

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису
УДК 69.002.5

СЛІПЕЦЬКИЙ Володимир Володимирович

ДИСЕРТАЦІЯ
ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОФОРМУВАЛЬНОГО
ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ БЕТОННИХ ВИРОБІВ
133 — «Галузеве машинобудування»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

 В.В. Сліпецький

Науковий
керівник

доктор технічних наук, професор
Назаренко Іван Іванович

Київ – 2022

АНОТАЦІЯ

Сліпецький В.В. Обґрунтування параметрів віброформувального обладнання для виготовлення бетонних виробів. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії технічних за спеціальністю 133 — Галузеве машинобудування. Київський національний університет будівництва і архітектури. Київ, 2022.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної науково-прикладної проблеми, яка полягає у розробці науково обґрунтованих методів обґрунтування параметрів віброформувального обладнання, дослідження та розрахунку вібраційної установки, як основної машини досліджуваної системи. Сучасні тенденції розвитку будівництва формуються на вимогах розробки машин і технологій, які можуть забезпечити мінімізацію витрат енергії з реалізацією високої якості виконання технологічного процесу. Так, у комплекті віброформувального обладнання, до якого зазвичай відносять бетоноукладач, за умови, що на його бункері улаштований збудник коливань, віброущільнюючу установку та можливий вібраційний притискач поверхневого шару суміші. Найбільш важливе місце в цій системі займають вібраційні машини для ущільнення будівельних сумішей. Традиційні машини, як правило, працюють в за резонансному режимі із значними витратами енергії на протікання технологічного процесу ущільнення. Використання більш ефективних, енергоощадних режимів, до яких відносяться резонансні, застосування яких стримується відсутністю загальноприйнятих розрахункових моделей. Одним із напрямків вирішення проблеми є розробка методу дослідження робочого процесу системи «робочий орган вібраційної машини і ущільнюючого середовища», створення розрахункової моделі та розробка методики розрахунку основних параметрів резонансної вібраційної установки.

Перший розділ складається із розгляду та аналізу фізики процесу укладання та вібраційного ущільнення бетонних сумішей, огляду будови конструкцій віброформувального обладнання, в тому числі віброплощадок і віброустановок. Зазначено, що бетоноукладачі здійснюють процес укладки

бетонної суміші у форму і забезпечують свою основну роботу, а віромайданчики та установки не в повній мірі. Із використанням критеріїв оцінки визначено недоліки і переваги існуючих конструктивних особливостей та параметрів віброустановок різних режимів роботи. Здійснено аналіз існуючих режимів і параметрів ущільнення бетонних сумішей та методів їх визначення. Визначений стан проблеми став обґрунтуванням мети роботи, для досягнення якої визначені задачі дисертаційного дослідження.

У другому розділі обґрунтована та вибрана розрахункова модель віброустановки із урахуванням взаємодії із бетонною сумішшю, яка в рівняннях руху представлена у вигляді хвильових коефіцієнтів, що дозволило спростити рівняння і адекватно відобразити реальний робочий процес. Здійсненими теоретичними дослідженнями встановлені закономірності руху динамічної системи «резонансна вібраційна установка – бетонна суміш», що відкрило можливість створити передумови для розробки методів розрахунку основних параметрів. Результатами досліджень виявлено наявність різних за формою та числовими значеннями амплітуд коливань по площі вібраційної установки з багато режимним спектром коливань. Отримано новий результат за яким складна форма коливань є ефективним методом прискореного ущільнення бетонних сумішей. Досягнутий результат реалізується розташуванням дебалансів під певним кутом на кожному окремо взятому вібраційному блоку. Внаслідок цього очікується зменшення енерговитрат на 30 %, а процес формування бетонного виробу зменшується на 20 %. Наявність різних форм поліфазного спектру підтверджується формами коливань та розподілом амплітуд коливань поверхні форми по довжині конструкції за один період коливань. Використання таких ефектів визначається габаритними розмірами виробу у плані та його висотою. А це впливає не тільки на фазове розвертання дебалансів по центральній осі віброустановки, а і за величиною статичного моменту дебалансів.

У третьому розділі експериментально досліджено вплив характеристик віброустановки та бетонної суміші на здатність забезпечення біля резонансного

режиму та допустимих меж стійкості в такому режимі. Здійснено проведення комп'ютерного експерименту для оцінки багато режимного процесу, реалізованого на віброустановці зі зміною фазових кутів. Для визначення пружно – інерційних та дисипативних параметрів віброустановки бетонної суміші використано фазовий метод в режимі сталих та згасаючих коливань. В рамках виконаних експериментальних досліджень коефіцієнт поглинання енергії змінюється в межах 0,04-0,20, залежить від амплітуди відносної деформації, складу бетонної суміші і за характером зміни не залежить від частоти коливань. Порівняння експериментальних та теоретичних значень за параметрами процесу коливань засвідчують, що їх розбіжність знаходиться в межах 11...15% в резонансній зоні роботи віброустановки.

У четвертому розділі приведені основні положення **обґрунтування параметрів віброформувального обладнання для виготовлення бетонних виробів**, в тому числі вибору режимів та параметрів вібраційної установки. Розроблені алгоритми вибору та методики розрахунків параметрів віброустановок з гармонійними, багато режимними та віброударних резонансних вібраційних установок.

Ключові слова: віброформувальне обладнання, резонансна віброустановка, ущільнення, бетонна суміш, параметри, амплітуда, частота, коливання, режими, вдосконалення, дослідження, рівняння руху, пружні, дисипативні властивості, алгоритм, методика.

ABSTRACT

Slipetsky V.V. Substantiation of parameters of vibroforming equipment for the manufacture of concrete products. - On the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in Engineering, specialty 133 - Industrial Engineering. Kyiv National University of Construction and Architecture. Kyiv, 2022.

The dissertation is devoted to solving an urgent scientific and applied problem, which consists in the development of scientifically sound methods for substantiating

the parameters of vibroforming equipment, research and calculation of the vibrating installation as the main machine of the studied system.

Modern trends in the development of construction are formed on the requirements of the development of machines and technologies that can ensure minimization of energy consumption with the implementation of high quality of the technological process. Thus, in the set of vibroforming equipment, which usually includes a concrete paver, provided that its hopper is equipped with an oscillation exciter, a vibration compaction unit and a possible vibration clamp of the surface layer of the mixture. The most important place in this system is occupied by vibratory machines for compaction of building mixtures. Traditional machines usually operate in resonance mode with significant energy consumption for the compaction process. The use of more efficient, energy-saving modes, which include resonant, the use of which is constrained by the lack of generally accepted calculation models. One of the ways of solving the problem is to develop a method for studying the working process of the system "working body of the vibrating machine and the sealing medium", creating a calculation model and developing a method for calculating the main parameters of the resonant vibrating installation.

The first section consists of a review and analysis of the physics of the process of laying and vibration compaction of concrete mixtures, a review of the structure of the structures of vibroforming equipment, including vibroplatforms and vibroinstallations.

It is noted that concrete pavers carry out the process of laying the concrete mixture in the form and provide their main work, and vibration sites and installations do not fully. Using the evaluation criteria, the disadvantages and advantages of the existing design features and parameters of vibratory installations of different modes of operation are determined. The analysis of existing modes and parameters of compaction of concrete mixtures and methods of their determination was carried out. The determined state of the problem became the justification of the purpose of the work, for which the tasks of the dissertation research are defined.

In the second section, the calculation model of the vibratory installation is substantiated and selected, taking into account the interaction with the concrete mixture, which is represented in the equations of motion in the form of wave coefficients, which made it possible to simplify the equations and adequately reflect the real work process. Theoretical studies have established the laws of motion of the dynamic system "resonant vibration installation - concrete mixture", which opened the possibility to create prerequisites for the development of methods for calculating the main parameters. The results of the research revealed the presence of different in shape and numerical values of the amplitudes of oscillations over the area of the vibrating installation with a multi-mode spectrum of oscillations. A new result is obtained according to which the complex form of oscillations is an effective method of accelerated compaction of concrete mixtures. The achieved result is realized by the arrangement of unbalances at a certain angle on each individual vibrating block. As a result, it is expected to reduce energy consumption by 30%, and the process of forming a concrete product is reduced by 20%. The presence of different forms of the polyphase spectrum is confirmed by the forms of oscillations and the distribution of the amplitudes of oscillations of the mold surface along the length of the structure for one period of oscillations. The use of such effects is determined by the overall dimensions of the product in plan and its height. And this affects not only the phase rotation of the unbalances along the central axis of the vibration installation, but also the value of the static moment of the unbalances.

In the third section, the influence of the characteristics of the vibration installation and concrete mixture on the ability to provide near resonance mode and the permissible limits of stability in this mode is experimentally investigated. A computer experiment was carried out to evaluate the multi-mode process implemented on the vibration installation with a change in phase angles. To determine the elastic-inertial and dissipative parameters of the concrete mixture vibroinstallation, the phase method was used in the mode of steady and damped oscillations. In the framework of the experimental studies performed, the energy absorption coefficient varies within 0.04-0.20, depends on the amplitude of relative

deformation, the composition of the concrete mixture and does not depend on the nature of the change in the frequency of oscillations. Comparison of experimental and theoretical values for the parameters of the vibration process shows that their discrepancy is within 11...15% in the resonance zone of the vibration installation.

The fourth section presents the main provisions of substantiation of the parameters of vibroforming equipment for the manufacture of concrete products, including the choice of modes and parameters of the vibration installation. The algorithms of selection and methods of calculations of parameters of vibrating plants with harmonic, multi-mode and vibration-impact resonant vibrating plants are developed.

Keywords: vibroforming equipment, resonant vibratory installation, compaction, concrete mixture, parameters, amplitude, frequency, oscillations, modes, improvement, research, equations of motion, elastic, dissipative properties, algorithm, technique.

СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ

Праці, які відображають основні наукові результати дисертації
Наукові праці, які мають імпакт-фактор (Scopus, Web of Science):

1. Ivan Nazarenko, Anatoly Svidersky, Alexandr Kostenyuk, Oleg Dedov, Nikolai Kyzminec, Volodymyr Slipetskyi. Determination of the workflow of energy-saving vibration unit with polyphase spectrum of vibrations. EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol 1, No 7 (103). P. 43–49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.0.184632> *(побудовані графіки зміни параметрів резонансної установки)*
2. Ivan Nazarenko, Oleg Dedov, Iryna Bernyk, Ivan Rogovskii, Andrii Bondarenk, Andrii Zapryvoda, Volodymyr Slipetskyi, Liudmyla Titova. Determining the regions of stability in the motion regimes and parameters of vibratory machines for different technological purposes. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol 6, No 7 (108). P. 71–79. <https://doi.org/10.15587/1729->

4061.2020.217747 *(розраховано області стійкості режимів руху вібраційних машин)*

3. I. Nazarenko, O. Dedov, A. Bondarenko, A. Zapryvoda, M. Kyzminec, M. Nazarenko, M. Ruchynskyi, A. Svidersky, V. Slipetsky. Study of technical systems of materials compaction process. Dynamic processes in technological technical systems, 2021, pp. 77–93.[https://doi: 10.15587/978-617-7319-49-7.ch5](https://doi.org/10.15587/978-617-7319-49-7.ch5)*(здійснено розрахунок параметрів робочого процесу ущільнення суміші)*
4. Nazarenko, O. Dedov, M. Delembovskyi, Ye. Mishchuk, M. Nesterenko, I. Zalisko, V. Slipetsky Research of stress-strain state of elements of technological technical constructions. Dynamic processes in technological technical systems, 2021, [https://doi: 10.15587/978-617-7319-49-7.ch5](https://doi.org/10.15587/978-617-7319-49-7.ch5) pp. 140–179*(здійснено розрахунок та будова графіків)*.

Публікації в наукових фахових виданнях України

5. Ivan Nazarenko, Volodymyr Slipetskyi. Development of the organizational principles of formation of the optimal diagram and parameters of vibration system / Technology audit and production reserves. 2019, Vol 5/1 (49). P. 29-31 <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2019.183874> *(розроблена структурна схема ознак параметрів вібраційної машини і середовища та визначені оптимальні значення амплітуд коливань)*
6. Ivan Nazarenko, Volodymyr Slipetskyi. Analysis and synthesis of creation of vibration machines with an estimation of their efficiency and reliability / Technology audit and production reserves 6 (1 (50)). 2019, Vol 6/1 (50). P. 29-31 *(за критеріїв здійснено параметричний синтез робочого процесу вібромашин)*

Публікації в наукових іноземних виданнях

7. Ivan Nazarenko, Volodimir Slipetsky. Study of Dynamics and Determine the Operating Parameters Two-Masses Resonant Vibration Machines for Sealing Mortars TEKA. QUARTERLY JOURNAL OF AGRI-FOOD INDUSTRY. Lublin-Rzeszow. 2019. Vol. 19. No 1. 101–106. (*вирішені рівняння руху та побудовані графіки*)
8. Ivan Nazarenko, Andriy Bondarenko, Andriy Zapryvoda, Volodymyr Slipetskyi. IDENTIFICATION OF VIBRATING MACHINES AND CONTROL OF THEIR WORK PROCESS. TEKA. QUARTERLY JOURNAL OF AGRI-FOOD INDUSTRY – 2020, Vol. 20, No. 3, 71-78 (*складені рівняння руху системи та визначені амплітуди та частоти коливань*)

Матеріали і тези наукових доповідей міжнародних конференцій

9. Назаренко І.І, Дєдов О.П., Ручинський М.М., Свідерський А.Т., Сліпецький В.В. Ефективність використання різних типів збудників коливань в машинах технологічного призначення. Тези доповіді, І-ої Міжнародної науково-технічної конференції “Перспективи розвитку машинобудування та транспорту”. – Вінниця: ТД Едельвейс і К, 2019. С. 256-259 .
10. Назаренко І.І, Дєдов О.П., Ручинський М.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. – К.: КПІ, С.192-194.
11. Назаренко І.І, Сліпецький В.В. , Слюсар В.С Обґрунтування створення системи управління зміною параметрів вібраційної установки в процесі ущільнення бетонної суміші VII міжнародна науково-практична конференція «Управління розвитком технологій». – К. : КНУБА, 2020. С.107-108.
12. Русан І.В., Сліпецький В.В. Дослідження режимів та параметрів резонансної вібраційної машини для виробництва плоских плит. XXVI міжнародна науково-технічна конференція “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”. – К.: КПІ, 2021. С.276-278.

13. Назаренко І.І., Нестеренко М.М., Сліпецький В.В. Експериментальні дослідження параметрів вібраційної установки Матеріали IV Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки». – Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». – 2020. – С. 3.

ЗМІСТ

ВСТУП	15
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ	
ВІБРОФОРМВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	19
1.1 Розгляд процесу укладання та ущільнення бетонних сумішей.....	19
1.2. Огляд будови конструкцій віброформуального обладнання.....	25
1.3. Аналіз існуючих методів визначення режимів і параметрів ущільнення бетонних сумішей.	36
1.4 Висновки та постановка задач дослідження.	43
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ	
РУХУ ВІБРАЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ.	46
2.1. Обґрунтування та вибір розрахункової моделі.	46
2.2. Методика складання рівняння руху вібраційної системи “машина-середовище”	53
2.3. Дослідження динаміки резонансної віброустановки	60
2.4. Теоретичні дослідження параметрів багато режимної	65
2.5. Висновки по розділу	76
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО	
ПРОЦЕСУ РУХУ ВІБРОУСТАНОВОК.....	78
3.1. Мета, задачі та методика виконання експериментальних досліджень.....	78
3.2. Визначення кількості дослідів та точності вимірювання параметрів.	81
3.3. Вибір та обґрунтування методів для визначення пружно – інерційних та дисипативних параметрів віброустановки і характеристик бетонної суміші..	84
3.4. Дослідження та визначення пружно – інерційних та дисипативних параметрів віброустановки і характеристик бетонної суміші.....	89
3.5. Аналіз результатів експериментальних та обчислювальних досліджень.	93
3.6.Висновки по розділу.	98
РОЗДІЛ 4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	
ТА ОЦІНКА ЇХНЬОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	99
4.1. Основні положення вибору режимів та параметрів вібраційної установки.....	99
4.2. Алгоритм вибору та методики розрахунків параметрів віброустановки.	104

4.2.1. Алгоритм вибору віброустановки.....	104
4.2.2. Методика та приклад розрахунку резонансної віброустановки	108
4.3. Методика і приклад розрахунку віброударної резонансної віброустановки	113
4.4. Висновки по розділу	118
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	118
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	121
ДОДАТКИ.....	133

ВСТУП

Актуальність роботи. Забезпечення мінімізації витрат енергії з реалізацією високої якості отриманого будівельного виробу, що є вимогою сьогодення, досягається відповідністю заданих технологією режимів і параметрів роботи віброформувального обладнання. Вібратійна машина, форма з бетонною сумішшю та металевий щит за умови, що на ньому закріплений вібратор і утворюють вібраційне формувальне обладнання. В роботі застосований потоковий принцип досягнення бажаного результату, тобто системний підхід. Тобто, якщо бетоноукладач, який вивантажує бетонну суміш, виконує функцію укладання суміші у форму, то забезпечення заданих режимів в основному залежить від віброформувального обладнання. Основною машиною є вібраційна установка або вібраційний майданчик, який і здійснює процес ущільнення та є джерелом мінімізації витрат енергії з реалізацією високої якості отриманого будівельного виробу. Існуючі машини, як правило, працюють в за резонансному режимі із значними витратами енергії на протікання технологічного процесу ущільнення. Використання більш ефективних, енергоощадних режимів, до яких відносяться резонансні, стримується відсутністю гарантованого забезпечення такого режиму та відповідності передбачених технологією параметрів робочого процесу. Адекватність моделі реальному процесу довгий час базувався на спрощених підходах в частині врахування взаємовпливу робочих органів і оброблювальних середовищ. Особливо це важливо для вібраційних майданчиків і установок, в яких співвідношення коливальних мас і середовищ одного порядку. Тому так важливо знати і вміти утримати систему в зоні, наближеній до резонансного режиму. Одним із напрямків вирішення такої проблеми є розробка методу дослідження і встановлення взаємодії і взаємовпливу між собою підсистеми робочий орган вібраційної машини і підсистеми - ущільнююче середовище. За такого підходу здійснюється створення розрахункової моделі, її математичний опис та розробка на цій основі методики розрахунку основних параметрів резонансної вібраційної

установки. Таким чином, дослідження взаємодії системи «робочий орган вібраційної машини і ущільнюючого середовища», створення розрахункової моделі та розробка методики розрахунку основних параметрів резонансної вібраційної установки є актуальною задачею.

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

Дисертаційна робота виконувалася у відповідності до напрямків і завдань науково – технічних програм та відповідає тематикам кафедр будівельних машин та машини і обладнання технологічних процесів Київського національного університету будівництва і архітектури міністерства освіти і науки України. Робота виконувалася в рамках напрямків держбюджетних науково-дослідних тем «Теоретичні основи руху землерийних і ущільнювальних машин будіндустрії з керованими у часі оптимальними параметрами» (№ держреєстрації 0110U002179) та «Теоретичні умови руху закономірностей зміни стану дисперсних середовищ під дією силових навантажень технологічними системами» (№ держреєстрації 013U000288).

Мета дослідження. Мета роботи полягає у обґрунтуванні параметрів віброформувального обладнання для виготовлення бетонних виробів та розробці методики інженерного розрахунку основних параметрів вібраційної установки на основі дослідження взаємодії і взаємовпливу між собою підсистеми робочий орган вібраційної машини і підсистеми - ущільнююче середовище.

Для досягнення зазначеної мети роботи сформульовані та вирішені наступні задачі досліджень:

- оцінка існуючих конструкцій віброформувального обладнання та існуючих методів розрахунку вібраційних майданчиків і установок;
- розробка розрахункової моделі та здійснення теоретичних досліджень процесів взаємодії робочих органів вібраційних установок із середовищем;
- експериментальні дослідження робочого процесу взаємодії вібраційних установок і оброблюваних середовищ;
- встановлення закономірностей зміни основних параметрів досліджуваних

вібраційних установок;

- обґрунтування параметрів віброформувального обладнання, розробка алгоритмів методів розрахунку основних параметрів за умов мінімізації енергоємності робочого процесу ;
- оцінки результатів практичного упровадження.

Наукова новизна роботи полягає у наступному.

Вперше:

- встановлені закономірності зміни параметрів руху системи «робочий орган вібраційної установки і ущільнюючого середовища» із реалізацією резонансного режиму з мінімізацією енергії;
- отримані аналітичні залежності для обґрунтування параметрів віброформувального обладнання, визначення основних параметрів досліджуваних вібраційних установок, застосування яких забезпечують резонансний режим з мінімізацією енергії.

Вдосконалено:

- методику оцінки конструкцій та існуючих методів розрахунку вібраційних установок;

Отримало подальшого розвитку:

- методика врахування параметрів ущільнюючої бетонної суміші в загальній розрахунковій моделі взаємодії системи «робочий орган вібраційної установки - ущільнююче середовище».

Об'єктом досліджень є процес руху віброформувального обладнання.

Предметом дослідження є режими та параметри руху резонансної вібраційної установки.

Практичне значення одержаних результатів полягає:

- в обґрунтуванні параметрів віброформувального обладнання, розробці методики й алгоритму розрахунку параметрів резонансних вібраційних установок для виготовлення бетонних виробів.

Особистий внесок здобувача. Основні науково-практичні результати досліджень, наведені в дисертації, отримані автором особисто. У спільних

наукових роботах авторів належать: вибір моделі резонансної установки [1]; в роботі[2] здійснено вибір моделі резонансної установки; розраховано області стійкості режимів руху вібраційних машин[3]; виконано розрахунок параметрів робочого процесу ущільнення суміші[4]; розроблена структурна схема ознак параметрів вібраційної машини і середовища та визначені оптимальні значення амплітуд коливань[5]; в роботі[6] за критеріями оцінки здійснено параметричний синтез робочого процесу вібраційних машин.

Апробація результатів наукових досліджень. Основні положення досліджень висвітлювалося і обговорювалося на науково – технічних конференціях: I- ої Міжнародної науково-технічної конференції “Перспективи розвитку машинобудування та транспорту”. – Вінниця(2019); XXIV міжнародна науково-технічна конференція “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». – К. (2019); VII міжнародна науково - практична конференція «Управління розвитком технологій» Київський національний університет будівництва і архітектури – К. (2020); . XXVI міжнародна науково-технічна конференція “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». – К. (2021).

Публікації. Основні положення та результати проведених досліджень за темою дисертації опубліковано у 13 наукових працях, у тому числі: 2 статті у наукових фахових виданнях України категорії «Б»; 4 – які цитуються у реферативній базі «Scopus»; 2 у періодичних наукових іноземних виданнях 5 тез наукових доповідей в збірниках матеріалів міжнародних конференцій.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, списку використаних джерел та додатків.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ ВІБРОФОРМВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.

1.1 Розгляд процесу укладання та ущільнення бетонних сумішей.

Бетонна суміш складається із піску, щебеню, цементу та води, які перемішуються в змішувачі і надалі попадають в бункер бетоноукладача. В такому стані суміш представляє являє собою структуру з великою кількістю повітря, яке перебуває у вигляді замкнених бульбашок[31,32,44,94-98,109]. Ця стадія є проміжною і характеризує процес укладання суміші. Далі бетоноукладач вивантажує суміш у форму, яка встановлена на вібромайданчик або віброустановку, які здійснюють процес ущільнення. Інколи на верхній шар суміші укладають металевий щит, який своєю статичною або динамічною, завдяки установлення на ньому вібратора, дією ущільнює верхній шар. При ущільненні бетонна суміш отримує властивості текучості внаслідок порушення зв'язків між частинками, як отримують підвищену рухливість. При вібрації бетонної суміші відбувається її ущільнення і формування [95-98]. Вібраційна машина, форма з бетонною сумішшю та металевий щит за умови, що на ньому закріплений вібратор і утворюють вібраційне формувальне обладнання. Технологічний процес ущільнення складний і різноманітний. Зазначена складність обумовлена цілою низкою чинників. По-перше, значною зміною реологічних властивостей бетонної суміші в процесі віброущільнення. Для моделювання цих змін можна виділити три типи руху частинок бетонної суміші: індивідуальне (тут відбувається рух окремих частинок заповнювача по об'єму бетонної суміші), загальне (спільне) коливальний рух бетонної суміші, як суцільний системи і рівномірне переміщення частинок від одного положення рівноваги в інше, що відбувається переважно в поверхневому шарі. У зв'язку з цим в процесі віброущільнення виділяють три тимчасових стадії [98]: I - переукладання складових, II - зближення складових, III - компресійний ущільнення (рис. 1.1).

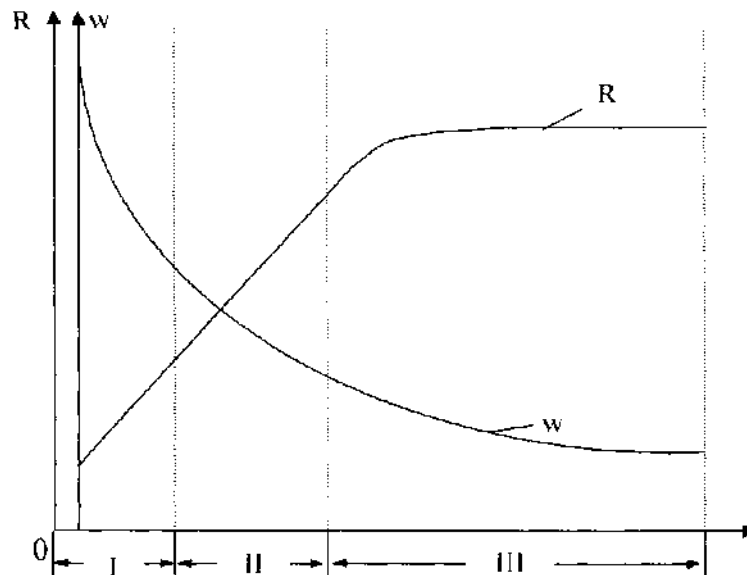


Рис. 1.1 Зменшення пористості W і збільшення міцності R бетонної суміші в процесі її ущільнення.

На першій стадії здійснюється перекомпонування зерен заповнювача, що прагнуть зайняти більш стійке положення відносно один одного, тому відбувається зміна обсягу суміші. Тривалість цієї стадії ($20 \div 30$ с) залежить від жорсткості бетонної суміші. Стадія характеризується різким збільшенням щільності бетонної суміші.

На другій стадії відбувається зближення частинок суміші і їх обволікання цементним тестом. Тривалість стадії при стандартних ущільнюючих пристроях $120 \div 180$ с в залежно від жорсткості бетонної суміші. Ця стадія характеризується появою великої кількості контактів між зернами, значним видаленням повітря, переміщенням цементного тесту і порівняно малою зміною щільності. Однак саме ця стадія віброущільнення зумовлює необхідні властивості бетону. Третя стадія компресійного до ущільнення в технології збірного залізобетону використовується лише при підвищенні статичного тиску, наприклад, застосуванням поверхневого привантаження. Застосування високих тисків дозволяє заповнити цементним тестом порожнечі в заповнювачі, більш рівномірно розподілити повітря та воду і спонукає до вирівнювання поверхневого шару.

При формоутворенні, що протікають одночасно з ущільненням, надається виготовленому виробу певну конфігурацію і заданий геометричний

розмір. З вищевикладеного видно, що процес віброущільнення бетонної суміші на різних стадіях підпорядковується різним закономірностям, що супроводжується значною зміною її реологічних властивостей в процесі віброущільнення. При цьому пористість бетонної суміші знижується (див. рис. 1.1), а міцність зростає. При розгляді процесу ущільнення необхідно знати основну частоту і амплітуди коливань, їх амплітудний і фазовий спектр, форму траєкторій коливних точок і орієнтацію траєкторій в просторі.

Завдання зазначених факторів має виходити із складу і властивостей бетонної суміші, розміру і конфігурації формованого виробу, необхідної міцності готового виробу, його водонепроникності, морозостійкості, якості поверхонь, а також тривалості вібрування, наявності режиму подальшої термічної вологої обробки, необхідної міцності свіже сформованого виробу і ряду інших обставин. Встановлення кількісних залежностей між перерахованими факторами вимагає виразного розуміння сутності вібраційного формування. На жаль, все ще відсутнім є повний і ясний комплекс результатів теоретичних і експериментальних досліджень вібраційного ущільнення бетонної суміші і вібраційного формування залізобетонних і бетонних виробів.

