантажувача та динамічного навантаження від автономного вібробуджувача у бетонній суміші виникають додаткові компресійні та зсувні деформації, що сприяє більш щільному укладанню зерен заповнювача та витісненню залишкового повітря.

Окрім функції доущільнення, привантажувач виконує також технологічну функцію розпалублення виробу. Після завершення процесу формування та піднімання елементів форми привантажувач працює як штовхач, який забезпечує видавлювання готового виробу з формувального простору. Це дозволяє спростити процес розпалублення, підвищити продуктивність установки та зменшити ймовірність пошкодження виробу під час його вилучення з форми.

## **2.7 Висновки з розділу 2**

1. Теоретично обґрунтовано доцільність застосування вібраційної установки, у якій основне ущільнення бетонної суміші здійснюється формою, а завершальне доущільнення верхніх шарів – безінерційним привантажувачем з автономним вібробуджувачем. Показано, що така схема є ефективною для формування залізобетонних виробів, зокрема елементів інженерних мереж.

2. Розроблено аналітичний підхід до визначення параметрів безінерційного привантажувача та встановлено ефективність комбінованого вертикально-горизонтального вібраційного впливу на

бетонну суміш. Визначено, що поєднання горизонтальних коливань форми з вертикальними коливаннями привантажувача підвищує інтенсивність ущільнення за рахунок одночасної реалізації зсувних і стискуючих деформацій.

3. Побудовано динамічну модель системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач», у якій бетонна суміш врахована як пружно-дисипативне середовище. На основі аналізу амплітудно-частотних характеристик і власних частот встановлено, що ефективність доущільнення визначається узгодженням частотних параметрів основної форми та автономного привантажувача.

4. Визначено умови раціонального режиму доущільнення бетонної суміші, які полягають у забезпеченні просторової синергії коливань, перевищенні порогового рівня динамічного впливу над внутрішнім опором середовища та реалізації квазірезонансних режимів роботи системи. На цій основі сформульовано критерії ефективності комбінованого ущільнення.

5. Отримано залежності для визначення основних параметрів робочого процесу установки: горизонтальних амплітуд коливань по висоті форми, вертикальних амплітуд привантажувача, прискорень і динамічного тиску на бетонну суміш. Це створює теоретичну основу для проектування експериментальної установки та подальшої перевірки адекватності розробленої моделі.

## **РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ЕЛЕМЕНТІВ ІНЖЕНЕРНИХ МЕРЕЖ**

### **3.1. Основні вихідні положення та задачі досліджень.**

Експериментальні дослідження є важливим етапом перевірки теоретичних положень та аналітичних залежностей, отриманих у попередніх розділах роботи. Проведення експериментів дозволяє оцінити реальні динамічні характеристики розробленої вібраційної установки, визначити ефективність запропонованого конструктивного рішення та встановити раціональні параметри її роботи при формуванні залізобетонних виробів.

Метою проведених експериментальних досліджень є визначення ефективних параметрів роботи вібраційної установки з безінерційним привантажувачем та автономним віброзбуджувачем, призначеної для формування та ущільнення залізобетонних елементів інженерних мереж, а також перевірка адекватності розроблених математичних моделей і встановлення оптимальних режимів вібраційного впливу на бетонну суміш.

Для досягнення поставленої мети було розроблено та виготовлено експериментальну лабораторну установку, конструкція якої відтворює основні функціональні вузли промислової машини для формування залізобетонних кілець. Установка включає жорстку просторову раму, вібраційну форму циліндричного типу, основний віброзбуджувач, що створює горизонтальні коливання форми, а також безінерційний привантажувач з пуансоном і автономним віброзбуджувачем, який забезпечує вертикальні коливання та додаткове доущільнення бетонної суміші.

Конструкція експериментальної установки дозволяє моделювати робочий процес формування виробів у лабораторних умовах, а також

варіювати основні параметри коливального процесу, зокрема амплітуду та частоту коливань, масу привантажувача та режим роботи вібробуджувачів. Це створює можливість дослідження впливу різних режимів вібраційного навантаження на процес ущільнення бетонної суміші та якість сформованих виробів.

У процесі експериментальних досліджень були виконані такі основні етапи:

- розроблення програми та методики проведення експериментів, визначення основних параметрів, що підлягають вимірюванню;
- підготовка експериментальної установки та вимірювального обладнання;
- вибір та встановлення засобів вимірювання динамічних параметрів коливального процесу (прискорень, переміщень, частоти коливань);
- встановлення режимів роботи вібробуджувачів та умов проведення експериментальних дослідів;
- виконання серії експериментів для різних параметрів роботи установки;
- обробка та аналіз отриманих експериментальних даних;
- порівняння результатів експериментальних досліджень з результатами теоретичних розрахунків і оцінка адекватності розробленої математичної моделі.

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

За основу прототипу та первинних досліджень було прийнято вібраційну установку для формування залізобетонних кілець розробленої в Полтавській політехніці імені Юрія Кондратюка (рисунок 3.1) [129-130]. Для створення прототипу вібраційної установки, відповідно до розробленої конструкторської документації та креслень, на підприємстві

ТОВ «Виробниче підприємство Будмеханізація» було виготовлено дослідний зразок обладнання, рисунок 3.2.



Рисунок 3.1 – Прототип лабораторної установки

Конструкція експериментальної установки розроблена таким чином, щоб забезпечити можливість формування типорозміру залізобетонних кілець стінового типу: КС 7-9.

Виготовлений дослідний зразок установки відтворює основні конструктивні та функціональні елементи промислової машини для формування залізобетонних елементів інженерних мереж. До складу установки входять просторово-жорстка металева рама, вібраційна форма циліндричного типу, основний віброзбуджувач, що створює горизонтальні коливання форми, а також безінерційний привантажувач з пуансоном та автономним віброзбуджувачем, який формує вертикальні коливання і забезпечує доущільнення бетонної суміші.

У виробничих умовах було проведено серію випробувань дослідного зразка установки з метою перевірки його працездатності, надійності функціонування та відповідності технологічних параметрів процесу

формування заданим вимогам. Під час проведення випробувань особливу увагу приділяли стабільності роботи вібробуджувачів, характеру коливального процесу, взаємодії робочих органів установки з бетонною сумішшю, а також якості сформованих залізобетонних виробів.

Технічна характеристика лабораторної вібраційної установки наведена в таблиці 3.1.



Рисунок 3.2 – Вібраційна установка з привантажувачем

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика лабораторної вібраційної установки та привантажувача

№	Параметри	Одиниці виміру	Значення
<b>Вібраційна установка</b>			
1.	Вантажопідйомність	кг	400
4.	Вібробуджувач для створення горизонтальних коливань	KENTAVR MB-750E	
	– вимушуюча сила	кН	10
	– потужність	кВт	0.750
	– частота обертання	об/хв	2840
6.	Габаритні розміри установки:		
	– довжина	мм	1250
	– ширина	мм	1250
	– висота	мм	2000
7.	Маса установки	кг	220
<b>Привантажувач</b>			
8.	Вібробуджувач для створення вертикальних коливань	HONKER ZW-2.5	
	– вимушуюча сила	кН	2,1 / 1.7 / 1.3
	– потужність	кВт	0.250
	– частота обертання	об/хв	2840 / 2300 / 1700
	Маса привантажувача	кг	20 / 30 / 50

### **3.3. Аналіз режимів ущільнення сумішей лабораторної вібраційної установки та привантажувача з використанням методу планування експерименту**

Методика планування експериментальних досліджень передбачала послідовне виконання комплексу дослідів, спрямованих на встановлення впливу параметрів роботи безінерційного привантажувача з автономним вібробуджувачем на процес ущільнення бетонної суміші під час формування залізобетонного кільцевого виробу. Основна увага приділялася дослідженню впливу маси привантажувача та частоти роботи вібробуджувача на характер передавання коливань бетонній суміші, рівномірність ущільнення по висоті форми та стабільність формувального процесу.

Проведення експериментів здійснювалося на лабораторній вібраційній установці, яка забезпечувала роботу основної віброформи та додаткового привантажувача. Основний вібробуджувач створював коливальний вплив на форму, а автономний вібробуджувач привантажувача забезпечував додаткове динамічне навантаження на верхню зону бетонної суміші. Така схема дала змогу дослідити комбінований процес ущільнення, за якого бетонна суміш одночасно зазнавала впливу від віброформи та від привантажувача.

Як керовані фактори експерименту приймалися маса привантажувача та кутова частота обертання дебалансів вібробуджувача. Маса привантажувача встановлювалася на трьох рівнях: 20, 35 і 50 кг. Кутова частота обертання дебалансів також змінювалася на трьох рівнях: 180, 250 і 290 рад/с. Поєднання зазначених параметрів дало можливість сформувати повний план експериментальних досліджень, який охоплював основні режими роботи установки та дозволяв порівняти ефективність ущільнення при різних співвідношеннях масових і частотних параметрів.

Перед початком кожного дослідження виконувалася підготовка вібраційної установки, форми та вимірювального обладнання. Перевірялася надійність кріплення елементів віброформи, справність основного вібробудувача і автономного вібробудувача привантажувача, правильність встановлення змінних вантажів, а також готовність засобів реєстрації коливальних параметрів. Після цього форма встановлювалася у робоче положення, а її внутрішні поверхні підготовлювалися до заповнення бетонною сумішшю.

Послідовність виконання основних технологічних операцій під час експериментального формування виробу наведено на рисунку 3.4. Описаний порядок проведення дослідів забезпечував однакові умови для всіх режимів роботи установки та давав змогу порівнювати отримані результати між собою.

Першим етапом проведення дослідження було наповнення форми бетонною сумішшю. Суміш подавалася у формувальний простір рівномірно, з контролем заповнення по всьому кільцевому перерізу виробу. При цьому особлива увага приділялася тому, щоб не допустити утворення локальних незаповнених зон, оскільки це могло б вплинути на характер ущільнення та достовірність отриманих результатів.

Після заповнення форми на верхню частину бетонної суміші встановлювався вібраційний привантажувач. Його положення вирівнювалося відносно осі виробу, щоб забезпечити рівномірне передавання додаткового тиску на суміш. Далі задавався необхідний режим роботи: встановлювалася відповідна маса привантажувача та частота обертання дебалансів. Після цього вмикався основний вібробудувач форми, а потім автономний вібробудувач привантажувача. У процесі ущільнення реєструвалися параметри коливань, зокрема амплітуда коливань у контрольних точках по висоті форми.



а)



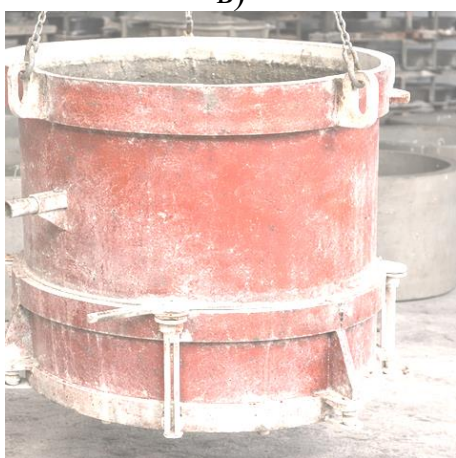
б)



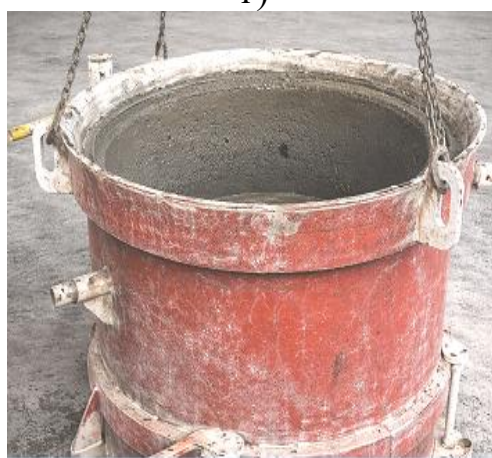
в)



г)



д)



е)

Рисунок 3.4 – Етапи формування виробу

а) наповнення форми бетонною сумішшю, б) встановлення вібраційного привантажувача та вібраційне ущільнення основним вібробуджувачем та привантажувачем, в) захват вібоформи, г) розупалублення форми з виробом від вібраційного сердечника, д) переміщення виробу, е) розупалублення

Після завершення вібраційного ущільнення здійснювався захват віброформи піднімальним пристроєм. На цьому етапі перевірялася стабільність сформованого виробу та відсутність порушення його геометрії. Далі виконувалося розпалублення форми з виробом від вібраційного сердечника. Ця операція була важливою для оцінювання якості ущільнення, оскільки після відокремлення форми можна було візуально визначити стан поверхні виробу, наявність раковин, пористості або зон недостатнього ущільнення.

Наступним етапом було переміщення сформованого виробу разом із нижнім кільцем у зону витримування або подальшого контролю. Після переміщення здійснювалося остаточне розпалублення, під час якого виріб звільнявся від формувальних елементів. На завершальному етапі проводився огляд поверхні виробу, перевірялася цілісність кромek, рівномірність структури та відсутність видимих дефектів, що могли виникнути внаслідок недостатнього або нерівномірного ущільнення.



Рисунок 3.5 – Підйом форми



Рисунок 3.6 – Переміщення форми разом з виробом та нижнім кільцем

Для створення додаткової маси привантажувача в дослідженнях використовувалися вантажі різної маси (рисунок 3.7).



Рисунок 3.7 – Встановлення додаткової маси на привантажувач

За результатами експериментальних вимірювань, наведених у таблиці 3.2, встановлено характер зміни горизонтальної амплітуди коливань по висоті форми при ущільненні бетонного виробу КС 7-9 висотою 0,89 м за умови використання привантажувача масою 20 кг. Вимірювання виконувалися для трьох режимів роботи вібробуджувача з

кутовими частотами 290, 250 і 180 рад/с. Для кожної точки по висоті форми було проведено три виміри, після чого визначено середнє значення амплітуди.

Аналіз даних таблиці 3.2 показує, що для всіх режимів роботи спостерігається поступове зростання середньої горизонтальної амплітуди від нижньої частини форми до верхньої. При режимі 1 з кутовою частотою 290 рад/с середня амплітуда збільшується від 0,141 мм у нижньому перерізі форми до 0,172 мм на висоті 0,89 м. При режимі 2 з частотою 250 рад/с амплітуда змінюється від 0,143 до 0,179 мм, а при режимі 3 з частотою 180 рад/с – від 0,150 до 0,185 мм.

Отримані результати свідчать, що при масі привантажувача 20 кг найбільші значення горизонтальної амплітуди спостерігаються у верхній зоні виробу. Це є позитивним з точки зору доуцільнення бетонної суміші, оскільки саме верхня частина кільцевих залізобетонних виробів зазвичай є найбільш проблемною щодо забезпечення рівномірної щільності. Водночас найвищі середні значення амплітуди отримано при режимі 3, тобто за меншої кутової частоти обертання дебалансів вібробуджувача.

За результатами експериментальних вимірювань, наведених у таблиці 3.3, встановлено, що при масі привантажувача 35 кг горизонтальна амплітуда коливань форми поступово зростає по висоті виробу. Для режиму з кутовою частотою 290 рад/с середня амплітуда збільшується від 0,146 мм у нижній частині форми до 0,175 мм у верхній зоні. При частоті 250 рад/с вона змінюється від 0,160 до 0,192 мм, а при частоті 180 рад/с – від 0,169 до 0,194 мм. Це свідчить про те, що верхня частина форми зазнає більш інтенсивного коливального впливу, а зменшення частоти роботи вібробуджувача в досліджуваному діапазоні супроводжується деяким збільшенням горизонтальних амплітуд.

На рисунках 3.8–3.10 наведено віброграми горизонтальних коливань форми при масі привантажувача 20 кг для трьох режимів роботи вібробуджувача. Аналіз віброграм показує, що коливальний процес має

сталий характер, без різких зривів амплітуди або порушення періодичності. При цьому для всіх режимів спостерігається закономірне збільшення амплітуди у напрямку від нижньої частини форми до верхньої. Найменші значення амплітуд відповідають режиму з частотою 46 Гц, а найбільші – режиму з частотою 28,5 Гц, що узгоджується з результатами табличних вимірювань.

Рисунок 3.11 узагальнює зміну середньої амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми при масі привантажувача 20 кг. Із графіка видно, що для всіх трьох частотних режимів залежність має зростаючий характер. Найінтенсивніше зростання амплітуди спостерігається у верхній зоні виробу, що є важливим з погляду доущільнення бетонної суміші, оскільки саме верхня частина кільцевого виробу є найбільш схильною до утворення зон недостатнього ущільнення.

На рисунку 3.12 подано зміну середньої амплітуди горизонтальних коливань при масі привантажувача 35 кг. Порівняно з режимом 20 кг, характер зміни амплітуди по висоті залишається подібним, проте абсолютні значення коливань дещо змінюються. Це пояснюється збільшенням маси привантажувача, яка впливає на динамічну взаємодію системи «форма – бетонна суміш – привантажувач» та частково змінює умови передавання коливань.

Таблиця 3.2 – Результати експериментальних вимірів амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми при ущільненні бетонного виробу КС 7-9 Н=0.89 м з масою привантажувача 20кг

№ дослідю	(z), м	20 кг, режим 1(290 рад/с)			20 кг, режим 2(250 рад/с)			20 кг, режим 3(180 рад/с)					
		1	2	3	Середнє	1	2	3	Середнє	1	2	3	Середнє
А,мм	0.00	0,139	0,144	0,140	0,141	0,145	0,141	0,143	0,143	0,151	0,148	0,151	0,150
	0.10	0,146	0,142	0,144	0,144	0,144	0,148	0,146	0,146	0,156	0,151	0,152	0,153
	0.20	0,150	0,146	0,151	0,149	0,154	0,151	0,151	0,152	0,157	0,160	0,157	0,158
	0.30	0,154	0,151	0,151	0,152	0,152	0,156	0,154	0,154	0,163	0,159	0,161	0,161
	0.40	0,156	0,160	0,155	0,157	0,161	0,157	0,159	0,159	0,161	0,165	0,163	0,163
	0.50	0,162	0,158	0,160	0,160	0,162	0,165	0,162	0,163	0,171	0,167	0,169	0,169
	0.60	0,163	0,166	0,163	0,164	0,168	0,164	0,166	0,166	0,174	0,171	0,171	0,172
	0.70	0,169	0,165	0,167	0,167	0,167	0,170	0,167	0,168	0,177	0,174	0,177	0,176
	0.80	0,167	0,171	0,169	0,169	0,177	0,173	0,175	0,175	0,178	0,182	0,180	0,180
0.89	0,174	0,171	0,171	0,172	0,181	0,176	0,180	0,179	0,184	0,188	0,183	0,185	

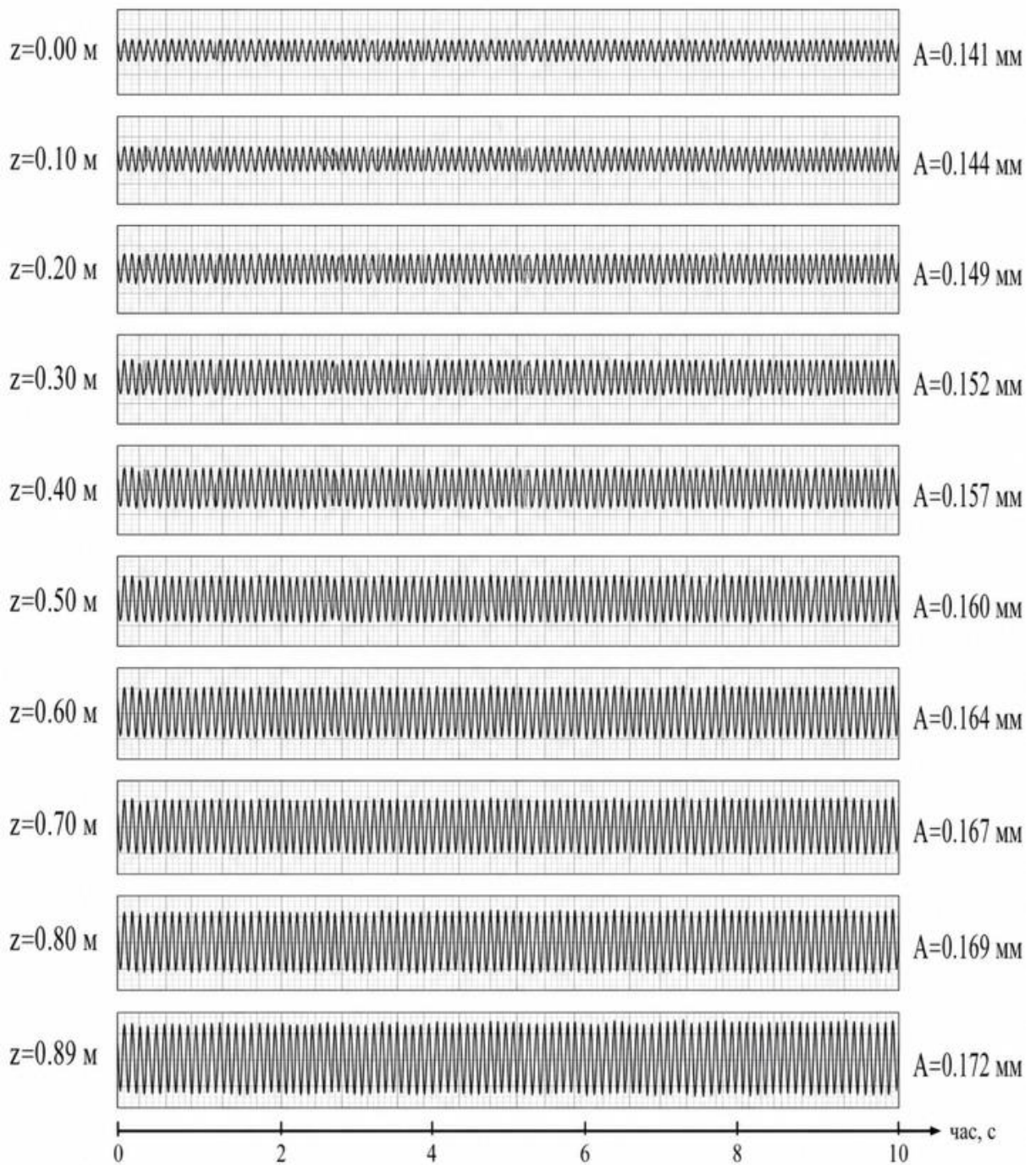


Рисунок 3.8 – Віброграми амплітуд горизонтальних коливань форми по висоті виробу КС 7-9 при масі привантажувача 20 кг та частоті коливань 46 Гц