В роботах [31,32] зазначається, що частинки бетонної суміші під дією вібрації отримують імпульси, внаслідок чого вони коливаються в положеннях нестійкої рівноваги. Бетонна суміш при цьому набуває властивості «важкої» рідини. Під впливом імпульсів частинки бетонної суміші знаходяться в безперервному коливальному руху близько осереднених положень нестійкої рівноваги. Внаслідок зміщення окремих частинок утворюється порожнеча; частинка внаслідок дії сили тяжіння заповнює її та продовжує коливатися вже в новому положенні нестійкої рівноваги. Тому послідовний рух частинок проходить переважно вниз. Для бетону на легкому заповненні (туфі, пемзі) має місце зворотне явище - спливання крупного заповнювача. Крім вертикальних переміщень вниз частинки бетонної суміші можуть володіти і іншими

переміщеннями: в гору, до вібратора і від нього (при внутрішній вібрації). З неї виділяється повітря у вигляді бульбашок; вона може прийняти будь-яку форму і створює тиск на стінки опалубки, який підкоряється законам гідростатики. Ступінь переходу бетонної суміші в стан рідини залежить від ступеня зменшення внутрішнього тертя між частинками в результаті впливу на неї вібраційних імпульсів. У деяких випадках бетонна суміш, будучи під дією вібрації не виділяє повітря у вигляді бульбашок, а засмоктує його. Загальне уявлення про поведінку бетонної суміші при вібрації можна отримати, знаючи структурну в'язкість бетонної суміші. Важливо знання граничних значень швидкості руху часток бетонної суміші різного складу і рухливості. Знаючи граничні швидкості руху, можна встановити ефективність вібрації. Врахування в'язкості безумовно є важливим фактором осмисленого розуміння фізики процесу, яка відбувається в бетонній суміші при її ущільненні.

Вібрування бетонної суміші при амплітуді коливань вище граничної не змінює густини і міцності, крім випадків великих амплітуд коливань, коли може відбутися розшарування бетонної суміші за рахунок виникнення турбулентних явищ. Дещо інший погляд на процес приведено в роботі [98], де зазначається, що: при ущільненні бетонних сумішей виникають два різних процеси, що підкоряються істотно різним закономірностям. Перший з них - процес переукладання складових суміші - інтенсивно протікає тільки при відсутності яких-небудь значних зовнішніх статичних навантажень від привантажувальних пристроїв машини або від дії власної ваги вище розміщених шарів суміші, тобто практично у верхньому, вільному від навантаження шарі обмеженої товщини. При наявності значних сил всебічного стиснення або в обмежених умовах процес переукладання розвивається слабо або не виникає зовсім.

Другий процес – це зближення складових суміші - протікає при наявності значних статичних навантажень, збільшення яких до певної межі (обумовлює оптимумом співвідношення між статичної та динамічної складової сумарного тиску на суміш) дає позитивний ефект. Автори цитованої роботи роблять

висновок, що внаслідок викладеного неможливо встановити однозначної залежності між показниками ефективності ущільнення суміші, з одного боку, і параметрами передаючого на неї силового впливу, з іншого. Завдяки явищу переукладання складових в процесі ущільнення сам об'єкт вивчення - бетонна суміш - безперервно змінюється, що практично виключає можливість побудови строгої теорії вібраційного ущільнення. Тобто, в даний час не існує не тільки загальноприйнятих методів оцінки цієї властивості, але навіть і єдиного погляду на її природу. Причину такого становища потрібно бачити в складності процесу формозміни (течії) суміші, яке залежить від двох зовсім різнорідних факторів - істинних характеристик механічних властивостей суміші (граничного опору зрушенню, в'язкості) і характеристик виду та інтенсивності динамічного впливу на бетонну суміш. Іншими словами, при вібраційному формуванні залізобетонних виробів ми маємо справу не з істинною, а з ефективною або вібраційною в'язкістю суміші. Отже, вже вдруге акцентується увага на необхідності оцінки і врахування в'язкості суміші.

В роботі [94] також робиться акцент, що для того щоб ущільнити бетонну суміш, необхідно створити такі умови, при яких величина початкового зсуву і в'язкість цементного тіста будуть відповідно зменшені. В іншій роботі [96] наступним чином описують механізм вібраційного ущільнення бетонної суміші: «У бетонній суміші зерна заповнювачів знаходяться у вільному стані. В результаті механічного впливу певної інтенсивності створюються умови, при яких внаслідок порушення структурних зв'язків цементного тіста зерна заповнювачів набувають свободу переміщення, у зв'язку з чим відбувається більш тісна їх упаковка. Таким чином, незалежно від крупності заповнювачів параметри вібраційного впливу повинні підбиратися так, щоб викликати тиксотропне розрідження цементного тіста, оскільки в пружно-пластичному середовищі переміщення зерен заповнювача вкрай утруднене. В бетонній суміші з пласти часто - в'язкими властивостями цементного тіста, тобто при відносно високих значеннях водо цементного відношення, структурні зв'язки руйнуються при низьких частотах вібрації, і виникаючи амплітудні деформації

в суміші виявляються здатними створити необхідні умови для перегрупування і компактної упаковки зерен заповнювачів».

В роботі [68] робиться акцент на те, що механізм ущільнення бетонної суміші під дією вібрації вивчений недостатньо. Зазначається, що під дією вібрації бетонна суміш набуває рухливості, що забезпечує хороше заповнення форми. При цьому щільність бетонної суміші збільшується за рахунок більш компактного укладання частинок заповнювача, так і виділення з суміші бульбашок повітря. При надмірно тривалій вібрації починається її розшарування. Тому поряд з параметрами вібрації повинна бути визначена і тривалість віброущільнення. Взагалі, це є відомим і не заперечним фактом.

Таким чином, аналіз ряду робіт [24,31,32,68,95-98,109-114] показав, що за різними тлумаченнями ні амплітуда коливання, ні швидкість, ні прискорення, взяті окремо, не характеризують ефект віброущільнення бетонної суміші, тобто досягається міцність і щільність або необхідну тривалість вібрування. Очевидно, що вирішальним фактором, який впливає на процес ущільнення бетонної суміші є не амплітуда або частота коливань, взяті окремо, а функція їх, яка визначає енергію у часі, швидкість або прискорення бетонної суміші.

Наведений аналіз досліджень щодо виявлення фізичної природи процесу ущільнення засвідчує наступне. Процес ущільнення на стадії є умовним, оскільки звичайно всі стадії протікають певною мірою одночасно і взагалі перебіг процесу вібраційного ущільнення залежить від чималої кількості факторів: складу суміші, її рухомості, режимів руху, параметрів вібрації та інших факторів. Виходячи із загального погляду на процес ущільнення, можна зазначити, що бетонна суміш на різних стадіях підпорядковується різним закономірностям зміни свого стану. Спочатку вона може бути представлена як сипке середовище, де відбувається вібраційне переміщення її частинок, тобто переважно впливають сили сухого тертя. З подальшим ущільненням суміш стає більш рухомою і текучою і проявляє себе як пружне в'язко пластичне тіло. Тому на процес ущільнення впливає також характер навантаження з боку

робочого органу машини. Тому при вдосконаленні режимів та параметрів, створенні ефективних установок для віброущільнення, важливим є огляд будови віброплощадок і віброустановок для ущільнення бетонних сумішей.

1.2. Огляд будови конструкцій віброформувального обладнання

За будовою віброформувальне обладнання складається із вібраційної машини, форми з бетонною сумішшю та металевого щита на ньому закріплений вібратор (рис.1.2).

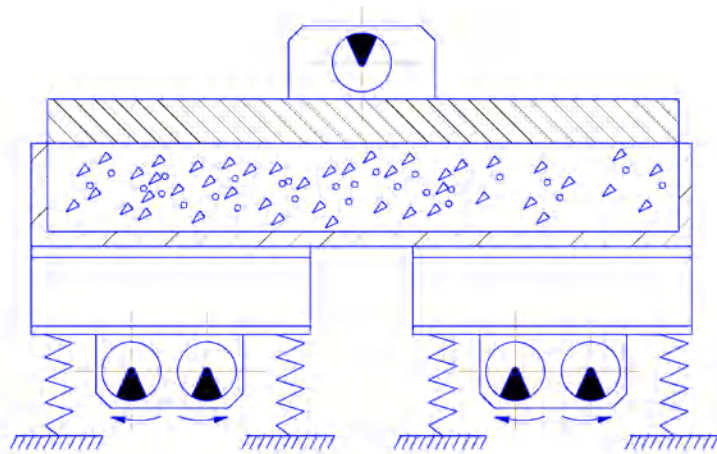


Рис. 1.2 Схема будови конструкції віброформувального обладнання.

Основним елементом віброформувального обладнання являється вібраційна машина, яка складаються з двох елементів — робочого органу та вібратора [43-45]. Вібратор збуджує коливання робочого органу, який призначений для передачі коливань суміші. Розглянемо докладніше основні конструктивні схеми віброплощадок та віброустановок. Найперші конструкції вібромайданчиків являли собою зварну раму, що спиралась на фундамент пружними зв'язками (рис.1.3,а). Знизу до рами закріплено вал з дебалансами. Рух вала створюється клинопасовою передачею за допомогою електродвигуна. Віброплощадки з вертикально направленим (рис.1.3,б) рухом стали подальшим розвитком конструкцій об'ємного ущільнення бетонних сумішей.

гармонійними коливаннями належать машини із збудником коливань в в горизонтальній площині(рис.1.5).

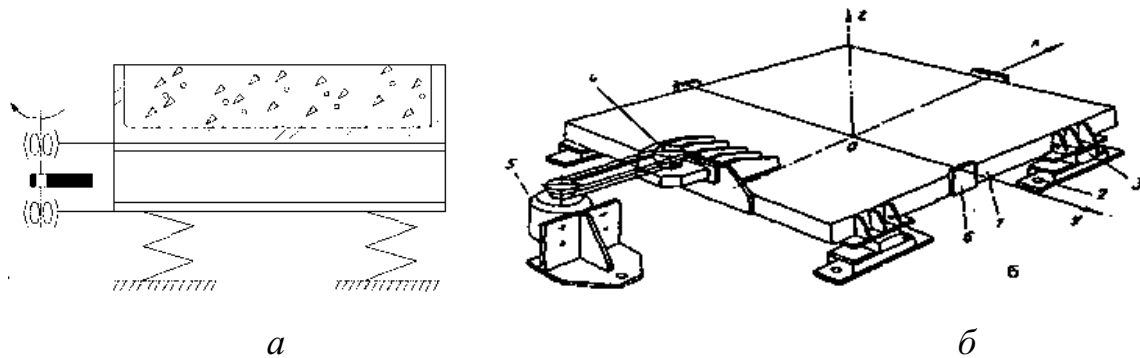


Рис.1.5 Гармонійна віброустановка з круговими горизонтальними коливаннями:
а – схема ; б – конструкція.

Особливість конструкції таких віброустановок полягає у вертикальному розташуванні осі вібробуджувача стосовно рами машини, при цьому вісь може проходити (або не проходити) крізь центр ваги машини[59-62,70-78]. Віброустановка (рис. 1.5,б) складається із зварної рами 1, яка спирається на опорну раму 2 м'якими гумовими віброізолюючими пружинними елементами 3. До рами 1 жорстко кріпиться одновальний відцентровий вібратор 4, вісь якого розташована вертикально і відповідно з цим дебаланс обертається в горизонтальній площині. Приведення в дію вібратора здійснюється від електродвигуна 5 за допомогою клинопасової передачі. При роботі вібромайданчика форму з бетонною сумішшю встановлюють без кріплення на раму 1. Для того щоб запобігти зсуву форми в горизонтальній площині, до рами приварені упори 6. У вібромайданчику вісь OZ, на якій знаходиться центр ваги системи, не збігається з віссю вібратора і, крім того, центр ваги не знаходиться на площині обертання дебаланса. Таке розташування вібратора забезпечує складний просторовий рух усіх точок форми, яку встановлюють на раму 1. Віброустановка (рис.1.6) відрізняється режимом роботи та будовою.

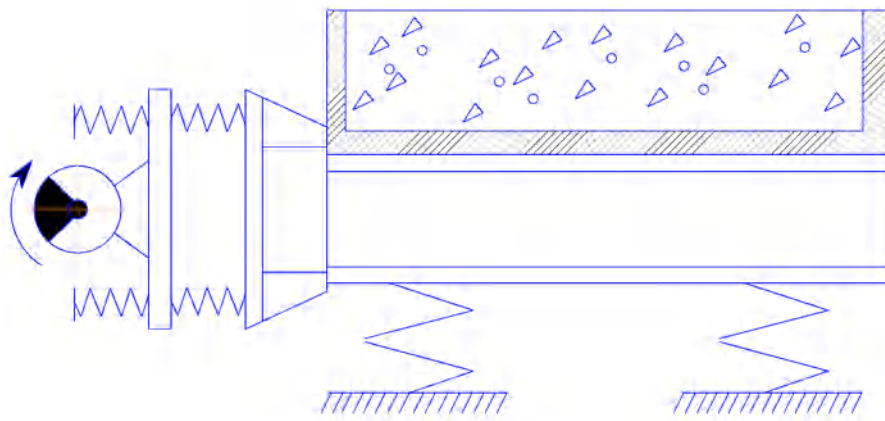


Рис.1.6 Віброустановка з направленими горизонтальними коливаннями.

Режим представляє собою направлені резонансні коливання в горизонтальній площині завдяки спеціально розрахованому жорсткості пакету пружин, які встановлені на спеціальній допоміжній рамі. Тобто така установка є двомісною резонансною машиною з горизонтально напрямленими коливаннями. Експериментальні зразки дали обнадійливі результати і за розробками проектувальників було виготовлено серію машин. Однак їх робота в заводських умовах засвідчила, що резонансний режим лінійних вібротамин є вельми нестійким. Невеликі зміни маси або жорсткості приводили до виходу машини з розрахункового режиму, що в врешті-решт негативно позначалося на якості виробу та призводило до виходу з ладу електродвигунів. З часом машини такої конструкції були зняті з серійного виробництва. Поряд із вібромайданчиками, що працюють у гармонійному режимі, застосовуються ударно-вібраційні машини, які засновані на використанні ефекту удару, що виникає в результаті взаємодії робочого органу машини або форми з обмежником коливань (рис.1.7).

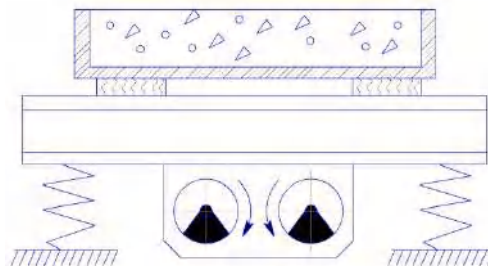


Рис.1.7. Схема ударно-вібраційної машини

У якості обмежника коливань застосовуються металеві та гумові опори. Характеристика пружних сил такої системи має злом на ділянці контакту і, як результат, маса в своєму русі різко гальмується і її рух визначається двома частинами – відривний рух маси у певному періоді часу і рух в контакті з обмежником коливань з відмінними значеннями по переміщенню маси робочого органу вібраційної машини. амплітуді коливань. Відповідно і прискорення, як другі похідні від переміщення, будуть мати суттєву відмінність між собою. При ударі реалізується асиметрія зміни переміщення x , швидкості v і прискорення a . Амплітудно-частотна внаслідок не лінійності стає більш пологою у зоні, що близька до резонансної у порівняно з такою самою характеристикою лінійної вібраційної машини. А відтак ударно - вібраційні машини менш чутливі до зовнішніх дій, забезпечуючи таким чином стабільний режим роботи. В цілому нелінійна динамічна система з кусочно - лінійними характеристиками – це система, в якій можуть виникати не тільки один, а і декілька стійких періодичних режимів. Такі режими прийнято вважати багаторежимними [43]. В нелінійних системах багаторежимність проявляється у вигляді субгармонійних і супергармонійних коливань, які формуються на основі вільних коливань системи, які підтримуються зовнішньою вимушеною силою. Умови реалізації цих режимів полягають в наступному [43]. Якщо n періодів вимушеної сили, що має період T_ω приблизно співпадають з m періодами вільних коливань:

$$nT_\omega = mT, \quad (1.1)$$

то при:

$m = 1$ – реалізуються субгармонійні коливання з порядком $1/n$;

$n = 1$ і $m \geq 2$ – реалізуються супергармонійні коливання.

Який із режимів буде реалізований в значній мірі залежить від початкового стану вібраційної машини: переміщення, швидкості, часу дії.

Виконання умови (1.1) при будь-яких значеннях є умовою резонансу (наприклад, при $n = m$ – основний, головний резонанс). У випадку

субгармонійного резонансу в системі виникають великі квазілінійні коливання, які підтримуються зовнішніми вимушеними силами, частота яких в ціле число раз більше частоти вільних коливань. У випадку супергармонійного резонансу проявляються також великі квазілінійні коливання, які підтримуються зовнішніми вимушеними силами, частота яких в ціле число раз менше частоти вільних коливань. Хоча при супергармонійних коливаннях період коливань співпадає з періодом вимушеної сили, внесок вищих гармонік в рішення є вельми суттєвим.

На рисунку 1.5 наведені схеми ударно – вібраційних вібромайданчиків рамної конструкції(рис.1.5,а) та блокової конструкції (рис.1.5, б).

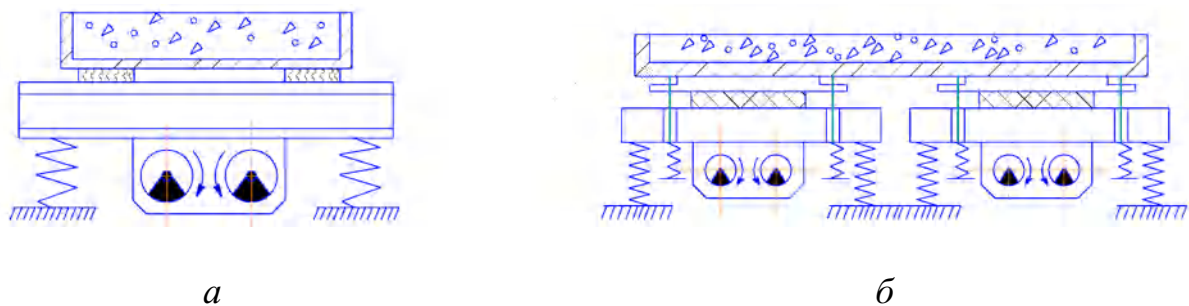


Рис.1.8 Схеми ударно – вібраційних вібромайданчиків:

а – рамної конструкції; *б* – блокової конструкції.

Найбільш поширені ударно-вібраційні машини, що складаються з блоків. Розроблено і впроваджено кілька конструкцій, які розрізняються за відсутністю (або наявністю) синхронізації вібраторів.

Вібромайданчик із синхронізованими вібраторами має схему, подібну до двовального вібромайданчика з вертикально напрямленими коливаннями (див. рис.1.2). Відмінність полягає в тому, що в конструкції ударно-вібраційної машини між магнітом і блоком встановлено гумові елементи, які виконують роль обмежників коливань, а сам магніт підтискується до блока пружинами. До ударно-вібраційних майданчиків відносять конструкцію машини, яка (рис. 1. 6) складається з чотирьох віброблоків 3, кожен з яких встановлено на опори 1.

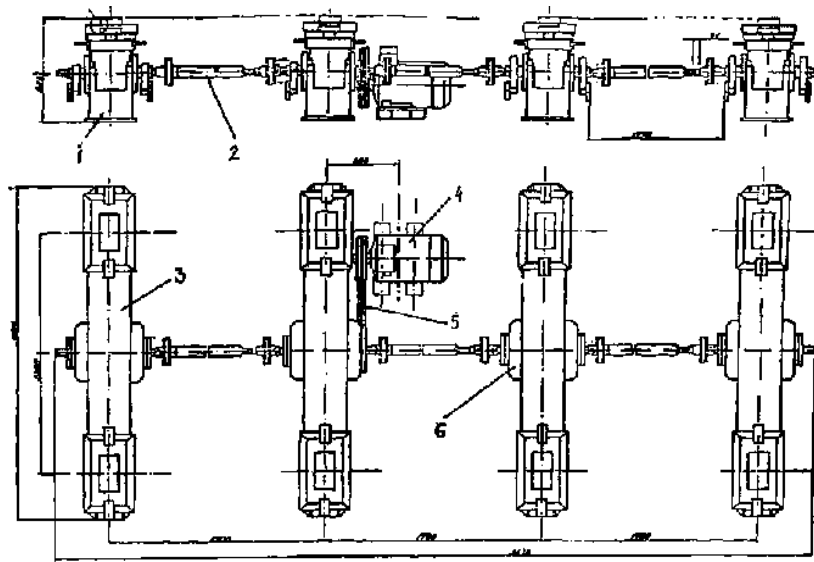


Рис. 1.9. Конструктивна схема блокового ударно – вібраційного майданчика.

На вібраційному блоці закріплено буфери 9, що вступають в контакт з опорними під формою плитами 8, з'єднаними з вібраційним блоком пружними зв'язками 7. На кожному вібраційному блоці закріплено одновальний дебалансний вібратор 6. До обертального руху вал вібратора приводиться електродвигуном 4 за допомогою клинної пасової передачі 5 і карданних валів 2. Такі вібромайданчики мають вантажопідйомність 10...20, вони працюють на частоті 27 Гц, напіврозмах коливань 0,8...1,0 мм, а потужність двигунів 10 кВт (вантажопідйомність 10 т) і 18,5 кВт (вантажопідйомність 20 т). Намагання пошуків методів підвищення ефективності процесів спонукало інженерів до розробки конструктивних схем із змінними параметрами вібраційної дії (рис.1.7). Сутність приведених схем полягає у різних підходах до розгляду можливостей реалізації ефективних режимів ущільнення бетонних сумішей. Обумовлено такий різний підхід відсутністю загальноприйнятої моделі бетонної суміші, яка підлягає ущільненню.

Двочастотний вібромайданчик із вертикальними коливаннями (рис.1.7,а) складається із декількох блоків, на кожному із них генеруються дві частоти.

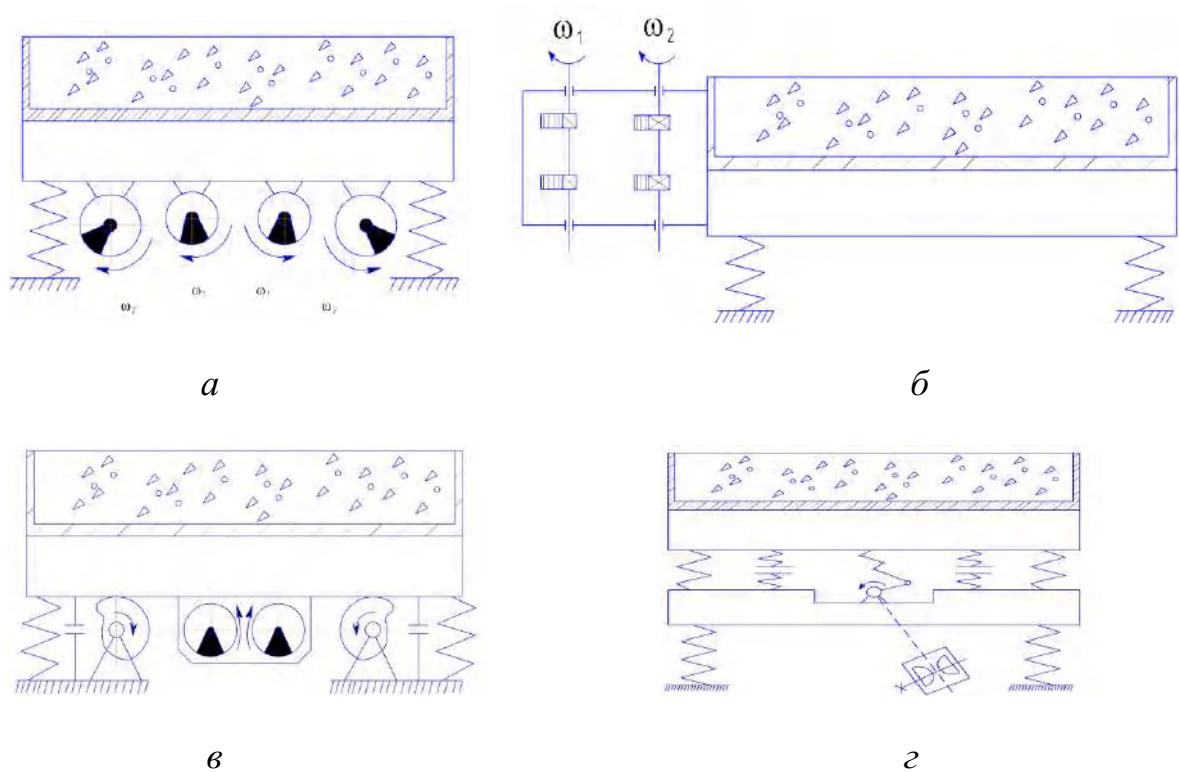


Рис.1.10. Схеми вібромайданчиків із змінними параметрами коливань форми з бетонною сумішшю: а- двочастотна у вертикальній площині; б- двочастотна у горизонтальній площині; в – поєднання вібрації і удару; г - віброударна з кривошипно – шатунним приводом.

Необхідний за технології закон зміни параметрів здійснюються спеціальними управляючими блоками , які задають необхідний кут та частоту обертання двигуна. Практична реалізація такої схеми утруднена внаслідок не тільки складності конструкції, а і оцінки реальних параметрів вібромайданчика. Простішою конструкцією двочастотного вібромайданчика є схема (рис.1.7,б) із горизонтальними коливаннями [70]. Вона складається із рами коробчастого перерізу у трапецеїдальному гнізді якої закріплений двочастотний збудник коливаль. Пружні опори, на які спирається рама, встановлені під кутом $7-15^{\circ}$ до горизонту, що дає можливість отримувати не тільки горизонтальні, а і вертикальні коливання рами. За умови, що такий вібромайданчик працює в резонансному режимі, вклад вищих гармонік не може проявитися, оскільки пружні опори розраховані за такою схемою із умови віброізоляції від фундаменту і не впливають на загальний рух. Схеми вібромайданчиків (рис.1.7,в)

реалізовує складний рух за рахунок поєднання вібрації та удару[3]. Запропоновані режими для вантажопідйомності 2000 кг мають частоту коливань 63 – 350 рад/с, а частоту ударів 1,5 – 8,2 уд/с і напіврозмах 0,2 – 1,4 мм. Розрахункова потужність складала 26 кВт. Використання змінних режимів було запропоновано в двомісній конструкції (рис.1.7,г), яка реалізує як симетричний так і асиметричний режим руху[24]. Такий режим виникає внаслідок установки спеціальних обмежників коливань (буферів). Досвід використання подібних схем показав нестійку їх роботу із відсутності єдиного зазору в буферах, внаслідок чого порушувався необхідний для ущільнення режим. Визначені за результатом аналізу джерел [3,24,70] основні технічні характеристики вібраційних майданчиків наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 Основні технічні характеристики вібраційних майданчиків

№	Тип машини	Вид коливань	Амплітуда коливань X_0 , мм	Частота коливань f , Гц	Прискорення a в долях від g , $k_a=a/g$
1	СМЖ-200Г	вертикальні гармонійні	0,2-0,5	45	2-5
2	СМЖ-538А	вертикальні ударно-вібраційні	0,8-1,0	24	2,25
3	СМЖ-773	вертикальні ударно-вібраційні	1,5-25	25	2.5-3,5
4	ВБ-20	вертикальні ударно-вібраційні	1,0	27	2.25
5	ВПП-3х7-30	Просторові гармонійні	0,8-1,0 (горизонтальні) 0,2-0,3 – (вертикальні)	24	0,5-1,0
6	SV-5	вертикальні гармонійні	0,2-0,3	58	2,3

7	32-2x5	вертикальні гармонійні	0,12	0,12	2,0
---	--------	---------------------------	------	------	-----

Для оцінки параметрів (Табл. 1.1) вібраційних майданчиків та вібраційних установок використані критерії [7]:

енергетичний:

$$k_e = P / Q , \quad (1.2)$$

де P – потужність , Q – вантажопідйомність;

металоємності:

$$k_i = m / Q , \quad (1.3)$$

де m – маса вібромайданчика;

динамічності:

$$k_a = a / g , \quad (1.4)$$

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

Виконаний аналіз конструкцій вібраційних майданчиків(табл.1.1.) показав, що принципово існує два типи за конструкцією маси машин – блокові (№1, 2, 4, 7) та рамні (№3, 5, 6), а за характером коливань робочого органа – із гармонійним рухом (№1, 5, 6, 7) та віброударним (№2, 3, 4); за напрямком коливань – із вертикальними (№1 - 4, 6, 7) та горизонтальними коливаннями №5.