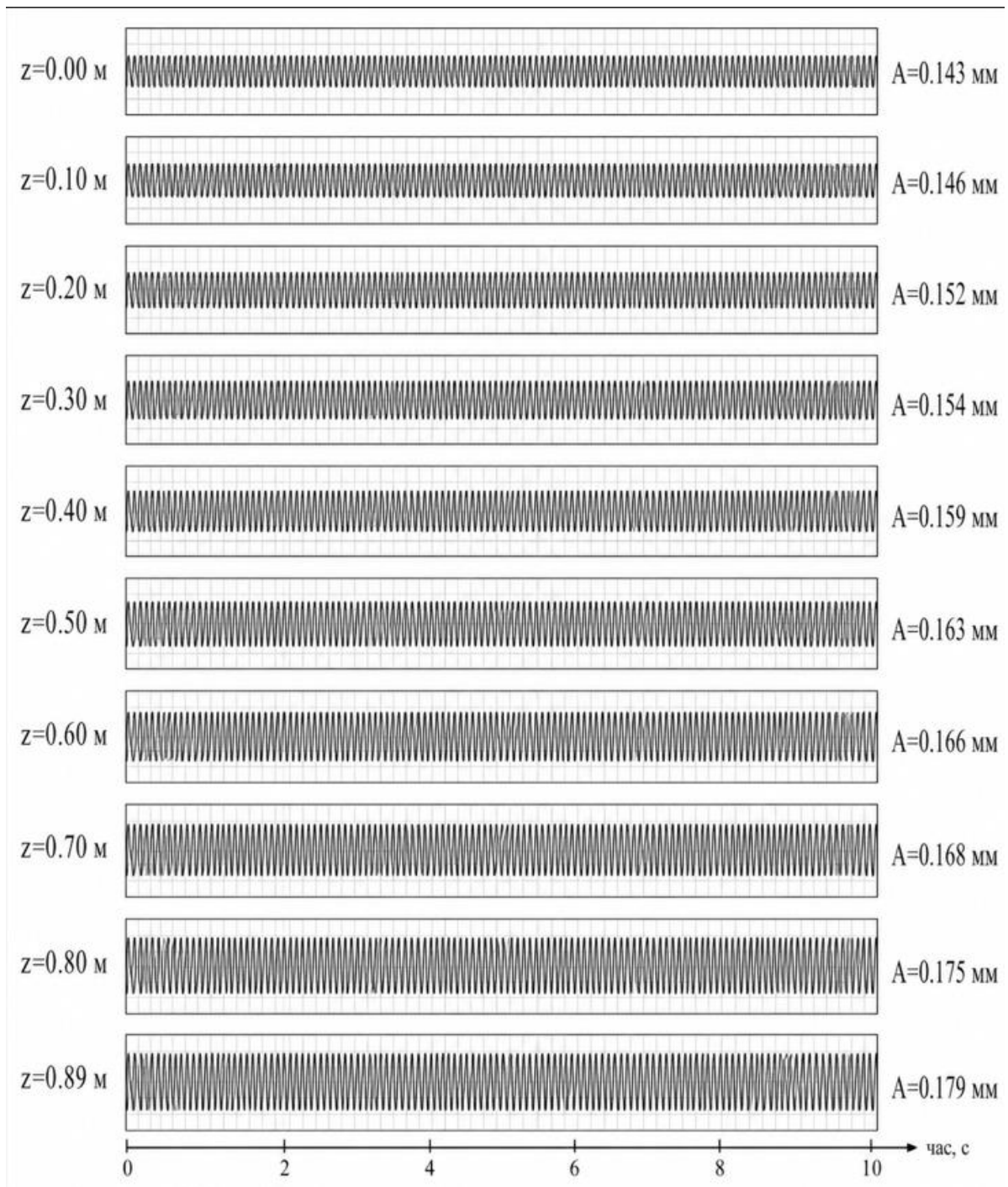


Рисунок 3.9 – Віброграми амплітуд горизонтальних коливань форми по висоті виробу КС 7-9 при масі привантажувача 20 кг та частоті коливань 38,9 Гц

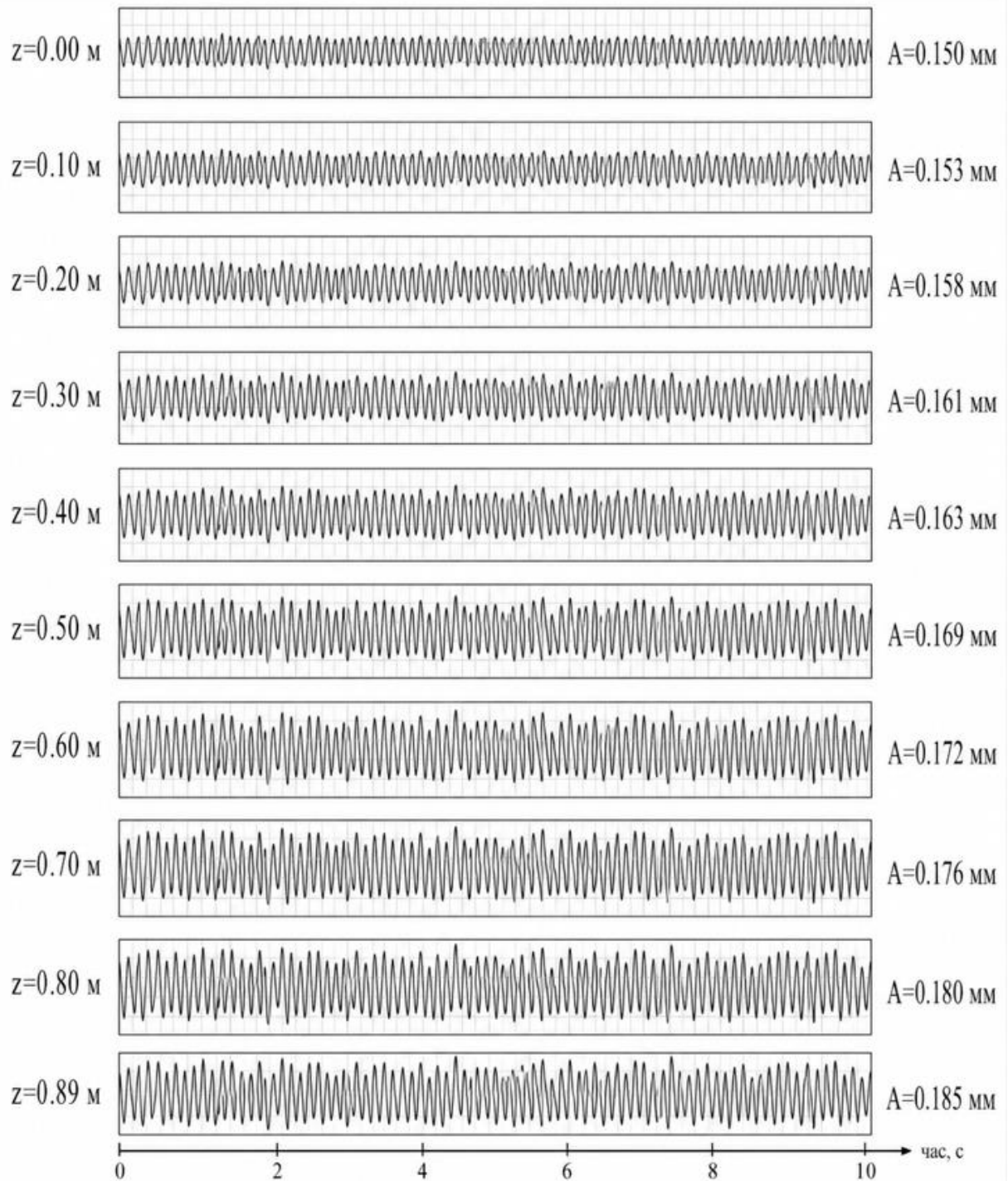


Рисунок 3.10 – Віброграми амплітуд горизонтальних коливань форми по висоті виробу КС 7-9 при масі привантажувача 20 кг та частоті коливань 28,5 Гц

У таблиці 3.4 наведено результати експериментальних вимірювань для маси привантажувача 50 кг. Порівняно з масами 20 і 35 кг, середні значення горизонтальних амплітуд є дещо нижчими. Так, при частоті 290 рад/с амплітуда змінюється від 0,141 до 0,173 мм, при 250 рад/с – від 0,143

до 0,178 мм, а при 180 рад/с – від 0,148 до 0,185 мм. Отже, збільшення маси привантажувача до 50 кг приводить до певного зменшення горизонтальної амплітуди, що пов'язано зі зростанням інерційності системи та демпфуванням коливального процесу.

Рисунки 3.13–3.15 відображають віброграми горизонтальних коливань форми при масі привантажувача 35 кг. Отримані залежності підтверджують стабільність роботи установки в усіх досліджуваних режимах. Коливання мають рівномірний періодичний характер, а амплітуди залишаються в межах, достатніх для передавання енергії бетонній суміші. Найбільші амплітуди зафіксовано у верхніх точках вимірювання, що підтверджує доцільність застосування привантажувача для підсилення ущільнення верхньої частини виробу.

На рисунках 3.16–3.18 наведено віброграми горизонтальних коливань форми при збільшеній масі привантажувача. Їх аналіз показує, що збільшення маси до 50 кг зменшує амплітуду коливань, але не порушує загальної стабільності процесу. Коливання залишаються регулярними, що свідчить про працездатність установки при підвищеному навантаженні. Разом із тим надмірне збільшення маси привантажувача може знижувати інтенсивність коливального впливу, тому вибір його маси повинен здійснюватися з урахуванням необхідного рівня доущільнення.

Рисунок 3.19 ілюструє зміну середньої амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми при масі привантажувача 50 кг. Характер залежностей свідчить про поступове зростання амплітуди від нижньої частини виробу до верхньої, проте значення амплітуд є нижчими, ніж при меншій масі привантажувача. Це підтверджує, що маса привантажувача є одним із визначальних параметрів, який впливає на інтенсивність коливального процесу та повинен оптимізуватися залежно від жорсткості бетонної суміші й необхідної якості ущільнення.

У таблиці 3.5 наведено результати вимірювання вертикальних амплітуд коливань без привантажувача та з привантажувачем різної маси.

Без привантажувача вертикальні амплітуди є незначними і становлять у середньому 0,106–0,118 мм. Після встановлення привантажувача амплітуди суттєво зростають. Найбільші значення отримано при масі 20 кг: від 1,107 до 1,702 мм залежно від режиму роботи. При масі 35 кг амплітуди зменшуються до 0,751–1,120 мм, а при масі 50 кг – до 0,522–0,870 мм. Це підтверджує, що привантажувач істотно інтенсифікує вертикальний вплив на бетонну суміш, однак зі збільшенням його маси амплітуда вертикальних коливань знижується.

Рисунок 3.20 відображає порівняння експериментальних і теоретичних значень вертикальних амплітуд при ущільненні виробу КС 7-9. Загальний характер зміни теоретичних і експериментальних даних збігається: зі збільшенням маси привантажувача вертикальна амплітуда зменшується, а зміна частотного режиму істотно впливає на її величину. Незначні розбіжності між розрахунковими й експериментальними значеннями пояснюються реальними умовами роботи установки, неоднорідністю бетонної суміші, впливом демпфування та спрощеннями, прийнятими під час побудови теоретичної моделі. У цілому отримані результати підтверджують адекватність розрахункових залежностей і можливість їх використання для попереднього вибору параметрів привантажувача.

Таблиця 3.3 – Результати експериментальних вимірів амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми при ущільненні бетонного виробу КС 7-9 Н=0.89 м з масою привантажувача 35кг

С	(z), м	35 кг, режим 1(290 рад/с)				35 кг, режим 2(250 рад/с)				35 кг, режим 3(180 рад/с)			
		1	2	3	Середнє	1	2	3	Середнє	1	2	3	Середнє
А, мм	0.0	0,144	0,149	0,145	0.146	0,161	0,158	0,161	0.160	0,167	0,171	0,169	0.169
	0.10	0,153	0,148	0,149	0.150	0,162	0,166	0,164	0.164	0,172	0,168	0,170	0.170
	0.20	0,152	0,157	0,153	0.154	0,170	0,166	0,168	0.168	0,169	0,174	0,173	0.174
	0.30	0,159	0,155	0,157	0.157	0,169	0,174	0,173	0.172	0,179	0,174	0,175	0.176
	0.40	0,162	0,157	0,158	0.159	0,177	0,173	0,175	0.175	0,177	0,182	0,178	0.179
	0.50	0,160	0,165	0,161	0.162	0,174	0,179	0,175	0.176	0,183	0,179	0,181	0.181
	0.60	0,168	0,163	0,164	0.165	0,180	0,176	0,178	0.178	0,181	0,186	0,182	0.183
	0.70	0,171	0,167	0,169	0.169	0,184	0,180	0,182	0.182	0,190	0,185	0,186	0.187
	0.80	0,170	0,175	0,171	0.172	0,188	0,184	0,186	0.186	0,188	0,192	0,187	0.189
0.89	0,178	0,173	0,174	0.175	0,190	0,195	0,191	0.192	0,196	0,192	0,194	0.194	

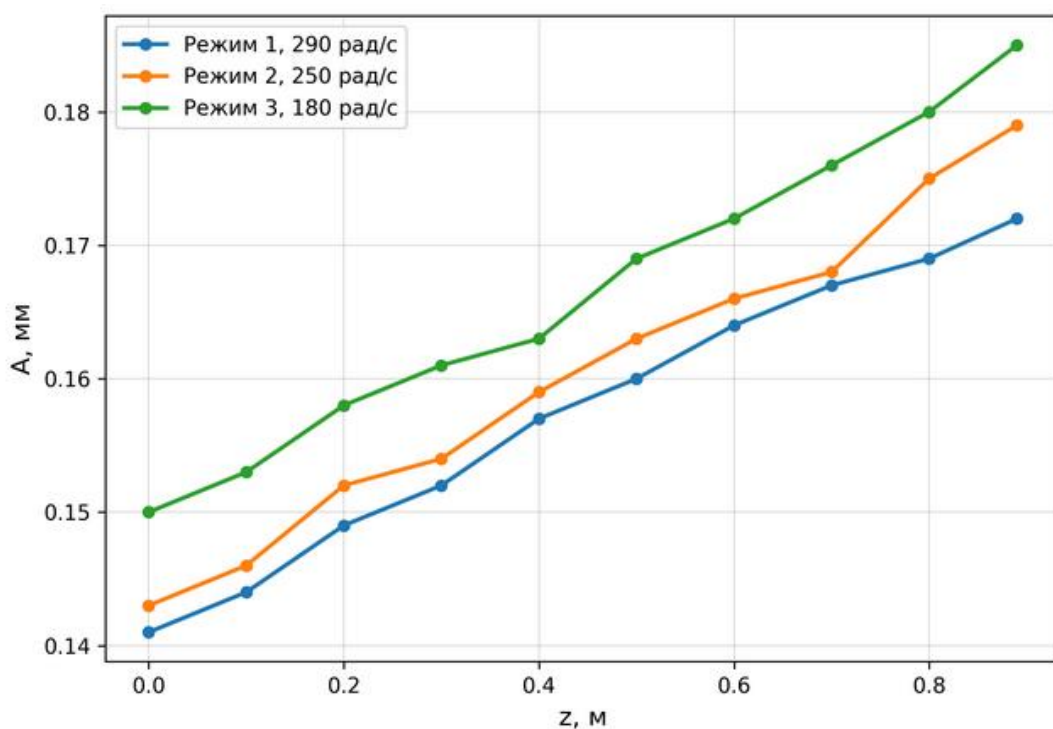


Рисунок 3.11 – Зміна середньої амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми КС 7-9 при масі привантажувача 20 кг для різних режимів роботи вібробудувача

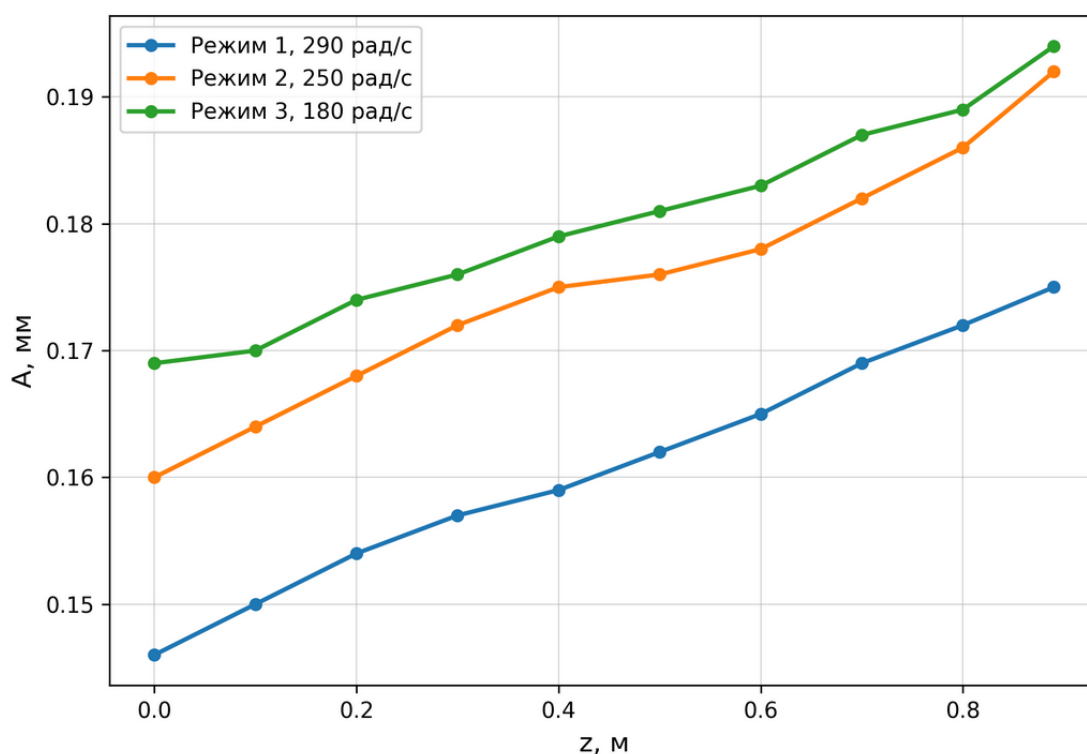


Рисунок 3.12 – Зміна середньої амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми КС 7-9 при масі привантажувача 35 кг для різних режимів роботи вібробудувача.

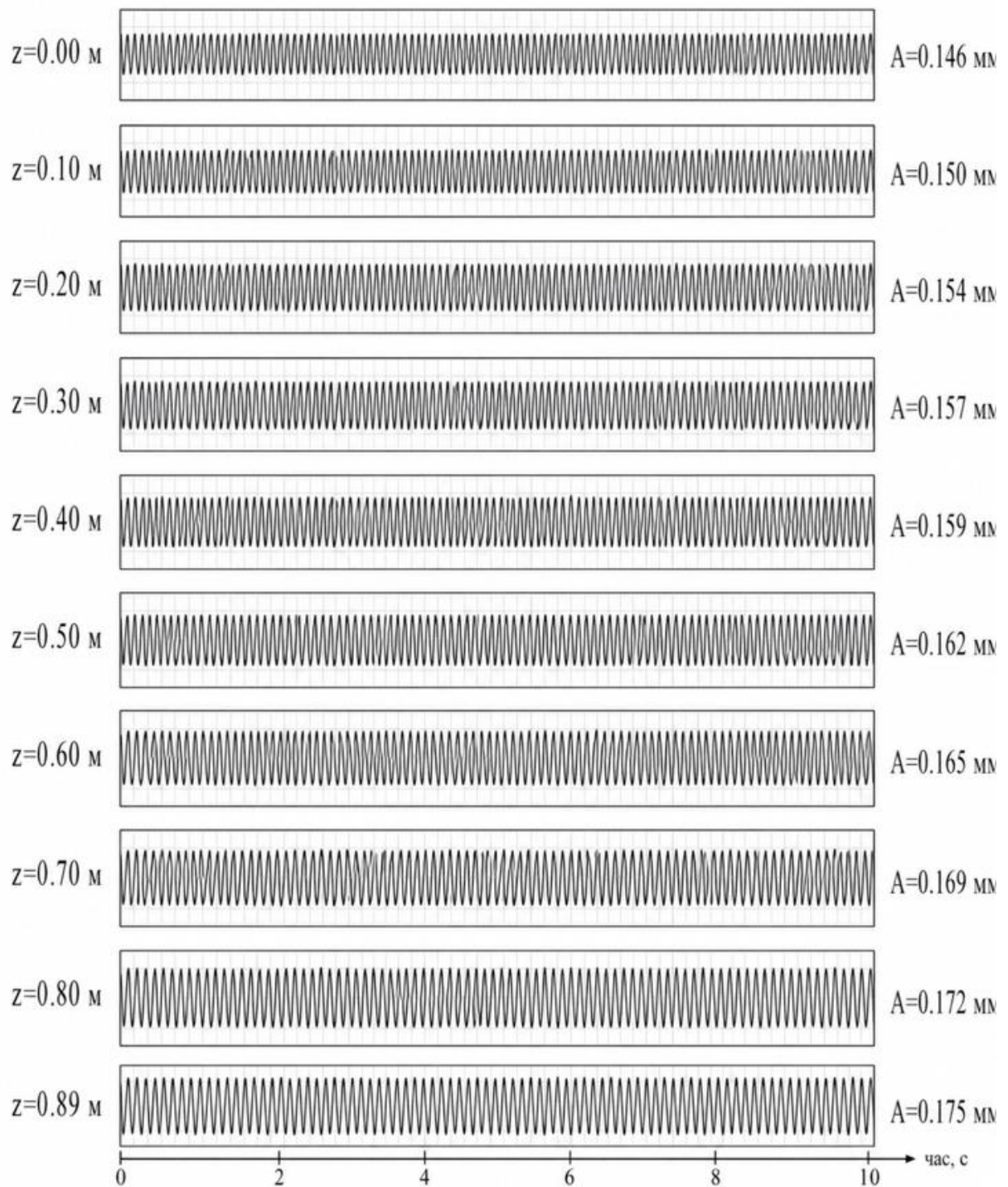


Рисунок 3.13 – Віброграми амплітуд горизонтальних коливань форми по висоті виробу КС 7-9 при масі привантажувача 35 кг та частоті коливань 46 Гц

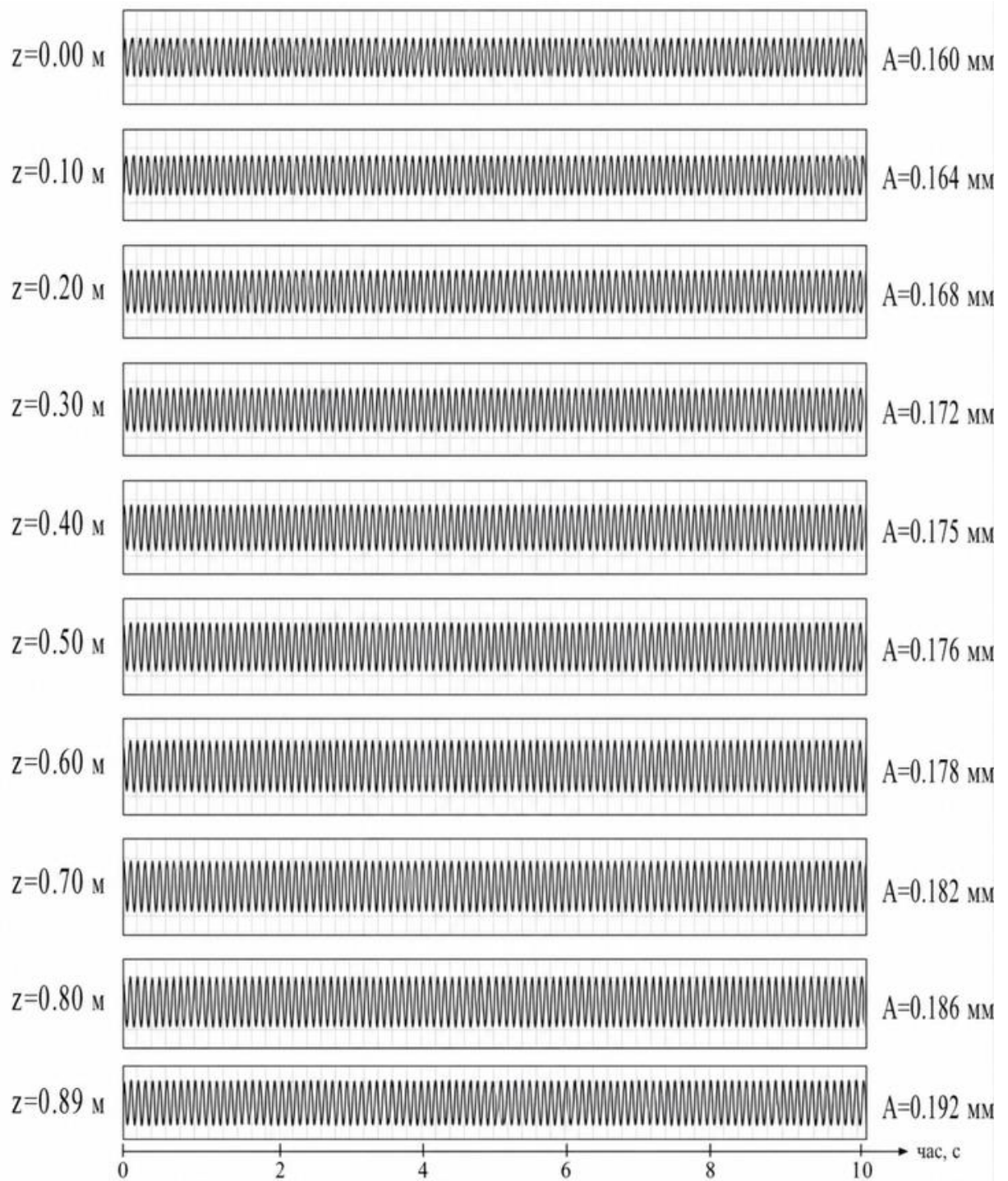


Рисунок 3.14 – Віброграми амплітуд горизонтальних коливань форми по висоті виробу КС 7-9 при масі привантажувача 35 кг та частоті коливань 38,9 Гц

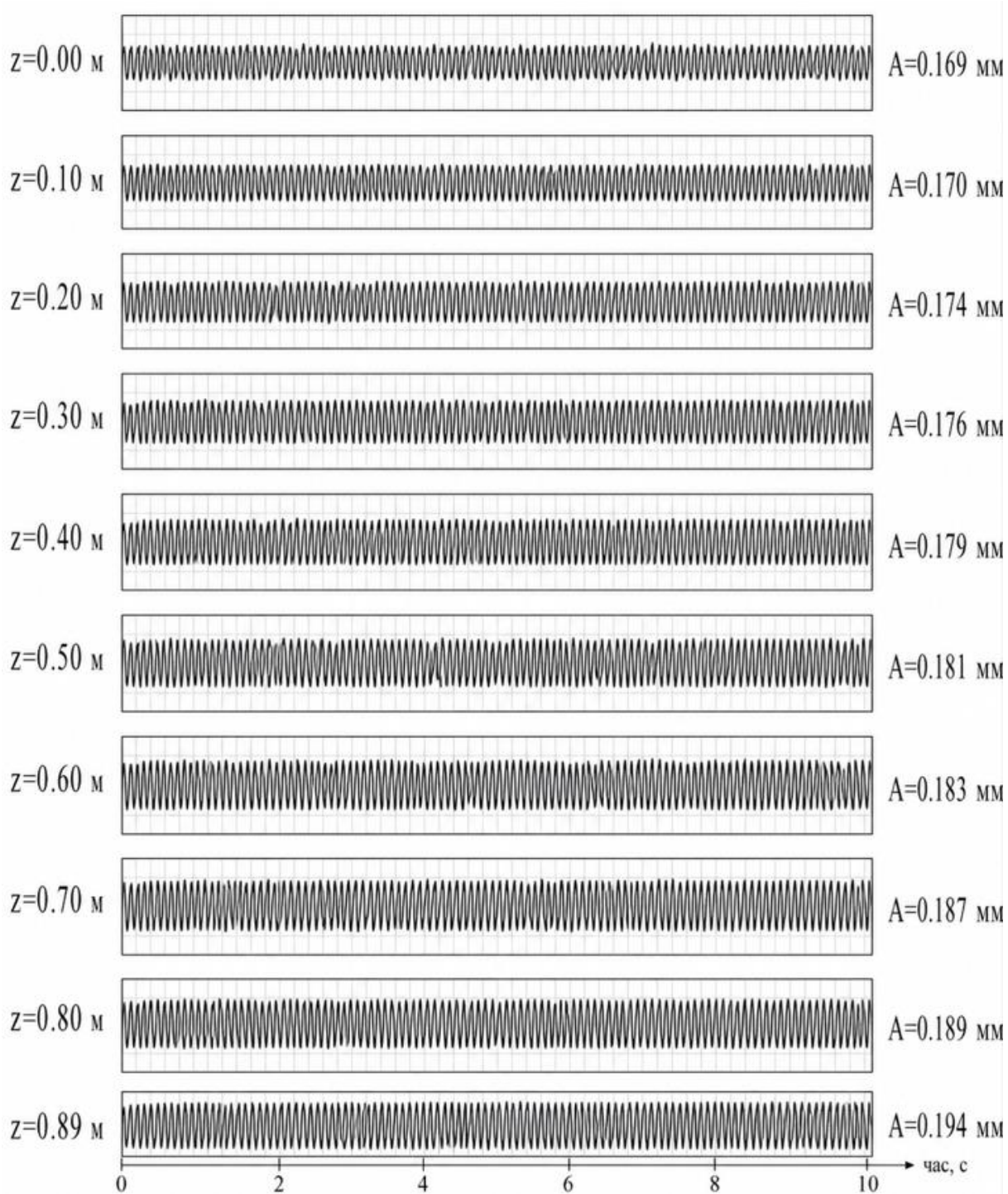


Рисунок 3.15 – Віброграми амплітуд горизонтальних коливань форми по висоті виробу КС 7-9 при масі привантажувача 35 кг та частоті коливань 28,5 Гц

Таблиця 3.4 – Результати експериментальних вимірів амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми при ущільненні бетонного виробу КС 7-9 Н=0.89 м з масою привантажувача 50кг

№ дослідю	(z), м	50 кг, режим 1(290 рад/с)			50 кг, режим 2(250 рад/с)			50 кг, режим 3(180 рад/с)				
		1	2	Середнє	1	2	3	Середнє	1	2	3	Середнє
А,мм	0.00	0,139	0,144	0,141	0,145	0,141	0,143	0,143	0,150	0,146	0,148	0,148
	0.10	0,145	0,141	0,143	0,145	0,149	0,147	0,147	0,153	0,149	0,151	0,151
	0.20	0,148	0,145	0,147	0,151	0,147	0,149	0,149	0,155	0,160	0,156	0,157
	0.30	0,151	0,147	0,149	0,150	0,155	0,151	0,152	0,165	0,161	0,163	0,163
	0.40	0,150	0,155	0,152	0,156	0,152	0,154	0,154	0,167	0,172	0,168	0,169
	0.50	0,157	0,153	0,155	0,156	0,161	0,157	0,158	0,176	0,172	0,174	0,174
	0.60	0,157	0,162	0,159	0,164	0,160	0,162	0,162	0,176	0,181	0,177	0,178
	0.70	0,165	0,161	0,163	0,166	0,171	0,167	0,168	0,184	0,180	0,182	0,182
	0.80	0,166	0,171	0,168	0,176	0,172	0,174	0,174	0,181	0,185	0,183	0,183
	0.89	0,175	0,171	0,173	0,176	0,181	0,177	0,178	0,187	0,183	0,185	0,185

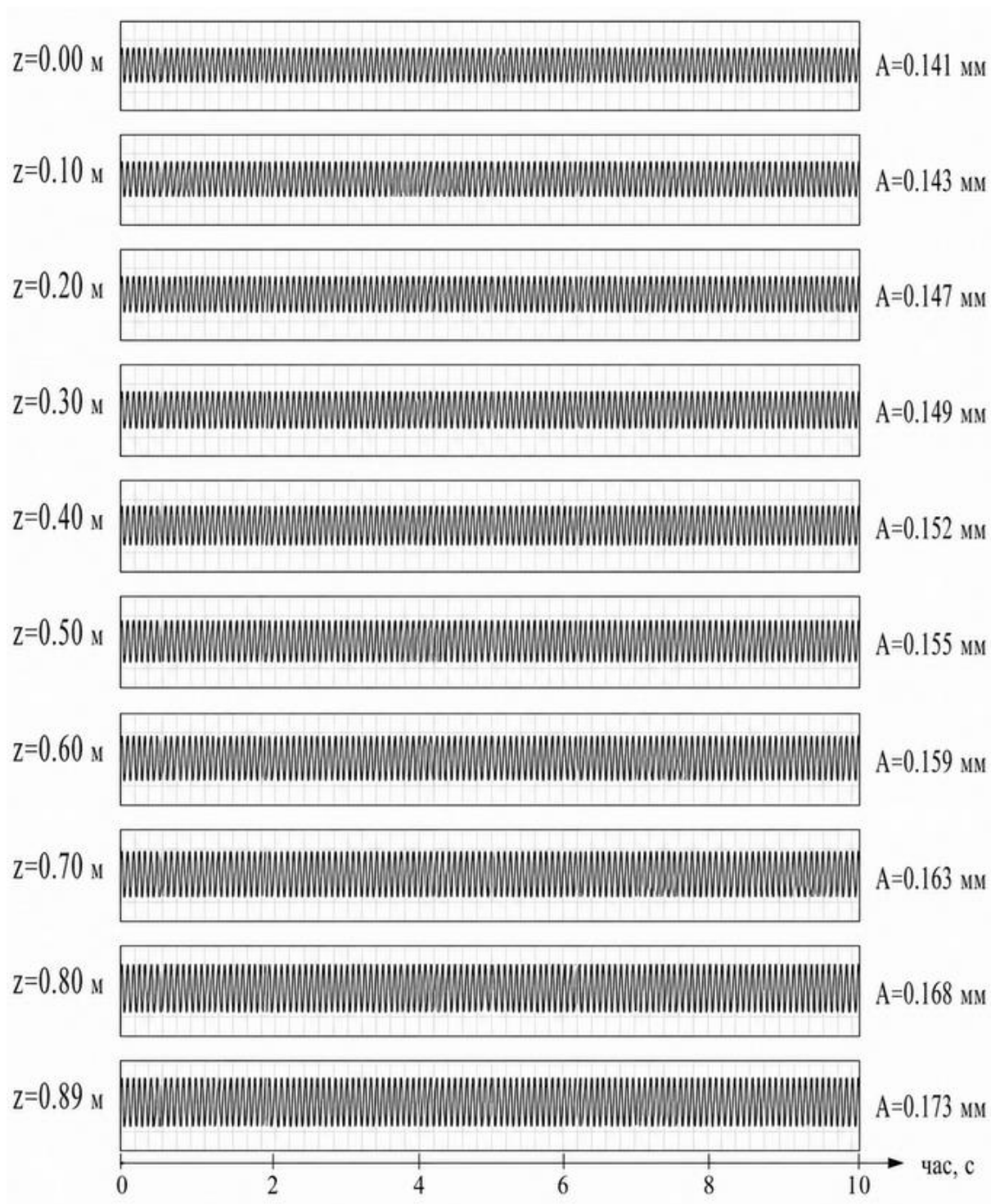


Рисунок 3.16 – Віброграми амплітуд горизонтальних коливань форми по висоті виробу КС 7-9 при масі привантажувача 50 кг та частоті коливань 46 Гц

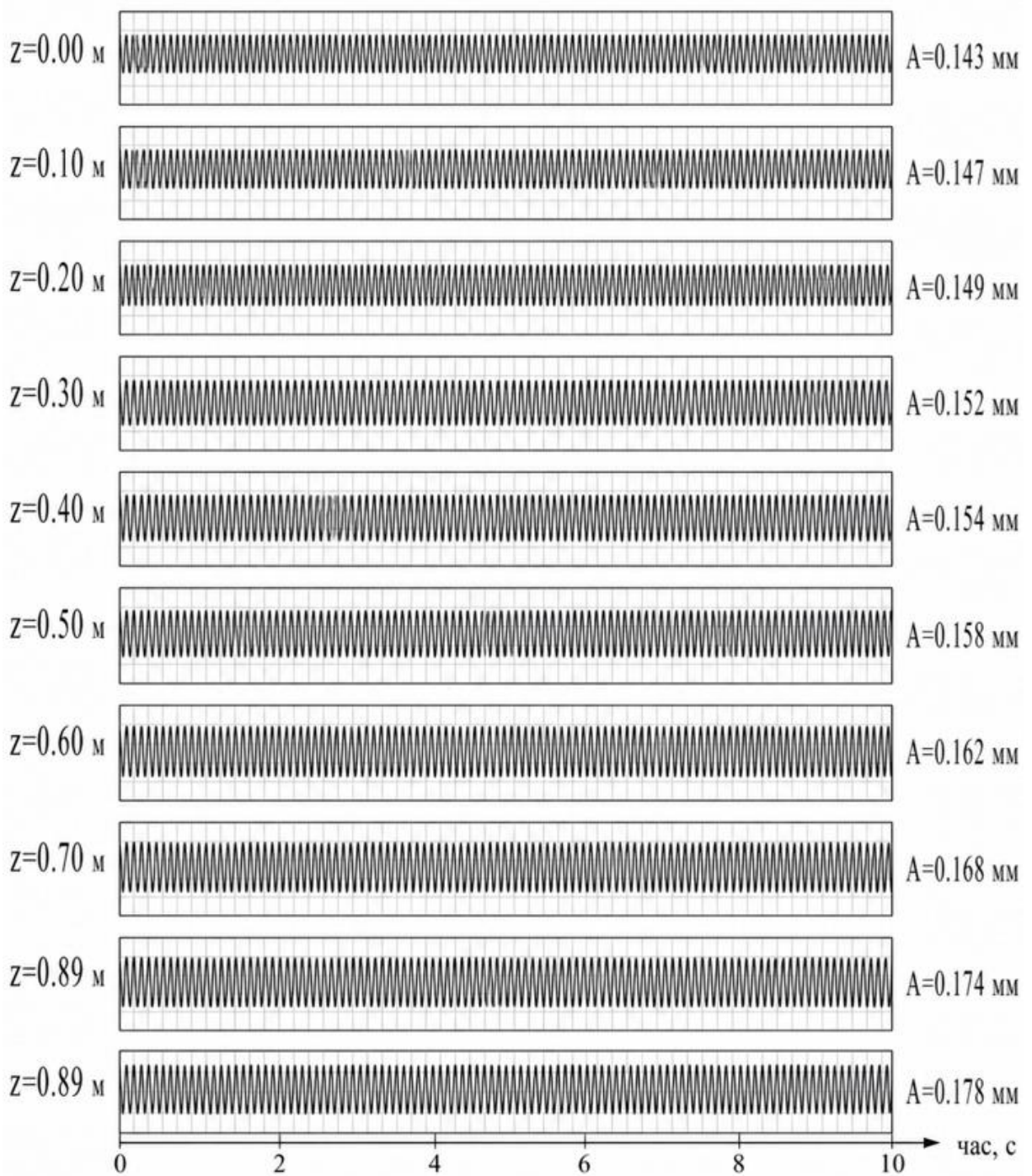


Рисунок 3.17 – Віброграми амплітуд горизонтальних коливань форми по висоті виробу КС 7-9 при масі привантажувача 50 кг та частоті коливань 38,9 Гц

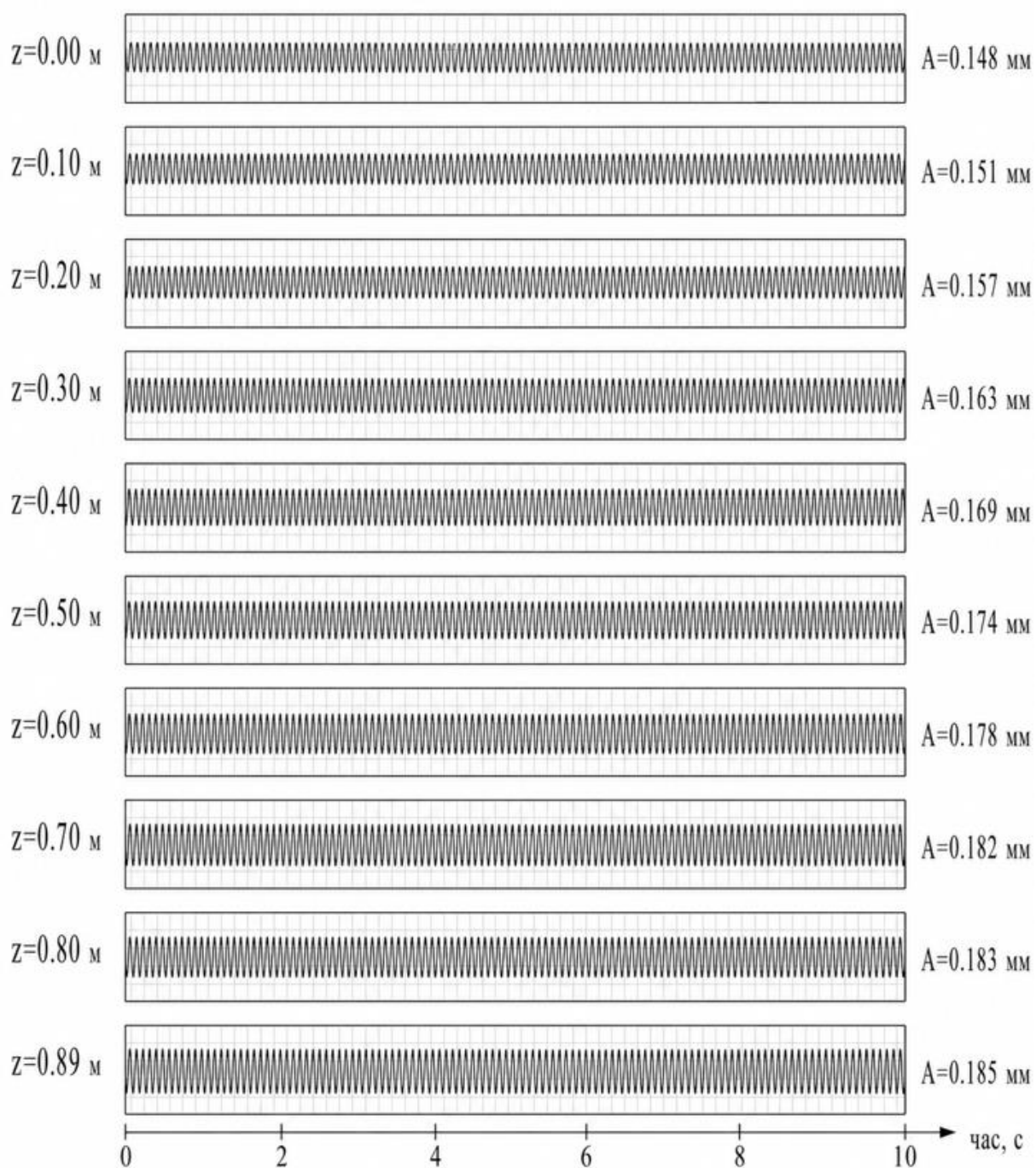


Рисунок 3.18 – Віброграми амплітуд горизонтальних коливань форми по висоті виробу КС 7-9 при масі привантажувача 50 кг та частоті коливань 28,5 Гц