Далі за результатами основних технічних характеристик та параметрів вібраційних майданчиків (табл. 1.1.) були розраховані числові значення критеріїв (1.7) - (1.9) (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 Числові значення критеріїв в залежності від типу вібромайданчика.

№ маши- ни	Вантажо - підйомність Q , т	Енергоєм ність $k_e = P/Q$, кВт/т	Металоєм - ність $K_m = m/Q$	Динаміч – ність $k_a = a/g$
1	15	5,87	0,44	2,00
2	18	2,44	0,42	2,25
3	20	2,2	0,43	2,50
4	20	0,96	0,31	2,27
5	30	0,73	0,27	0,50

6	16	2,0	0,44	2,65
7	17	1,53	0,28	2,00

На основі даних (табл. 1.2) були побудовані гістограми зміни критеріїв в залежності від типу вібромайданчика(рис.1.8).

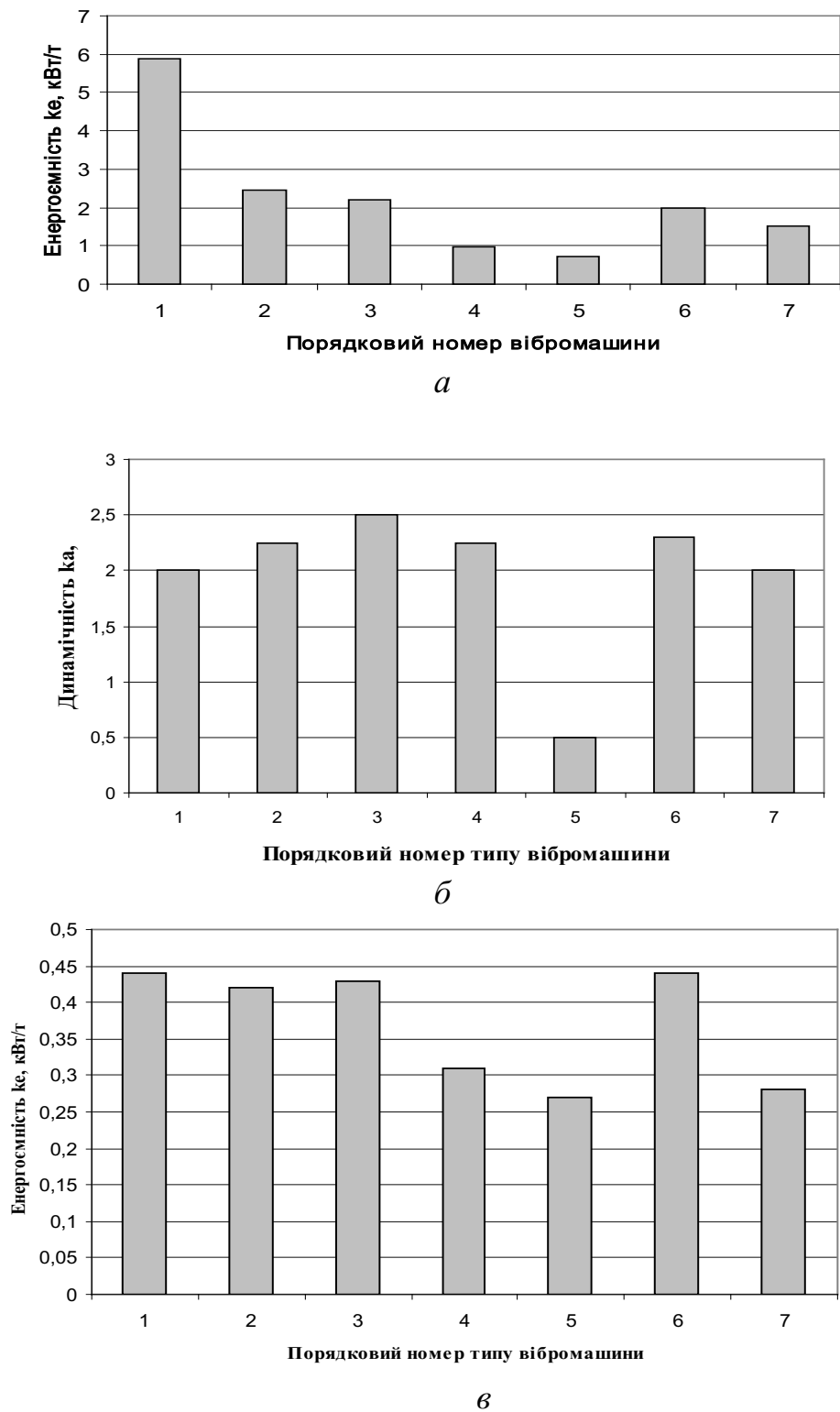


Рис. 1.8 Гістограми зміни критеріїв у залежності від типу вібромайданчика:
а – енергоємність , б – металоємність, в – динамічність

Аналіз проведеного огляду та отриманих досліджень за критеріями, засвідчує значні відмінності в числових значеннях критеріїв між собою, що потребує уточнення фізичної та математичної моделі системи «вібраційний майданчик – бетонна суміш» та методів визначення існуючих режимів і параметрів ущільнення бетонних сумішей.

Привантажувачи (рис.1.9), як можливий механізм віброформувального обладнання, мають декілька конструктивних схем.

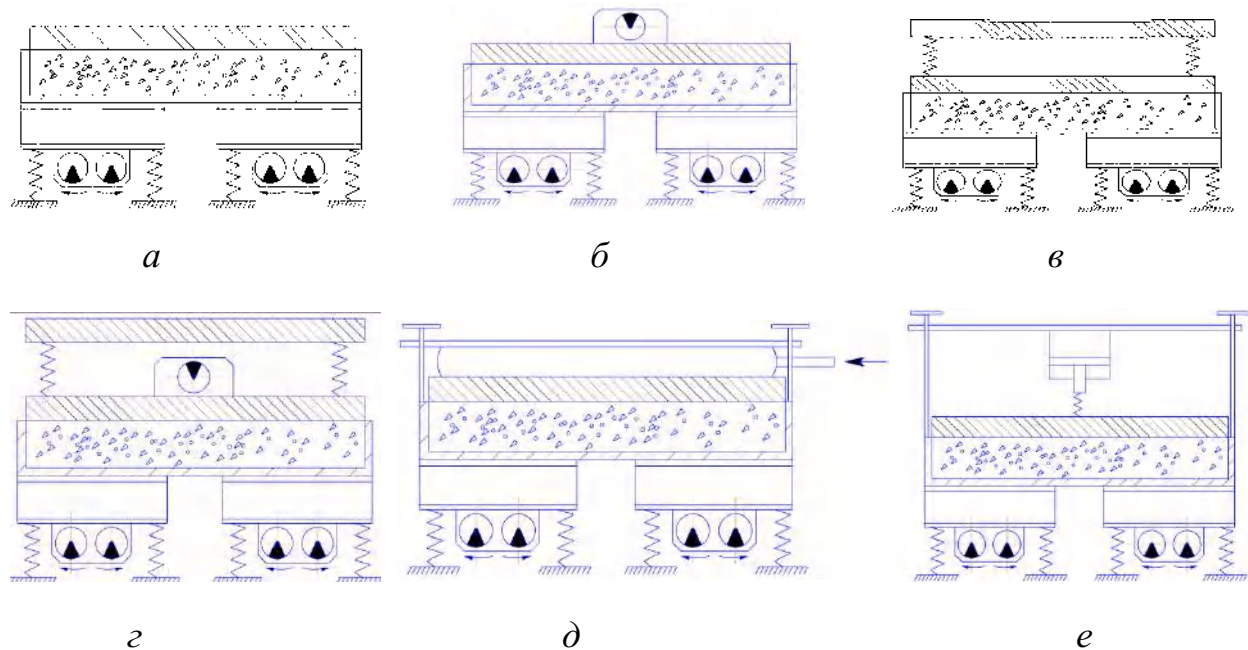


Рис. 1.11 Схеми застосування привантажувачів в комплекті із вібромайданчиком: а – інерційний; б – вібраційний; в – інерційний двомісний; г – вібраційний двомісний; д- пневматичний; е – гідро інерційний.

В заводській практиці здебільшого застосовуються привантажі (рис1.9, а) та привантажі (рис1.9, б)[44]. Їх функціональне призначення полягає у незначного доущільнення поверхневого шару та вирівнювання поверхні майбутнього виробу.

1.3. Аналіз існуючих методів визначення режимів і параметрів ущільнення бетонних сумішей.

Визначення та забезпечення режимів та параметрів ущільнення бетонних сумішей являється однією із найважливіших задач у вібраційній технології будівельної індустрії. Спочатку в якості таких параметрів

приймалася амплітуда коливань робочого органу вібраційної машини для низки частот[9]. Так, в більшості пропонувалася амплітуда коливань 0,35-0,6 мм за частоти 314 рад/с. В наведених рекомендаціях [98] приведені амплітуда коливання віброплощини за значення 0,5 мм для частоти 314 рад/с і 0,2 мм для частоти 628 рад/с. Для формуючих вібраційних установок рекомендуються амплітуди переміщення в залежності від частоти та консистенції бетонних сумішей (табл. 1.3).

Таблиця 1.3. Рекомендовані числові значення амплітуди переміщення в залежності від частоти та консистенції бетонних сумішей

Консистенція бетонних сумішей	Амплітуда коливань при частоті, мм:			
	1500 кол/хв	2000 кол/хв	2500 кол/хв	3000 кол/хв
Рухливі з осіданням конуса більше 40 мм	1,0 – 1,2	0,7 – 0,9	0,5 – 0,7	0,4 – 0,5
Малорухомі з осадкою конуса 0 – 40 мм	1,2 – 1,3	0,8 – 1,0	0,6 – 0,8	0,5 – 0,7
Помірно жорсткі з показником жорсткості 25 – 60сек	1,4 – 1,5	1,0 – 1,2	0,7 – 0,9	0,6 – 0,8

Як слідує із таблиці, що чим вище частота коливань, тим менша амплітуда забезпечує ефективне формування. Взагалі в різних джерелах пропонувалися різні числові значення частота та амплітуди коливань, або їх комбінацію. Так, в роботі [95] пропонувалися визначати ефективність процесу ущільнення за добутком амплітуди коливань A на кутову частоту коливань ω : $A\omega$ (амплітуда швидкості), добуток амплітуди коливань A на квадрат кутової частоти ω^2 : $A\omega^2$ (амплітуда прискорення)[111]. Пропонувалися і інші комбінації добутків кутової частоти і амплітуди. Так, в роботі [112] в якості критерію рівноцінності дії вібрації на бетонну суміш запропоновано добуток квадрата амплітуди коливань на куб кутової частоти: $A^2\omega^3$. Цю величину в ряді

публікацій приписують невдале найменування «інтенсивність коливань », оскільки в класичній теорії коливань [11,43,81,91,103] під інтенсивністю приймається вираз $A^2 \omega^2$, який за розмірністю визначає відношення енергії в джоулях до одиниці площі в m^2 . А вираз $A^2 \omega^3$, це витрати енергії на одиницю об'єму, тобто на m^3 . В роботі [98] зазначають, що основним показником, який характеризує щільність бетонної суміші, є питома робота ущільнення $\overline{W}$, яка дорівнює добутку «питомої потужності коливань» $\overline{P}$ на тривалість формування t_n :

$$\overline{W} = \overline{P} \cdot t_n \quad (1.5)$$

Питому потужність коливань в роботі [98] пропонують визначати за формулами:

для вертикальних коливань:

$$P_v = k_0^v \cdot k_1^v \cdot A_z^2 \cdot \omega^3, \quad (1.6)$$

для горизонтальних коливань:

$$P_z = k_0^z \cdot k_1^z \cdot A_z^2 \cdot g \cdot f_m \cdot \omega, \quad (1.7)$$

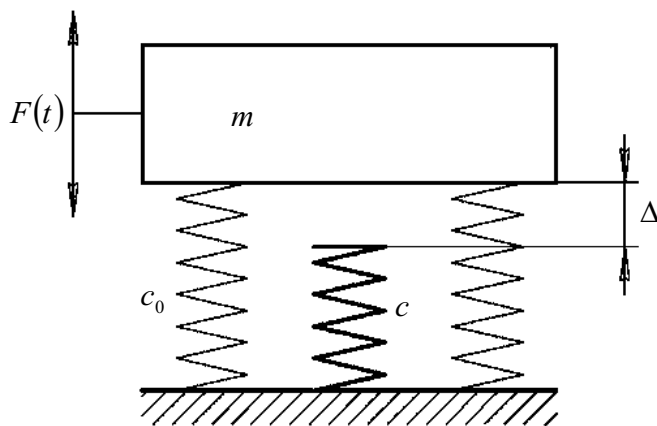
де $k_0^z k_1^z$, і $k_0^v k_1^v$; - емпіричні коефіцієнти [98], що залежать від будови машини і співвідношення мас утворюючих її елементів [98], при вертикальних і горизонтальних коливаннях робочого органу відповідно; g - прискорення вільного падіння, m/c^2 ; f_m - коефіцієнт тертя бетонної суміші по металу ($f_m = 0,1 \dots 0,12$); A_v і A_z , - амплітуди вертикальних і горизонтальних коливань робочого органу, m . У віброударних машинах [24,27,39,86,88,103] поняття амплітуда коливань втрачає сенс, оскільки переміщення, швидкість та прискорення є асиметричними, тобто різними при русі віброустановки вгору і вниз (рис.1.15). Тобто виникає необхідність вводити коефіцієнти асиметрії переміщення k_A , швидкості k_V та прискорення k_a :

$$k_A = A_{vv}/A_{vn}; \quad k_V = V_{vv}/V_{vn}; \quad k_a = a_{vv}/a_{vn}, \quad (1.8)$$

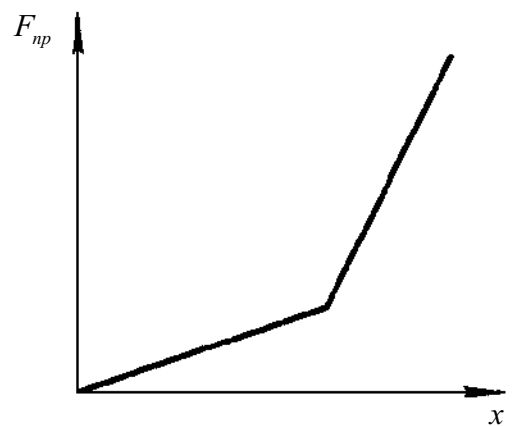
де A_{vv} , V_{vv} , a_{vv} - амплітудні значення переміщення, швидкості та прискорення на частині періоду руху віброустановки вгору, а A_{vn} , V_{vn} , a_{vn} - амплітудні значення переміщення, швидкості та прискорення

на частині періоду руху віброустановки вниз. При рівності цих значень коефіцієнти асиметрії переміщення k_A , швидкості k_V та прискорення k_a дорівнюють одиниці, що відповідає симетричному, гармонійному руху віброустановки.

Для визначення параметрів віброударної машини розглянемо її рух на прикладі системи із одним ступенем волі (рис. 1.10). Вібраційно-ударні машини засновані на використанні ефекту удару (рис. 1.10, а), який виникає під дією сили $F(t)$ внаслідок значення переміщення маси m вниз $x > \delta$, де δ зазор, між масою і обмежником коливань, пружиною, коефіцієнтом пружності c . Характеристика пружних сил має злом (рис. 1.10, б) на ділянці контакту і, як результат, маса в своєму русі різко гальмується і її рух показаний на рис. 1.10, в. Період коливань T буде складатися з двох частин – відривний рух маси на часі t_e і рух в контакті t_k : $T = t_e + t_k$. Оскільки коефіцієнт жорсткості віброізолюючих опор: $c > c_0$ (зазвичай $c/c_0 \approx 7 \dots 10$), то і напіврозмахи коливань будуть суттєво відрізнятися між собою: $x_e > x_k$. Відповідно і прискорення, як другі похідні від переміщення, будуть мати суттєву відмінність між собою $a_k > a_e$ (зазвичай $a_k/a_e = 3 \dots 5$, див. рис. 1.10, в).



а



б

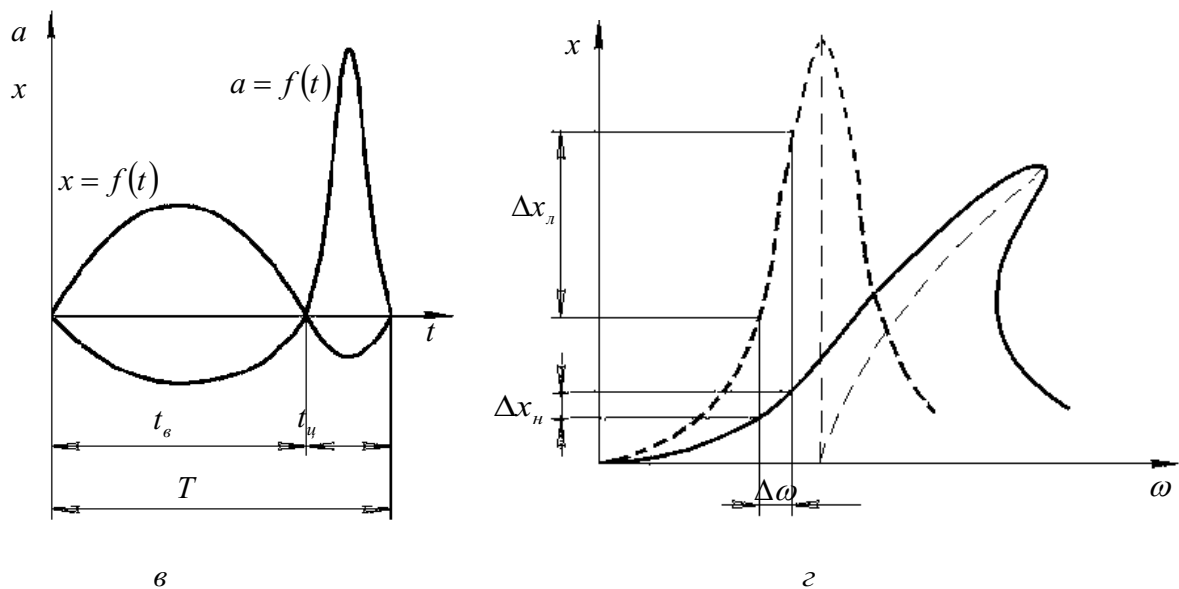


Рис. 1.12. Віброударна система:

a – схема; b – характеристика зміни пружних сил; $в$ – залежність переміщення і прискорення за період коливань; $г$ – амплітудно-частотна характеристика.

Асиметрія прискорень може слугувати критерієм ефективності застосування віброударних режимів в машинах для ущільнення будівельних сумішей. Обумовлюється це тим, що виникаючі значні зусилля в момент удару співпадають з силами ваги оброблюваного середовища, що і приводить до допоміжних сил стискування, а значить і ущільнення суміші.

Друга особливість таких систем полягає в тому, їх амплітудно-частотна залежність (рис. 1.10, $г$) має пологу характеристику в до резонансній зоні і внаслідок цього є менш чутливою до можливих зовнішніх змін параметрів на відміну від лінійних систем (на рис. 1.10, $г$ показана пунктиром). Така стабільність робочого режиму є передумовою для широкого використання вібраційно-ударних машин на практиці. Віброударна система з обмежником коливань (див. рис. 1.10, $а$) має два рухи: відривний і безвідривний.

При $t < t_g$ (див. рис. 1.10, $в$) рівняння руху:

$$m\ddot{x} = F(t); \quad (1.8)$$

при $t > t_g$ рівняння руху:

$$m\ddot{x} + (c_0 + c)x = F(t), \quad (1.9)$$

при малості $c_0 \approx 0$ (за умовою віброізоляції маси) m від фундаменту напіврозмах на цьому етапі руху:

$$x_0 \leq \delta, \quad (1.10)$$

де x_0 – амплітуда змушених коливань маси m у сталому режимі без відриву від обмежника; δ – статична деформація обмежника під дією сили ваги: $\delta = \frac{F_{cm}}{c}$; c – жорсткість обмежника. При розгляді безвідривного режиму (див. рис. 1.10,а при $\Delta = x_0$) ми маємо систему з одним ступенем вільності, амплітуда коливань якої має такий вигляд: $x_0 = \frac{F_0}{c - m\omega^2}$ або з урахуванням, що $c = m\omega_0^2$:

$$x_0 = \frac{F_0}{m\omega^2} \left(\frac{1}{\frac{c}{m\omega^2} - 1} \right) \quad (1.11)$$

Тоді умову (1.10) з урахуванням, що $\delta = \frac{F_{cm}}{c}$, а $c = m\omega_0^2$ можна записати у вигляді: з метою

$$\frac{F_{cm}}{F_0} \geq \frac{\xi^2}{\xi^2 - 1}, \quad (1.12)$$

де

$$\xi = \sqrt{\frac{c}{m\omega^2}}. \quad (1.13)$$

Параметр ξ визначає співвідношення власної частоти $\omega_0^2 = \frac{c}{m}$ системи при знаходженні маси в контактi з пружиною до частоти змушених коливань ω^2 . Отже, при заданій масі вібраційної машини m параметрами, що підлягають визначенню, є жорсткість пружних елементів c і статичний момент маси дебалансів $m_0 r_0$, оскільки частота змушених коливань ω , як правило, задається технологією. При цьому треба зважати на ті обставини, що крім пошуку параметрів ξ і $f \left(f = \frac{F_{cm}}{F_0} \right)$ необхідно знати і час τ , на контакт маси з пружиною.

Очевидно, він становить певну частку всього періоду коливань.

Таким чином, параметри ξ , f і τ визначають режим роботи, який реалізується за умовою (1.10). При порушенні умови (1.10) рух маси m здійснюватиметься з відривом від пружини із змінними ударами по ній. При цьому можливі такі режими: одно ударний, тобто за один період руху маса m здійснює один вільний політ і, відповідно, один удар по пружині; супергармонійний, коли за один період зміни змушуючої частоти відбувається кілька ударів; субгармонійний, коли кількість ударів в n раз менша від періоду зміни змушуючої частоти. В будь-якому випадку послідовність визначення параметрів, що входять у залежності (1.11) - (1.13), складається з виконання таких операцій: складаються рівняння руху системи в режимах з відривом і без відриву; потім, для зменшення кількості параметрів, рівняння зводяться до безрозмірного вигляду і визначаються початкові умови щодо переміщення, швидкостей і часу; надалі означені початкові умови враховуються у рівняннях руху і на кінцевому етапі отримані рівняння руху системи в контакт і без контакту прирівнюються, що зумовлено рівними значеннями швидкості маси і пружини в момент часу, який відповідає переходу від контактного до безконтактного руху маси.

Наступним етапом є визначення зміни межі параметрів, що відображають стійкий режим роботи ударно-вібраційних систем. Оскільки ударно-вібраційні машини працюють в режимі, що є близьким до резонансного, цілком імовірним є передбачення, що $\xi \geq 1$. Наприклад, при $\xi = 1,5$ із (1.10) матимемо, що $f = \frac{1}{8}$. Виходячи із виразу для власної частоти коливань $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ для умови (1.10) можна визначити час контакту маси m з обмежником коливань:

$$t_k = \frac{2\pi}{\omega_0} = 2\pi\sqrt{m/c} . \quad (1.14)$$

Для наближених розрахунків напіврозмах коливань одномасової вібраційної машини можна визначити за формулою:

$$x_0 \approx \kappa_x F_0 / m\omega^2 , \quad (1.15)$$

де κ_x – коефіцієнт підсилення коливань в резонансі ($\kappa_x \approx 2,5 \dots 3,0$).

Вплив бетонної суміші на рух вібраційної установки представляє собою загальну силу опору, визначення якої є важливою задачею при розробці методів розрахунку параметрів робочого органу [43,44].

Наявність бетонної суміші в коливальній системі має вагомий вплив на динаміку вібраційної установки. Розбіжність розрахункових і експериментальних даних свідчить про недосконалість використовуваних методик для визначення та врахування сил опору [22,23,28,39,43-68,70-78, 95-98,103-115], або про використання різних за законами зміни параметрів в диференціальних рівняннях для опису таких систем [43].

На теперішній час існують два принципово різних підходи до вибору методики для визначення сил опору бетонної суміші коливанням:

- емпіричне врахування впливу маси бетонної суміші на динаміку машини [70-78, 98];
- диференційована оцінка сил опору, отримана на основі використання математичної моделі середовища [43-68].

Суть першого методу полягає в експериментальному визначенні коефіцієнта приведення за емпіричною залежністю, що враховує вплив маси бетонної суміші на амплітуду і потужність коливань площадки.

Аналіз (див. розділ 1) показав, що цей метод носить індивідуальний та умовний характер, тому в загальному випадку його використання при оцінці сил практично виключається.

Другий підхід більш досконалий, оскільки він дає можливість диференційно оцінити вплив сил опору коливанням. Результати при такому підході залежать, головним чином, від вибору методики дослідження. Оскільки до цих пір відсутня загальноприйнята модель ущільнюваного середовища, бажано використовувати методи, що дозволяють безпосередньо визначати сили опору.

1.4 Висновки та постановка задач дослідження.

Проведений аналіз фізики процесу вібраційного ущільнення бетонних сумішей, визначені класифікаційні ознаки, огляд будови віброплощадок і

віброустановок, здійснений аналіз методів визначення існуючих режимів та параметрів для ущільнення бетонних сумішей дозволяють сформулювати наступні висновки.

1. Стадії процесу ущільнення сумішей складаються у переукладенні складових суміші (перехід із хаотичного до стійкого укладання складових), їх ущільнення (компактна компоновка складових суміші) та компресійне до ущільнення (вилучення повітря).
2. Здійснений аналіз засвідчує суттєву відмінність підходів та методів визначення існуючих режимів та параметрів для ущільнення бетонних сумішей. Так, в якості критеріїв пропонувалися добуток амплітуди переміщення на кутову частоту коливань (амплітуда швидкості), квадрат кутової частоти (амплітуда прискорення), куб кутової частоти (амплітуда «різкості»). Наприклад, в якості критерію рівноцінності дії вібрації на бетонну суміш запропоновано добуток квадрата амплітуди коливань на куб кутової частоти.
3. Наявність великої низки різних підходів до визначення параметрів робочого процесу підтверджується і різними значеннями критеріїв ефективності, для представлених вібромайданчиків та віброустановок для ущільнення бетонної суміші при виробництві бетонних виробів.
4. Аналіз існуючих режимів та методів визначення параметрів ущільнення бетонних сумішей засвідчив, що різні їх значення обумовлені відсутністю загальноприйнятої моделі та відмінністю методів визначення.

На основі приведених висновків сформульовані наступні задачі дослідження та розробка методів вдосконалення режимів та параметрів резонансної віброустановки для ущільнення сумішей:

- здійснити огляд та аналіз конструкцій та існуючих методів розрахунку вібраційних майданчиків і установок;
- розробка розрахункової моделі та здійснення теоретичних досліджень процесів взаємодії робочих органів вібраційних установок із середовищем;
- експериментальні дослідження робочого процесу взаємодії вібраційних

установок і оброблюваних середовищ;

- встановлення закономірностей зміни основних параметрів досліджуваних вібраційних установок, розробка методів їх розрахунку;
- визначення ефективних режимів із забезпеченням якісного ущільнення бетонних сумішей, розробка алгоритмів методів розрахунку основних параметрів за умов мінімізації енергоємності робочого процесу ;
- здійснити оцінку результатів практичного впровадження та їх ефективності.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ РУХУ ВІБРАЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ.