Таблиця 3.5 – Результати експериментальних вимірів вертикальних амплітуд (А, мм), при ущільненні бетонного виробу КС 7-9 Н=0.89 м

		Без привантажувача			З привантажувачем									
		режим 1(290 рад/с)	режим 2(250 рад/с)	режим 3(180 рад/с)	20 кг, режим 1(290 рад/с)	20 кг, режим 2(250 рад/с)	20 кг, режим 3(180 рад/с)	35 кг, режим 1(290 рад/с)	35 кг, режим 2(250 рад/с)	35 кг, режим 3(180 рад/с)	50 кг, режим 1(290 рад/с)	50 кг, режим 2(250 рад/с)	50 кг, режим 3(180 рад/с)	
А,мм	Експеримен- тальне	1	0,112	0,121	0,118	1,083	1,386	1,664	0,735	0,842	1,093	0,510	0,607	0,851
		2	0,110	0,116	0,120	1,113	1,423	1,709	0,752	0,871	1,126	0,523	0,629	0,872
		3	0,097	0,107	0,118	1,125	1,451	1,733	0,766	0,885	1,141	0,533	0,636	0,887
	Середнє	0,106	0,114	0,118	1,107	1,420	1,702	0,751	0,866	1,120	0,522	0,624	0,870	
	Теоретичне	-//-			1,247	1,360	2,006	0,831	0,907	1,338	0,499	0,544	0,802	

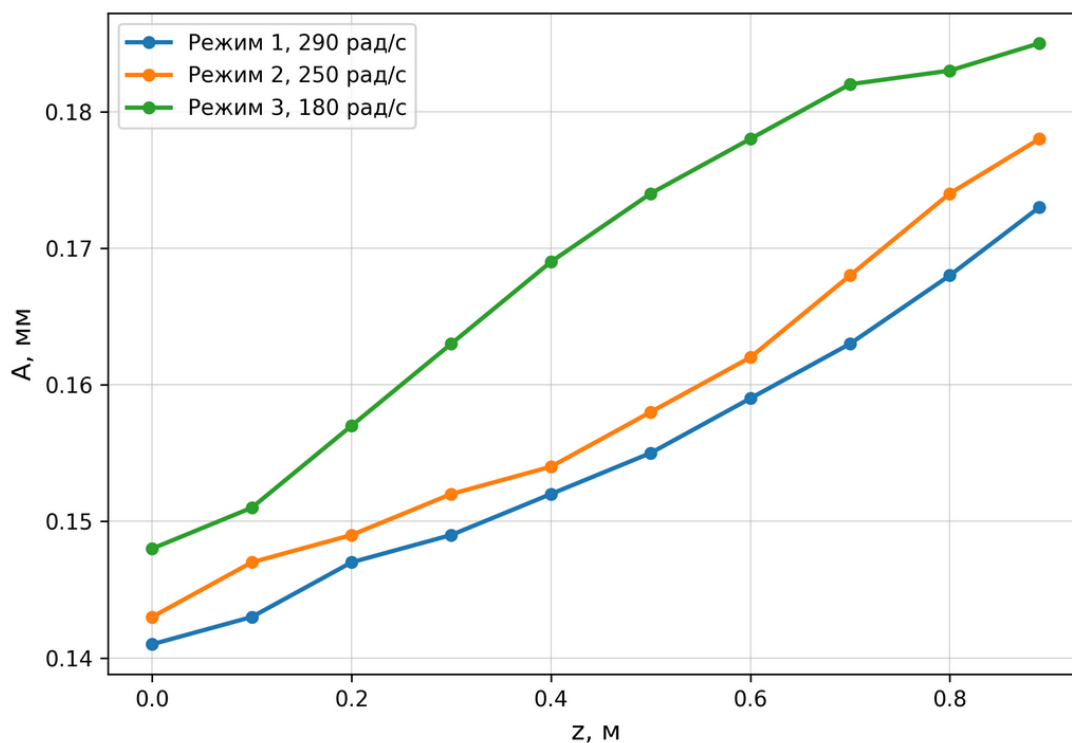


Рисунок 3.19 – Зміна середньої амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми КС 7-9 при масі привантажувача 50 кг для різних режимів роботи вібробуджувача.

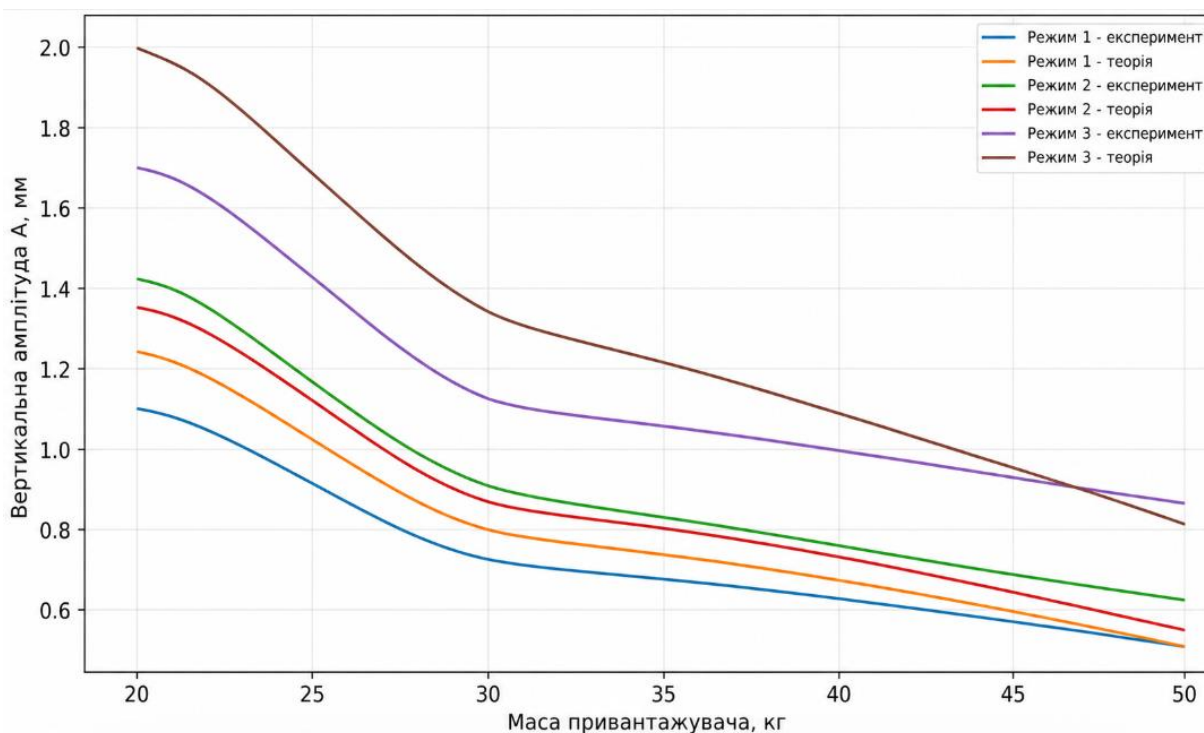


Рисунок 3.20 – Порівняння експериментальних і теоретичних значень вертикальних амплітуд при ущільненні бетонного виробу КС 7-9

Для експериментальних досліджень з привантажувачем (таблиця 3.4) було прийнято повний двофакторний трирівневий план  $3^2$ . Його вибір зумовлений тим, що в роботі досліджувалися два основні керовані фактори: маса привантажувача та кутова частота обертання дебалансів, кожен із яких варіювався на трьох рівнях. Такий підхід дав можливість оцінити не лише лінійний вплив факторів, а й можливу нелінійність процесу, що є характерним для вібраційних механічних систем.

Маса привантажувача приймалася на рівнях 20, 35 і 50 кг, а кутова частота обертання дебалансів – 180, 250 і 290 рад/с. У результаті було сформовано 9 дослідних точок, які охоплювали весь прийнятий факторний простір. Як вихідний параметр було прийнято вертикальну амплітуду коливань. Застосування трирівневого плану дозволило побудувати регресійну модель другого порядку, у якій враховано лінійні складові, квадратичні члени та взаємодію факторів. Це дало можливість не тільки кількісно оцінити вплив маси привантажувача і частоти, а й встановити характер зміни амплітуди в межах досліджуваного діапазону режимів.

У загальному вигляді модель мала вигляд:

$$Y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_{12}x_1x_2 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2, \quad (3.1)$$

де  $Y$  – вертикальна амплітуда коливань,

$x_1$  – кодоване значення маси привантажувача,

$x_2$  – кодоване значення кутової частоти обертання дебалансів.

Матриця планування експерименту наведена в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Матриця планування експериментальних досліджень

№	$X_1$	$X_2$	Маса привантажувача, кг	Кутова частота, рад/с
1	-1	-1	20	180
2	-1	0	20	250
3	-1	+1	20	290
4	0	-1	35	180
5	0	0	35	250
6	0	+1	35	290
7	+1	-1	50	180
8	+1	0	50	250
9	+1	+1	50	290

За результатами статистичної обробки встановлено, що побудована регресійна модель достатньо добре описує зміну вертикальної амплітуди коливань. Значення коефіцієнта детермінації становить  $R^2=0,98994$ , а скоригованого коефіцієнта  $R^2_{adj}=0,97317$ . Це свідчить про задовільну якість апроксимації експериментальних даних і можливість використання моделі для аналізу впливу досліджуваних факторів. Найбільш суттєвий вплив на вертикальну амплітуду має маса привантажувача. Її лінійна складова є статистично значущою  $p=0,000702$ , а квадратична складова також має достовірний вплив  $p=0,011286$ . Від'ємні значення відповідних коефіцієнтів показують, що зі збільшенням маси привантажувача вертикальна амплітуда зменшується. Це є очікуваним результатом, оскільки збільшення маси підвищує інерційність системи та знижує інтенсивність вертикальних коливань. Кутова частота обертання вібробудувача також впливає на амплітуду, однак статистично значущою виявилася лише її лінійна складова ( $p=0,003673$ ). Коефіцієнт при цьому факторі має від'ємний знак, що вказує на зменшення амплітуди зі зростанням кутової частоти в межах досліджуваного діапазону. Квадратична складова частоти та взаємодія факторів не виявили значного статистично впливу, оскільки для них отримано значення  $p>0,05$ . Результати статистичної обробки даних наведено в таблиці 3.7.

Отже, вертикальна амплітуда коливань у більшій мірі визначалася масою привантажувача, тоді як вплив частотного режиму проявлявся слабше і переважно у лінійній формі:

$$Y = 0,976398 - 0,373324x_1 - 0,125722x_1^2 - 0,213178x_2 + 0,008818x_2^2 + 0,049395x_1x_2 \quad (3.2),$$

де  $Y$  – вертикальна амплітуда коливань, мм;

$x_1$  – кодоване значення маси привантажувача;

$x_2$  – кодоване значення кутової частоти.

Однак коефіцієнти при  $x_2^2$  та  $x_1x_2$  не є статистично значущими (в таблиці виділені чорним кольором), оскільки для них  $p>0,05$ . Тому для

подальшого аналізу краще використовувати скорочене рівняння з урахуванням тільки значущих впливів:

$$Y = 0,976398 - 0,373324x_1 - 0,125722x_1^2 - 0,213178x_2. \quad (3.3)$$

Таблиця 3.7 – Результати статистичної обробки даних експерименту

Фактор	Ефект	Похибка	Рівень значущості (p)	Довірчі межі		Коефіцієнт	Похибка для коефіцієнта	Довірчі межі для коефіцієнта	
Середнє / вільний член	0,97639	0,02113	0,00002	0,90915	1,04364	0,97639	0,02113	0,90915	1,04364
Маса привантажувача, кг (лінійний вплив)	-0,7466	0,05126	0,00070	-0,9098	-0,5835	-0,3733	0,02563	-0,4549	-0,2917
Маса привантажувача, кг (квадратичний вплив)	-0,2514	0,04495	0,01129	-0,3945	-0,1084	-0,1257	0,02248	-0,1972	-0,0542
Кутова частота, рад/с (лінійний вплив)	-0,4264	0,05141	0,00367	-0,5899	-0,2627	-0,2131	0,02570	-0,2949	-0,1314
Кутова частота, рад/с (квадратичний вплив)	0,0176	0,0446	0,7194	-0,125	0,1598	0,00881	0,02234	-0,062	0,0799
1L × 2L	0,09879	0,06055	0,20129	-0,0939	0,29150	0,04939	0,03027	-0,0469	0,14575

Графічне відображення наведено на рисунку 3.21.

Оскільки рівні факторів задані несиметрично, тому для точного переходу від кодованих до натуральних значень потрібно використати квадратичне перетворення.

Для маси привантажувача отримаємо:

$$x_1 = -\frac{m^2}{600} + \frac{11m}{60} - 4, \quad (3.4).$$

Для кутової частоти, з урахуванням рівнів 180;250;290 рад/с:

$$x_2 = \frac{3\omega^2}{30800} - \frac{17\omega}{616} + \frac{125}{154}. \quad (3.5)$$

Тоді рівняння для вертикальної амплітуди в натуральних змінних можна записати у вигляді:

$$A_v = 0,976398 - 0,373324 \left( -\frac{m^2}{600} + \frac{11m}{60} - 4 \right) - 0,125722 \left( -\frac{m^2}{600} + \frac{11m}{60} - 4 \right)^2 - 0,213178 \left( \frac{3\omega^2}{30800} - \frac{17\omega}{616} + \frac{125}{154} \right). \quad (3.6)$$

де  $m$  – маса привантажувача, кг;

$\omega$  – кутова частота, рад/с;

$A_v$  – вертикальна амплітуда коливань, мм.

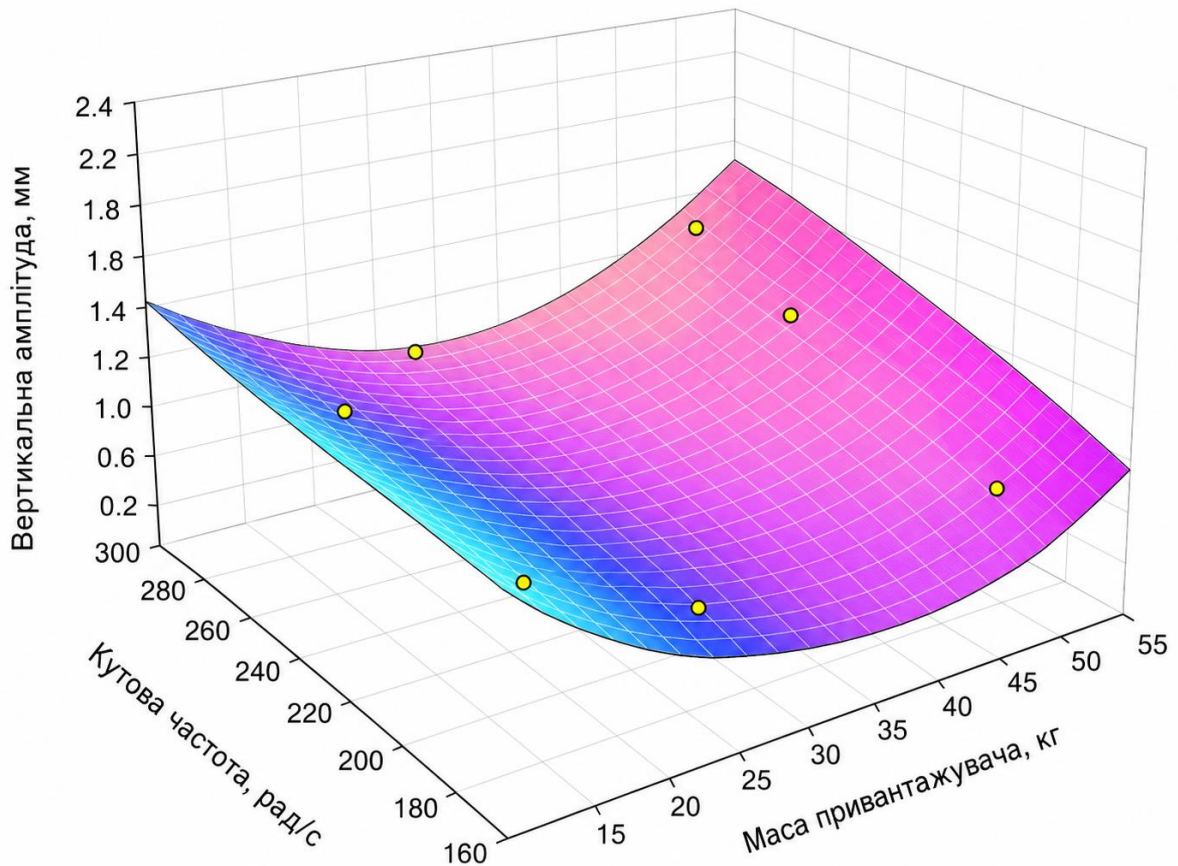


Рисунок 3.21 – Поверхня відгуку вертикальної амплітуди коливань залежно від маси привантажувача та кутової частоти обертання вібробуджувача

Спрощене рівняння для вертикальної амплітуди в натуральних змінних має вигляд:

$$A_v = 0,285108 + 0,115950m - 0,005280m^2 + 0,00007683m^3 - 0,000000349m^4 + 0,005883\omega - 0,00002076\omega^2. \quad (3.7)$$

Для переходу до безрозмірних координат введемо відносні параметри:

$$\mu = \frac{m}{m_0}, \quad (3.8)$$

$$\Omega = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad (3.9)$$

де  $m$  – маса привантажувача, кг;

$m_0=35$  кг – базове, або середнє, значення маси привантажувача;

$\omega$  – кутова частота, рад/с;

$\omega_0=250$  рад/с – базове значення кутової частоти.

Тоді при  $m=30\mu$  та  $\omega=250\Omega$  отримаємо рівняння вертикальної амплітуди:

$$A_v = 0,285108 + 3,4785\mu - 4,752\mu^2 + 2,07441\mu^3 - 0,28269\mu^4 + 1,47075\Omega - 1,2975\Omega^2. \quad (3.10)$$

Масу привантажувача подано у вигляді відносного параметра  $\mu=m/m_0$ , а кутову частоту – у вигляді  $\Omega=\omega/\omega_0$ , де  $m_0=35$  кг та  $\omega_0=250$  рад/с відповідають центральним рівням плану експерименту.

Це рівняння можна використовувати для попереднього прогнозування вертикальної амплітуди коливань привантажувача при зміні його маси та кутової частоти віброзбуджувача. У практичному застосуванні воно дає змогу ще до проведення експерименту оцінити, як зміниться амплітуда при вибраному режимі роботи, і підібрати такі параметри, за яких коливання залишатимуться в допустимих межах.

Оскільки рівняння записане в безрозмірних параметрах  $\mu$  та  $\Omega$ , його зручно використовувати для порівняння різних режимів роботи установки. Зокрема, збільшення відносної маси привантажувача  $\mu$  приводить до зменшення вертикальної амплітуди, тоді як зміна відносної кутової частоти  $\Omega$  дозволяє уточнювати режим коливань у заданому діапазоні.

### 3.4 Висновки з розділу 3

У третьому розділі виконано експериментальну перевірку роботи вібраційної установки для формування залізобетонних елементів інженерних мереж із використанням безінерційного привантажувача з автономним вібробуджувачем. Розроблена методика проведення досліджень передбачала послідовне формування виробу, встановлення привантажувача, вібраційне ущільнення бетонної суміші основним вібробуджувачем і привантажувачем, розпалублення та контроль якості сформованого виробу.

1. Виконано планування експериментальних досліджень за двофакторною трирівневою схемою. Як основні змінні фактори прийнято масу привантажувача та кутову частоту обертання дебалансів автономного вібробуджувача. Маса привантажувача змінювалася на рівнях 20, 35 і 50 кг, а кутова частота – 180, 250 і 290 рад/с. У результаті було сформовано 9 дослідних режимів, що охопили прийнятий факторний простір і дали змогу оцінити як окремий вплив кожного фактора, так і характер їх сумісної дії на вертикальну амплітуду коливань.

2. Експериментально встановлено, що горизонтальна амплітуда коливань віброформи змінюється по висоті виробу нерівномірно і має тенденцію до зростання від нижньої частини форми до верхньої. Це підтверджує наявність просторового перерозподілу коливальної енергії у формувальній системі та показує, що верхня зона виробу зазнає додаткового динамічного впливу. Такий характер коливань є позитивним для процесу доущільнення, оскільки саме верхні шари бетонної суміші є найбільш проблемними щодо забезпечення рівномірної щільності.

3. Доведено істотний вплив маси привантажувача на амплітудні характеристики системи. При збільшенні маси привантажувача вертикальна амплітуда коливань зменшується, що пояснюється зростанням інерційного опору системи. Найбільші вертикальні амплітуди отримано при масі 20 кг, тоді як при масі 50 кг спостерігається їх суттєве зниження.

Це свідчить про те, що надмірне збільшення маси привантажувача не завжди є доцільним, оскільки воно може зменшувати інтенсивність динамічного впливу на бетонну суміш.

4. Встановлено вплив частоти роботи автономного вібробуджувача на процес доущільнення бетонної суміші. Зміна кутової частоти в діапазоні 180–290 рад/с впливає на величину вертикальної амплітуди та характер роботи привантажувача. При цьому вибір частоти повинен здійснюватися не ізольовано, а разом із вибором маси привантажувача, оскільки ефективність ущільнення визначається їх спільною дією.

5. Підтверджено ефективність застосування безінерційного привантажувача з автономним вібробуджувачем для інтенсифікації ущільнення верхньої частини бетонної суміші. Порівняння режимів без привантажувача та з привантажувачем показало суттєве зростання вертикального динамічного впливу на суміш. Це створює умови для зменшення пористості, підвищення однорідності структури бетону та покращення якості сформованого залізобетонного кільцевого виробу.

6. Отримано регресійну залежність вертикальної амплітуди коливань від маси привантажувача та кутової частоти вібробуджувача. Запропонована модель враховує лінійні та квадратичні складові впливу факторів, що дає можливість прогнозувати зміну амплітуди в межах досліджуваного діапазону параметрів. Перехід від кодованих до натуральних і безрозмірних змінних дозволяє використовувати рівняння для попереднього вибору режимів роботи установки ще до проведення додаткових експериментів.

7. Установлено раціональний напрям подальшого вибору параметрів привантажувача. Для забезпечення достатнього доущільнювального ефекту необхідно вибирати таке співвідношення маси привантажувача та частоти автономного вібробуджувача, за якого вертикальна амплітуда залишається достатньою для подолання

внутрішнього опору бетонної суміші, але не викликає порушення геометрії виробу або нестабільності формувального процесу.

8. Результати експериментальних досліджень підтвердили основні положення теоретичної моделі, розробленої у другому розділі. Зокрема, підтверджено, що збільшення відносної маси привантажувача приводить до зменшення вертикальної амплітуди, а зміна відносної кутової частоти дає змогу уточнювати режим коливань у заданому діапазоні. Отримане рівняння може бути використане для прогнозування вертикальної амплітуди та попереднього підбору параметрів установки.

## РОЗДІЛ 4 ІНЖЕНЕРНЕ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ТА ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ

### 4.1 Основні положення проектування і конструювання вібраційної установки з безінерційним привантажувачем з автономним віброзбуджувачем для доущільнення бетонних сумішей

При створенні вібраційної установки для формування залізобетонних елементів інженерних мереж, зокрема кілець колодязів, необхідно забезпечити такі умови роботи, за яких бетонна суміш ущільнюється не тільки в нижній та середній частинах форми, а й у верхній зоні виробу. Це має особливе значення, оскільки саме верхні шари бетонної суміші часто перебувають у менш сприятливих умовах передавання коливань, що може призводити до зниження щільності, підвищеної пористості та нерівномірності структури готового виробу. У зв'язку з цим конструкція установки повинна забезпечувати поєднання основного вібраційного впливу від формоутворюючої системи з додатковим локальним динамічним навантаженням, яке створюється безінерційним привантажувачем з автономним віброзбуджувачем. Це відповідає загальній меті роботи – обґрунтуванню параметрів безінерційного привантажувача для підвищення ефективності доущільнення бетонних сумішей.

Виконання зазначеної мети забезпечується реалізацією таких основних положень проектування і конструювання вібраційної установки.

#### **Перша умова. Забезпечення комбінованого вертикально-горизонтального вібраційного впливу на бетонну суміш.**

Ефективне ущільнення бетонної суміші може бути досягнуте лише за умови, коли робочий процес не обмежується дією коливань в одному напрямку. Горизонтальні коливання форми сприяють перерозподілу суміші в замкненому кільцевому просторі, зменшенню внутрішнього тертя між частинками та кращому заповненню формоутворюючого об'єму.

Водночас вертикальні коливання, які передаються через безінерційний привантажувач, створюють додатковий ущільнювальний вплив на верхню частину бетонної суміші. Таким чином, у конструкції установки необхідно передбачити взаємодію двох джерел коливань: основного вібробуджувача, що забезпечує горизонтальні коливання форми, та автономного вібробуджувача привантажувача, який формує вертикальне динамічне навантаження на суміш.

**Друга умова. Підвищення рівномірності ущільнення бетонної суміші по висоті виробу.**

Одним із головних недоліків традиційного віброущільнення кільцевих залізобетонних виробів є нерівномірність передавання енергії коливань по висоті форми. Найбільш інтенсивний вплив, як правило, спостерігається в зоні безпосереднього контакту форми з джерелом збудження, тоді як верхня частина виробу ущільнюється недостатньо. Для усунення цього недоліку в конструкції установки передбачено застосування безінерційного привантажувача, який діє безпосередньо на верхню поверхню бетонної суміші. Його використання дозволяє вирівняти інтенсивність ущільнення по висоті виробу, зменшити різницю амплітудних і прискорювальних характеристик між нижніми та верхніми шарами суміші, а також підвищити однорідність сформованої структури бетону.

**Третя умова. Забезпечення раціонального динамічного тиску привантажувача на бетонну суміш.**

Конструкція безінерційного привантажувача повинна забезпечувати не тільки статичне притискання верхньої поверхні суміші, але й створення керованого динамічного тиску. Такий тиск формується за рахунок роботи автономного вібробуджувача і залежить від маси привантажувача, частоти його коливань, жорсткості пружних елементів та амплітуди вертикального переміщення. Надмірне навантаження може спричинити локальне переущільнення або витискання суміші, тоді як недостатнє

навантаження не забезпечить необхідного доущільнення верхньої зони виробу. Тому при проектуванні установки необхідно передбачити можливість вибору таких параметрів привантажувача, за яких динамічний тиск перевищує внутрішній опір бетонної суміші, але залишається в межах технологічно допустимих значень.

**Четверта умова. Узгодження режимів роботи основної вібраційної форми та автономного привантажувача.**

Ефективність комбінованого ущільнення значною мірою залежить від узгодження частот, амплітуд і фазових характеристик коливань основної форми та привантажувача. Якщо ці параметри підібрані невдало, можлива взаємна компенсація коливальних впливів або виникнення небажаних режимів, які знижують ефективність ущільнення. Тому конструкція установки повинна забезпечувати таке поєднання горизонтального збудження форми і вертикального збудження привантажувача, за якого енергія коливань найбільш повно передається бетонній суміші. Особливо важливим є досягнення режиму просторової взаємодії, коли зсувні деформації від горизонтальних коливань поєднуються зі стискальними деформаціями від вертикального привантаження.

**П'ята умова. Можливість адаптації установки до виробів різної висоти та технологічних режимів формування.**

Вібраційна установка повинна забезпечувати можливість формування залізобетонних кілець різної висоти та маси без суттєвої зміни її базової конструкції. Для цього конструкція привантажувача має бути достатньо універсальною, а його робочі параметри – придатними для регулювання залежно від висоти виробу, об'єму бетонної суміші, її жорсткості та необхідної тривалості ущільнення. При формуванні виробів меншої висоти достатнім може бути менший рівень додаткового динамічного навантаження, тоді як для вищих кілець необхідно забезпечити інтенсивніше доущільнення верхніх шарів. Такий підхід

дозволяє використовувати одну установку для різних типорозмірів виробів і підвищує її технологічну гнучкість.

**Шоста умова. Забезпечення надійності, ремонтпридатності та зручності обслуговування установки.**

Оскільки вібраційна установка працює в умовах значних динамічних навантажень, її конструкція повинна мати достатню жорсткість, міцність і стійкість до втомних пошкоджень. Водночас окремі елементи, що зазнають найбільш інтенсивного навантаження, мають бути доступними для огляду, регулювання та заміни. До таких елементів належать пружні опори, кріплення віброзбуджувачів, вузли приєднання привантажувача, напрямні та елементи фіксації. Простота конструкції, мінімальна кількість складних передавальних механізмів і можливість швидкого демонтажу автономного віброзбуджувача підвищують ремонтпридатність установки та зменшують простой у виробничих умовах.

**Сьома умова. Зниження енерговитрат і підвищення ефективності передавання енергії коливальних до бетонної суміші.**

Раціональна конструкція установки повинна забезпечувати не збільшення загальної потужності вібраційного обладнання, а більш цілеспрямоване використання енергії коливальних. Безінерційний привантажувач з автономним віброзбуджувачем дозволяє подавати додаткову енергію саме в ту зону виробу, де традиційне ущільнення є недостатнім. За рахунок цього зменшується потреба у надмірному збільшенні тривалості формування або інтенсивності роботи основної вібраційної форми. Такий підхід сприяє скороченню формувального циклу, підвищенню якості готових виробів і зниженню питомих енерговитрат на одиницю продукції.

**Восьма умова. Відповідність конструкції установки вимогам безпечної експлуатації та виробничої санітарії.**

При проектуванні вібраційної установки необхідно враховувати не тільки технологічну ефективність, але й умови праці обслуговуючого

персоналу. Коливання, що передаються на фундамент, робочий майданчик і суміжне обладнання, повинні бути обмежені за рахунок раціонального вибору опорних елементів, жорсткості рами та способу встановлення вібробуджувачів. Конструкція має виключати неконтрольоване зміщення форми, привантажувача або окремих вузлів під час роботи. Додатково необхідно передбачити надійне кріплення автономного вібробуджувача, захист обертових частин, зручність завантаження і вивантаження виробів, а також можливість безпечного обслуговування установки між робочими циклами.

#### **4.2. Техніко-технологічне обґрунтування режимів ущільнення**

Ефективність формування бетонних і залізобетонних виробів значною мірою визначається правильним вибором режимів ущільнення, які повинні забезпечувати не лише необхідний ступінь ущільнення бетонної суміші, а й стабільність геометричних параметрів виробу, рівномірність структури матеріалу по висоті та мінімізацію енерговитрат упродовж формувального циклу. Для системи з безінерційним привантажувачем з автономним вібробуджувачем техніко-технологічне обґрунтування режимів ущільнення має базуватися на узгодженні параметрів основної вібраційної форми та додаткового привантажувача, оскільки саме їх спільна дія визначає інтенсивність передавання енергії в бетонну суміш на різних стадіях формування.

На відміну від традиційного віброущільнення, де ущільнювальний ефект формується переважно за рахунок коливань форми або віброплощадки, у розробленій системі реалізується комбінований вплив: основна установка створює горизонтальні або просторові коливання форми, а безінерційний привантажувач з автономним вібробуджувачем забезпечує додаткову вертикальну динамічну дію на верхню частину бетонної суміші. Такий підхід дозволяє поєднати два механізми

ущільнення: зменшення внутрішнього тертя і активізацію зсувних переміщень частинок під дією основного коливального поля та локальне стискання і доущільнення верхніх шарів суміші за рахунок привантажувача. У результаті створюються більш сприятливі умови для руйнування внутрішніх структурних зв'язків, видалення повітряних включень та ущільнення суміші по всій висоті виробу.

Техніко-технологічне обґрунтування режимів роботи установки повинно враховувати, що процес ущільнення бетонної суміші є нестационарним. На початковій стадії формування суміш характеризується порівняно низькою щільністю, підвищеним вмістом повітряної фази та значною податливістю до перерозподілу частинок. У цій фазі доцільним є використання режимів, які забезпечують інтенсивне переміщення суміші в об'ємі форми, вирівнювання її по периметру та висоті, а також заповнення міжзернового простору. На наступній стадії, коли суміш переходить у більш ущільнений стан, зростає її внутрішній опір деформуванню, і вирішального значення набуває локальний додатковий тиск на верхню зону виробу. Саме на цій стадії найбільшу ефективність проявляє безінерційний привантажувач, який забезпечує завершальне доущільнення бетонної суміші без істотного збільшення тривалості технологічного циклу.

Вибір раціонального режиму ущільнення повинен здійснюватися з урахуванням трьох основних груп параметрів: динамічних, конструктивних і технологічних. До динамічних параметрів належать частота, амплітуда і прискорення коливань форми, а також частота, амплітуда, величина динамічного тиску та характер взаємодії автономного привантажувача з бетонною сумішшю. До конструктивних – маса форми, жорсткість опорної системи, маса привантажувача, параметри пружних зв'язків і розміщення віброзбудників. До технологічних – склад бетонної суміші, її жорсткість, гранулометричний склад заповнювачів, висота шару суміші у формі, геометрія виробу та тривалість ущільнення. Лише

комплексне врахування цих параметрів дозволяє забезпечити стабільний і енергоефективний режим роботи установки.

Для установки з безінерційним привантажувачем найбільш раціональним є режим, за якого частота коливань основної форми забезпечує інтенсивне горизонтальне або просторове переміщення бетонної суміші, а частота автономного привантажувача формує додатковий вертикальний вплив, узгоджений із основним контуром збудження. Практично це означає, що основна система повинна працювати в зоні, близькій до раціонального динамічного режиму форми, а привантажувач – у режимі, що забезпечує максимальну інтенсивність доущільнення без виникнення надмірних ударних перевантажень. За такого поєднання досягається просторовий ефект синергії, коли основна форма активізує внутрішній перерозподіл частинок суміші, а привантажувач завершує її ущільнення в найбільш проблемній верхній зоні.

Особливого значення це набуває при формуванні залізобетонних кілець, для яких характерна наявність кільцевого робочого простору та нерівномірність передавання енергії коливань по висоті виробу. За умов звичайного віброущільнення основна частина динамічного впливу сприймається нижніми і середніми шарами суміші, тоді як верхня зона через близькість до вільної поверхні ущільнюється менш інтенсивно. Це може призводити до локальної неоднорідності структури, підвищеної пористості та зменшення міцності у верхній частині кільця. Використання безінерційного привантажувача дозволяє усунути цей недолік шляхом створення додаткового динамічного тиску на верхню поверхню бетонної суміші, що забезпечує вирівнювання ступеня ущільнення по висоті виробу.

При техніко-технологічному обґрунтуванні режимів ущільнення важливо також враховувати, що надмірне збільшення амплітуди або тривалості вібрування не завжди приводить до покращення якості виробу. За перевищення раціонального рівня вібраційного впливу можливі

розшарування суміші, порушення просторового положення зерен заповнювача, локальна сегрегація компонентів, зростання зносу форми та підвищення енерговитрат. Аналогічно, надмірний тиск привантажувача може викликати небажані локальні перевантаження або ускладнювати вільне переміщення суміші на початкових стадіях формування. Тому режим ущільнення повинен забезпечувати не максимальний, а раціональний рівень динамічної дії, достатній для інтенсифікації процесу без погіршення структурних характеристик бетону.

З технологічної точки зору доцільно розглядати процес ущільнення як послідовність двох взаємопов'язаних стадій. На першій стадії переважає дія основної вібраційної форми, яка забезпечує розподіл та початкове ущільнення бетонної суміші у всьому об'ємі виробу. На другій стадії посилюється роль безінерційного привантажувача, що реалізує завершальне доущільнення верхньої зони та стабілізує структуру бетонної суміші перед завершенням формування. Такий двостадійний підхід є технічно виправданим, оскільки дозволяє розмежувати функції елементів установки та забезпечити їх найбільш ефективно використання впродовж технологічного циклу.

За результатами теоретичних і попередніх експериментальних досліджень можна стверджувати, що раціональний режим ущільнення для системи з безінерційним привантажувачем повинен характеризуватися такими ознаками: узгодженістю частот основного і додаткового контурів збудження; забезпеченням достатнього динамічного тиску привантажувача на верхню поверхню суміші; відсутністю надмірних ударних перевантажень у вузлах конструкції; рівномірним розподілом амплітуд коливань по висоті форми; мінімізацією тривалості ущільнення при досягненні заданої щільності й однорідності бетонного виробу. Саме поєднання цих умов дозволяє вважати обраний режим технічно і технологічно обґрунтованим.

### **4.3. Методика технічного розрахунку установки з безінерційним привантажувачем з автономним віброзбуджувачем для доущільнення бетонних сумішей**

Методика технічного розрахунку установки з безінерційним привантажувачем з автономним віброзбуджувачем повинна забезпечувати узгодження конструктивних, динамічних і технологічних параметрів усіх елементів системи з урахуванням умов формування бетонних і залізобетонних виробів. На відміну від традиційних методик розрахунку вібраційних установок, у даному випадку об'єктом розрахунку є не лише основна вібраційна форма, а й додаткова динамічна підсистема у вигляді привантажувача, який працює у взаємозв'язку з бетонною сумішшю та основним робочим органом машини. Саме тому методика повинна враховувати одночасно параметри головної коливальної системи, параметри автономного привантажувача і параметри середовища, що ущільнюється.

Першим етапом технічного розрахунку є встановлення вихідних даних, до яких належать геометричні параметри виробу, маса форми, товщина і висота шару бетонної суміші, фізико-механічні характеристики бетонного середовища, тип і розміщення віброзбудників, а також вимоги до якості ущільнення. Для трубчастих виробів, зокрема залізобетонних кілець, додатково враховуються внутрішній і зовнішній діаметри, висота виробу, товщина стінки, маса арматурного каркаса та особливості формоутворюючого простору. На цьому ж етапі задаються необхідні показники робочого процесу: амплітуди коливань, допустимі прискорення, орієнтовна тривалість ущільнення та необхідний ступінь однорідності бетонної суміші по висоті виробу.

Другим етапом є визначення параметрів основної вібраційної системи, тобто форми або віброплощинки, яка забезпечує базове ущільнення бетонної суміші. На цьому етапі встановлюються маса рухомої

частини системи, жорсткість і демпфувальні характеристики опор, величина змушуючої сили, частота обертання дебалансних вібробудників, а також напрямок основного коливального руху. Розрахунок виконується з урахуванням того, що основна вібраційна система повинна забезпечувати такі параметри руху, які створюють інтенсивне переміщення бетонної суміші в об'ємі форми та сприяють первинному ущільненню всіх її шарів. При цьому визначальними критеріями є забезпечення заданого рівня амплітуд по висоті форми, відсутність небезпечних перевантажень у несучих елементах конструкції та стабільність робочого режиму.

Третім етапом є технічний розрахунок безінерційного привантажувача як окремої динамічної підсистеми. На цьому етапі визначаються маса його рухомих частин, жорсткість пружних елементів, параметри напрямних вузлів, маса додаткового вантажу, геометрія робочої поверхні привантажувача та параметри автономного вібробуджувача. Важливою вимогою є те, щоб привантажувач не входив у жорсткий кінематичний зв'язок із формою, а реалізовував додатковий вплив на бетонну суміш через пружні або інші проміжні елементи. Такий підхід забезпечує безінерційний характер його роботи та зменшує небажаний вплив маси привантажувача на основну вібраційну систему.

При визначенні маси привантажувача виходять із необхідності створення достатнього додаткового тиску на верхню поверхню бетонної суміші без перевантаження форми і без порушення раціонального режиму роботи основної установки. Недостатня маса привантажувача не забезпечує потрібного ефекту доущільнення, тоді як надмірна маса призводить до зростання інерційних сил, перевантаження напрямних елементів і погіршення динаміки системи. Тому масу привантажувача доцільно вибирати на основі розрахунку динамічного тиску, який створюється на бетонну суміш, із подальшим уточненням за умовами міцності та стійкості конструктивних елементів.

Наступним етапом є визначення жорсткості пружних елементів привантажувача. Вона повинна забезпечувати раціональне співвідношення між переміщеннями верхньої та нижньої частин привантажувача, необхідний рівень вертикальних амплітуд і стабільність коливального процесу. За недостатньої жорсткості система втрачає керованість і не створює достатнього динамічного тиску, а за надмірної – привантажувач фактично перетворюється на жорстко зв'язаний елемент, що погіршує умови безінерційної роботи. Тому жорсткість пружин визначається на основі рівнянь руху привантажувача з урахуванням його маси, частоти збудження та необхідної амплітуди робочої поверхні.

Окремим етапом є вибір параметрів автономного віброзбуджувача привантажувача. Його змушуюча сила, частота обертання дебалансів і місце встановлення повинні забезпечувати вертикально спрямований динамічний вплив на бетонну суміш. Частота автономного віброзбуджувача визначається з умови узгодження з частотою основної форми, але не обов'язково повинна їй дорівнювати. У ряді випадків доцільним є використання різночастотного режиму, коли основна система і привантажувач працюють на близьких, але не однакових частотах. Це дає змогу реалізувати комбінований режим ущільнення, у якому форма забезпечує переважно зсувний вплив на бетонну суміш, а привантажувач – стискуючий і доущільнювальний.