2.1. Обґрунтування та вибір розрахункової моделі.

Виходячи із основних задач дослідження, виникає потреба у досконалому врахуванні можливих ефектів, що мають місце при вібраційному ущільненні і мають бути враховані при обґрунтуванні та виборі розрахункової моделі [2-10,43-56]. З цією метою при виборі фізичної та математичної моделей вібраційного обладнання розглянемо сучасні підходи з позиції структурного аналізу подібних систем (рис.2.1).

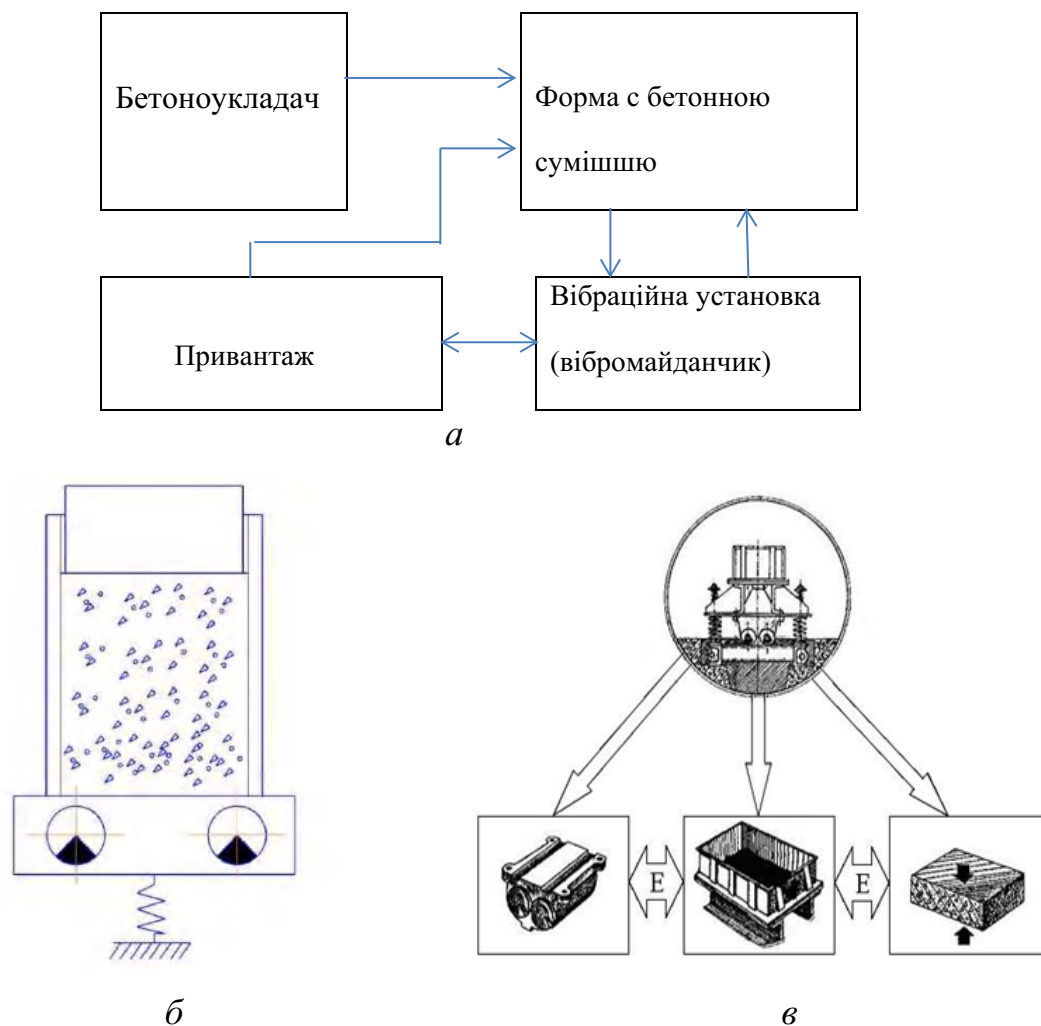


Рис. 2.1. Структурна схема досліджуваної системи.

При наявності збудника коливань на бетоноукладачі, він (рис. 2.1,а) стає елементом віброформуального обладнання. За відсутності на ньому збудника коливань (в роботі не розглядається) віброформуальне обладнання

представляється схемою (рис. 2.1,б), а за відсутності привантажувача (рис. 2.1,в) віброформувальне обладнання має наступне призначення. Джерело енергії – це зовнішня мережа. Привід складається з перетворювача енергії, передачі і перетворювача руху (збудник коливань, вібратор). В ролі перетворювача енергії використовують електродвигун, іноді електромагнітний двигун, гідро- і пневмо приводи. Передатні механізми можна поділити на три види: ті, що не змінюють швидкості, та ті, які змінюють і регулюють швидкість. До першого типу належать різноманітні муфти.

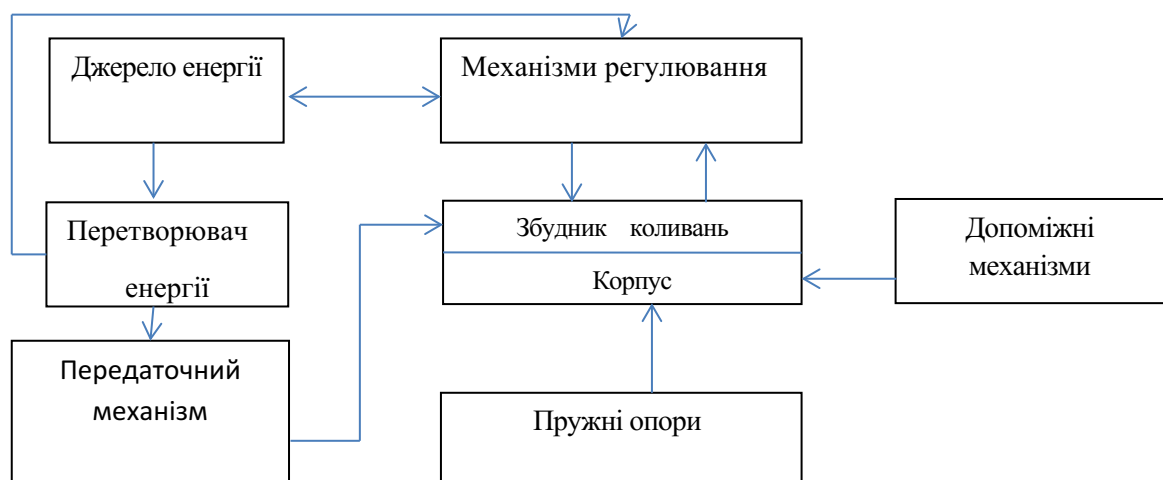


Рис.2.2 Структурна схема передачі енергії в елементах вібраційної машини.

Для зміни швидкості руху застосовують ремінні, ланцюгові, зубчасті, фрикційні передачі і редуктори, а для регулювання – механізми регулювання параметрів (амплітуди чи частоти коливань).

Корпус – елемент, який слугує безпосередньо для кріплення і з'єднання елементів машини. Корпус віброустановки може бути виконаний у вигляді блоку або рами на яку встановлюють форму з бетонною сумішшю. Робочий орган – елемент машини (віброзбудник, вібратор), що безпосередньо реалізує передачу механічних коливань на форму з бетонною сумішшю. До допоміжних робочих органів відносяться привантажувачи статичної або динамічної дії.

Виходячи із приведених схем (рис. 2.1 та рис.2.2) елементи вібраційної машини

можна представити моделлю з дискретними параметрами, враховуючи масу, коефіцієнт пружності (для елементів вібраційної машини, що спирається на фундамент або будучи обмежниками коливань - буферів) і коефіцієнт опору, що враховують розсіяння енергії в елементах машини (рами, форми, опор). Щодо бетонної суміші то на основі аналізу літературних джерел [9,24,31,32,41,43-66] у якості передумов до складення математичної моделі використані фізичні моделі (рис. 2.3). Приведені фізичні моделі відображають процеси ущільнення на всьому етапі ущільнення сумішей і дозволяють розробити математичну модель, аналітичне рішення якої дасть можливість визначити основні параметри віброустановки.

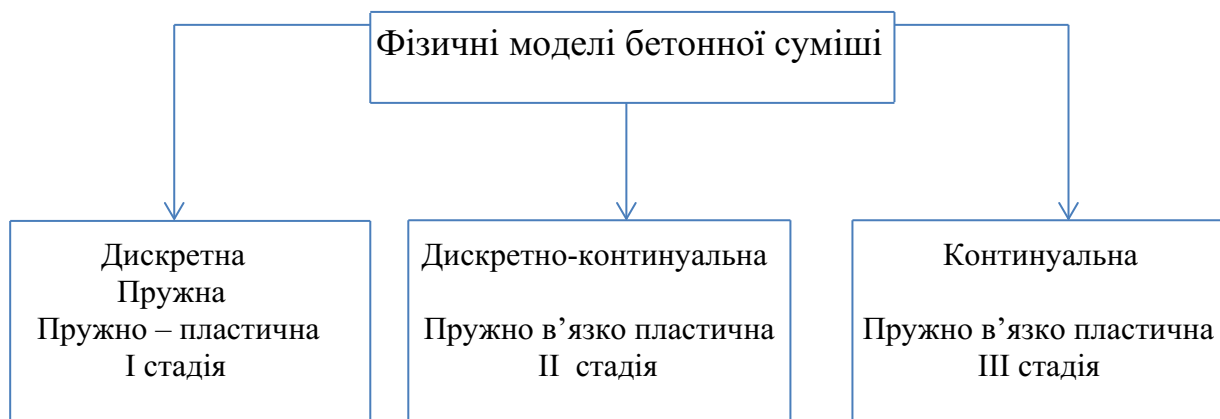


Рис.2.3. Фізичні моделі трьох стадій ущільнення сумішей.

Наступною передумовою є вибір загальної моделі руху для кожної із підсистем. В теорії коливань механічних та суцільних середовищ [21-28,33,34,44,67,82-87,91-93,103,115], застосовується дві динамічні моделі – система з дискретними і розподіленими параметрами. Вибір тої чи іншої систем визначається наступними міркуваннями. У якості вихідної застосовуємо модель з розподіленими (континуальними) властивостями і оцінюємо якісну картину часу розповсюдження хвиль у порівнянні з періодом коливань. Якщо в середовищі під дією тої чи іншої сили виникає хвильовий процес, то він буде розповсюджуватися зі швидкістю c [43,83]:

$$c = \sqrt{E/\rho}, \quad (2.1)$$

де – E модуль пружності; ρ – щільність середовища.

Стан пружного збурення буде розповсюджений на відстань l за час τ [34]:

$$\tau = l/c = l\sqrt{\rho/E}.$$

Тоді співвідношенням часу розповсюдження коливань t і періоду вимушеної сили T [34], яке для вібраційних систем було використано в роботі [43] можна записати у вигляді:

$$l > \tau / T > 1, \quad (2.2)$$

Якщо виконується умова у вигляді:

$$\tau < T, \quad (2.3)$$

де T період коливань $T = 2\pi / \omega$ (ω - колова частота коливань), то за час τ фаза коливань практично не змінюється, що в результаті відображає розподіл параметрів процесу (наприклад, амплітуди коливань) без зміни за знаком. Якщо фаза прискорення частинок в шарі середовища співпадає з фазою вимушеної сили, тоді система (середовище) веде себе як абсолютно тверде тіло і пружними властивостями можна знехтувати. Якщо процес є таким, що переміщення частинок шару співпадає по фазі із вимушеною силою, то система веде себе як ідеальна пружність, вплив маси на характер вимушених коливань є незначним. Разом з тим, врахування тільки масових (інерційних) або пружних сил є повною ідеалізацією, тому в дискретних схемах для реальних задач необхідно враховувати і пружні і інерційні властивості.

За іншою умовою співвідношенням часу розповсюдження коливань τ і періоду вимушеної сили T має вигляд :

$$\tau \geq T, \quad (2.4)$$

тобто лінійні розміри системи, в якій розповсюджуються хвилі, стають рівними або більшими на довжину хвилі $\lambda (\lambda = c/T)$, то в цьому випадку шляхом відбиття хвиль від границь, суперпозицією хвиль виникає складне хвильове поле з визначеним розподілом фаз. І в такому випадку систему необхідно розглядати як систему з розподіленими параметрами.

Виходячи із наведених міркувань вібраційну систему “машина-середовище” за різними ознаками їх поведінки будемо представляти з точки зору моделювання як підсистем з дискретними (машина) і розподіленими

(середовище) параметрами. Таке припущення і є наступною умовою вибору математичної моделі.

Наступна передумова ґрунтується на тому, що вібраційна система “машина-середовище” в будь-який момент руху складається із двох складових – одна здатна накопичувати енергію, що переходить із однієї форми в іншу (реактивний опір), а друга – розсіювання енергії (активний опір) [34,44]. Саме за таким допущенням і складаються рівняння руху віброустановки із урахуванням бетонної суміші. Останнім припущенням має бути вибір закону зміни пружних та дисипативних характеристик вихідної моделі, як віброустановки так і бетонної суміші. Найпростішими є три ідеалізовані моделі, що роздільно враховують пружні та дисипативні властивості середовищ: пружні – пружна модель Гука (рис.2.4,а); в’язкі – в’язка модель Ньютона (рис.2.4,б) ; пластичні – пластична модель Сен-Венана (рис.2.4,в)[67,99].

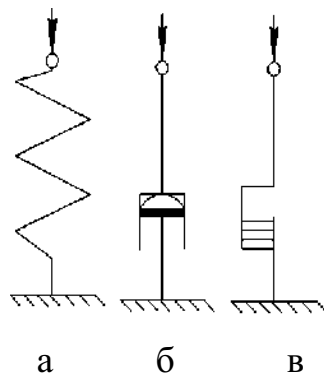


Рис.2.4 Прості ідеалізовані моделі.

Пружні властивості за законом Гука (див. рис.2.4,а) представляються у вигляді лінійної (лінійна модель) або нелінійної (нелінійна модель) пружних опор віброустановки або шару бетонної суміші. В ідеальній опорі (металева пружина або гумова), як і у шарі бетонної суміші, енергія витрачається на деформацію під час стискування зовнішніми динамічними, а також статичними силами і повертається повністю внаслідок розвантаження. В’язкі властивості за законом Ньютона (див. рис.2.4,б) моделюються демпфером, який складається з поршня, що переміщується в циліндрі з рідиною. Під час переміщення поршня рідина крізь отвори між поршнем і циліндром перетікає з однієї частини

циліндра в іншу, а опір при цьому вважають пропорційним швидкості поршня. Пластичні властивості шару бетонної суміші (див.рис.2.4,в) моделюються елементом, який складається з двох притиснутих одна до одної пластинок. За відносного переміщення пластин між ними виникає постійна сила тертя. Саме ці символічні елементи, з'єднують між собою послідовно або паралельно і відображають пружні, в'язкі та пластичні властивості бетонної суміші. Залишається невизначеним в якій степені потрібно враховувати в реальних моделях ці три властивості в лінійному чи нелінійному вигляді, щоби побудувати повну фізичну модель бетонної суміші. До таких належать ряд моделей (рис.2.5), які використовувалися у роботах [26,27,85,86, 67, 103] з тими чи іншими допущеннями.

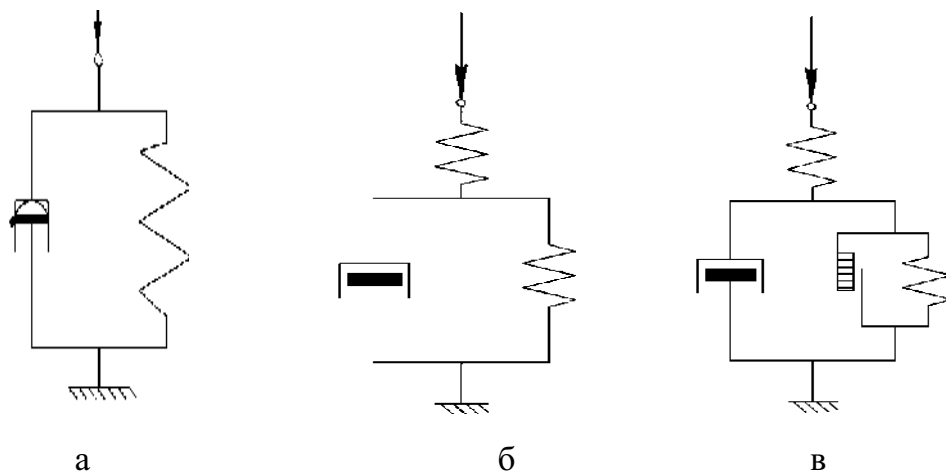


Рис. 2.5. Фізичні моделі бетонної суміші:
а – Фойгта; б – Кельвіна; в – Ішлінського.

Можливі і інші з'єднання елементів між собою, що обумовлюється необхідністю врахуванням тих чи інших властивостей та складу компонентів реальної тої чи іншої бетонної суміші. Рівняння, що описують розповсюдження хвильового процесу в суміші (рис. 2.5) можна представити в такому вигляді:

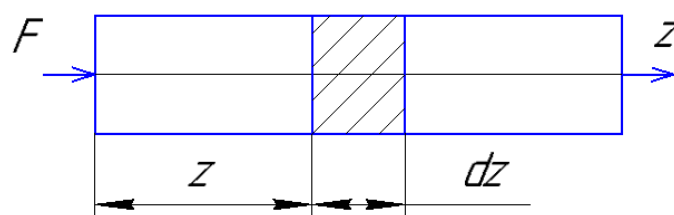


Рис.2.6 Схема шару бетонної суміші із виділеним елементом:

z – координата; F – сила, що викликає хвильовий рух шарів суміші з переміщенням u а часі t .

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}; \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{\eta}{\rho} \frac{\partial^3 u}{\partial^2 z \partial t}; \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 (1 + i\gamma) \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \quad (2.7)$$

Рівняння (2.5) описує рух суміші як пружного тіла щільністю ρ зі швидкістю c . Рівняння (2.6) описує рух суміші як пружно – в'язкого тіла щільністю ρ з частото залежним розсіянням енергії, що враховується в рівнянні коефіцієнтом η . Рівняння (2.7) описує рух суміші, як пружно – в'язкого тіла щільністю ρ з частото незалежним розсіянням енергії, що враховується в рівнянні коефіцієнтом γ . Рівняння (2.5) застосовувалися в роботі [33], рівняння (2.6) в роботі [41], а рівняння (2.7) в роботах [3-9, 43]. Варто зауважити, що на різних стадіях процесу ущільнення бетонної суміші (див. рис.2.3) всі рівняння (2.5)... (2.7) можуть бути застосовані. Але рівняння (2.5) не може бути застосоване у випадку можливого резонансу, оскільки в зоні резонансу відсутність дисипативної складової дає рішення для амплітуди коливань [43] : $A \rightarrow \infty$. Тому для вибору залишаються рівняння (2.6) і (2.7). Відмінність їх полягає в тому, що як це зазначено вище, рівняння (2.6) описує рух суміші з частото залежним розсіянням енергії, а рівняння (2.7) описує рух суміші з частото незалежним розсіянням енергії. На сучасному етапі розвитку вібраційної технології ущільнення будівельних сумішей рівняння (2.7) більше застосовується, внаслідок того, що для конкретної частоти коливань напружений стан визначається амплітудою коливань. Тому в подальших аналітичних дослідженнях будемо використовувати рівняння (2.7) .

2.2. Методика складання рівняння руху вібраційної системи “машина-середовище”

Складання рівняння спільного руху вібраційної системи «машина – середовища» здійснюється відповідним сполученням реактивних і активних складових опору машини і середовища[43].

Такий підхід визначимо спочатку на прикладі динамічної системи з одним ступенем волі, як методику для подальшого дослідження більш складної системи. Рух вібраційної машини як динамічної системи, описується відомим рівнянням руху[43]:

$$m_m \ddot{x} + \epsilon_m \dot{x} + c_m x = F_0 \sin \omega t, \quad (2.8)$$

де m_m, ϵ_m, c_m - та частина маси машини, що коливається, коефіцієнт дисипації, коефіцієнт пружних опор на які спирається маса машини; вимушена зовнішня сила, яка змінюється по гармонійному, синусоїдальному закону; $x, \dot{x}, \ddot{x}$ - переміщення, швидкість та прискорення вібраційної машини.

Тут присутні всі види опорів, що виникають при коливаннях. Рішення цього рівняння щодо амплітуди коливання відоме[43]:

$$x_0 = F_0 / \sqrt{(c_m - m_m \omega^2)^2 + (\epsilon_m \omega)^2}. \quad (2.9)$$

Отже, врахування параметрів машини при визначенні амплітуди коливання робочого органа зводиться до оцінки пружних, інерційних і дисипативних сил, що зведені до визначення опору K_m :

$$K_m = \sqrt{(c_m - m_m \omega^2)^2 + (\epsilon_m \omega)^2} \quad (2.10)$$

Як слідує із(2.10) загальний опір складається із реактивного K_p і активного K_a опорів:

$$\begin{aligned} K_p &= c_m - \omega^2 m_m ; \\ K_a &= \epsilon_m \omega . \end{aligned} \quad (2.11)$$

Будемо вважати, що в умовах взаємодії з середовищем опір машини може бути виражений залежністю (2.10), яка у позначеннях (2.11) визначає її динамічну жорсткість $Z_\chi = K_m$:

$$K_\mu = K_m^p + iK_\mu^a = (C_\mu - m_\mu \omega^2) + i\delta_\mu \omega. \quad (2.12)$$

Континуальне середовище, яким є бетонна суміш за ідею має ті ж параметри пружності, інерції й опору і володіє безкінечним числом ступенів вільності. Тому реактивна K_c^p й активна K_c^a складові динамічної жорсткості середовища будуть розподілені по всьому її об'єму.

Загальна динамічна жорсткість системи «машина – середовище» може бути представлена на основі використання правила складання комплексних чисел:

$$K = K_m + K_c = (K_m^p + K_c^p) + i(K_m^a + K_c^a). \quad (2.13)$$

Знаючи динамічну жорсткість системи, можна визначити реакцію системи $R = Kx^*$. Тоді з умови динамічної рівноваги системи «вібраційна установка – бетонна суміш» отримаємо вираз для визначення її амплітуди коливань:

$$x^* = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{|K|} = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{|K_m + K_c|}. \quad (2.14)$$

Таким чином, задача врахування оброблюваного середовища зводиться до визначення її активних і реактивних сил та введення їх у рівняння руху вібраційної установки. З цією метою загальну схему «віброформувальне обладнання – форма – бетонна суміш – привантаж» (рис.2.6,а) представляємо як систему «віброустановка – бетонна суміш» (рис.2.6,б) за методом [2-10, 43-55] із вилученням привантажа.

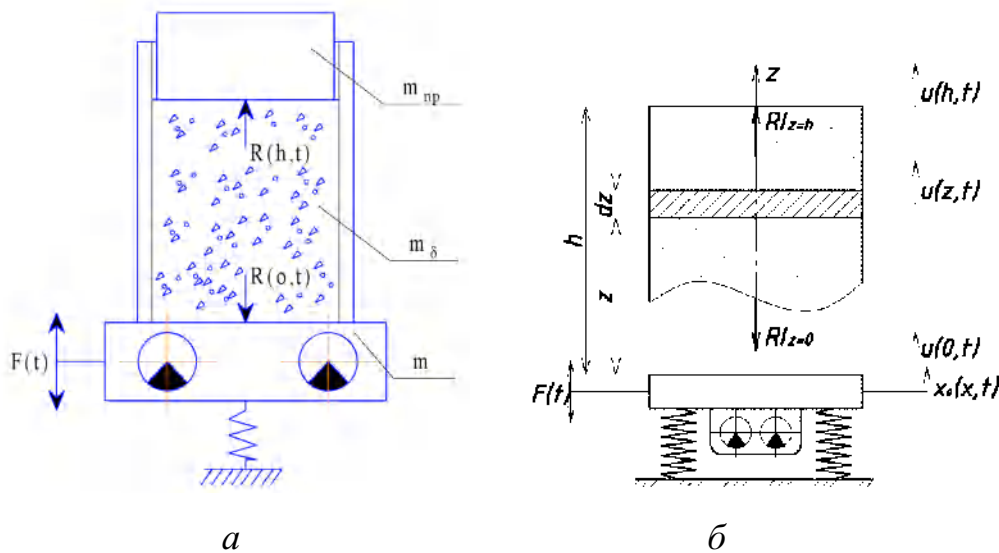


Рис.2.7. Розрахункова схема системи «віброустановка – бетонна суміш»:

а – з привантажем; б – без привантажа; x - переміщення; $F(t)$ – зовнішня вимушена сила; $u(z, t)$ - поздовжнє переміщення поточного перерізу стовпа бетонної суміші; $R|_{z=0}$ - реакція бетонної суміші в перерізі за умови, що $z = 0$; $R|_{z=h}$ - реакція бетонної суміші в перетині стовпа за умови, що $z = h$.

Хвильове рівняння переміщення поточного перерізу стовпа бетонної суміші записується у вигляді (див.2.7):

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 (1 + i\gamma) \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} . \quad (2.15)$$

Тут $\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$ - прискорення шару бетонної суміші; $\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}$ - друга похідна переміщення шару бетонної суміші u по координаті стовпа суміші z ; c – швидкість руху шару суміші; γ - коефіцієнт опору бетонної суміші, який характеризує кількісну величину розсіяння енергії; i – уявна одиниця, яка показує поворот між пружною і дисипативною складовою на кут $\pi / 2$.