Після визначення параметрів основної форми і привантажувача виконується перевірка їх частотного узгодження. Для цього розраховуються власні частоти обох підсистем, а також робочі частоти збудження. Раціональним вважається такий режим, за якого система працює в області квазірезонансу або близько до оптимальних динамічних характеристик, але без переходу до нестійких режимів руху. На цьому етапі перевіряється, чи забезпечується достатній рівень амплітуд форми і привантажувача, чи не виникають небезпечні перевантаження у вузлах

конструкції та чи досягається необхідний динамічний тиск на верхню частину бетонної суміші.

Наступний етап методики передбачає визначення параметрів взаємодії системи з бетонною сумішшю. Для цього бетонне середовище розглядається як пружно-дисипативна система, яка чинить інерційний, пружний та в'язкий опір руху робочих органів. На основі прийнятої динамічної моделі визначаються горизонтальні амплітуди коливань форми по висоті виробу, вертикальні переміщення привантажувача, прискорення та величина динамічного тиску, що діє на бетонну суміш. Особливе значення має оцінка розподілу амплітуд по висоті виробу, оскільки саме вона дозволяє встановити, наскільки ефективно привантажувач компенсує зниження ущільнювальної дії у верхній частині форми.

Для залізобетонних кілець технічний розрахунок повинен додатково враховувати кільцеподібну геометрію робочої поверхні привантажувача. Це означає, що його форма має забезпечувати рівномірне прикладення навантаження по всьому кільцевому периметру верхнього шару суміші. Розрахунком перевіряється, чи не виникає локальної концентрації навантаження, яка може призвести до перекосу привантажувача, нерівномірного ущільнення або додаткових моментів у напрямних елементах. Для цього визначаються геометричні параметри робочого кільця привантажувача, його опорна площа та умови симетричного прикладання навантаження відносно осі виробу.

Після виконання динамічного розрахунку здійснюється перевірка конструктивних елементів установки на міцність і жорсткість. До таких елементів належать рама форми, опорна система, напрямні привантажувача, пружини, кріплення віброзбудників і з'єднувальні вузли. Перевірка проводиться за максимальними розрахунковими навантаженнями, що виникають у робочому режимі, а також з урахуванням можливих короточасних пікових навантажень у перехідних

режимах. На цьому ж етапі визначається необхідний запас міцності для елементів, що працюють в умовах змінних динамічних напружень.

Завершальним етапом методики є технологічна перевірка обраних параметрів. Вона полягає в оцінці того, чи забезпечують розраховані параметри системи необхідну якість ущільнення бетонної суміші, чи не перевищують допустимий рівень енерговитрат і чи відповідають умовам реального виробництва. Якщо за результатами перевірки встановлено, що певні параметри не задовольняють вимогам до роботи установки, виконується коригування маси привантажувача, жорсткості пружних елементів, частоти автономного вібробуджувача або параметрів основної форми. Таким чином, методика технічного розрахунку має ітераційний характер і завершується вибором такого варіанта конструкції, який забезпечує раціональне поєднання технологічної ефективності, динамічної стабільності та конструктивної надійності.

#### **4.4 Результати виробничих випробувань дослідного зразка безінерційного привантажувача з автономним вібробуджувачем для доущільнення бетонних сумішей**

З метою перевірки працездатності розробленої конструкції та оцінки можливості її практичного використання було проведено виробничі випробування дослідного зразка безінерційного привантажувача з автономним вібробуджувачем для доущільнення бетонних сумішей. Випробування виконувалися на виробничій базі КТ «Підприємство „Теплотехбуд“» м. Полтава,. Проведення виробничих випробувань у реальних умовах дозволило перевірити відповідність прийнятих теоретичних положень і конструктивних рішень практичним вимогам технологічного процесу формування бетонних та залізобетонних виробів.

Основною метою випробувань було встановлення фактичної ефективності дії безінерційного привантажувача в умовах промислового

формування виробів, оцінка його впливу на рівномірність ущільнення бетонної суміші, визначення стабільності роботи автономного вібробуджувача, а також перевірка конструктивної надійності вузлів привантажувача під час тривалої роботи у виробничому циклі. Окремо оцінювалися можливості інтеграції привантажувача у наявну технологічну схему підприємства без істотної зміни загальної організації виробничого процесу.

Дослідний зразок привантажувача був встановлений на вібраційну формувальну установку, що використовувалась для ущільнення бетонної суміші при виготовленні виробів кільцевого типу. Конструктивно привантажувач являв собою верхній робочий орган кільцеподібної форми, який через напрямні та пружні елементи взаємодіяв із бетонною сумішшю, а автономний вібробуджувач забезпечував додатковий вертикальний динамічний вплив на верхню зону виробу. Така схема відповідала теоретично обґрунтованій моделі, розробленій у розділі 2.

Виробничі випробування проводились у декілька етапів. На першому етапі здійснювалася перевірка монтажної придатності привантажувача та зручності його суміщення з формувальною установкою. При цьому оцінювалися простота встановлення, точність фіксації робочого органа відносно форми, надійність кріплення автономного вібробуджувача та відсутність перекосів під час холостого режиму роботи. Було встановлено, що конструкція привантажувача не потребує складних адаптаційних вузлів і може бути встановлена на наявне обладнання після незначного доопрацювання кріпильних елементів і напрямних.

На другому етапі проводилися випробування у режимі холостого ходу, під час яких оцінювалися стійкість коливального процесу, характер переміщення привантажувача, надійність роботи пружних елементів, а також відсутність небажаних резонансних перевантажень у з'єднувальних вузлах. Спостереження показали, що автономний вібробуджувач забезпечує стабільний режим вертикальних коливань привантажувача, а

пружна система ефективно компенсує нерівномірність навантаження, не допускаючи жорсткого ударного контакту елементів конструкції в робочому діапазоні режимів. Одночасно було підтверджено, що робота привантажувача не викликає порушення динамічної стійкості основної вібраційної установки.

На третьому етапі привантажувач випробовувався безпосередньо у виробничому режимі, тобто в процесі ущільнення бетонної суміші у формі. Контроль проводився за такими показниками: рівномірність осідання бетонної суміші по периметру виробу, характер ущільнення верхньої поверхні, відсутність зон недоущільнення, стабільність геометрії виробу після завершення формування, а також повторюваність результатів у серії однотипних циклів. Установлено, що використання безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем забезпечує більш інтенсивне доущільнення верхньої частини бетонної суміші порівняно з режимом, коли ущільнення здійснюється лише за рахунок коливань форми. Це проявлялося у зменшенні кількості локальних пустот на поверхні виробу, покращенні щільності верхнього шару та більш рівномірному формуванні кільцевого профілю.

Порівняльні спостереження показали, що без використання привантажувача у верхній зоні виробу спостерігалися ознаки недостатнього ущільнення: локальна пористість, менш щільна структура поверхні та неоднорідність розподілу суміші по висоті. Після введення в технологічний процес безінерційного привантажувача ці явища істотно зменшувалися. Особливо виразним був ефект у випадках формування виробів із відносно жорстких бетонних сумішей, коли звичайне віброущільнення не забезпечувало повного вирівнювання структури в приповерхневій зоні.

У ході виробничих випробувань також було встановлено, що застосування автономного віброзбуджувача привантажувача дозволяє більш гнучко керувати завершальною стадією формування. За рахунок

зміни режиму його роботи забезпечувалося посилення вертикального впливу саме в той період, коли бетонна суміш уже проходила стадію первинного ущільнення від дії основної форми й потребувала додаткового доущільнення верхнього шару. Це підтверджує правильність прийнятої ідеї функціонального розділення ролей між основною вібраційною системою та привантажувачем: форма здійснює загальне ущільнення суміші, а привантажувач – локальне завершальне ущільнення найбільш проблемної верхньої зони.

Конструктивна надійність дослідного зразка в умовах виробничих випробувань оцінювалася за станом напрямних елементів, пружних вузлів, кріплень вібробудувача та контактної поверхні робочого органа після серії формувальних циклів. У результаті огляду не було виявлено ознак критичного зношування, пластичних деформацій чи руйнування елементів конструкції. Це свідчить про достатню працездатність прийнятої схеми в умовах реального виробничого навантаження. Разом з тим виявлено, що для тривалої промислової експлуатації доцільним є посилення окремих вузлів регулювання та удосконалення системи фіксації положення привантажувача відносно форми.

Важливим результатом випробувань стало підтвердження технологічної сумісності привантажувача з існуючою виробничою схемою підприємства. Використання дослідного зразка не потребувало принципової перебудови технологічної лінії, а його інтеграція в процес формування могла бути реалізована шляхом локального дооснащення діючого обладнання. Це має важливе практичне значення, оскільки свідчить про можливість впровадження розробленої конструкції на діючих підприємствах без суттєвих капітальних витрат на заміну всього комплексу формувального обладнання.

Узагальнення результатів виробничих випробувань дозволяє стверджувати, що дослідний зразок безінерційного привантажувача з автономним вібробудувачем забезпечує підвищення ефективності

доуцільнення бетонної суміші, покращення якості формування верхньої зони виробу, стабілізацію геометричних параметрів та підвищення однорідності структури бетону по висоті. Отримані результати підтвердили працездатність і перспективність розробленої конструкції для практичного застосування у виробництві бетонних і залізобетонних виробів, зокрема кільцевих елементів інженерних мереж.

#### **4.5 Рекомендації щодо подальшого вдосконалення конструкції**

За результатами теоретичних досліджень, експериментальної перевірки та виробничих випробувань дослідного зразка безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем встановлено, що запропонована конструкція є працездатною та ефективною для доуцільнення бетонних сумішей, зокрема при формуванні залізобетонних виробів кільцевого типу. Разом з тим аналіз роботи установки в реальних умовах показав доцільність її подальшого вдосконалення з метою підвищення технологічної універсальності, стабільності режимів роботи, довговічності вузлів і зниження експлуатаційних витрат.

Першим напрямом удосконалення є підвищення адаптивності конструкції до різних типорозмірів виробів. Для практичного використання на виробництві доцільно передбачити модульний принцип побудови робочої поверхні привантажувача, за якого його нижня контактна частина може змінювати геометрію залежно від внутрішнього та зовнішнього діаметрів виробу, висоти кільця або конфігурації верхньої поверхні суміші. Це дозволить використовувати один базовий силовий вузол привантажувача для ширшої номенклатури бетонних і залізобетонних виробів без виготовлення повністю нової конструкції для кожного типорозміру.

Другим важливим напрямом є вдосконалення системи регулювання режимів роботи автономного віброзбуджувача. У промислових умовах

доцільно забезпечити можливість оперативної зміни частоти обертання, амплітуди коливань та інтенсивності динамічного впливу привантажувача залежно від жорсткості бетонної суміші, висоти виробу та стадії формування. Найбільш доцільним є використання частотно-керованого електропривода, який дозволить реалізувати ступінчасту або плавну зміну режиму впродовж технологічного циклу. Це особливо важливо на завершальній стадії ущільнення, коли бетонна суміш потребує вже не інтенсивного переміщення, а локального доущільнення верхнього шару.

Третім напрямом удосконалення є оптимізація параметрів пружної системи привантажувача. Практика показує, що жорсткість пружних елементів істотно впливає на амплітуду коливань робочої поверхні, характер динамічного навантаження на бетонну суміш і стійкість роботи привантажувача в цілому. Тому в подальших конструктивних розробках доцільно передбачити змінні або регульовані пружні елементи, що дадуть можливість підлаштовувати жорсткість системи під конкретні умови формування. Це дозволить забезпечити більш точне узгодження параметрів привантажувача з основною вібраційною формою та уникати як недостатнього, так і надмірного динамічного впливу.

Окремої уваги потребує вдосконалення напрямних і вузлів фіксації привантажувача. У процесі виробничих випробувань встановлено, що саме ці елементи сприймають значну частину змінних навантажень і значною мірою визначають точність просторового положення робочого органа відносно форми. Для підвищення довговічності конструкції доцільно застосовувати напрямні з підвищеною зносостійкістю, а також передбачати змінні втулки або вкладиші, які можна замінювати без демонтажу всього вузла. Крім того, доцільним є введення регульовальних елементів для точного центрування привантажувача над формою, що особливо важливо при виготовленні залізобетонних кілець, де порушення співвісності може спричинити нерівномірність ущільнення по колу.

Наступним напрямом є вдосконалення конструкції робочої поверхні привантажувача. Для кільцевих виробів доцільно забезпечити не лише геометричну відповідність контактної поверхні конфігурації виробу, а й її підвищену жорсткість при одночасному зменшенні металоемності. Це може бути досягнуто шляхом ребрування нижньої плити, використання замкнених профілів або багат шарових елементів. У той же час робоча поверхня повинна забезпечувати рівномірний розподіл тиску по кільцевій зоні контакту без локальної концентрації навантажень. Для цього доцільно провести додаткові дослідження напружено-деформованого стану нижньої плити привантажувача та уточнити її конструкцію на основі числового моделювання.

Перспективним напрямом подальшого вдосконалення є введення до конструкції елементів контролю та діагностики. Оснащення привантажувача датчиками переміщення, прискорення або динамічного тиску дозволить у реальному часі оцінювати параметри його роботи, контролювати відхилення від заданого режиму та своєчасно виявляти перевантаження або порушення синхронності дії з основною вібраційною системою. У подальшому це створить передумови для переходу до адаптивного керування процесом доущільнення залежно від стану бетонної суміші та етапу формування.

Також доцільним є вдосконалення конструкції з позицій технологічного обслуговування та безпеки експлуатації. Для цього слід передбачити зручний доступ до вузлів кріплення автономного вібробуджувача, пружних елементів і напрямних, спростити операції демонтажу та заміни зношених деталей, а також обладнати конструкцію захисними кожухами й елементами віброізоляції. Це сприятиме зниженню простоїв обладнання, підвищенню культури виробництва та покращенню умов праці обслуговуючого персоналу.

#### 4.6 Розрахунок економічної ефективності впровадження безінерційного привантажувача з автономним вібробуджувачем для доущільнення бетонних сумішей

Економічна ефективність впровадження безінерційного привантажувача з автономним вібробуджувачем визначається насамперед зменшенням втрат від браку під час виготовлення залізобетонних кілець, а також скороченням трудомісткості фінішного доведення виробів до товарного вигляду. За актом впровадження засвідчено, що під час виробничих випробувань привантажувача у вересні–жовтні 2025 року кількість бракованих виробів зменшилася з 15 кілець до 4 кілець за місяць. Основною причиною такого результату є покращення ущільнення верхньої частини бетонної суміші, унаслідок чого майже зникли відкриті пустоти, раковини та інші поверхневі дефекти, які раніше потребували додаткового ремонту або призводили до вибракування виробу.

Вихідні дані для розрахунку наведено в таблиці 4.1.

Показник	Позначення	Значення
Кількість браку до впровадження, шт./міс.	$B_1$	15
Кількість браку після впровадження, шт./міс.	$B_2$	4
Зменшення браку, шт./міс.	$\Delta B$	11
Собівартість одного кільця, грн	$C$	650
Вартість готового виробу, грн	$\Pi$	1300
Річний обсяг виготовлення, шт.	$N$	320
Потужність до модернізації, кВт	$P_1$	0,75
Потужність після модернізації, кВт	$P_2$	1,0
Тривалість роботи вібраторів на одне кільце, хв	$t$	2
Вартість електроенергії, грн/кВт·год	$T_e$	9,80
Вартість модернізації, грн	$K$	8700

Зменшення кількості браку за місяць становить, кілець/міс:

$$B = B_1 - B_2 = 15 - 4 = 11. \quad (4.1)$$

Тоді річне зменшення кількості бракованих виробів:

$$\Delta B_{\text{річн}} = 11 \cdot 12 = 132 \text{ кільця/рік.}$$

Економічний ефект від зменшення браку доцільно визначати за собівартістю виробів, які раніше втрачалися через брак:

$$E_{\text{бр}} = \Delta B_{\text{річн}} \cdot C \quad (4.2)$$

$$E_{\text{бр}} = 132 \cdot 650 = 85800 \text{ грн/рік.}$$

Отже, тільки за рахунок зменшення кількості бракованих кілець річний економічний ефект становить 85800 грн/рік.

Окремо враховуємо зміну витрат на електроенергію. До модернізації встановлена потужність обладнання під час формування становила 0,75 кВт, після встановлення привантажувача – 1,0 кВт. Тривалість роботи вібраторів під час виготовлення одного кільця становить 2 хвилини, або:

$$t = \frac{2}{60} = 0,0333 \text{ год.} \quad (4.3)$$

Річні витрати електроенергії до модернізації, кВт\год:

$$W_1 = P_1 \cdot t \cdot N \quad (4.4)$$

$$W_1 = 0,75 \cdot 0,0333 \cdot 320 = 8,0 .$$

Вартість електроенергії до модернізації:

$$Z_{e1} = 8,0 \cdot 9,80 = 78,40 \text{ грн/рік.}$$

Річні витрати електроенергії після модернізації, кВт\год:

$$W_2 = P_2 \cdot t \cdot N \quad (4.5)$$

$$W_2 = 1,0 \cdot 0,0333 \cdot 320 = 10,67$$

Вартість електроенергії після модернізації, грн/рік:

$$Z_{e2} = 10,67 \cdot 9,80 = 104,53 .$$

Збільшення річних витрат на електроенергію становить, грн/рік.:

$$\Delta Z_e = Z_{e2} - Z_{e1} \quad (4.6)$$

$$\Delta Z_e = 104,53 - 78,40 = 26,13 .$$

Як видно з розрахунку, збільшення витрат на електроенергію є незначним і практично не впливає на загальний економічний результат.

Загальний річний економічний ефект з урахуванням додаткових витрат електроенергії, грн/рік:

$$E_{річн} = E_{бр} - \Delta Z_e . \quad (4.7)$$

$$E_{річн} = 85800 - 26,13 = 85773,87 .$$

Термін окупності витрат на модернізацію визначаємо за формулою, року:

$$T_{ок} = \frac{K}{E_{річн}} . \quad (4.8)$$

$$T_{ок} = \frac{8700}{85773,87} = 0,10$$

У місяцях, міс:

$$T_{ок.м} = T_{ок} \cdot 12 = 0,10 \cdot 12 = 1,2 . \quad (4.9)$$

Таким чином, витрати на розроблення, виготовлення та впровадження безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем окупаються приблизно за 1,2 місяця роботи.

Додатковий економічний ефект, який у цьому розрахунку не враховано кількісно, пов'язаний зі зменшенням трудомісткості фінішного доведення кілець до товарного вигляду. Під час виробничих випробувань встановлено, що після застосування привантажувача майже зникла потреба у додатковому усуненні поверхневих дефектів, зокрема пустот, раковин і нерівномірно ущільнених ділянок. Це дозволяє зменшити витрати робочого часу, матеріалів для ремонту поверхні та підвищити стабільність якості готової продукції.

#### 4.7. Висновки з розділу 4.

1. У розділі виконано техніко-технологічне обґрунтування режимів ущільнення бетонних сумішей із використанням установки з

безінерційним привантажувачем з автономним віброзбуджувачем. Встановлено, що найбільш ефективним є комбінований режим роботи, за якого основна вібраційна форма забезпечує загальне ущільнення бетонної суміші, а привантажувач здійснює додатковий локальний динамічний вплив на верхню частину виробу, що дозволяє підвищити рівномірність ущільнення по висоті.

2. Розроблено методику технічного розрахунку установки з безінерційним привантажувачем, яка включає визначення параметрів основної вібраційної системи, автономного привантажувача, умов їх частотного узгодження, динамічного тиску на бетонну суміш і розподілу амплітуд коливань по висоті форми. Показано, що використання цієї методики дозволяє вже на стадії проектування обґрунтовано вибирати конструктивні та режимні параметри установки.

3. За результатами виробничих випробувань дослідного зразка безінерційного привантажувача, проведених у КТ «Підприємство „Теплотехбуд“» (м. Полтава), підтверджено працездатність розробленої конструкції та її технологічну доцільність. Встановлено, що застосування привантажувача сприяє покращенню ущільнення верхньої зони бетонної суміші, зменшенню нерівномірності структури виробу та підвищенню стабільності геометричних параметрів сформованої продукції.

4. На основі аналізу конструктивної роботи дослідного зразка сформульовано рекомендації щодо подальшого вдосконалення конструкції, які стосуються підвищення її адаптивності до різних типорозмірів виробів, удосконалення системи регулювання автономного віброзбуджувача, оптимізації параметрів пружних елементів, підвищення довговічності напрямних вузлів і впровадження засобів контролю динамічних параметрів робочого процесу.

5. Проведений розрахунок економічної ефективності показав, що впровадження безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем є економічно доцільним. За річного обсягу виробництва

500 виробів забезпечується позитивний економічний ефект за рахунок покращення якості продукції та зменшення втрат від браку при незначному збільшенні енерговитрат, а строк окупності конструкції становить близько 1,3 року.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

– Проведено аналіз сучасних методів формування бетонних і залізобетонних виробів та існуючих конструкцій вібраційного обладнання для їх виготовлення. Встановлено, що під час формування виробів кільцевого типу, зокрема залізобетонних кілець КС 7-9 висотою 0,89 м, однією з основних технологічних проблем є нерівномірність ущільнення бетонної суміші по висоті виробу, особливо у його верхній зоні. За результатами аналізу встановлено, що горизонтальна амплітуда коливань по висоті форми змінюється в межах приблизно 0,141–0,194 мм, що підтверджує нерівномірний характер передавання коливального впливу та обумовлює необхідність застосування додаткових засобів доущільнення.

– Виконано аналіз конструкцій привантажувачів для доущільнення бетонних сумішей. Обґрунтовано доцільність використання безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем, який дозволяє створювати додатковий керований динамічний вплив без істотного збільшення інерційного навантаження на формувальну установку. Для перевірки ефективності запропонованого рішення досліджувалися привантажувачі масою 20, 35 і 50 кг, що дало змогу оцінити вплив зміни маси робочого органа на амплітуду коливань і характер доущільнення бетонної суміші.

– Розроблено математичну модель системи «вібраційна форма – бетонна суміш – безінерційний привантажувач», у якій враховано інерційні, пружні та дисипативні властивості бетонного середовища, а також комбінований характер динамічного впливу від основної вібраційної форми та автономного віброзбуджувача привантажувача. Запропонована модель дає змогу описати процес взаємодії робочих органів установки з бетонною сумішшю під час її ущільнення для робочого діапазону кутових частот 180–290 рад/с і мас привантажувача 20–50 кг.

– Встановлено закономірності впливу маси привантажувача, частоти автономного віброзбуджувача та параметрів основної вібраційної форми

на інтенсивність доущільнення бетонної суміші. Показано, що ефективність процесу зростає за умови раціонального поєднання горизонтальних коливань форми та вертикального динамічного впливу привантажувача на верхню частину бетонної суміші. Для маси привантажувача 20 кг горизонтальна амплітуда по висоті форми змінювалася від 0,141 до 0,185 мм, для маси 35 кг – від 0,146 до 0,194 мм, а для маси 50 кг – від 0,141 до 0,185 мм, що підтвердило стабільність роботи установки в усьому досліджуваному діапазоні режимів.

– Отримано аналітичні залежності для визначення амплітуд коливань, прискорень, динамічного тиску привантажувача на бетонну суміш та раціональних параметрів роботи безінерційного привантажувача. Ці залежності можуть бути використані для вибору маси привантажувача, параметрів віброзбудження, жорсткості пружних елементів і режимів роботи установки. Розрахунками встановлено, що при масі привантажувача 20 кг вертикальна амплітуда становить 1,247–2,006 мм, прискорення – 65,0–105,0 м/с<sup>2</sup>, а максимальний сумарний тиск на бетонну суміш – 8,84–13,56 кПа. При масі 50 кг вертикальна амплітуда зменшується до 0,499–0,802 мм, що підтверджує суттєвий вплив маси привантажувача на інтенсивність доущільнення.

– Розроблено експериментальну установку з безінерційним привантажувачем з автономним віброзбуджувачем для доущільнення бетонних сумішей. Проведені експериментальні дослідження підтвердили працездатність запропонованої конструкції та показали її ефективність для інтенсифікації ущільнення бетонної суміші, зокрема у верхній частині формованого виробу. Експериментально підтверджено, що використання безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем сприяє підвищенню рівномірності ущільнення бетонної суміші по висоті виробу. Для планування досліджень було сформовано 9 дослідних режимів за двофакторною тривірневою схемою: маса привантажувача 20, 35 і 50 кг та кутова частота обертання дебалансів 180, 250 і 290 рад/с. Найбільш

доцільним є комбінований режим роботи, за якого основна вібраційна форма забезпечує загальне ущільнення суміші, а привантажувач виконує додаткове локальне доущільнення верхньої зони виробу.

– Виконано виробничі випробування дослідного зразка безінерційного привантажувача у складі формувальної установки для бетонних і залізобетонних виробів в умовах ТОВ «Виробниче підприємство Будмеханізація» м. Полтава. Результати випробувань підтвердили технічну можливість, технологічну доцільність і практичну придатність запропонованого технічного рішення для використання у виробничих умовах. За результатами впровадження встановлено зменшення кількості бракованих виробів з 15 до 4 кілець за місяць, тобто на 11 кілець, або приблизно на 73 %. Це підтверджує, що додаткове доущільнення верхньої частини бетонної суміші зменшує кількість відкритих пустот, раковин і поверхневих дефектів.

– Розроблено методику технічного розрахунку установки з безінерційним привантажувачем, яка включає визначення основних конструктивних і динамічних параметрів системи, вибір раціональних режимів віброзбудження та оцінювання ефективності доущільнення бетонної суміші. Надано рекомендації щодо подальшого вдосконалення конструкції та її впровадження у виробництво бетонних і залізобетонних виробів. Розрахунок економічної ефективності показав доцільність впровадження розробленої конструкції: при вартості модернізації 8700 грн, збільшенні встановленої потужності з 0,75 до 1,0 кВт і тривалості роботи вібраторів 2 хв на одне кільце строк окупності становить близько 1,3 року. Застосування привантажувача забезпечує покращення якості готової продукції, зменшення втрат від браку та позитивний економічний ефект.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Columbia Machine. *Columbia Vibration Technology (CVT) – vertical vibration for uniform density, cement savings, reduced mold wear, and up to 70% improved homogeneity.* – [Electronic resource]. – Access mode: <https://www.columbiamachine.com>
2. CPI. *Our solution for your success: CPI Product Overview 2021.* – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://images.cpi-worldwide.com>
3. CPI. *Our solution for your success: CPI Product Overview 2021.* – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://images.cpi-worldwide.com>
4. 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)
5. Hartmann K. *Statistische Versuchsplanung und -auswertung in der Stoffwirtschaft* / ed. K. Hartmann. – Leipzig : VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1974. – 552 s.
6. Jamrozy Z. *Beton i jego technologie.* – Warszawa : Wydawnictwo naukowe, 2000. – 486 s.
7. Kelly G. *Mechanical Vibrations* / G. Kelly. – Toronto : Cengage Learning, 2011. – 896 p.
8. Kelly S.G. *Mechanical Vibrations: Theory and Applications.* Stamford: Cengage Learning, 2012. 896 p.
9. 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)
10. 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)
11. Maslov A.G. Deep compactor with a concrete mixture laid in a form interaction process investigation / A.G. Maslov, Ja. Batsaikhan, M.M.

Nesterenko, T.M. Nesterenko // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, № 4.8. – P. 385–389. – DOI: 10.14419 / ijet.v7i4.8.27275.

12.Maslov A.G., Salenko J.S., Maslova N.A. Study of interaction of vibrating plate with concrete mixture // Вісник КНУ імені Михайла Остроградського. – 2011. – Вип. 2 (67). – С. 93–98.

13.Michalczyk, J. Transient resonance of machines and devices in general motion. Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 50, 577–587 (2012)

14.Michalczyk, J., Czubak, P. Natural vibrations of long vibratory conveyers. Archives of Metallurgy and Materials. 51, 145–154 (2006)

15.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.

16.Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Bondarenko A., Onyshchenko A., Lisnevskyi 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>

17.Nazarenko I., Dyachenko A., Nesterenko M. ANALYSIS OF PARAMETERS OF THE CONCRETE MORTAR COMPACTION PROCESS AND JUSTIFICATION OF THE DESIGN OF UNBALANCE VIBRATOR WITH VARIABLE PARAMETERS. *Construction Engineering*. 2025. № 42. С. 102–115. URL: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0511>

18.Nazarenko I., Ruchynskyi M., Delembovskyi M. The basic parameters of vibration settings for sealing horizontal surfaces // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, No. 3.2 (Spec. iss. 2). – P. 255–259. – <http://dx.doi.org/10.14419/ijet.v7i3.2.14415>.

19.Nazarenko I.I., Dedov O.P., Svidersky A.T., Ruchinsky N.N. Research of energy-saving vibration machines with account of the stress-strain state of

technological environment // The IX International Conference HEAVY MACHINERY HM 2017, Zlatibor, Serbia. – 2017. – P. 14–15.

20. Nazarenko I. Structural analysis of vibration platform for panel units forming and consideration of its utilizing options / Ivan Nazarenko, Oleksandr Diachenko, Vasyl Pryhotskyi, Mykola Nesterenko // Збірник наукових праць. Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава : Нац. ун-т ім. Юрія Кондратюка, 2021. – Вип. 1 (56). – С. 37–42. – DOI: <https://doi.org/10.26906/znp.2021.56.2505>.

21. 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. – <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2019.189057>.

22. Nazarenko I., Slipetskyi V. Development of the organizational principles of formation of the optimal diagram and parameters of vibration system // Technology audit and production reserves. – 2019. – Vol. 5, No. 1 (49). – P. 29–31. – <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2019.183874>.

23. Nazarenko I.I. The Dynamic Processes Mathematical Modeling in the Traction Coupling Device From Cars to the Trailers / I.I. Nazarenko, M.M. Nesterenko, O.V. Orysenko, A.Yu. Zygun // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, № 4.8. – P. 284–288. – DOI: [10.14419/ijet.v7i4.8.27257](https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.8.27257).

24. Nazarenko I.I., Ruchynskyy M.M., Terenchuk S.A. Doslidzhennya rezhymnykh ta enerhetychnykh kharakterystyk prohresyvnykh vibromashyn // Вісник НТУУ «КПІ». – 2011. – Вип. 63. – С. 214–218. – DOI: <https://doi.org/10.20535/2305-9001.2011.63.58587>.

25. Nesterenko M.M. Theoretical studies of stresses in a layer of a light-concrete mixture, which is compacted on the shock-vibration machine / M.M. Nesterenko, T.M. Nesterenko, T.O. Skliarenko // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, № 3.2. – P. 419–424.

- 26.Nesterenko M. Loaders for Concrete Compaction / M. Nesterenko, O. Panfilov, M. Pyrlyk // Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering. – 2023. – Vol. 2, Iss. 61. – P. 80-85. – DOI: <https://doi.org/10.26906/znp.2023.61.3874>
- 27.Nesterenko M. M., Vedmid V. V. Movement of air voids in lightweight concrete mixtures during vibration compaction. System technologies. – 2025. – T. 3, № 158. – С. 201–208. <https://doi.org/10.34185/1562-9945-3-158-2025-20>
- 28.Nesterenko M.P. Investigation of vibration machine interaction with compacted concrete mixture / M.P. Nesterenko, A.G. Maslov, Ju.S. Salenko // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, № 3.2. – P. 260-264.
- 29.Nesterenko M.P. Vibrating tables with the spatial oscillations of the moving frame technological properties for forming reinforced concrete products / M.P. Nesterenko, M.M. Nesterenko, O.V. Orysenko, T.O. Sklyarenko // Academic Journal Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering. – 2019. – Vol. 2 (53). – P. 13–19.
- 30.Nesterenko M.P., Molchanov P.O. Study of vibrations of plate of oscillation cassette setting as active working // Problems of energy and nature use : conference reports materials. – Budapest, 2014. – P. 146–151.
- 31.Nesterenko M. M., Vedmid V. V. Дослідження впливу вертикальних вібраційних режимів на взаємодію робочого органу віброплощадки з бетонною сумішшю. Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University. 2025. No. 2. P. 182-188. URL: <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2025.2.23> (Розробив математичну модель та провів експеримент).
- 32.Neville A.M. Właściwości betonu. – Kraków : Polski Cement, 2000. – 874 s.
- 33.Nguyen H., Tran V. Rheological properties of concrete under vibration. Materials Science and Engineering. 2021. Vol. 15, No. 4. P. 30–40.
- 34.Nguyen T., Patel V. Smart Vibration Control Systems in Modern Construction. Automation in Construction. 2022. Vol. 144. P. 104–112.

35. Rivin E.I. *Passive vibration isolation* / E.I. Rivin. – New York : ASME Press, 2003. – 426 p.
36. Sheka O., Yakovenko A., Vedmid V. Reasoning of the expediency of using vibration supports with variable parameters // *Зб. наук. праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво = Academic Journal. Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering.* – Полтава : Нац. ун-т ім. Юрія Кондратюка, 2022. – Вип. 2 (59). – С. 27–34. – <https://doi.org/10.26906/znp.2022.58.XXXX>; <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/14825>.
37. Shigeyuki D., Goryozono Y., Hashimoto S. Study on consolidation of concrete with vibration // *Physics Procedia.* – 2012. – Vol. 25. – P. 325–332. – <https://doi.org/10.1016/j.phpro.2012.03.091>.
38. Taylor R., White S. Dynamic analysis of vibratory construction equipment. *Mechanics of Structures and Machines.* 2021. Vol. 49, No. 2. P. 30–40.
39. Wagg, D.J. Multiple non-smooth events in multi-degree-of-freedom vibroimpact systems. *Nonlinear Dyn.* 43, 137–148 (2006)
40. 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)
41. 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.
42. Zhyhylyi S.M., Kharchenko M.O., Katella J.O. Mathematical model of the dynamic action of the controlled vibration exciter on the processed medium of mixer with toroidal working container // *International Journal of Engineering & Technology.* – 2018. – Vol. 7, No. 3.2. – P. 478–485. – DOI: 10.14419/ijet.v7i3.2.14576.
43. Азаренков М.О., Гірка В.О., В.І. Лапшин В.І., В.І. Муратов В.І. Теорія коливань та хвиль. Навчальний посібник. – Харків, 2005. – 154 с.

44. Аніщенко А.І. Комплексний підхід до виробництва та ущільнення бетонних блоків для модульного будівництва / А.І. Аніщенко, М.Ю. Бугрименко, Д.С. Каленіч, В.В. Блажко, В.В. Ведмідь // Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова/ 2025 – №112. – 179–187. <https://doi.org/10.33042/2311-7257.2025.112.1.22>
45. Баранов Ю.О., Клименко М.О., Басараб В.А. Методика експериментальних досліджень взаємодії середовища з робочим органом ударно-вібраційної площадки// Техніка будівництва. – 2003. – №11. – С. 24-28.
46. Бікс Ю.С., Ратушняк Г.С., Коц І.В. Моделювання взаємодії бетонної суміші з прес-формою під час ущільнення // Сучасні технології, матеріали та конструкції у будівництві. – 2011. – № 2. – С. 92–95.
47. 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.
48. Боровець В.М., Савчин Б.М., Шенбор В.С., Брусенцов В.Г. Вібраційні майданчики для виготовлення бетонних виробів: веб-сайт. – 2014. – URL: [https://www.confcontact.com/2014-specproekt/tn3\\_borovets.htm](https://www.confcontact.com/2014-specproekt/tn3_borovets.htm)
49. Василенко Р.О. Вібромайданчики для формування великорозмірних об'ємних залізобетонних виробів / Р.О. Василенко, М.П. Нестеренко // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2003. – Вип. 13. – С. 182–188.
50. Ведмідь В.В. Експериментальні дослідження комбінованої імпульсно-вібраційної установки / В.В. Ведмідь, Т.М. Нестеренко, М.М. Нестеренко, М.О. Пирлик // Системні технології. – 2025. – Т. 5, № 160. – С. 178–188. – URL: <https://doi.org/10.34185/1562-9945-5-160-2025-19>.
51. Визначення раціональних режимів і параметрів віброустановки з складним характером руху / І.І. Назаренко та ін. // Гідроаеромеханіка в

- інженерній практиці : матеріали XXIV Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Київ, 27–30 трав. 2019 р.). – Київ : НТУ «КПІ», 2019. – С. 192–194.
52. Гриценко І.О. Математичне моделювання процесів ущільнення бетонних сумішей. Харків: ХНУБА, 2019. 178 с.
53. Гусев Б.В., Зазимко В.Г. Вібраційна технологія бетону. – Київ : Будівельник, 1991. – 230 с.
54. Давиденко Ю.О. Розробка та дослідження керованої віброплощадки для ущільнення легких бетонів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.02 / Давиденко Юрій Олександрович. – Полтава, 1999. – 181 с.
55. Демченко С.В. Вплив параметрів вібрації на міцність бетону. Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди. 2022. № 55. С. 89–94.
56. Дєдов О.П. Моделювання та визначення раціональних параметрів робочого процесу формоутворюючої поверхні віброустановки із просторовими коливаннями // Прогресивні технології у машинобудуванні : тези доп. VIII Міжнар. наук.-техн. конф. – 2019. – С. 127.
57. Дєдов О.П. Розповсюдження плоских хвиль напруження в пружно-пластичному середовищі під дією силового навантаження // Техніка будівництва. – 2010. – № 25. – С. 6–73.
58. Дідковський В.С., Дрозденко К.С. Основи аналітичної механіки та теорії коливань: підручник. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. С. 250.
59. Дудар І. Н. Технологія роздільного віброімпульсного формування каменебетонних виробів : мо-нографія / І. Н. Дудар, В. П. Загреба, А. О. Коваленко. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 92 с ISBN978-966-641-493-2.
60. Дьяченко О., Пригоцький В., Маліцький І. Огляд схем вібромайданчиків з вертикальними коливаннями та аналіз можливостей керування параметрами ущільнення // Енергоощадні машини і технології : матеріали III Міжнар. наук.-практ. конф. (Київ, 17–19 трав. 2022 р.). – Київ : КНУБА, 2022. – С. 28–31.

- 61.Іносов С., Ілларіонов В., Сабалаєва Н. Автоматичне каскадне регулювання амплітуди коливань резонансного віброживильника з дебалансним збуджувачем. Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті, 2025. 30(1), 75-80.<https://doi.org/10.18664/iksz.v30i1.326809>.
- 62.Загреба В.П., Дудар І.Н., Коваленко А.О. Технологія роздільного віброімпульсного формування каменебетонних виробів : монографія. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 92 с.
- 63.Запривода, А. Методи розрахунку параметрів поверхневих вібраційних машин для ущільнення будівельних сумішей / А. Запривода // *Техніка будівництва*. – 2025. – № 41. – С. 12–21. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0402>
- 64.Іщук С.І., Гладкий О.В. Техніко-економічні основи промислового виробництва : навч. посіб. – Київ : Академія, 2011. – 296 с.
- 65.Карвацький А.Я. Механіка суцільних середовищ: навчальний посібник. Київ: НТУУ «КПІ», 2016. 290 с.
- 66.Ковальчук В.А. Дослідження резонансних режимів роботи вібраційних машин. *Техніка будівництва*. 2021. № 48. С. 23–28
- 67.Коротич Ю.Ю. Складання математичної моделі вібраційного столу // *Технічні науки та технології*. – 2023. – № 3 (33). – С. 83–96. – DOI: 10.25140/2411-5363-2023-3(33)-83-96.
- 68.Кравченко І.М. Керування динамічними параметрами електромагнітної ударно-вібраційної системи / І.М. Кравченко, В.А. Басараб // *Техніка будівництва*. – К.: КНУБА, 2006. – №19. – С. 56-63.
- 69.Кривенко П.В. Будівельне матеріалознавство : підручник / П.В. Кривенко та ін. – Київ : ЕксОб, 2004. – 704 с.
- 70.Кришталь Є.М., Ткачук О.В., Шевченко С.А. Динаміка механічних систем при дії змінних навантажень. Дніпро: Інститут технічної механіки НАН, 2018. 84 с

71. 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.
72. Клименко М. І. Напружено-деформований стан гумових та гумовокордних віброізоляторів в умовах температурного та нелінійного деформування // М. І. Клименко, С. М. Гребенюк, А. М. Богуславська, А. В. Гаценко / Геотехнічна механіка. –2018.– №138 –с. 196-204.<http://dx.doi.org/10.15407/geotm2018.01.196>.
73. Ланець О.С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом. Теоретичні основи та практика створення : монографія / О.С. Ланець. – Львів : Львів. політехніка, 2008. – 324 с.
74. Ланець О.С. Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин: Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа : навч. посіб./ О. С. Ланець. –Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 612 с ISBN978-966-941-217-1.
75. Маслов О., Саленко Ю., Маслова Н. Дослідження взаємодії вібруючої плити з цементобетонною сумішшю // Вісник КНУ імені Михайла Остроградського. – 2011. – Вип. 2/201 (67), ч. 1. – С. 93–98.
76. Маслов О.Г., Нестеренко М.П., Скляренко Т.О. Аналітичні дослідження коливань вібраційної установки для формування бетонних виробів для дорожнього будівництва у режимі холостого ходу // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво) / Полтавський нац. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – 2012. – Вип. 4 (34). – С. 249–254.
77. Маслов О.Г. Дослідження вібраційного органу для ущільнення бетонних сумішей з віброімпульсними коливаннями / О. Г. Маслов, Ю. С. Саленко, І. І. Жовтяк, Р. А. Вакуленко, В. Л. Дятловська // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. - 2020. - Вип. 5-6. - С. 139-146. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkdpu\\_2020\\_5-6\\_21](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkdpu_2020_5-6_21)

- 78.Мельник П.С. Енергоощадні технології у виробництві залізобетонних виробів. Науковий вісник будівництва. 2022. № 76. С. 102–108.
- 79.Мороз В.М. Підвищення ефективності процесу вібраційного ущільнення великогабаритних залізобетонних виробів / наук. кер. М.М. Нестеренко, В.В. Ведмідь // Тези 77-ї студ. наук. конф. ХНУБА. – Харків : ХНУБА, 2022. – С. 282–283. – <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/11128>.
- 80.Назаренко І. Огляд і аналіз вібраційного обладнання для формування плоских залізобетонних виробів / І. Назаренко, О. Дєдов, О. Дьяченко, А. Свідерський // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2017. – Вип. 90. – С. 49–58.
- 81.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.
82. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії : навч. посіб. / І.І. Назаренко. – Київ : КНУБА, 2007. – 230 с.
- 83.Назаренко І.І. Вплив кінематичного вібробуджувача на коливання рухомої рами вібраційної площадки / І.І. Назаренко, М.М. Нестеренко, Т.М. Нестеренко, А.Є. Бондаренко // Академічна й університетська наука: результати та перспективи : зб. наук. праць XIII Міжнар. наук.-практ. конф., 10–11 груд. 2020 р. – Полтава : Нац. ун-т ім. Юрія Кондратюка, 2020. – С. 248–251.
- 84.Назаренко І.І. Дослідження конструктивних та технологічних параметрів вібраційних машин для формування малогабаритних виробів / І.І. Назаренко, М.М. Нестеренко // Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2021 : тези II Міжнар. наук.-техн. конф. (Вінниця, 15 трав. 2021 р.). – Вінниця : ВНТУ, 2021. – С. 377–378. – URL :

<https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2021/schedConf/presentations>.