Рішення хвильового рівняння (2.15) будемо використовувати у вигляді:

$$u(z, t) = (u_1 e^{kz} + u_2 e^{-kz}) e^{i\omega t} \quad (2.16)$$

Переміщення u визначається добутком двох функцій, одна з яких за лежить від аргументів $z(z)$ та $T(t)$:

$$z(z) = u_1 e^{kz} - u_2 e^{-kz} \quad (2.17)$$

$$T(t) = e^{i\omega t}.$$

В рішенні (2.16) u_1 і u_2 - постійні, які визначаються з граничних умов, k - комплексне хвильове число: $k = (\alpha + i\beta)$, де α , β - коефіцієнти [103]:

$$\alpha = \mu \frac{\omega}{c_s} ; \quad \beta = \nu \frac{\omega}{c_s} , \quad (2.18)$$

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

Коефіцієнт α визначає згасання хвилі, що розповсюджується в шарі середовища, а коефіцієнт β визначає згасання довжини тієї ж хвилі. Дійсно, якщо опір відсутній ($\gamma = 0$), тоді $\alpha = 0$, $\beta = \frac{\omega}{c_a}$ тобто хвиля за такої умови поширюється без згасання. При виконанні перетворень (2.18) враховано, що комплексний модуль пружності виражається залежністю:

$$E^* = E(1 + i\gamma), \quad (2.19)$$

Для визначення функціональної залежності (2.19) від параметрів використана рівність:

$$(\alpha + i\beta)^2 = -\omega^2 / [c_s^2 (1 + i\gamma)], \quad (2.20)$$

де c_s , як й у залежності (2.18), визначає швидкість поширення хвиль в бетонній суміші. За умові, що на вільній поверхні бетонної суміші У випадку необмеженого середовища в напрямку z , u_2 дорівнює нулю (відсутня відбита хвиля), рішення (2.16) записано у вигляді:

$$u(z;t) = u e^{kz} e^{i\omega t}, \quad (2.21)$$

З іншого боку за умови, що $z = 0$, u являє собою амплітуду переміщення робочого органа x_0 . Тепер є можливим визначити напруження σ , що виникають в бетонній суміші при її ущільненні:

$$\sigma = (E' + iE'') \frac{\partial U}{\partial Z} = (E' + iE'')(\alpha + i\beta) \left[u_1 e^{Z(\alpha+i\beta)} - u_2 e^{-Z(\alpha+i\beta)} \right] e^{i\omega t}. \quad (2.22)$$

Для остаточного відшукування коефіцієнтів u_1 й u_2 використовуємо граничні умови віброустановки (див. рис.2.6):

$$\text{при } z = 0 \quad u(0, t) = x e^{i\omega t}, \quad (2.23)$$

x – розкладання в ряд Фур'є переміщення робочого органа;

$$\text{при } z = h \quad \sigma|_{z=h} = 0. \quad (2.24)$$

Тоді, прирівнюючи коефіцієнти u_1 й u_2 і враховуючи (2.23), (2.24) отримаємо, що

$$u_1 + u_2 = x;$$

$$u_1 e^{h(\alpha + i\beta)} - u_2 e^{h(\alpha + i\beta)} = 0,$$

звідки

$$u_1 = \frac{x_1 e^{-h(\alpha + i\beta)}}{e^{-h(\alpha + i\beta)} + e^{h(\alpha + i\beta)}}; \quad u_2 = \frac{x_2 e^{h(\alpha + i\beta)}}{e^{-h(\alpha + i\beta)} + e^{h(\alpha + i\beta)}} \quad (2.25)$$

За умови, що

$$u_1 - u_2 = x \cdot th[h(\alpha + i\beta)],$$

отримаємо:

$$\frac{th[h(\alpha + i\beta)]}{h(\alpha + i\beta)} = \mu + i\kappa, \quad (2.26)$$

де

$$\mu = \frac{\alpha sh 2\alpha h + \beta \sin 2\beta h}{h(\alpha^2 + \beta^2)[ch 2\alpha h + \cos 2\beta h]}; \quad (2.27)$$

$$\kappa = \frac{\alpha \sin 2\beta h - \beta sh 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)[ch 2\alpha h + \cos 2\beta h]}. \quad (2.28)$$

μ і κ коефіцієнти інерційної та в'язкої частин опору бетонної суміші коливанням робочого органа віброустановки, які враховують геометричні (h) та фізико – механічні (ω, ρ, γ, c) властивості бетонної суміші. Ці коефіцієнти мають дискретний вигляд, що значно спрощує їхнє представлення в спільному рівнянні руху системи « віброустановка – бетонна суміш». Використовуючи вище приведену методику складання рівняння (див.2.13), отримаємо:

$$(m_m + m'_c)\ddot{x} + (b + b_{екв.})\dot{x} + cx = F_o e^{i\omega t}, \quad (2.29)$$

$$\text{де} \quad m'_c = m_c \mu \frac{\alpha sh 2\alpha h + \beta \sin 2\beta h}{h(\alpha^2 + \beta^2)[ch 2\alpha h + \cos 2\beta h]}$$

$$b_{\text{екв.}} = m_c \varkappa \frac{\alpha \sin 2\beta h - \beta sh 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)[ch 2\alpha h + \cos 2\beta h]}$$

Тут m_c - повна маса бетонної суміші, а m'_c - приведена маса бетонної суміші, числове значення якої залежить від параметрів $(\omega, \rho, \gamma, c)$, які враховують хвильові явища в суміші при її ущільненні.

Тоді, використовуючи стандартний підхід [43] рішенням рівняння (2.29), отримаємо вираз для визначення амплітуди коливань віброустановки із урахуванням впливу інерційної μ та в'язкої $\varkappa$ частин опору бетонної суміші:

$$x_0 = \frac{F_0}{\sqrt{[(c - m_m)\omega^2 + m_c \mu \omega^2]^2 + [(b\omega^2) + m_c \varkappa \omega^2]^2}}, \quad (2.30)$$

Для аналізу руху віброустановки формулу (2.17) можна представити в більш зручному виді:

δ

$$x_o = \frac{m_0 r_0}{m_m} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 + \frac{m_c}{m_m} \mu\right)^2 + \left(\frac{m_c}{m_m} \varkappa\right)^2}} \quad (2.31)$$

або

$$x_0 = \frac{m_0 r_0}{m_m} k_\delta, \quad (2.32)$$

де k_δ – коефіцієнт динамічності коливань робочого органа при його взаємодії з бетонною сумішшю:

$$k_\delta = \frac{1}{\sqrt{\left(1 + \frac{m_c}{m_m} \mu\right)^2 + \left(\frac{m_c}{m_m} \varkappa\right)^2}}, \quad (2.33)$$

а x_{mo} - амплітуда коливань робочого органа віброустановки без урахування бетонної суміші:

$$x_{mo} = \frac{m_0 r_0}{m_m} \quad (2.34)$$

Розрахунки зміни співвідношення амплітуд коливань x_0/x_{mo} наведені на рисунках 2.3 -2.5.

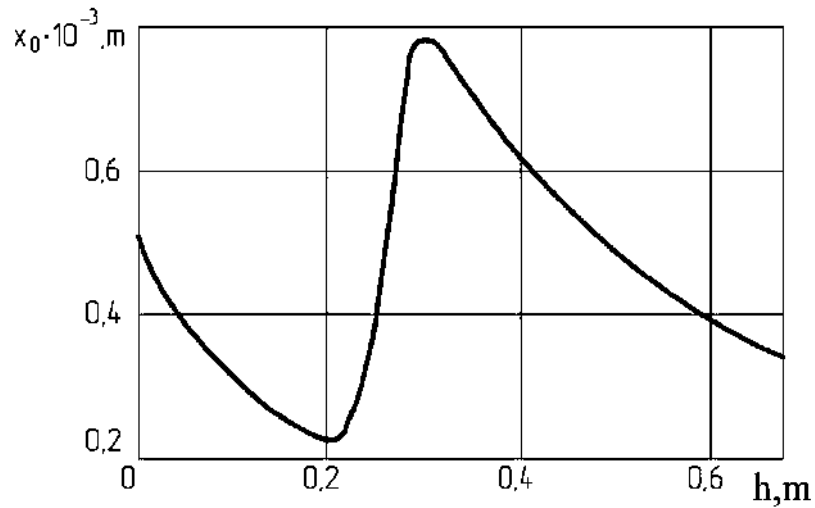


Рис.2.8 Зміна амплітуди коливань вібромайданчика від висоти стовпа суміші

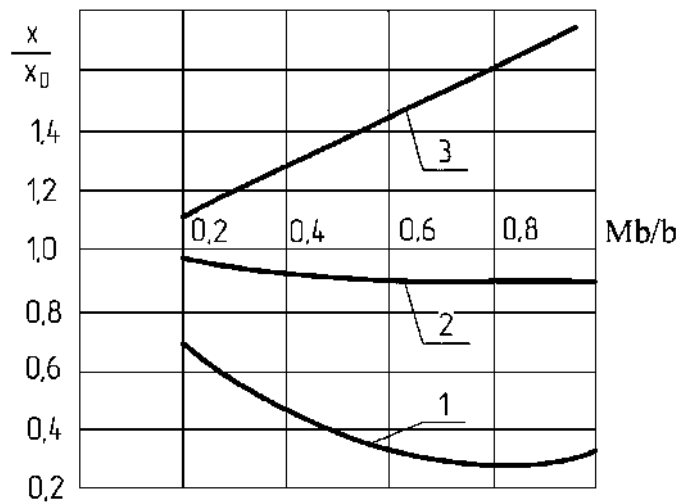


Рис.2.9. Зміна амплітуди коливань вібромайданчика від співвідношення маси бетону до маси майданчика

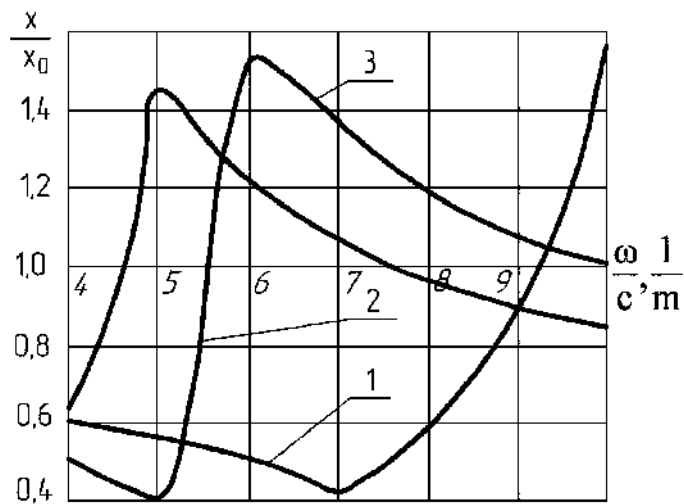


Рис.2.10. Зміна амплітуди коливань вібромайданчика від співвідношення частоти коливань до швидкості розповсюдження хвиль в бетонній суміші.

Наведені графіки засвідчують суттєвий вплив на амплітуду коливань вібромайданчика: висоти стовпа суміші (рис.2.3) співвідношення маси бетону до маси майданчика (рис.2.4), співвідношення частоти коливань до швидкості розповсюдження хвиль в бетонній суміші (рис.2.5). Отже, такі залежності будуть враховані при розробці алгоритму та методики розрахунку параметрів вібраційного майданчика.

2.3. Дослідження динаміки резонансної віброустановки

Резонансна віброустановка (рис.2.6) представляє собою розрахункову двомасну систему, яка складається із наступних елементів: m_1 – маса робочого органу; m_2 – маса, яка включає масу форми з бетонною сумішшю, дискретним видом у вигляді коефіцієнтів, які враховують хвильові явища суміші; c_1, b_1 – коефіцієнти жорсткості і дисипації опорних елементів установки; c_2, b_2 – коефіцієнти жорсткості і дисипації, що з'єднують маси m_1 і m_2 ; F_0 – амплітуда зовнішньої сила віброзбудника коливань.

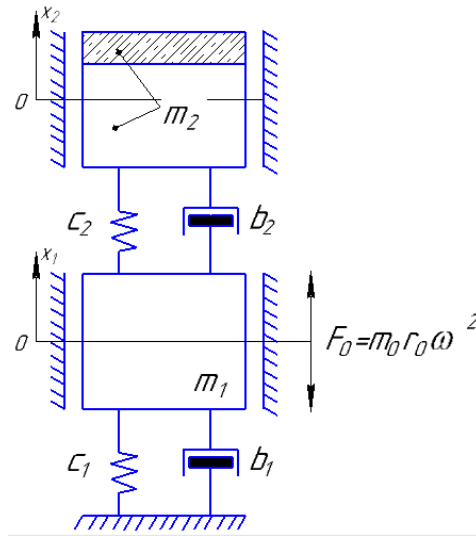


Рис.2.11. Розрахункова схема резонансної віброустановки.

Диференціальні рівняння руху складаємо методом рівноваги сил[43], що заснований на використанні принципу Даламбера, у відповідності з яким поряд з зовнішніми силами враховуються і сили інерції мас m_1 і m_2 . Опускаючи нескладні перетворення, отримаємо рівняння руху:

$$m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_1(x_1 - x_2) = F_a e^{i\omega t}; \quad (2.65)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_1(x_1 - x_2) + b_2 \dot{x}_2 + c_2 x_2 = 0, \quad (2.66)$$

Отримані рівняння (2.65) та (2.66), для зручного рішення, приводяться до безрозмірного виду:

$$x_1 = \frac{m_0 r \omega^2}{m_2 \omega_0^2} \xi_{11} \quad x_2 = \frac{m_0 r \omega^2}{m_2 \omega_0^2} \xi_{12} \quad (2.67)$$

і провівши відповідні перетворення, отримаємо:

$$\chi \gamma^2 \xi_{11}'' + \frac{\chi}{1+\chi} \gamma \beta_1 (\xi_{I_1}' - \xi_{I_2}') + \frac{\chi}{1+\chi} (\xi_{I_1} - \xi_{I_2}) = e^{ir}; \quad (2.68)$$

$$\gamma^2 \xi_{I_2}'' = \frac{\chi}{1+\chi} \gamma \beta_1 (\xi_{I_1}' - \xi_{I_2}') + \gamma \beta_2 \xi_{I_2}' - \frac{\chi}{1+\chi} (\xi_{I_1} - \xi_{I_2}) + \gamma^2 \beta_2 \xi_{I_2}^* = 0. \quad (2.69)$$

Рішенням рівнянь (2.68) і (2.69) отримані залежності для визначення безрозмірної амплітуди переміщень маси m_1 :

$$\xi_{I_{1a}} = \frac{m_2 x_{I_{1a}}}{m_0 r} = \gamma^2 \sqrt{\frac{K^2 + M^2}{Z^2 + Y^2}}; \quad (2.70)$$

де

$$Z = \frac{\chi}{1+\chi} \gamma_2^2 - \chi \gamma^2 - \frac{\chi}{1+\chi} \gamma^2 \beta_1 \beta_2 - \chi \gamma^2 \gamma_2^2 + \chi \gamma^2; \quad (2.71)$$

$$Y = \frac{\chi}{1+\chi} \gamma \beta_2 + \frac{\chi}{1+\chi} \gamma_2^2 \gamma \beta_1 - \chi \gamma^3 \beta_1 - \chi \gamma^3 \beta_2; \quad (2.72)$$

$$K = \gamma_2^2 - \gamma^2 + \frac{x}{1+x}; \quad M = \gamma \beta_2^2 + \frac{x}{1+x} \gamma \beta_1. \quad (2.73)$$

Таким же чином отримані залежності для визначення безрозмірної амплітуди переміщень маси m_2 :

$$\xi_{I_{2a}} = \frac{m_2 x_{I_{2a}}}{m_0 r} = \frac{x}{1+x} \gamma^2 \sqrt{\frac{\gamma^2 \beta_1^2 + 1}{Z^2 + Y^2}}; \quad (2.74)$$

безрозмірної відносної амплітуди переміщень мас m_1 і m_2 :

$$\xi_{I_a} = \frac{m_2 x_{I_a}}{m_0 r} = \sqrt{\frac{\left(\frac{x}{1+x} - k\right)^2 + \left(\frac{x}{1+x} \gamma \beta_1 - M\right)^2}{Z^2 - Y^2}}; \quad (2.75)$$

Використовуючи ці залежності є можливість отримати вирази для кута зсуву фаз між переміщенням і силою F :

$$\varphi_1 = \arctg \frac{MZ - KY}{KZ + MY}; \quad (2.76)$$

кута зсуву фаз між ξ_{I_2} і силою F :

$$\varphi_2 = \arctg \frac{Z \gamma \beta_1 - Y}{Z + Y \gamma \beta_1}; \quad (2.77)$$

кута зсуву фаз між ξ_I і силою F :

$$\psi = \arctg \frac{MZ - KY + \frac{\chi}{1+\chi} Y - \frac{\chi}{1+\chi} Z \gamma \beta_1}{KZ + MY - \frac{\chi}{1+\chi} Y \gamma \beta_1}; \quad (2.78)$$

безрозмірної потужності, необхідної для підтримки коливань:

$$P_{num} = \frac{Pm_2}{m_0 r^2 \omega_0^2} = \frac{\gamma^3}{2} \left(\frac{\chi}{1+\chi} \beta_1 \xi_{I_a}^2 + \beta_2 \xi_{I_{2a}}^2 \right). \quad (2.79)$$

Потужність на тертя в опорах приводу:

$$P_{mp} = \frac{F f d_e \omega}{2}, \quad (2.80)$$

де d_e – діаметр вала під підшипником;

f – приведений до валу коефіцієнт тертя в підшипнику.

Загальна потужність віброустановки:

$$P_{\partial v} = \frac{(P_{num} + P_{тр}) m_2}{m_0^2 r^2 \omega_0^2} = \frac{\gamma^2}{2} \left(\frac{\chi}{1+\chi} \beta_1 \xi_{I_a}^2 + \beta_2 \xi_{I_{2a}}^2 \right) + \frac{\gamma^3 \Delta_y f}{2 \chi_0} \quad (2.81)$$

Застосовуючи вище приведені залежності були здійснені розрахунки параметрів віброустановки та побудовані графіки амплітудно - частотних характеристик вібраційної установки. У якості прикладу на рисунку 2.7 наведена типова амплітудно - частотних характеристик вібраційної установка.

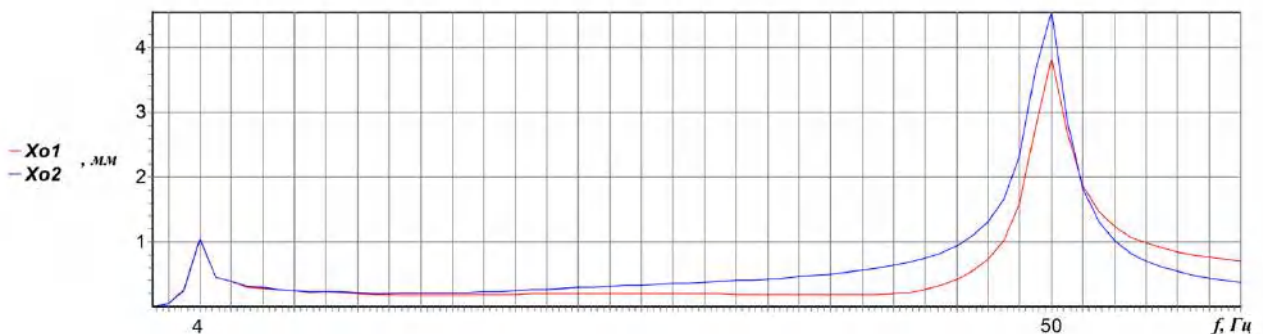
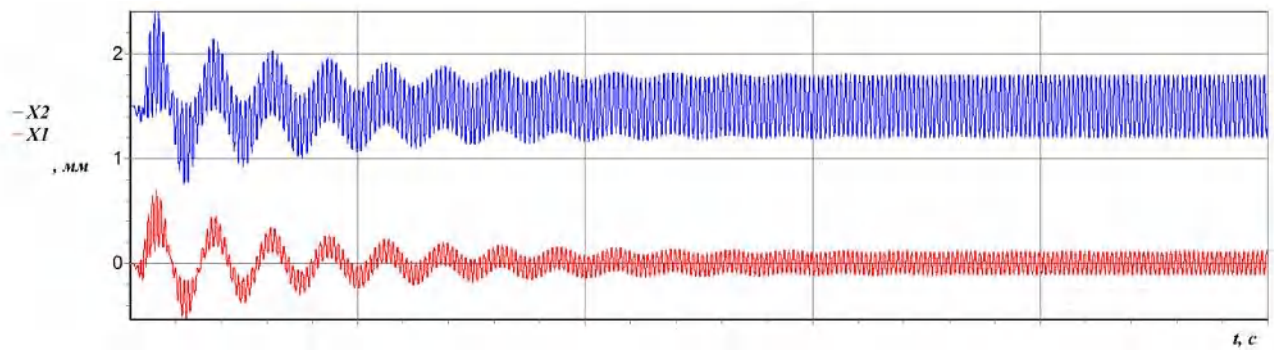
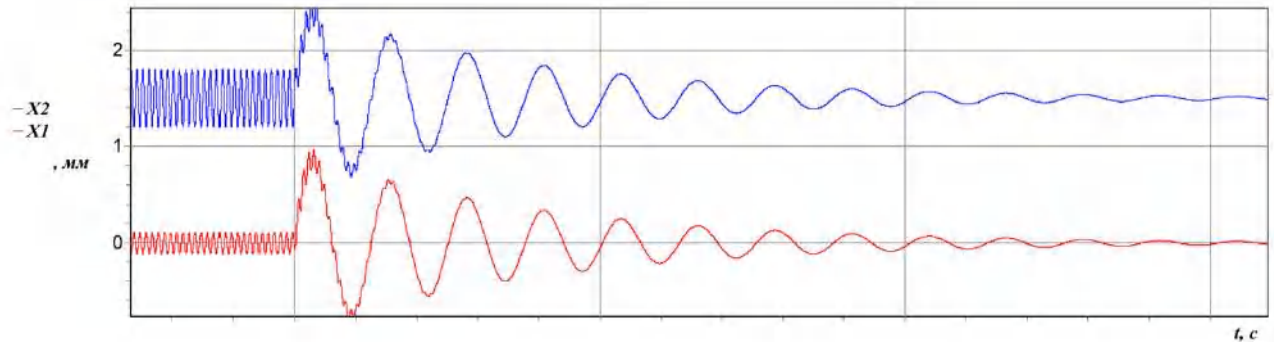


Рис. 2.12. Амплітудно - частотна характеристика вібраційної установки.

Як слідує із приведеного графіка, перший резонанс на частоті $f=4\text{Гц}$, а другий на частоті $f=25\text{Гц}$. Перехід із режиму пуску до сталого режиму (рис.2.8,а) займає декілька періодів, а зворотній процес (рис.2.8,б) засвідчує темп згасання амплітуд коливань x_1 і x_2 за експонентною, що відповідає прийнятій гіпотезі рівнянь (2.65) та (2.66).



a



б

Рис.2.13 Якісна картина зміни амплітуд коливань x_1 і x_2 мас m_1 і m_2 .

Аналіз отриманих формул (2.74) та (2.75) дає можливість здійснити наступні висновки.

1. Рух мас m_1 , і m_2 відсутній ($x_{01} = 0$ і $x_{02} = 0$) за умови, що сила $F_0 = 0$, тобто при відсутності коливань ($\omega = 0$).
2. За умови, що жорсткість c дорівнює інерційному члену другої маси $m_2\omega^2$, маса m_1 , не коливатиметься: $x_{01} = 0$, тим часом як амплітуда коливань маси m_2 :

$$x_{02} = \frac{F_0}{c_2}. \quad (2.84)$$

Якщо вважати, що $F_0 = m_0 r_0 \omega^2$ і $c_2 = m_2 \omega^2$ отримаємо формулу для визначення амплітуди коливань другої маси, на якій знаходиться форма з бетонною сумішшю у вигляді:

$$x_{02} = \frac{m_0 r_0}{m_2}. \quad (2.85)$$

Із формули (2.85) слідує, що вся енергія за такого режиму цілковито переходить на масу m_2 . Режим може бути використаний для передачі енергії від

робочого органу (маса m_1), до бетонної суміші (маса m_2).

3. Співвідношення амплітуд коливань:

$$\frac{x_{01}}{x_{02}} = \frac{c_2 - m_2 \omega^2}{c_2} \quad (2.86)$$

повністю визначається різницею жорсткості c_2 і інерційного члена другої маси $m_2 \omega^2$, що поділена на жорсткість c_2 . Якщо пружина, що має жорсткість c_2 , не деформується при коливаннях мас: $c_2 \gg m_2 \omega^2$, то амплітуди коливань мас m_1 і m_2 є рівними між собою: $x_{01} = x_{02}$.

4. Амплітуди x_{01} і x_{02} матимуть максимальне значення (резонанс), а їх однаковий вигляд засвідчує, що маси m_1 і m_2 набувають резонансу одночасно. Для системи, що має два ступені вільності де $\omega_{01} < \omega_{02}$ (див. рис. 2.8). Можливо підібрати початкові умови й параметри в такий спосіб, що коливання відбуватимуться або на першій власній частоті ω_{01} , або на другій власній частоті ω_{02} . З аналізу переміщення мас випливає, що при першій формі коливань переміщення $x_1(t)$ і $x_2(t)$ завжди мають постійне відношення амплітуд x_{01} і x_{02} і збігаються за фазою. При другій формі коливань переміщення $x_1(t)$ і $x_2(t)$ мають постійне відношення амплітуд x_{01} і x_{02} , але різниця фаз становить 180° , тобто маси рухаються у протифазі.

2.4. Теоретичні дослідження параметрів багато режимної віброустановки

Висока ефективність використання багато частотних режимів формування залізобетонних виробів доведена рядом дослідників [3-6,24,41,45-64,113,116]. Однак, практична реалізація, як зазначалося раніше (параграф 1.2) утруднена через складність конструкції машин. Здійснена ідея поліфазного впливу [7], суть якої полягає в наступному (рис.2.9). Дебаланси 2 віброблоків (рис.2.10), розташовані уздовж осі Y, розвертаються щодо осі X з певними кутами $\varphi_1 \dots \varphi_4$. Для даної схеми прийнято: $\varphi_1 = 0$; $\varphi_2 = 60^\circ$; $\varphi_3 = 120^\circ$; $\varphi_4 = 180^\circ$. Отже, за один оберт валу форма з бетонною сумішшю буде сприймати чотири впливів. Розрахункова математична модель віброустановки передбачає наступні

передумови та припущення. Блоки 1 установки являються твердими тілами. Бетонна суміш, яка знаходиться у формі, представляється системою із розподіленими параметрами за методикою, наведеною в параграфі 2.1 за ідеєю роботи [43]. В рівняннях руху загальної системи «віброустановка – бетонна суміш» враховується конструктивна маса форми, віброблоків та маса бетонної суміші. Маса бетонної суміші враховується хвильовим коефіцієнтом на основі методу, приведену в роботі [43]. Прокладки 3 являються пружними елементами з лінійною залежністю між виникаючим напруженням та деформацією. Дебаланси 2 віброблоків розташовані уздовж осі Y з певними кутами ϕ_i щодо осі X .

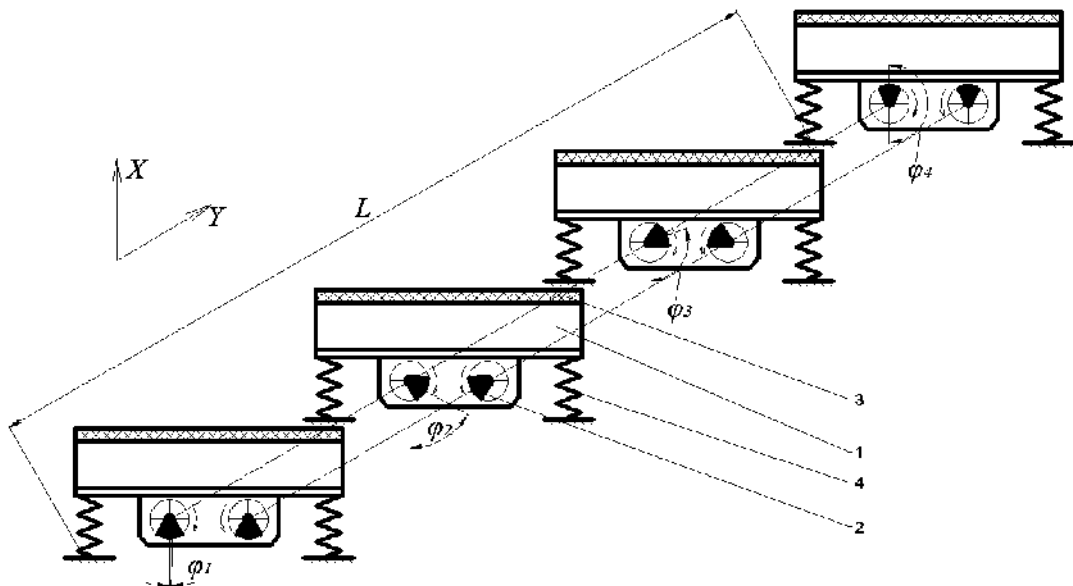


Рис.2.14. Схема багато режимної віброустановки: L – довжина віброустановки; 1 – віброблок; 2 – дебаланс; 3 – гумова прокладка, товщина якої позначено δ_p ; 4 – пружина.

Для даної схеми прийнято: $\phi_1 = 0$; $\phi_2 = 60^\circ$; $\phi_3 = 120^\circ$; $\phi_4 = 180^\circ$. Таким чином, за один оберт валу форма з бетонною сумішшю буде сприймати чотири впливів. Для можливої реалізації поєднання вібрації і удару між блоками і формою, встановлюються пружні елементи (гумові прокладки). Завдяки такому конструктивному рішенню реалізується багато режимний режим, при цьому крім коливань, які створюються по осі X , виникає і поздовжнє коливання і по

осі Y. Рух такої системи описуються рівнянням:

$$m \cdot \ddot{y} + c(1 + f(z, t))y = F(z, t), \quad (2.87)$$

де m – коливальна маса віброустановки, яка враховує масу форми, блоків і масу бетонної суміші:

$$(m = m_{\phi} + m_{\text{бл}} + m_{\text{б.с.}}); \quad (2.88)$$

c – пружність гумових прокладок;

$f(x, t)$ – функція, яка визначає умови контакту форми з прокладкою;

$F(x, t)$ – зовнішня змушуюча сила.

L – довжина віброустановки, δ_p – товщина гумової прокладки.