85. Назаренко І.І. Ефективність використання різних типів збудників коливань в машинах технологічного призначення / І.І. Назаренко та ін. // Перспективи розвитку машинобудування та транспорту : тези доп. І Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Вінниця, 13–15 трав. 2019 р.). – Вінниця : Едельвейс, 2019. – С. 256–259.

86. Назаренко І.І. Машина для виробництва будівельних матеріалів : підручник / І.І. Назаренко. – Київ : КНУБА, 1999. – 488 с.

87. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем : навч. посіб. (2-е вид.) / І.І. Назаренко. – Київ, 2010. – 440 с.

88. Назаренко І.І. Теоретичні дослідження робочого процесу ударно-вібраційної установки з визначенням законів руху та напружень в шарі бетонної суміші, що ущільнюється при кінематичному збудженні коливань / І.І. Назаренко, М.М. Нестеренко, С.М. Жигилій, Т.М. Нестеренко // Науковий вісник будівництва. - 2016. - Т. 86, № 4. - С. 172-176. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvb\\_2016\\_86\\_4\\_37](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvb_2016_86_4_37),

89. Назаренко І.І., Дєдов О.П. Цілеспрямоване застосування форми коливань формоутворюючої поверхні вібраційної установки для реалізації полічастотного режиму ущільнення // Матеріали ІІ Всеукр. наук.-техн. конф. «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки». – 2018. – С. 59–61.

90. Назаренко І.І., Дяченко О.С. Експериментальні дослідження робочого процесу вібраційної установки для ущільнення бетонних сумішей зі змінним режимом роботи // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2019. – № 92. – С. 24–31. – <https://doi.org/10.31493/gbdmm1892.0301>.

91. Назаренко І.І., Нестеренко М.М., Ведмідь В.В. Розроблення високоефективного вібраційного обладнання для формування залізобетонних стінових панелей // Тези 74-ї наук. конф. Нац. ун-ту

«Полтавська політехніка» (Полтава, 25 квіт. – 21 трав. 2022 р.). – Полтава : Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2022. – Т. 1. – С. 152–153. – <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/10893>.

92. Назаренко І.І., Нестеренко М.М., Нестеренко Т.М., Ведмідь В.В. Вібраційне обладнання для формування стінових панелей // Енергоощадні машини і технології : матеріали III Міжнар. наук.-практ. конф. (Київ, 17–19 трав. 2022 р.). – Київ : КНУБА, 2022. – С. 12–14. – <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/11137>.

93. Назаренко І.І., Нестеренко М.М., Нестеренко Т.М., Ведмідь В.В. Дослідження напружено-деформованого стану складових та формоутворюючих елементів вібраційних машин із мінімізацією металоємності // Тези X Міжнар. наук.-практ. конф. «Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд» (Харків, 26–27 жовт. 2021 р.). – Харків : ХНУБА, 2021. – С. 75–76. – <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/10090>.

94. Назаренко І.І., Нестеренко М.М., Нестеренко Т.М., Ведмідь В.В. Лабораторний вібромайданчик зі змінно направленими коливаннями для ущільнення бетонних сумішей // Комплексні композитні конструкції будівель та споруд в умовах воєнного часу (CSCS-2022) : зб. наук. пр. XIV Міжнар. наук.-техн. конф. – Полтава : Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2022. – С. 84–86. – <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/11135>.

95. Назаренко І.І., Нестеренко М.М., Орисенко О.В., Ведмідь В.В. Структурний та параметричний синтез вібраційних машин // Академічна й університетська наука: результати та перспективи : зб. наук. пр. XIV Міжнар. наук.-практ. конф. (Полтава, 09 груд. 2021 р.). – Полтава : Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2021. – С. 282–285. – <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/10096>.

96. Назаренко І.І., Ручинський М.М. Фізичні основи механіки будівельних матеріалів. – Львів : Афіша, 2002. – 128 с.

97. Назаренко І.І., Ручинський М.М., Свідерський А.Т., Дєдов О.П. Оцінка вкладу вищих гармонік в робочий процес машин різного технологічного призначення // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 1 (61). – С. 41–45.
98. Назаренко І.І., Слюсар В.С., Нестеренко М.М., Ведмідь В.В. Оцінка ефективності вібраційного ущільнення бетонних сумішей // Академічна й університетська наука: результати та перспективи : зб. наук. пр. XVII Міжнар. наук.-практ. конф. (Полтава, 12–13 груд. 2024 р.). – Полтава : Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2024. – С. 102–104. – <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/17822>.
99. Назаренко І.І., Туманська О.В. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: конструкції та основи експлуатації : підручник / І.І. Назаренко, О.В. Туманська. – Київ : Вища шк., 2004. – 590 с.
100. Настоящий В.А., Нестеренко Т.М., Нестеренко М.М. Розрахунок металевої форми для виготовлення стінових блоків // Зб. наук. праць. Наук. записки КНТУ. – 2010. – № 3. – Кіровоград : КНТУ. – С. 30–34.
101. Нестеренко М.М., Ведмідь В.В. Теоретичні положення та аналіз робочого процесу ущільнення бетонних сумішей. Техніка будівництва. – 2025. – № (42). – С. 4–13. <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0501>  
<http://tehbud.knuba.edu.ua/article/view/331978/320980>
102. Нестеренко М.М. Визначення основних характеристик коливань рухомої рами на пружних прокладках // Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів : зб. ст. і тез доп. Міжнар. наук.-практ. конф. (м. Кіровоград, 3–5 жовт. 2013 р.). – Кіровоград : КНТУ, 2013. – С. 67–71.
103. Нестеренко М.М. Використання імпульсного вібраційного привантажувача для доущільнення бетонних сумішей / М.М. Нестеренко, О.І. Панфілов, М.О. Пирлик, В.В. Ведмідь [та ін.] // Створення, експлуатація і ремонт автотранспорту та будівельної техніки : матеріали VII Всеукр. наук.-техн. конф. (Полтава, 25 квіт. 2024 р.). – Полтава : Нац.

ун-т ім. Юрія Кондратюка, 2024. – С. 128–130. – <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/16748>.

104. Нестеренко М.М. Дослідження пружних властивостей гумових прокладок ударно-струшувальної установки при різних питомих тисках // Техніка будівництва. – 2010. – № 25. – С. 24–28.

105. Нестеренко М.М. Дослідження робочих параметрів вібраційної установки / М.М. Нестеренко, Т.О. Скляренко, О.С. Дьяченко // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки : матеріали VI Всеукр. наук.-техн. конф., 11 трав. 2023 р. – Полтава : Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2023. – С. 99–100.

106. Нестеренко М.М. Привантажувач для додаткового формування залізобетонних виробів : пат. 33705 Україна, МПК (2006) В28В 1/08 / заявник Нестеренко М.М. ; власник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – № u200802032 ; заявл. 18.02.2008 ; опубл. 10.07.2008, Бюл. №14. – 4 с.

107. Нестеренко М.М. Форма для виготовлення стінових блоків : пат. 51631 Україна, МПК (2006) В28В 1/08 / заявники Нестеренко М.М., Тобольченко М.О., Чуваєв А.С., Федій І.В. ; власник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – № u201000429 ; заявл. 18.01.2010 ; опубл. 26.07.2010, Бюл. №14. – 4 с.

108. Нестеренко М.М., Нестеренко Т.М., Скляренко Т.О. Теоретичні дослідження напружень в шарі легкобетонної суміші, що ущільнюється на ударно-вібраційній установці // Building Innovations – 2018 : зб. наук. пр. I Міжнар. азербайджан.-укр. конф. (24–25 трав. 2018 р., Баку). – Полтава : ПолтНТУ, 2018. – С. 168–170.

109. Нестеренко М.М., Панфілов О.І., Ведмідь В.В., Пирлик М.О. Дослідження динаміки ущільнення полістиролбетону при вертикальних гармонійних коливаннях віброплощадки // Тези 77-ї наук. конф. (Полтава,

16–22 трав. 2025 р.). – Полтава : Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2025. – Т. 1. – С. 246–247. – <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/Polntnu/18771>.

110. Нестеренко М.М., Панфілов О.І., Пирлик М.О., Ведмідь В.В. Оцінка та аналіз конструкцій і параметрів вібраційних привантажувачів для доущільнення бетонних сумішей // Створення, експлуатація і ремонт автотранспорту та будівельної техніки : матеріали VI Всеукр. наук.-техн. конф. (Полтава, 11 трав. 2023 р.). – Полтава : Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2023. – С. 90–91. – <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/Polntnu/12843>.

111. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для підприємств будівельної індустрії // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2002. – Вип. 9. – С. 90–93.

112. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2005. – Вип. 16. – С. 182–191.

113. Нестеренко М.П. Віброустановка для формування малогабаритних бетонних та залізобетонних виробів у касетній формі / М.П. Нестеренко, Т.О. Склярєнко // Каталог наукових розроблень 2011 / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. Редколегія: Онищенко В.О. та ін. – Полтава: ПолтНТУ, 2011. – С. 86.

114. Нестеренко М.П. Класифікація та оцінка споживчих якостей сучасних вібраційних машин для формування залізобетонних виробів // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2007. – Вип. 20. – С. 20–25.

115. Нестеренко М.П. Оцінка технологічних можливостей вібраційних машин типу ВПГ для формування залізобетонних виробів / М.П. Нестеренко, Д.С. Педь, Т.М. Нестеренко // Проблеми розвитку будівельного та дорожньо-транспортного комплексів регіону : регіон.

наук.-практ. конф., 7–9 жовт. 2008 р. – Кіровоград, 2008. – Вип. 2. – С. 12–17.

116. Нестеренко М.П. Пристрій для ущільнення виробів із бетонних сумішей : пат. 33711 Україна, МПК (2006) В28В 1/08 / заявник Нестеренко М.П., Орисенко О.В., Нестеренко М.М. ; власник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – № u200802245 ; заявл. 21.02.2008 ; опубл. 10.07.2008, Бюл. №13. – 4 с.

117. Нестеренко М.П. Пристрій для ущільнення стінових блоків із бетонних сумішей : пат. 34903 Україна, МПК (2006) В28В 1/08 / заявники Нестеренко М.П., Орисенко О.В., Нестеренко М.М. ; власник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – № u200804161 ; заявл. 02.04.2008 ; опубл. 26.08.2008, Бюл. №16. – 4 с.

118. Нестеренко М.П. Прогресивний розвиток вібраційних установок з просторовими коливаннями для формування залізобетонних виробів // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – 2015. – Вип. 2 (44). – С. 16–23.

119. Нестеренко М.П., Білецький В.С., Семко О.В. Оцінка конструктивно-технологічних параметрів та експлуатаційних якостей вібраційних машин для формування залізобетонних виробів // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – 2015. – Вип. 1 (43). – С. 231–237.

120. Нестеренко М.П., Орисенко О.В., Нестеренко М.М., Педь Д.С. Розроблення конструкції форми для виробництва стінових блоків // Каталог сучасних наукових розроблень. – Полтава : ПолтНТУ, 2009. – С. 18.

121. Нестеренко М.П., Педь Д.С. Математичне моделювання вібраційних машин для формування залізобетонних виробів з урахуванням впливу бетонної суміші на робочий орган // Вісн. Кременчуц. держ. політехн. ун-ту імені Михайла Остроградського. – 2009. – № 1 (54), ч. 1. – С. 78–80.

122. Нестеренко М.П., Педь Д.С., Молчанов П.О., Скляренко Т.О. Принципи раціонального конструювання стаціонарних вібраційних форм

- та інженерна методика їх динамічного розрахунку // Тези 64-ї наук. конф. професорів, викладачів, наук. працівників, аспірантів та студентів ун-ту (м. Полтава, 17 квітня – 11 травня 2012 р.). – Полтава, 2012. – Т. 3. – С. 54–56.
123. Нестеренко М.П., Скляренко Т.О. Математичне моделювання коливань вібраційної установки для виготовлення малогабаритних залізобетонних виробів з урахуванням впливу оброблюваного середовища // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – 2013. – Вип. 1 (36). – С. 256–265.
124. Нечаєв В.П. Теорія планування експерименту : навч. посіб. / В.П. Нечаєв та ін. – Київ : Кондор, 2005. – 232 с.
125. Онищенко О.Г. Нестеренко М.П. Аналітичні дослідження впливу поздовжніх стінок форми на ущільнення бетонної суміші при горизонтально направлених коливаннях віброплощини. Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво), №1(31). Полтава: ПНТУ, 2012. С. 22–28.
126. Орисенко О.В., Нестеренко М.М. Динамічний розрахунок металеві форми для виготовлення арболітових стінових блоків // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2010. – Вип. 1 (26). – С. 100–107.
127. Орисенко О.В., Нестеренко М.М. Реакція середовища, що ущільнюється, на ударно-струшуючий рух робочого органа формувальної установки // Тези 62-ої наук. конф. професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів ун-ту (Полтава, 23 квіт. – 13 трав. 2010 р.). – Том 3. – Полтава : ПолтНТУ, 2010. – С. 27–28.
128. Орисенко О.В., Нестеренко М.М., Шевченко О.О. Ударно-струшувальна установка для формування будівельних блоків із жорстких сумішей // Зб. наук. праць каф. «Будівельні, дорожні машини і будівництво» : за матеріалами регіон. наук.-практ. конф. «Проблеми розвитку будівельного та дорожньо-транспортного комплексів регіону». – Кіровоград : КНТУ, 2008. – С. 88–90.

129. Орисенко О.В., Нестеренко М.П. Дослідження просторового руху робочого органа вібраційної машини для формування тубчастих залізобетонних виробів // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2000. – Вип. 6, ч. 1. – С. 172–175.
130. Орисенко О.В., Рева М. Математичне моделювання руху робочого органу вібраційної установки для формування залізобетонних кілець // Зб. наук. праць студентів ЕМФ. – Полтава : ПолтНТУ, 2013. – Вип. 5. – С. 144–153.
131. Орисенко, О., & Шека, О. (2025). Розроблення вібраційної опори змінної жорсткості для одномасових вібраційних площадок малої вантажопідйомності. *Техніка будівництва*, (42), 36–44. <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0504>
132. Основи теорії взаємодії робочих органів будівельних машин із напружено-деформованим середовищем: монографія / І.І. Назаренко, В.М. Смірнов, А.В. Фомін, А.Т. Свідерський, О.О. Костенюк, О.П. Дєдов, А.Г. Зухба ; за ред. І.І. Назаренка. – Київ : МП Леся, 2010. – 216 с.
133. Пічугін С.Ф., Нестеренко М.М. Дослідження режимів ущільнення легкобетонних сумішей на ударно-вібраційній установці методом математичного планування експерименту // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2013. – Вип. 1 (36), т. 1. – С. 183–190.
134. Повідайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання. Львів: Львівська політехніка, 2004. 248с.
135. Поляченко В.А., Сівко В.Й., Назаренко І.І., Яковенко В.Б. та ін. Створення та впровадження енергозберігаючих високотехнологічних процесів і машин у будівельній індустрії. – Київ : МП «Леся», 2006. – 148с.
136. Пирлик, М.О., & Нестеренко, М.М. (2025). Аналітичне обґрунтування параметрів безінерційного привантажувача для доущільнення бетонних сумішей. *Техніка будівництва*, (43), 92–97. <https://doi.org/10.32347/tb.2025-43.0610>

137. Пирлик М. О., Нестеренко М. М. Умови оптимального режиму доущільнення бетонної суміші та критерії ефективності вібрації. *Modern Problems of Metalurgy*. 2026. № 29. С. 237–247. URL: <https://doi.org/10.34185/1991-7848.2026.01.16>
138. Пирлик, М., Нестеренко, М., Аніщенко, А., Ведмідь, В. (2026). Експериментальні дослідження вібраційної установки з безінерційним привантажувачем для формування залізобетонних елементів інженерних мереж. *Техніка будівництва*, (44), 103-112. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2026-44.0711>
139. Релаксаційні явища при ущільненні арболітових та полістиролбетонних сумішей / М.М. Нестеренко, В.В. Ведмідь, Т.М. Нестеренко, М.О. Пирлик // Енергоощадні машини і технології : матеріали VI Міжнар. наук.-практ. конф. (Київ, 20-21 трав. 2025 р.). – К. : КНУБА, 2025. – С. 63–66.
140. Ручинський М.М., Свідерський А.Г., Дьяченко О.С. Огляд і аналіз існуючих режимів ущільнення бетонних сумішей // Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта : матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. (Херсон, 10–15 верес. 2019 р.). – Київ, 2019. – С. 298–300.
141. Слюсар, В. Методика проведення експериментальних досліджень розподілу енергії в елементах системи «вібрмашина – ущільнення бетонної суміші» / В. Слюсар // *Техніка будівництва*. – 2025. – № 41. – С. 40–46. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0404>
142. Саєнко Л.В., Ємельяненко М.Г. Дослідження динаміки двохмасної системи вібропресу з урахуванням параметрів формовочного матеріалу // *Наук. вісн. буд-ва*. – Харків : ХДТУБА, 2004. – № 29. – С. 106–111.
143. 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).
144. Свідерський А.Т., Делембовський М.М. Критерії оцінки якості віброплощадок // *Техніка будівництва*. – 2010. – Вип. 24. – С. 24–27.

145. Сердюк Л.І. Теорія розмірностей, теорія подібності та математичне моделювання : посіб. для студентів та аспірантів. – Полтава : ПолтНТУ, 2005. – 154 с.
146. Сердюк Л.І., Давиденко Ю.О., Костенко П.М. Деякі підходи до моделювання середовища, що обробляється вібраційним пристроєм // Ресурсоекономні матер., констр., будівлі та споруди. – Рівне : НУВГП, 2005. – Вип. 12. – С. 69–72.
147. Симоновський В. І. Коливання нелінійних систем / В.І. Симоновський. – Суми : Вид-во СумДУ, 1999. – 131 с.
148. Сівко В.Й. Деякі питання теорії будівельних матеріалів і сумішей / В.Й. Сівко, М.П. Нестеренко // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2000. – Вип. 6, ч. 1. – С. 84–89.
149. Сівко В.Й. Основи механіки віброємих бетонних сумішей. – Київ : Вища шк., 1988. – 168 с.
150. Сівко В.Й. Теорія деформування будівельних матеріалів і сумішей // Техніка будівництва. – Київ, 2001. – № 13. – С. 32–45.
151. Сівко В.Й., Константиновський Б.Я. Дослідження опору на робочі органи машини при віброущільненні бетонних сумішей // Техніка будівництва. – Київ, 2002. – № 12. – С. 23–28.
152. Сівко В.Й., Кузьмінець М.П. Оцінка впливу робочого середовища на режими коливань вібраційних машин // Теорія і практика будівництва. – 2012. – № 10. – С. 3–5.
153. 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.
154. Черевко О.М., Давиденко Ю.О., Черевко П.О. Вплив параметрів вібрації на процес ущільнення бетонних сумішей // Зб. наук. праць

(Галузеве машинобудування, будівництво). – 2010. – Вип. 2 (27). – С. 138–146.

155. Черевко О.М. Вібраційна площадка для виготовлення тротуарної плитки / О.М. Черевко, Ю.О. Давиденко, О.О. Хероїм // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2011. – Вип. 1 (29). – С. 36–41.

**ДОДАТОК А**  
**ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

**ЗАТВЕРДЖУЮ»**  
 Керівник  
 ТОВ «Виробниче підприємство Будмеханізація»  
 ПАВЛО КОВАЛЬ Павло  
 2025 р.



### АКТ

про впровадження у виробничу діяльність підприємства  
 результатів дисертаційної роботи на тему:  
**«Обґрунтування параметрів безінерційного привантажувача з автономним  
 віброзбуджувачем для доущільнення бетонних сумішей»**

Даний акт засвідчує, що у виробничу діяльність підприємства впроваджено результати дисертаційної роботи, пов'язані з розробленням, обґрунтуванням параметрів та практичним застосуванням безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем для доущільнення бетонних сумішей при формуванні бетонних і залізобетонних виробів.

Впроваджене технічне рішення передбачає використання додаткового робочого органа, який у складі формувальної вібраційної установки забезпечує локальний вертикальний динамічний вплив на верхню частину бетонної суміші. Його застосування спрямоване на інтенсифікацію доущільнення верхніх шарів, зменшення нерівномірності ущільнення по висоті виробу та покращення якості сформованої продукції.

У процесі впровадження було забезпечено роботу установки у штатних виробничих умовах підприємства при формуванні бетонних і залізобетонних виробів, зокрема елементів кільцевого типу для інженерних мереж.

Під час виробничих випробувань підтверджено працездатність дослідного зразка, стабільність роботи автономного віброзбуджувача та позитивний вплив додаткового динамічного навантаження на ущільнення верхньої зони виробу. Застосування привантажувача сприяло кращому передаванню коливального впливу, видаленню повітряних включень, підвищенню однорідності структури бетону та стабілізації геометричних параметрів виробів.

Порушень технологічного процесу, відхилень від установлених вимог до якості продукції та недопустимих режимів роботи обладнання у процесі впровадження не виявлено.

Отримані результати підтверджують працездатність, ефективність і практичну придатність безінерційного привантажувача з автономним віброзбуджувачем для використання у виробничих умовах підприємства.

**Представник ТОВ «Виробниче підприємство Будмеханізація»:**  
 Керівник



Павло КОВАЛЬ

**Представники Національного університету «Полтавська Політехніка імені Юрія Кондратюка»:**

Микола НЕСТЕРЕНКО

Максим ПИРЛИК