Виходячи із умови, що за один оберт відбувається чотири взаємодії блоків віброустановки з формою, будемо мати чотири рівняння:

$$f(z, t) = \begin{cases} \frac{L}{8} < z < \frac{L}{8} + b; nT < t < nT + t_k; \\ \frac{3L}{8} < z < \frac{3L}{8} + b; nT + \frac{\pi}{3\omega} < t < nT + \frac{\pi}{3\omega} + t_k; \\ \frac{5L}{8} < z < \frac{5L}{8} + b; nT + \frac{2\pi}{3\omega} < t < nT + \frac{2\pi}{3\omega} + t_k; \\ \frac{7L}{8} < z < \frac{7L}{8} + b; nT + \frac{\pi}{\omega} < t < nT + \frac{\pi}{\omega} + t_k. \end{cases} \quad (2.89)$$

де b – ширина контактної зони взаємодії;

t_k – час контакту;

$n = 0, 1, 2 \dots$

Змушуюча сила $F(x, t)$ буде змінюватися за подібним законом функції $f(x, t)$:

$$F(x,t)=\begin{cases} F_0 \sin(\omega \cdot t); \frac{L}{8} < x < \frac{L}{8} + b; nT < t < nT + t_k; \\ F_0 \sin\left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{3}\right); \frac{3L}{8} < x < \frac{3L}{8} + b; nT + \frac{\pi}{3\omega} < t < nT + \frac{\pi}{3\omega} + t_k; \\ F_0 \sin\left(\omega \cdot t + \frac{2\pi}{3}\right); \frac{5L}{8} < x < \frac{5L}{8} + b; nT + \frac{2\pi}{3\omega} < t < nT + \frac{2\pi}{3\omega} + t_k; \\ F_0 \sin(\omega \cdot t + \pi); \frac{7L}{8} < x < \frac{7L}{8} + b; nT + \frac{\pi}{\omega} < t < nT + \frac{\pi}{\omega} + t_k. \end{cases} \quad (2.90)$$

Розв'язок рівняння (2.90) може бути отримане як для шарнірно опертої балки [9]:

$$Y(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} S_n(t) \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi \cdot x}{L}\right) \quad (2.91)$$

Підставляючи розв'язок (2.91) у початкове рівняння (2.87) після відповідних перетворень отримані рівняння для визначення якісної та кількісної картини та робочого процесу. Моделювання робочого процесу вібраційної установки виконується на основі використання методу скінченних елементів із застосуванням розрахункового комплексу MSC.NASTRAN (MSC.Software, Німеччина). Дослідження моделі проведені методом скінченних елементів. Скінченно-елементна модель (рис.2.10) складена шляхом апроксимації всіх несучих елементів в тому числі і формоутворюючої поверхні двовимірними скінченними елементами типу PLATE, пружно деформованими під дією поздовжньої сили, згинальних моментів в двох площинах і крутного моменту.

Віброізоляційні опори та пружні елементи моделі прийняті трьохвимірними CE типу SOLID так як процеси, що протікають в таких елементах конструкції більш складними з точки зору розсіяння енергії.

Загальне число скінченних елементів виявилось рівним 19258, число вузлів – 19912, загальне число шуканих змінних – 20928.

Прийнято, що в крайніх точках опори спираються на фундамент і закріплені, тому в моделі крайні вузли опор защемлені у напрямках X, Y, Z, а також заборонені повороти по всім трьом осям. Вважається що матеріали всієї

конструкції деформуються лише в пружній стадії.



Рис. 2.15 Загальний вигляд 3D моделі блокової вібраційної установки

При перевірці міцності і визначення функціонування системи, яка може піддаватися дії навантажень, відмінних за їх природою і, які прикладаються в різних сполученнях, доцільно на початку проаналізувати поведінку конструкції при найпростіших навантаженнях, а потім ускладнювати їх з додаванням інших збурень.

Для вивчення поведінки формоутворюючої поверхні визначено перелік та місце точок на поверхні форми із визначенням розподілу амплітуд коливань в залежності від розташування кутів дебалансів блоків (рис.2.11).

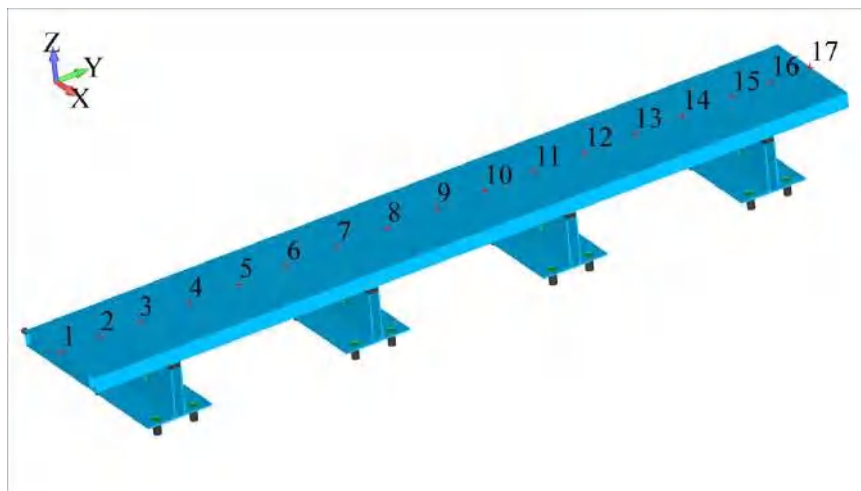


Рис.2.16. Схема розташування точок замірів на поверхні форми

Для перевірки моделі та оцінці її функціонування при дії статичних і динамічних навантажень прийняті наступні етапи дослідження:

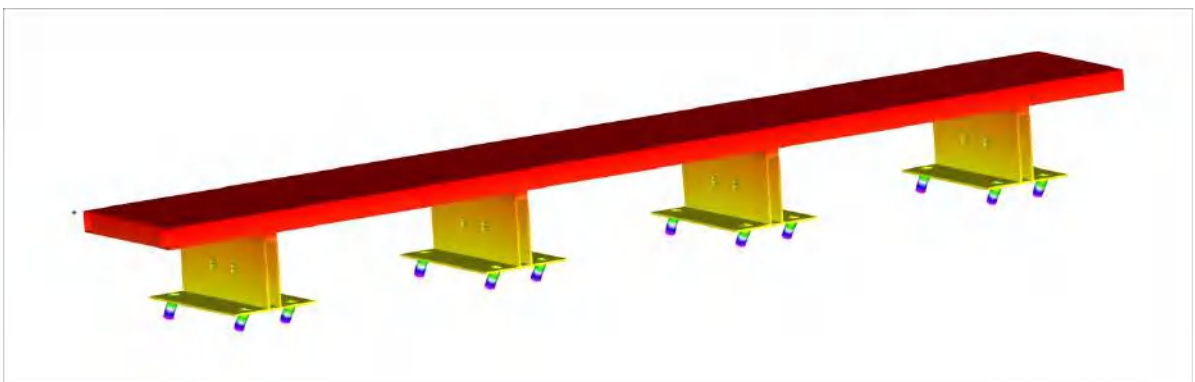
- виконання модального аналізу (Modes Analysis) та визначення основних форм і відповідних їм частот коливань;

– дослідження руху конструкції при дії динамічного навантаження на основі динамічного аналізу (Transient Analysis) на заданій частоті збурення.

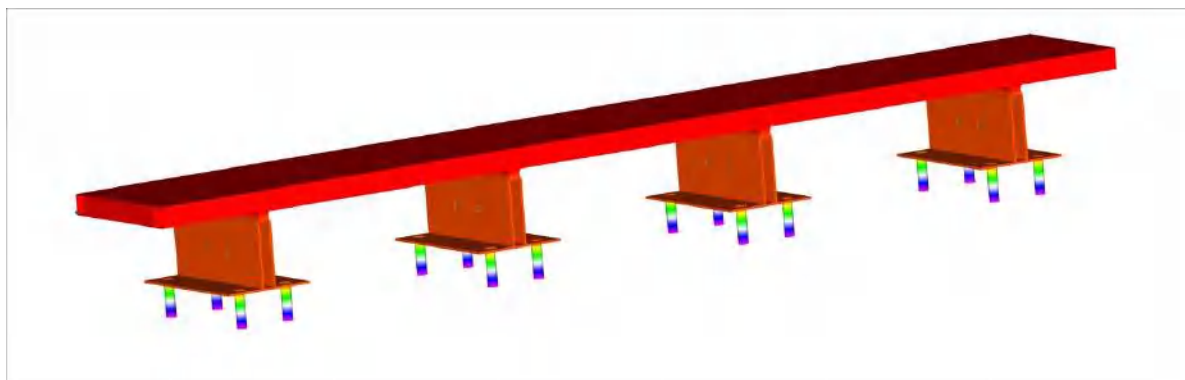
При динамічному аналізі визначалися амплітуди коливань конструкції в різних ділянках (перерізах) та проводилася оцінка розподіл коливань по довжині конструкції.

Проведені дослідження дозволили визначити форми коливань(рис.2.12).

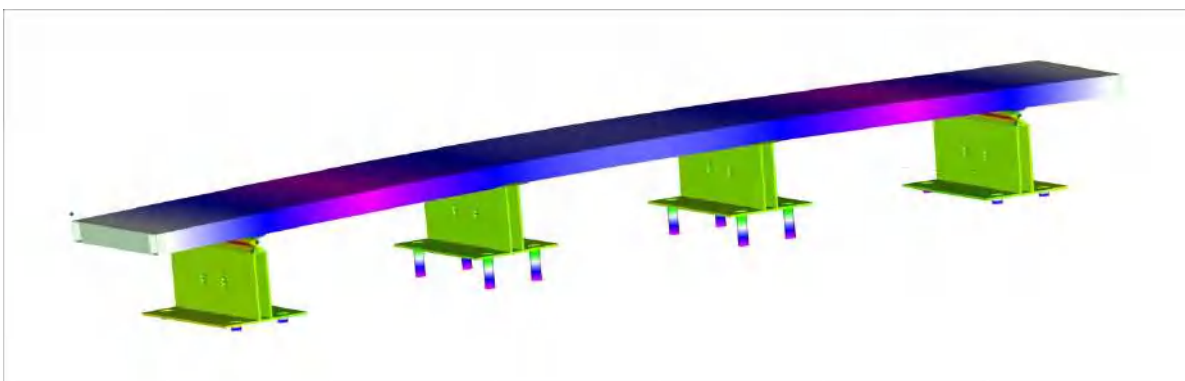
Так, за частоти коливань $f=1,32$ Гц (рис.2.13,а) віброустановка здійснюватиме коливання за другою формою у поперечному напрямку (вісь X). Такий режим коливань обумовлений значенням жорсткості пружних опор віброустановки. При реалізації режиму на частоті $f=4,10$ Гц (рис. 2.12, б) коливання носять направлений характер у вертикальному напрямку. Здійснення коливань за режимом при частоті $f=16,60$ Гц (Mode 23), є наслідком впливу жорсткості форми (рис. 2.12, в). Коливання здійснюють внаслідок вигину конструкції у площині YZ. Такі режими є недостатніми для процесу ущільнення бетонної суміші. Режимом роботи, при якому буде реалізований зсув фаз можливий при підвищенні до частоти $f=27,40$ Гц (рис. 2.12,г). Обумовлено це тим, що із збільшенням частоти значно зростають числові значення напружень стискування шарів суміші та напруження розриву шарів.



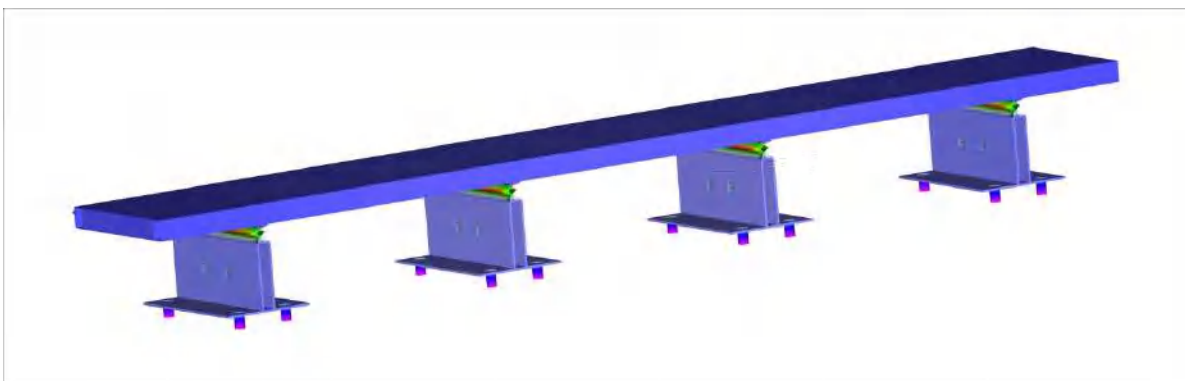
a



б



в



г

Рис.2.17. Форми коливань конструкції віброустановки: *а* – Mode 2, $f=1,32$ Гц; *б* – Mode 8, $f=4,10$ Гц; *в* – Mode 23, $f=16,60$ Гц; *г* – Mode 29, $f=27,40$ Гц

Таким чином робочий режим роботи прийнятий з частотою збудження коливань 25 Гц. При реалізації динамічного аналізу отриманий розподіл амплітуд коливань формоутворюючої поверхні по довжині конструкції за один період коливань (рис.2.13). Максимальне значення амплітуди коливань в рамках виконаних досліджень отримані на довжині форми в межах 1,3–2,1 м в проміжку від $3/4\pi$ до $7/4\pi$.

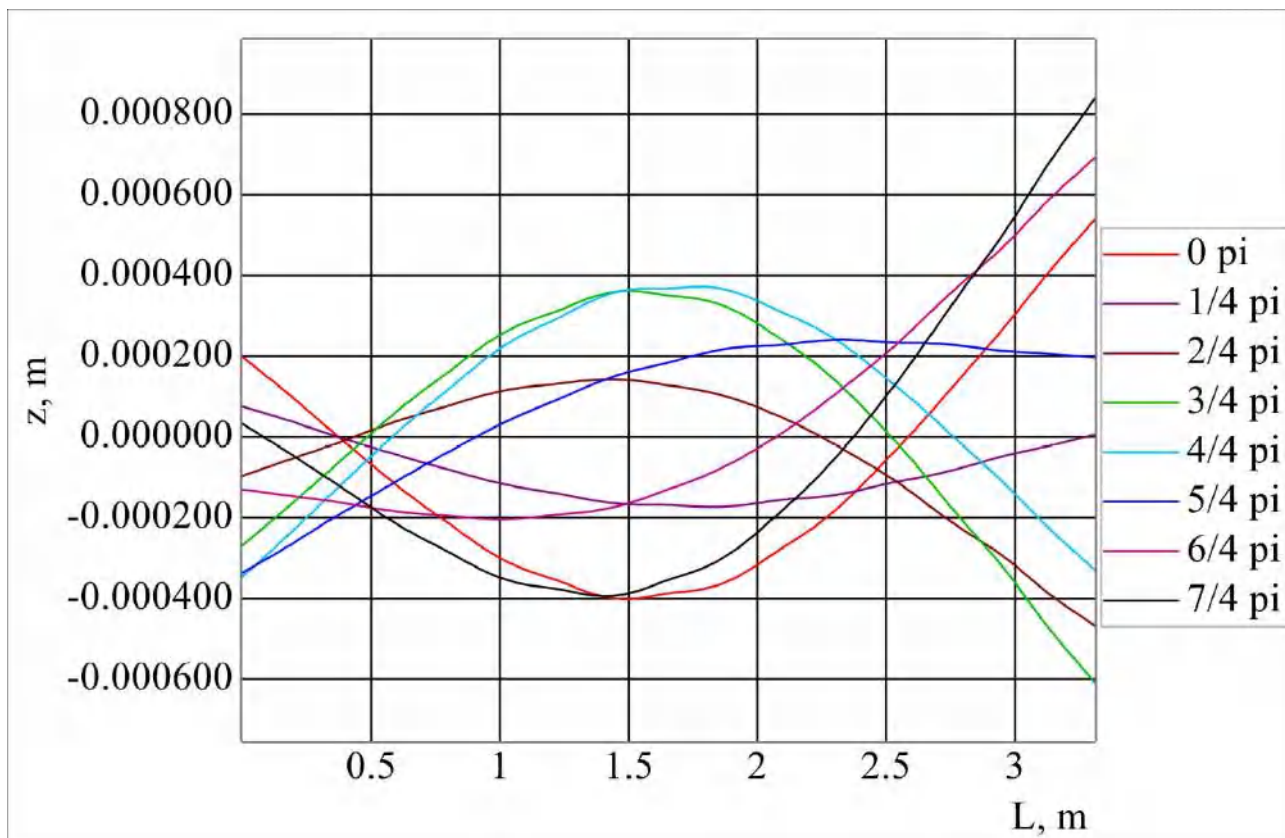


Рис. 2.18. Розподіл амплітуд коливань по довжині конструкції за один період коливань

Рух поверхні в точках 1, 2, 16, 17 в часі (рис.2.14) засвідчує наявність різних значень амплітуд коливань.

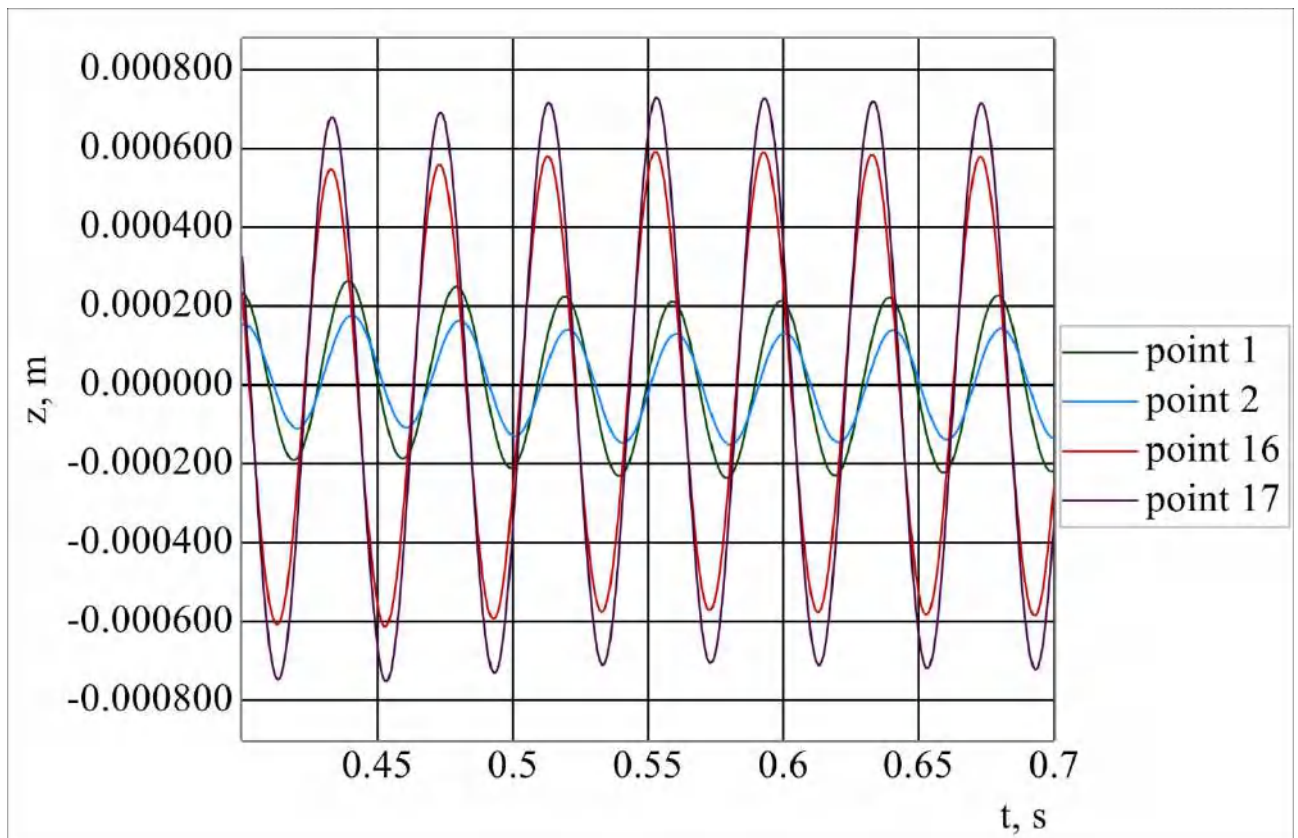


Рис. 2.19. Віброграми руху точок 1, 2, 16, 17 в часі

Так, в точці 16 амплітуда коливань сягає значення 0,6мм, а точці 2 в той же час має значення 0,2мм, що є свідченням наявності хвильового процесу.

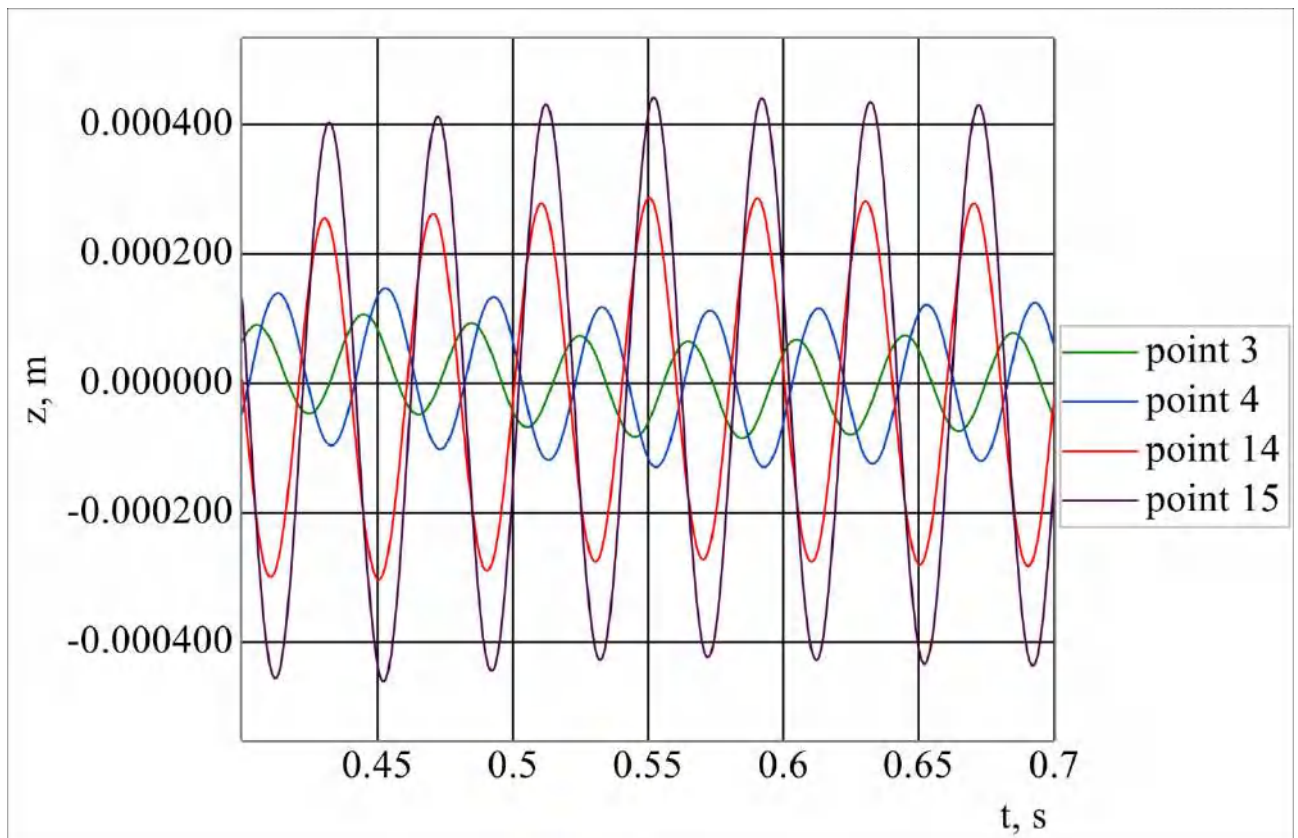


Рис.2.20. Віброграми руху точок 3, 4, 14, 15 в часі

В інших точках (рис.2.14) віброграми руху за характером ідентичні вище розглянутих. За величиною амплітуди коливань мають менші значення. В точці 14 величина амплітуди сягає величини 0,4мм, а в точці 3 в той же період часу амплітуда коливань дорівнює 0,1мм. В точках 14 і 15 практично відсутній зсув фаз між амплітудами коливань.

Віброграми руху в точках 5, 6, 12, 13 в часі (рис.2.16) за характером подібними є, як і для інших точок (див.рис.2.13, 2.14).

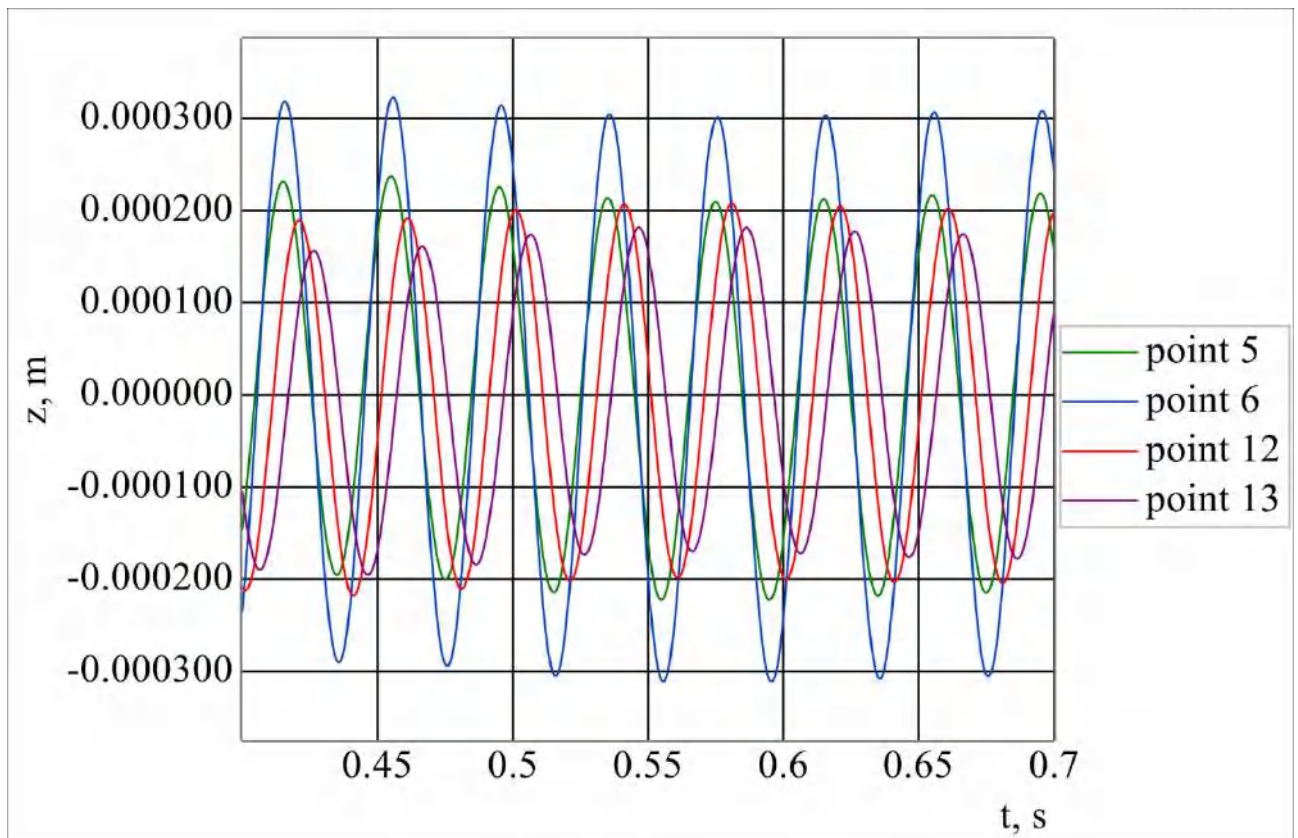


Рис. 2.21. Віброграми руху точок 5, 6, 12, 13 в часі

Разом з тим є і певні відмінності. Так, зафіксовано, що в точках 6, 12 і 13 амплітуди коливань мають близькі за величиною числові значення в межах 0,18–0,23мм. Зміна амплітуд коливань в точок 7, 8, 9, 10, 11 в часі (рис.2.17) характеризується певним відхиленням за числовими значеннями та за фазою.

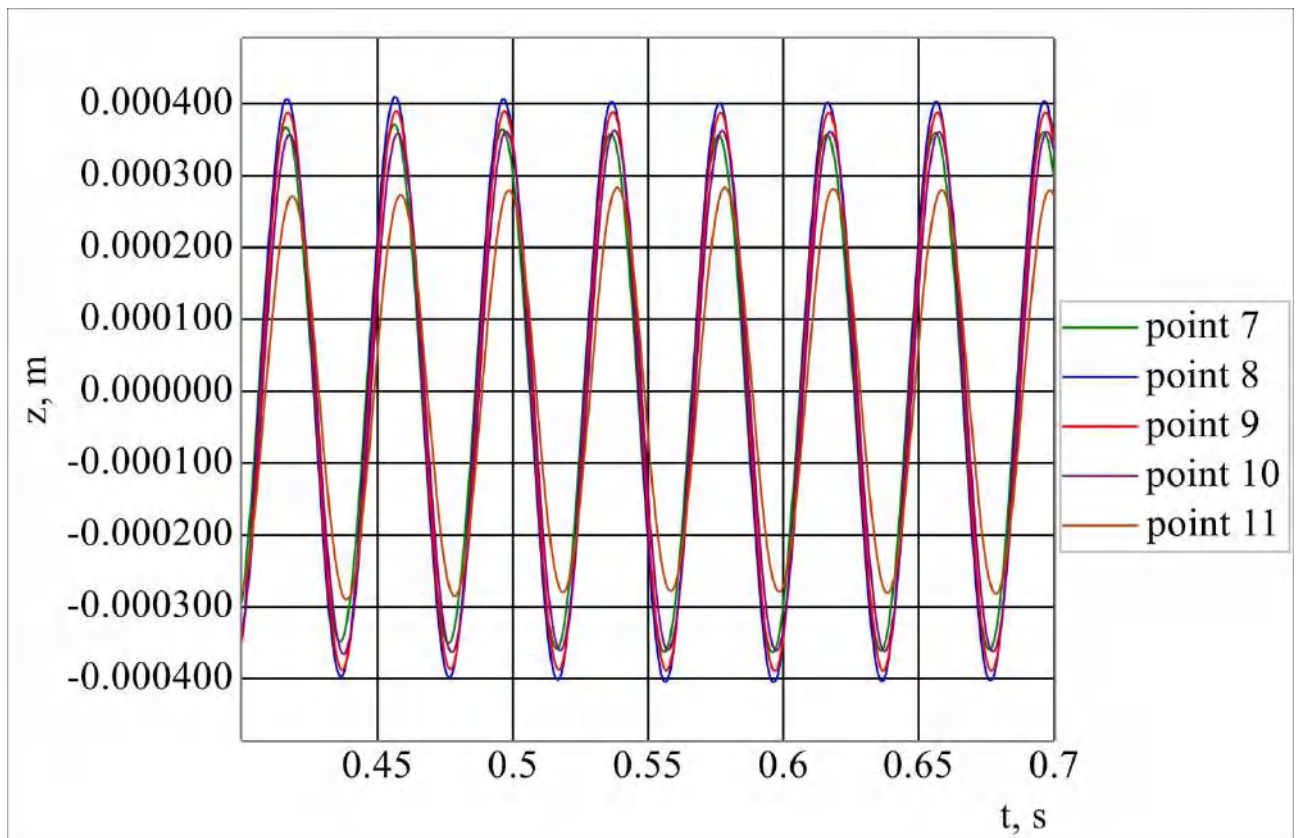


Рис.2.22. Віброграми руху точок 7, 8, 9, 10, 11 в часі

В цих точках амплітуди коливань сягають величин 0,27–0,40мм, тобто межа зміни є найменшою у порівнянні з рухом точок 1, 2 і 16, 17 (див. рис.2.16).

2.5. Висновки по розділу

1. Прийнята фізична модель відображає властивості бетонної суміші на всьому процесу ущільнення її на всьому етапі ущільнення сумішей.
2. Обґрунтована розрахункова модель віброустановки із урахуванням взаємодії із бетонною сумішшю, яка в рівняннях руху представлена у вигляді хвильових коефіцієнтів, що дозволило спростити рівняння, що разом з тим адекватно відображають реальний робочий процес.
3. Встановлені закономірності руху динамічної системи «резонансна вібраційна установка – бетонна суміш», що відкрило можливість створити передумови для розробки методів розрахунку основних параметрів. Для визначення пружних та дисипативних сил, що діють з боку суміші на робочий орган при вертикально направлених коливаннях.

4.Результати досліджень засвідчують наявність різних за формою та числовими значеннями амплітуд коливань по площі вібраційної установки з багато режимним спектром коливань. Новий результат полягає в тому, що складна форма коливань, як ефективний метод прискореного ущільнення бетонних сумішей, реалізується розташуванням дебалансів під певним кутом на кожному окремо взятому вібраційному блоку. Внаслідок цього очікується зменшення енерговитрат на 30 %, а процес формування бетонного виробу зменшується на 20 %.

5. Наявність різних форм поліфазного спектру підтверджується формами коливань (рис.2.12, б, в, г) та розподілом амплітуд коливань поверхні форми по довжині конструкції за один період коливань (рис.2.13, точки 1–17). Використання таких ефектів визначається габаритними розмірами виробу у плані та його висотою, що впливає не тільки на фазове розвертання дебалансів по центральній осі віброустановки, а і за величиною статичного моменту дебалансів.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ РУХУ ВІБРОУСТАНОВОК.

3.1. Мета, задачі та методика виконання експериментальних досліджень.

Метою експериментальних досліджень являлося визначення впливу характеристик віброустановки та бетонної суміші на здатність забезпечення біля резонансного режиму та допустимих меж стійкості в такому режимі.

Виходячи із цієї мети задачами експериментальних досліджень було визначено вихідні дані та вимірювальні параметри. Такими параметрами являються: маса рухомої рами віброустановки та маса бетонної суміші; коефіцієнти пружності елементів віброустановки; амплітуда коливань; частота обертання робочого органу віброустановки; потужність; час на ущільнення бетонної суміші та її склад.

Поряд з виконанням такого експерименту методикою передбачено проведення комп'ютерного експерименту для оцінки багаторежимного процесу, реалізованого на віброустановці зі зміною фазових кутів. Мотивація такого експерименту обумовлюється наступними міркуваннями. Експерименти з використанням комп'ютера стали складовими частинами загальних підходів, характерних для сучасних технологій дослідження. Принципово важливо те, що властивість комп'ютера дає можливість швидко аналізувати та перевіряти припущення, здійснювати експеримент з математичною моделлю. Практична реалізація можливостей комп'ютерного експерименту суттєво підвищує ефективність інженерних розробок особливо при створенні принципово нових машин, якою є багаторежимна віброустановка завдяки можливості зміни фазових кутів.

Для виконання досліджень визначені постійні незмінні характеристики і параметри: маси віброустановки, форми; пружні елементи; частота обертання дебалансів збудника коливань ;

Змінними параметрами були характеристики і параметри: статичний момент маси дебалансів; маса бетонної суміші; склад бетонної суміші та її час ущільнення.

Вимірювалися амплітуди коливань мас віброустановки, записувалися віброграми коливань в режимах розгону, резонансу і вільних згасаючих коливань для різних складів та жорсткості бетонної суміші.

Експериментальна серія досліджень здійснювалася на вібраційній установці (рис. 3.1).



Рис. 3.1. Експериментальна двомасна віброустановка

Вібраційна установка складається із двох рам. Нижня рама 2 зварної конструкції спирається на фундамент своїми опорами 1. Як зверху, так і знизу по периметру рами приварені чотири стакани. До верхньої рами 4 знизу по периметру приварені чотири стакани в які вставлені пружини 3 і в центрі кожного стакану закріплені чотири шпильки. В центрі кожного стакану нижньої рами передбачені отвори, в яких при коливаннях рам переміщуються шпильки. Вібратор 5 кріпиться до верхньої рами знизу шпильками і є збудником коливань віброустановки. На рамах віброустановки 1 (рис.3.2) закріплені датчики переміщення 2. Сигнали з датчиків поступають в блок підсилення і переформатування 3 з наступною фіксацією на дисплею комп'ютера.

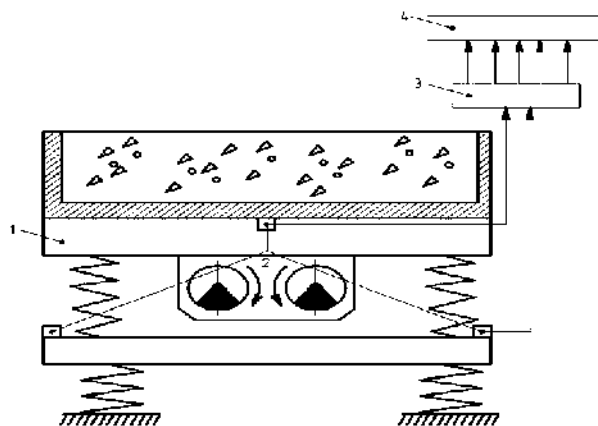


Рис.3.2. Схема реєстрації амплітуд коливань віброустановки:

1- віброустановка; 2 – датчики; 3 – блок обробки сигналів; 4 – комп'ютер.

Фіксація параметрів передбачена як параметрів віброустановки так і бетонної суміші (табл.3.1)

Таблиця 3.1. Параметри вимірювання віброустановки і бетонної суміші

Віброустановка				Бетонна суміш					
назва	параметри			Склад суміші Жорсткість	Щільність	Маса	Висота	Амплітуда коливань маси m_1 і m_2	
Маса	Амплітуда коливань	Частота коливань	Потужність на коливання						
M_0 , кг	X_0 , м	f_0 , Гц	P_0 , кВт	Ж, с	ρ , кг/м ³	m , кг	h , м	X_1 , м	X_2 , м

Варіювання меж параметрів і характеристик наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 Межі варіювання параметрів і характеристик.

Серія дослідів	Параметри системи		
	Постійні	Змінні	Межі варіювання
I	m_b, m_{0g_0} , ж	ρ	$\rho = 1,6 + 2,4 \cdot 10^3$ кг/м ³
II	m_b, X_0, ρ , ж	h	$h = 0,05 \dots 0,3$ крок - 0,05 м
III	X_0, ρ, h , ж	m_6 / m_b	$m_6 / m_b = 0,2 + 1,0$ інтервал - 0,2
IV	m_b, f_0, X_0 , ж	ж	ж = 30 + 90 секунд з інтервалом ~20 секунд

	m, ρ, h		
--	--------------	--	--

Заміряні параметри являлися вихідною інформацією для здійснення розрахунків параметрів, які надалі були використані для здійснення аналізів та висновків (табл.3.3)

Таблиця 3.3. Розрахункові параметри досліджуваної системи.

Назва	Віброустановка, дискретна модель			Бетонна суміш			
№ Серії дослідів	Частота коливань f , Гц	Амплітуда коливань X_2 , мм	Коефіцієнт опору γ_0	Континуальна модель			
				Модуль пружності, E , Н/м ²	Швидкість поширення коливань, c , м/с	Коефіцієнт згасання коливань, ψ	Коефіцієнт Опору, γ

3.2. Визначення кількості дослідів та точності вимірювання параметрів.

Для отримання достовірної інформації виникає задача встановлення істинного значення із оцінкою похибки вимірювальних параметрів та визначення необхідної кількості дослідів. Визначення при вимірюванні досліджуваних параметрів базується на основних положеннях теорії ймовірності та математичної статистики[39, 65].

Необхідна кількість дослідів n для заданої точності визначали за формулою [95]:

$$n \geq \frac{t^2 V_t^2}{\xi^2}, \quad (3.1)$$

де t – відповідне даній ймовірності відхилення розглянутої величини від свого середнього інтегрального значення в частках середньоквадратичного відхилення;

V_t – середній коефіцієнт варіації в умовах проведення експерименту;

ξ – точність проведення експерименту, в %.

Середній коефіцієнт варіації в умовах проведення експерименту знаходили за формулою:

$$Vt \geq \frac{\sigma}{\bar{x}}, \quad (3.2)$$

де σ - середньоквадратичне відхилення; $\bar{x}$ - середнє значення математичного очікування, які знаходяться за залежностями [103]:

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^k x_i P_i, \quad (3.3)$$

$$\sigma = \sqrt{\sum (x_i - \bar{x})^2 P_i}, \quad (3.4)$$

В цих залежностях: x_i - можливе значення випадкової величини, а P_i - відповідна x_i ймовірність.

Використовуючи залежності (3.1) - (3.4) здійснена статистична обробка результатів проведених дослідів 19 заміряних амплітуд (табл.3.4)

Таблиця 3.4. Статистична обробка результатів проведених дослідів.

x_i	P_i	$x_i - \bar{x}$	$(x_i - \bar{x})^2$	$(x_i - \bar{x})^2 P_i$
2	1/15	-5,06	25,60	1,70
4	4/35	-2,75	7,56	0,86
7	5/19	0,06	0,0036	0,001
9	9/34	0,95	0,90	0,24
10	10/30	1,94	3,76	1,25

Визначивши математичне очікування за формулою (3.4), яке в даному випадку дорівнює 8,04 та знаючи величину дисперсії $\sum (x_i - \bar{x})^2 P_i = 4,78$ знайдемо значення середньоквадратичного відхилення за (3.2), а потім коефіцієнт варіації V , що дорівнює 0,265. Задаючи величину надійності $P=0,97$, за таблицею роботи [103] знаходимо величину $t=1,69$, після чого підраховуємо за (3.2), відповідно для точності $\xi=18\%$ мінімальна кількість дослідів дорівнює 7.

Достовірність експериментальних даних та їх надійність залежить від вибору вимірювальної апаратури, класу її точності і від величини похибки при таруванні вимірювальних датчиків. За паспортними даними датчиків, які використалися в дослідженнях [3-9] (відхилення 5,0%), що свідчить про

відсутність впливу зміни режиму на роботу реєструючої апаратури та на вимірювальні датчики. В результаті обробки проведених експериментів визначали середньоарифметичне значення вимірювальної величини:

$$x = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \quad (3.6)$$

і середньоквадратичне значення:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (x_i - x)^2}, \quad (3.7)$$

де x_i - вимірювана величина в експерименті.

За малої кількості дослідів оцінка ймовірності відхилення вибіркової середньої x від середньої генеральної сукупності використовується розподілення Стюдента [103]. За умовою задачі досліджень необхідно забезпечити надійність, що дорівнює P . За допомогою табульованої функції $S(t)$ розподілення Стюдента для значень P і n знаходимо t . Тоді точність вимірювання знаходили за формулою:

$$\xi = \frac{t\sigma}{\sqrt{n}}, \quad (3.8)$$

Тоді з ймовірністю P можна стверджувати, що значення розглянутої величини A лежить в межах:

$$(x - \xi) \leq A \leq (x + \xi), \quad (3.9)$$

За умовою повторюваності кількості замірів амплітуди коливань $n=7$ отримані такі числові значення відхилення вибіркової середньої x : $x=0,33$; середньоквадратичного відхилення σ : $\sigma=0,00467$. Використовуючи табличні значення роботи [103] знаходимо $t=3.499$ для $P=0,99$ і $n=9$. Тоді $\xi=0,00576$. Використовуючи наведені числа параметрів із залежності (3.9) отримаємо межі зміни величина амплітуди коливань:

$$x - 0.005447 = 0,3242455 \text{ і } x + 0.00576 = 0,335447$$

Розрахунок засвідчує, що середнє значення амплітуди коливань знаходиться в межах похибки вимірювальної апаратури (відхилення менше 5%).

Таким же чином були здійснені розрахунки для визначення мінімальної кількості дослідів для вимірювання потужності та фазового кута. Так, достовірний результат числового значення амплітуди коливань отримано за умови, що кількість повторних вимірів кожної реєстрованої точки дорівнює 7 при врахуванні похибки вимірювальної апаратури. Для вимірювання потужності кількість повторних вимірів кожної реєстрованої точки дорівнює 8, а для вимірювання фазового кута кількість повторних вимірів кожної реєстрованої точки дорівнює 7. Числові значення, що підлягають аналізу, визначені як середні значення шуканих величин, які позначаються номером відповідної серії дослідів.

3.3. Вибір та обґрунтування методів для визначення пружно – інерційних та дисипативних параметрів віброустановки і характеристик бетонної суміші.

Як було встановлено основними параметрами, що підлягають визначенню експериментальним (табл.3.1) та розрахунковим (табл.3.3) шляхом являються: маса рухомої рами віброустановки та маса бетонної суміші; коефіцієнти пружності елементів віброустановки; амплітуда коливань; частота обертання робочого органу віброустановки; потужність; час на ущільнення бетонної суміші та її склад. Виходячи із результатів приведених вище досліджень (залежність 2.11) система, що представляється дискретними параметрами в своєму русі характеризується реактивним (пружно – інерційним) K_p ($K_p = c_m - \omega^2 m_m$) і активним (дисипативним) K_a ($K_a = \epsilon \omega$) опорами. Для системи, що моделюється розподіленими параметрами характерними є коефіцієнти реактивної μ (залежність 2.27) та активної κ (залежність 2.28) частин опору, які враховують геометричні (h) та фізико – механічні (ω, ρ, γ, c) властивості досліджуваної системи. Опір бетонної суміші R_k коливанням віброустановки може бути представлена відношення контактного тиску суміші p_k на форму до швидкості коливань контактної зони v , що має назву в акустиці - хвильовий опір [34]:

$$R_k = p_k / v. \quad (3.10)$$

Контактний тиск суміші p_k на робочий орган може бути визначений за формулою, якщо не враховувати дисипацію в бетонній суміші:

$$p_k = \rho c v, \quad (3.11)$$

де ρ - щільність бетонної суміші, c - швидкість розповсюдження хвиль в бетонній суміші; v - швидкість коливань контактної зони системи « форма – бетонна суміш»: $v = X_0 \omega$ (X_0 - амплітуда коливань контактної зони системи « форма – бетонна суміш», ω - частота коливань контактної зони системи « форма – бетонна суміш»).

. При урахуванні дисипації в бетонній суміші контактний тиск може бути визначений за формулою[43]:

$$p(0, t) = (m_0 x_0 \omega^2 \sqrt{a^2 + d^2}) / S \quad (3.12)$$

де a і d - хвильові коефіцієнти, що враховують пружні та дисипативні властивості бетонної суміші:

$$a = \frac{\alpha \sin 2\alpha h + \beta \sin 2\beta h}{h(\alpha^2 + \beta^2)[ch 2\alpha h + \cos 2\beta h]}; \quad d = \frac{\alpha \sin 2\beta h - \beta \sin 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)[ch 2\alpha h + \cos 2\beta h]}. \quad (3.13)$$

Таким чином, основними параметрами суміші є модуль пружності, швидкість поширення коливань, коефіцієнт згасання коливань для визначення яких застосовуються низка методів. Серед відомих та найбільш поширених методів являються наступні [84]: метод петлі гістерезису, фазовий метод, енергетичний, метод згасаючих коливань. За методом петлі гістерезису будується графічна залежність в координатах «сила – переміщення» або в координатах «напруження – деформація», яка характеризує розсіювання енергії, а кут нахилу петлі – модуль його пружності [84](рис.3.3).

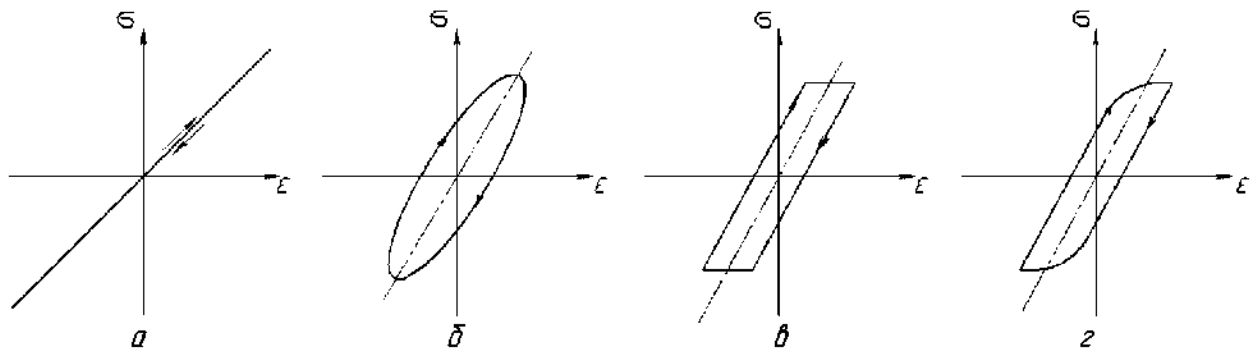


Рис.3.3 Залежність “напруження - деформація” при деформуванні матеріалів:
а – пружного; б - в’язко пружного; в – пружно пластичного; г – гістерезисного

Для виявлення особливостей методу динамічної петлі гістерезису розглянемо рух приведеної маси m оброблювального середовища в зоні контакту з акустичним апаратом. Диференціальне рівняння гістерезисного типу в напрямку протікання технологічного процесу x під дією сили кавітатора F має вигляд [84]:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + R(x) = F. \quad (3.14)$$

Якщо виключити з диференціального рівняння (3.14) час t , то тоді отримаємо рівняння петлі гістерезису в координатах «сила F – переміщення x ». За умови, що передача енергії від кавітатора за синусоїдальним законом функцією $x = x_0 \sin \omega t$ і враховуючи, що при $t = 0 (x = 0)$ й $t = \frac{\pi}{2\omega} (x = x_0)$, після перетворення отримаємо:

$$F = [R(0)\operatorname{ctg}\varphi - R(x_0)]\frac{x}{x_0} + R(x). \quad (3.15)$$

Це рівняння і описує динамічну петлю гістерезису з кутом нахилу поздовжньої осі θ (x_0 визначається із експериментів), обумовленим вираженням:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{R(0)\operatorname{ctg}\varphi - R(x_0)}{x_0}. \quad (3.16)$$

Графічна інтерпретація рівняння (3.16) може бути представлена еліпсом [84,102], площа якого виражає собою енергію, що розсіюється в кавітуючому

середовищі за один період, а кут нахилу еліпсу визначає модуль пружності середовищі в цей період.

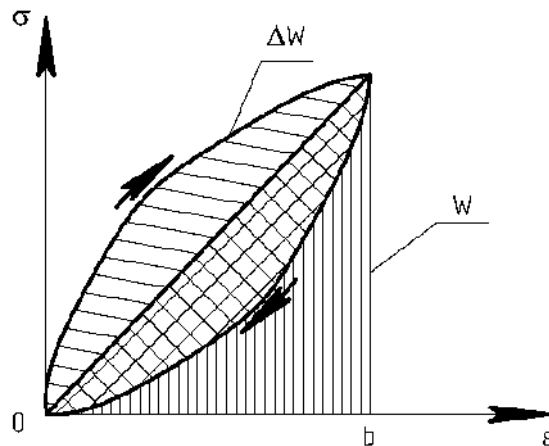


Рис. 3.4. Петля розсіювання енергії.

Тоді, із петлі гістерезису випливає, що положення петлі гістерезису в координатах $\sigma - \epsilon$ при даній амплітуді коливань A_0 визначається кутом зсуву фаз. Площа петлі ΔW являє собою енергію розсіювання, а W є потенційною енергією. Співвідношення $\Delta W/W$ являється коефіцієнтом поглинання енергії ψ . Якщо цей коефіцієнт розділити на 2π , отримаємо коефіцієнт опору бетонної суміші за один період коливання:

$$\gamma = \frac{\Delta W}{2\pi W} = \frac{\psi}{2\pi}, \quad (3.17)$$

де 2π – число, що характеризує циклічність процесу деформації.

Сутність фазового методу для визначення коефіцієнта поглинання енергії в бетонній суміші, яка представлена як система з дискретними параметрами полягає у визначення кут зсуву фази φ між зовнішньою гармонійною силою й викликуваним нею переміщенням. Надалі здійснюють визначення відносного розсіювання енергії в оброблювальному середовищі:

$$\psi = 2\pi \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right) \operatorname{tg} \varphi. \quad (3.18)$$

При визначені коефіцієнта поглинання енергії в бетонній суміші, яка представлена як система з розподіленими параметрами визначення кута зсуву фази φ здійснюється в наступній послідовності.

Записують переміщення двох датчиків, що встановлені в бетонній суміші у напрямку розповсюдження хвиль на відстані h один від другого. Якщо переміщення першого датчика змінюється по закону:

$$x_1 = X_1 \cos(\omega t + \varphi_1), \quad (3.19)$$

то цілком очевидно, що переміщення другого датчика від першого буде змінюватися по закону:

$$x_2 = X_2 \cos[(\omega t + \Delta t) + \varphi_2] \quad (3.20)$$

Тоді фазовий зсув між двома переміщеннями шару суміші буде дорівнювати:
 $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 = \omega\Delta t$. Враховуючи, що період хвилі складає $T = 2\pi/\omega$, фаза може бути знайдена графічним способом на віброграмі за залежністю:

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi\Delta t}{T} \quad (3.21)$$

Щодо методу згасаючих коливань то параметром оцінки поглинання енергії слугує логарифмічний декремент коливань δ , який визначається за виразом [84]:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{x_i}{x_{i+n}}. \quad (3.22)$$

де n - число циклів коливань; x_i - числове значення амплітуди коливань на i -ділянці; x_{i+n} - числове значення амплітуди коливань на $i+n$ ділянці. Тоді визначивши коефіцієнт δ можна отримати і коефіцієнт поглинання енергії Ψ :

$$\psi = 2 \delta. \quad (3.23)$$

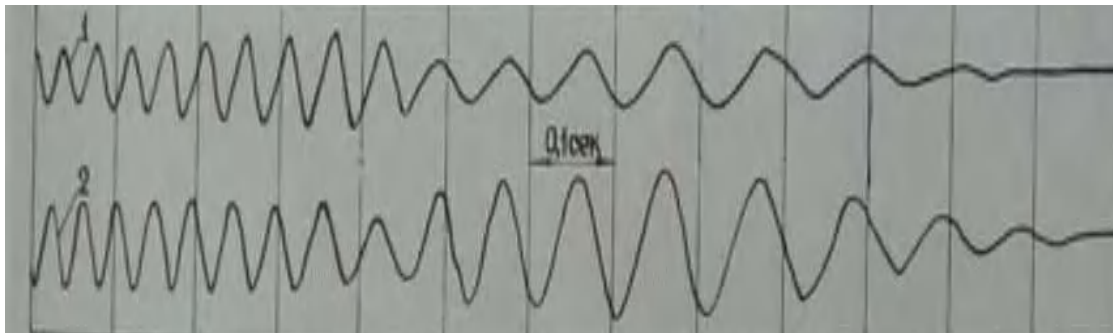
Енергетичний метод заснований на безпосередньому вимірі витрати електричної або механічної потужності вібраційної установки. При цьому в балансі всієї потужності P , яку звичайно легко виміряти, частина потужності P_{yuc} витрачається безпосередньо на протікання технологічного процесу, а інша потужність P_{mp} витрачається на тертя в приводі вібраційної установки. Відносне розсіювання енергії на ущільнення бетонної суміші визначається по формулі:

$$\psi = \frac{P - P_{yuc}}{fW}, \quad (3.24)$$

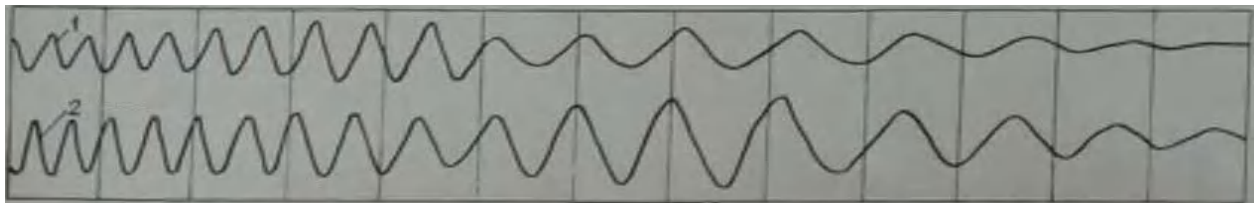
де f – частота сталих коливань вібраційної установки; W – потенційна енергія ущільнення бетонної суміші, що відповідає амплітуді сталих коливань. Дана формула отримана за умови, що розсіяння енергії у вібраційній установці як без бетонної суміші, так і при наявності бетонної суміші є незмінним.

3.4. Дослідження та визначення пружно – інерційних та дисипативних параметрів віброустановки і характеристик бетонної суміші.

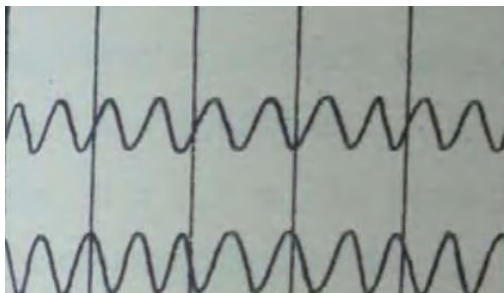
Здійснення дослідження за визначеною методикою дозволили отримати низку віброграм, що відображають той чи інший режим та зміну параметрів робочого процесу системи « двомісна віброустановка – форма – бетонна суміш». На рисунку 3.5 наведені типові віброграми руху віброустановки.



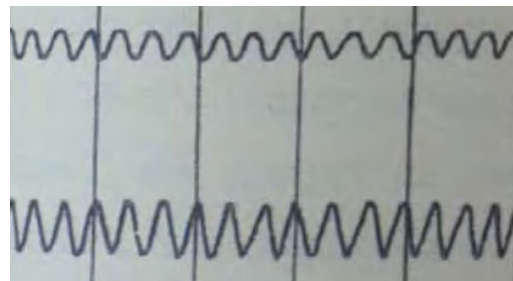
а



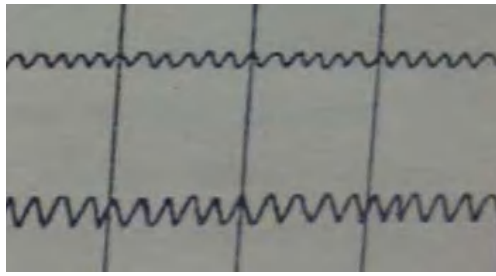
б



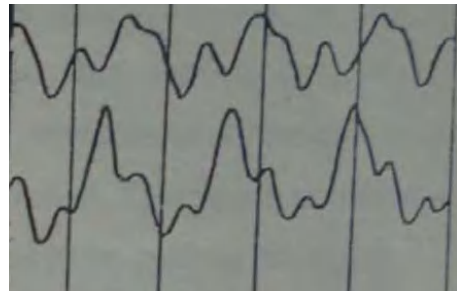
в



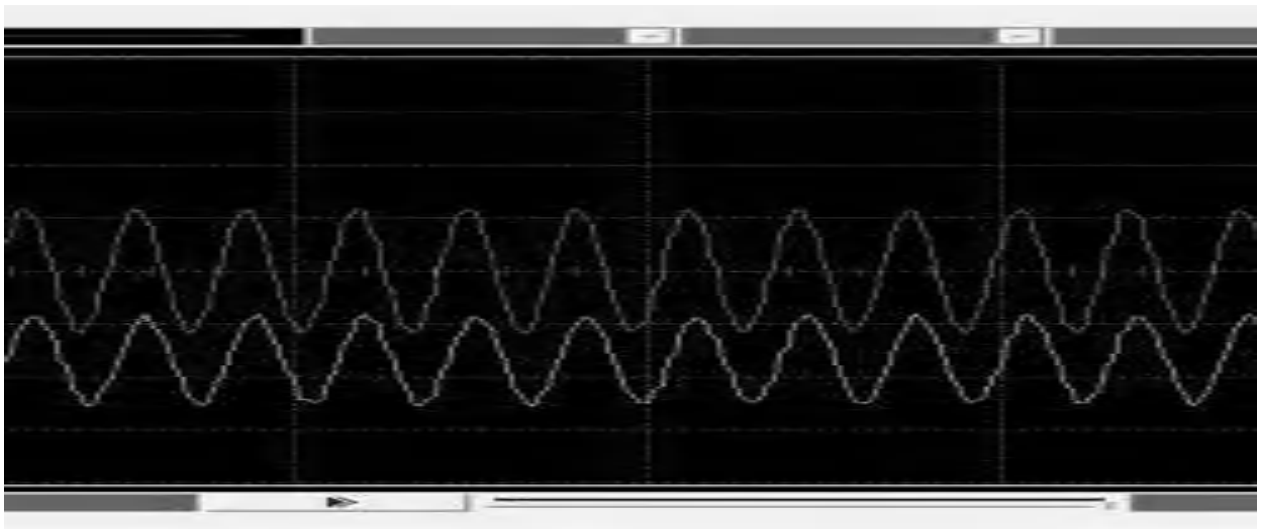
г



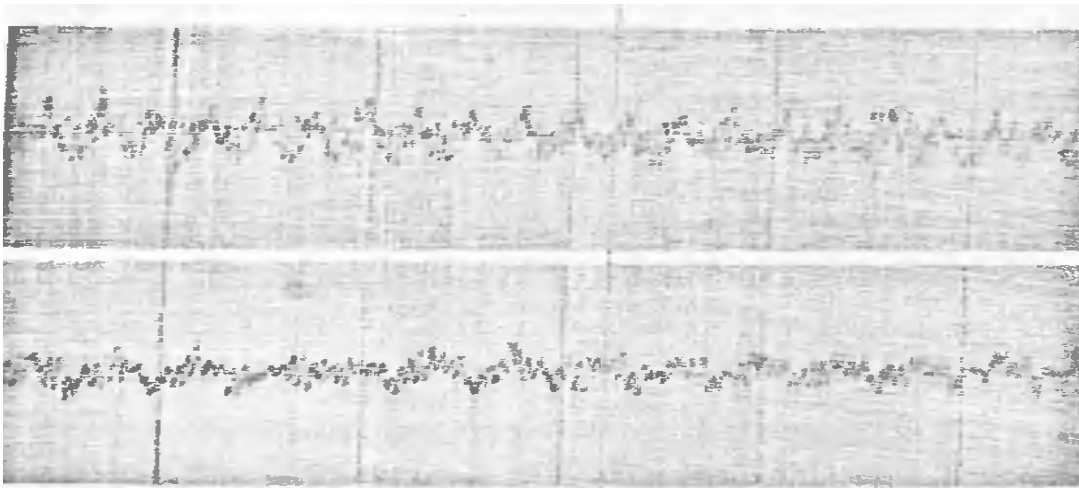
д



е



є



ж

Рис.3.5 Типові віброграми руху віброустановки: а,б – віброграми зміни руху мас m_1 і m_2 перехідного сталого режиму до виключення, який відображає згасаючі коливання, відповідно; е – режим субрезонансного руху віброустановки; є – сталий режим руху мас m_1 і m_2 ; ж – віброграми руху багато режимної віброустановки.

Віброграми (рис.3.5, а,б) засвідчують протифазний режим руху мас m_1 і m_2 на етапі сталого режиму, вхід віброустановки в резонанс одночасно обох мас m_1 і m_2 та рух в фазі обох мас m_1 і m_2 . Ці віброграми використані для визначення амплітуд коливань та оцінки зміни їхніх значень в залежності від мас віброустановки та бетонної суміші. Окрім цього використані віброграми в частині темпу згасання коливань при виключеному приводу для визначення числових значень декременту коливань. Віброграми (рис.3.5,в,г,д) застосовувалися для оцінки впливу частоти коливань на зміну амплітуд коливань обох мас m_1 і m_2 та зміни фаз обох мас m_1 і m_2 . Віброграма (рис.3.5,е) зафіксувала можливість реальної реалізації субрезонансного режиму руху віброустановки шляхом установки між формою і верхньою рамою обмежника коливань.

Шляхом обробки всіх отриманих віброграм у відповідності до методики проведення експериментів результати приведені у таблицях 3.5 та 3.6.

Таблиця 3.5 Експериментальні та розрахункові значення амплітуд коливання мас віброустановки в режимі ущільнення бетонної суміші

Жорсткість суміші, с	№ п/п	Час вібрації t, с	Амплітуда коливань $X_1 \cdot 10^{-1}$, мм	Амплітуда коливань $X_2 \cdot 10^{-1}$, мм	Розрахункова амплітуда коливань $X_1 \cdot 10^{-1}$, мм	Розрахункова амплітуда коливань $X_2 \cdot 10^{-1}$, мм
1	2	3	4	5	6	7
30	1	4	0,2	0,2	—	—
	2	10	9,2	8,4	9,61	8,75
	3	15	7,8	7,5	—	—
	4	20	2,1	2,0	—	—
	5	25	1,2	1,1	1,27	1,6
	6	30	0,7	0,6	—	—
	7	35	0,5	0,5	0,53	0,62
	8	45	0,4	0,5	—	—
	9	50	0,2	0,5	—	—

	10	60	0,2	0,4	0,27	0,52
60	1	5	0,2	0,1	0,2	0,23
	2	15	8,4	8,5	0,53	0,5
	3	20	7,4	7,3	0,45	0,52
	4	30	2,1	2,0	0,55	—
	5	35	1,2	1,8	0,50	0,54
	6	40	0,7	1,0	0,50	—
	7	45	0,4	0,6	0,43	0,50
	8	50	0,3	0,5	0,32	0,47
	9	55	0,2	0,5	0,15	0,5
	10	60	0,1	0,4	0,12	0,5
1	2	3	4	5	6	7
90	1	5	0,2	0,48	0,21	0,51
	2	10	8,4	9,2	8,25	11,04
	3	15	7,4	7,8	7,62	9,98
	4	20	2,1	1,8	2,31	2,23
	5	25	1,2	0,93	1,24	1,125
	6	30	0,7	0,60	0,75	0,71
	7	35	0,5	0,58	0,55	0,68
	8	40	0,4	0,54	0,43	0,65
	9	45	0,2	0,50	0,3	0,58
	10	60	0,1	0,49	0,15	0,57

Таблиця 3.6. Розрахункові параметри досліджуваної системи.

Назва	Віброустановка, дискретна модель			Бетонна суміш
№ серії	частота коли	Амплітуда	Коефіцієнт опору	Континуальна модель

дос- лідів	вань f , Гц	коли вань X_2 , мм	γ_0	модуль пруж- ності, $E, \cdot 10^{-2}$ МПа	Швид- кість поширен- ня коливань c , м/с	Коефі- цієнт згасання коливань ψ	Коефі- цієнт опору γ
I	15	0,65	0,055	114,5	28,4	0,93	0,08
II	25	0,50	0,047	190,8	37,8	0,82	0,15
III	50	0,40	0,034	381,7	52,5	0,68	0,12

3.5. Аналіз результатів експериментальних та обчислювальних досліджень.

Результати сутності експерименту - це виявлення властивостей досліджуваної системи «двомісна віброустановка – форма – бетонна суміш», перевірка справедливості передумов та результатів теоретичних досліджень і на цій основі розробка алгоритмів та методик розрахунку основних параметрів віброустановок. Так, приведені на рисунку 3.5,а,б типові віброграми руху віброустановки повністю підтверджують прийняті передумови при обґрунтуванні фізичної та математичної моделі. Із віброграм видно, що в сталому режимі амплітуду коливань X_1 і X_2 мас m_1 і m_2 рухаються в протифазі, а зсув фаз між амплітудами коливань є підтвердженням розповсюдження хвильового процесу в бетонній суміші. Важливою характеристикою цих віброграм є рух мас при виключеному збуднику коливань, внаслідок чого підтверджується наявність експоненціального закону характер згасання коливань за законом в'язкого опору. Віброграми (рис.3.5, в,г,д) відображають режим сталого руху мас засвідчили зменшення амплітуд коливань із збільшенням частот коливань від 20 Гц до 45 Гц. Віброграма (рис.3.5, е) відображає субрезонансний режим, отриманий на експериментальній установці завдяки підбором режиму. Такий режим є ефективним на першій стадії завдяки значної амплітуди коливань за частоти, що в два рази є меншою від зовнішньої. Режим характерний значним збільшення амплітуди коливань в 2,7 рази із зменшення частоти коливань. Суттєвим результатом такого режиму є вагомий вклад вищих гармонік в процес ущільнення бетонної суміші, що яскраво підкреслює зафіксована віброграма.

Зсув по фазі коливань використаний для визначення швидкості розповсюдження хвиль і за умови фіксації щільності бетонної суміші розрахувати модуль пружності суміші.

На основі аналізу отриманих віброграм та числових значень таблиць 3.5 та 3.6 були побудовані графіки зміни приведеної амплітуди коливань мас m_1 і m_2 в залежності від відношення частот вимушених і власних коливань (рис.3.6)

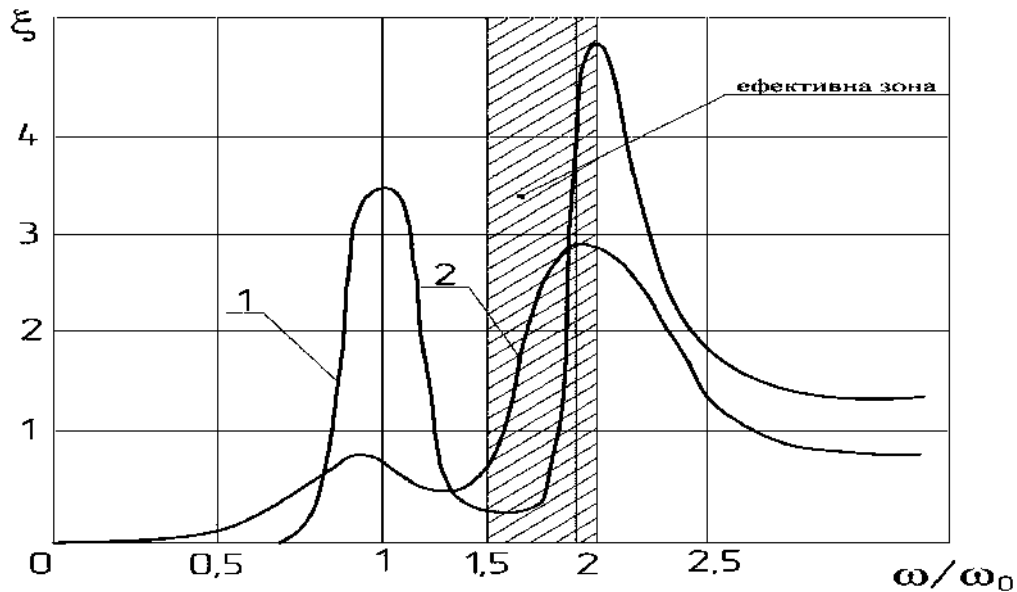


Рис.3.6. Графіки зміни приведеної амплітуди коливань мас m_1 і m_2 в залежності від відношення частот вимушених і власних коливань.

На рис.3.7 приведений графік зміни фазових кутів амплітуд коливань мас m_1 і m_2 в залежності від відношення частот вимушених і власних коливань

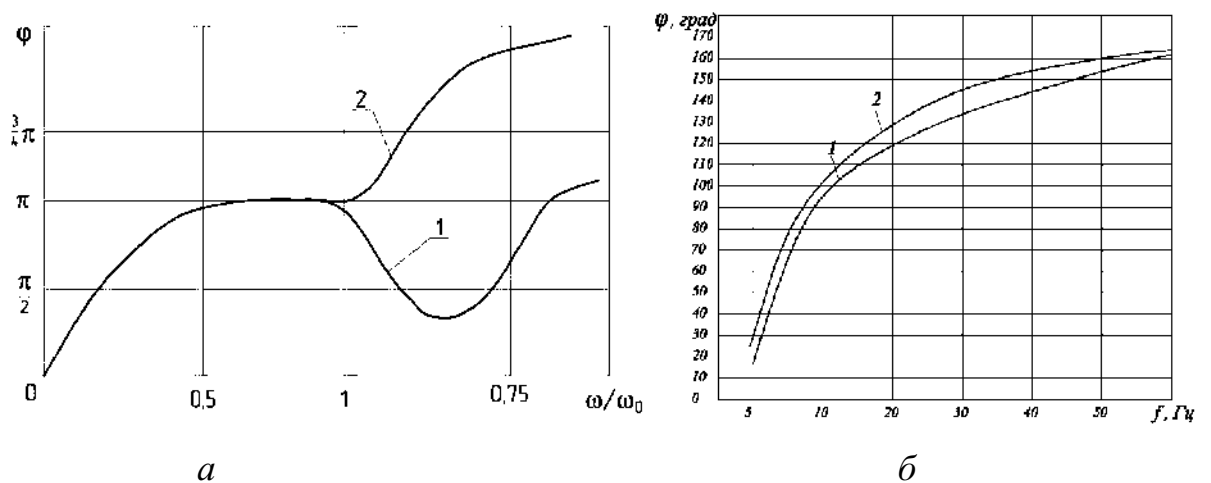


Рис.3.7 Графіки зміни фазових кутів амплітуд коливань.

X_1, X_2 мас m_1 і m_2 в залежності від відношення частот вимушених і власних коливань (а) та в залежності від частоти коливань (б-1 – жорсткість суміші 30с;

2 – жорсткість суміші 60с). Зміна фазового кута від 12° до 178° (рис.3.7,б) відображає перехідний процес через резонанс і стійке майже незмінне значення в резонансній зоні (ω_0 – власна частота, $\omega/\omega_0=1,5-2$) (рис.3.7,а).

Вплив коефіцієнта опору на зміну амплітуди коливань наведено на рисунку 3.8.

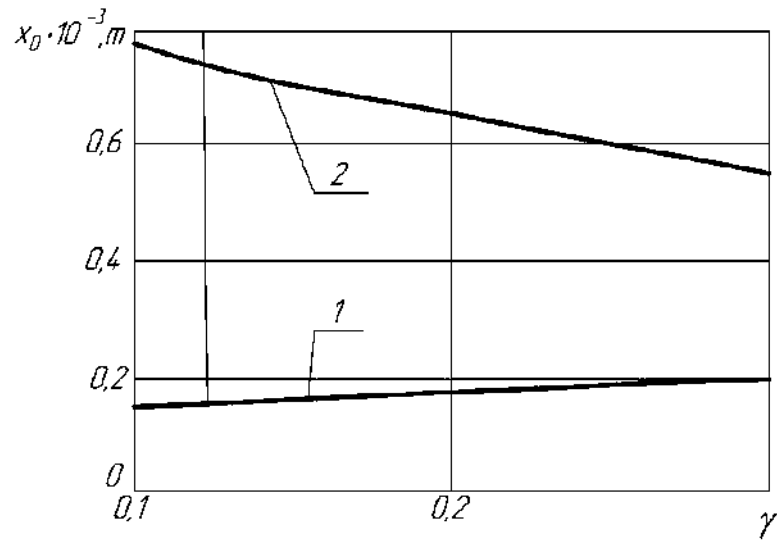
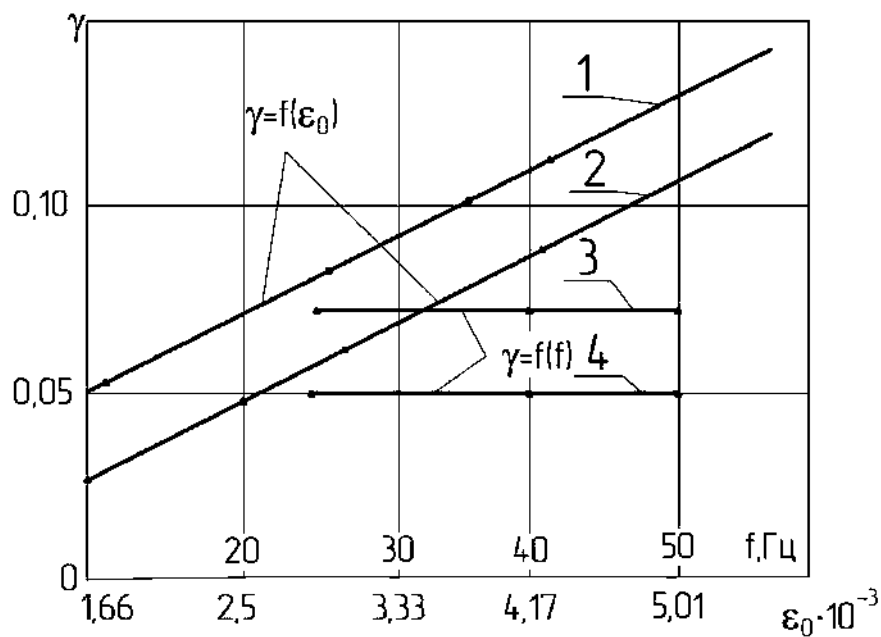


Рис.3.8 Вплив коефіцієнта опору на зміну амплітуди коливань: 1-висота стовпа суміші 0,180м; 2- висота стовпа суміші 0,320м.

Зміна коефіцієнта опору в залежності від частоти коливань та відносної деформації бетонної суміші наведено на рисунках 3.9 та 3.10.



а

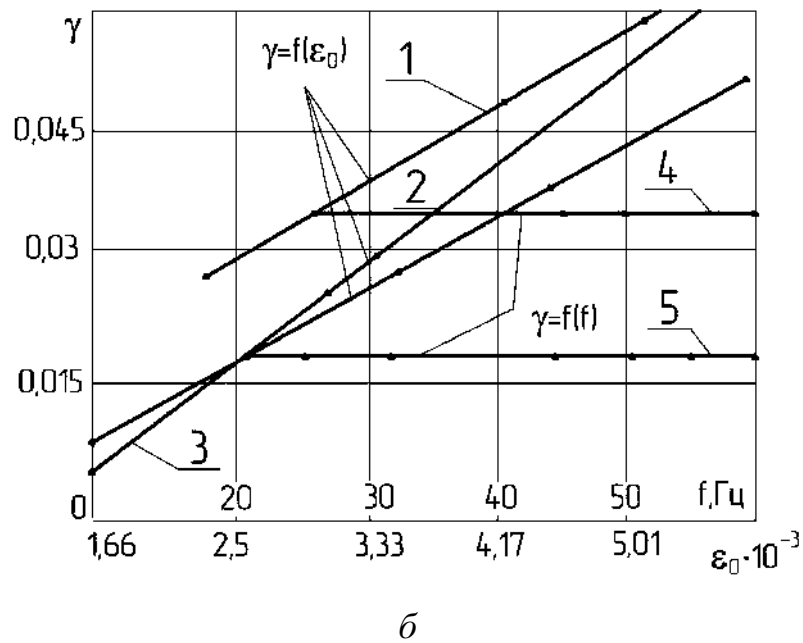


Рис. 3.9 Зміна коефіцієнта опору в залежності від частоти коливань (а-криві 3,4;б- криві 4,5) та від відносної деформації бетонної суміші (а-криві 1,2;б- криві 1,2,3); а –1- жорсткість суміші 30с; 2- жорсткість суміші 60с; б- 1- жорсткість суміші 80с; 2, - жорсткість суміші 90с.

За результатами обробки результатів вимірювання виявлено, що в рамках виконаних досліджень коефіцієнт поглинання енергії змінюється в межах 0,04-0,20, залежить від амплітуди відносної деформації, складу бетонної суміші і за характером зміни не залежить від частоти коливань (рис.3.10).

Характер та числові значення динамічного модуля пружності ущільненої бетонної суміші від частоти коливань приведено на рисунку 3.11.

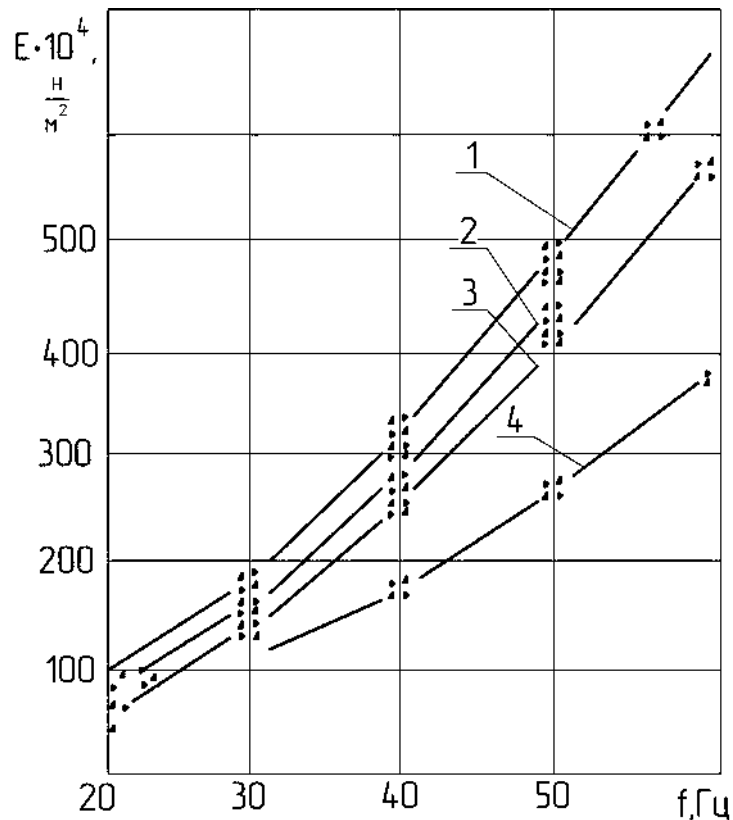


Рис.3.10 Характер та числові значення динамічного модуля пружності ущільненої бетонної суміші в залежності від частоти коливань.

Заміряні амплітуда коливань мас m_1 і m_2 (рис.3.6) в залежності від відношення частот вимушених і власних коливань, незначно відрізняється від розрахункових значень, отриманих обчислювальним експериментом з використанням комп'ютера. Віброграми (рис.3.5,ж), отримані в результаті розрахунків, застосовувалися для оцінки впливу зсуву установки фазових кутів дебалансів на процес утворення багато режимного процесу при ущільненню бетонної суміші.

Другим висновком експериментальної серії дослідів варто відмітити суттєве збільшення амплітуди коливань в перехідних режимах на перших 10 секундах робочого процесу.

Стійкий режим роботи в біля резонансній зоні амплітуди коливань маси m_1 (рис.3.6), внаслідок забезпечення відповідного співвідношення частот, знаходиться в межах 0,4 – 0,5 мм (табл.3.5). В цих значеннях розбіжність між амплітудами коливань за результатами експерименту та використанням обчислювального експерименту складає 12...14%. Обчислювальний

експеримент з використанням комп'ютера є складовими частинами загальних підходів, характерних для сучасних методів досліджень. Принципово важливо те, що об'єднання таких методів дозволило суттєво підвищити достовірність результатів проведених досліджень особливо при розробках принципово нових, не маючих прототипів, алгоритмів та методик. В біля резонансній зоні амплітуди коливань маси m_2 (рис.3.6, табл. 3.5) складають величину 0,1 – 0,2 мм (режим гасника коливань), що є свідченням максимальної передачі енергії на процес ущільнення бетонної суміші.

Таким чином, отримані аналітичні залежності (2.70- 2.81) та результати експериментальних досліджень слугують передумовою для розробки алгоритму і методики розрахунку резонансної віброустановки для ущільнення бетонної суміші при виготовленні бетонних та залізобетонних виробів.

3.6.Висновки по розділу.

1. Досліджено вплив характеристик віброустановки та бетонної суміші на здатність забезпечення біля резонансного режиму та допустимих меж стійкості в такому режимі.

2. Здійснено проведення комп'ютерного експерименту для оцінки багато режимного процесу, реалізованого на віброустановці зі зміною фазових кутів.

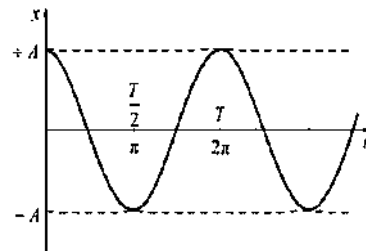
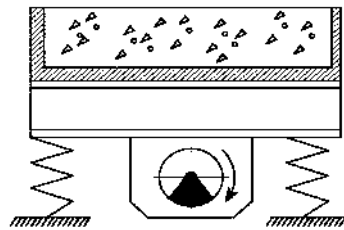
3. Для визначення пружно – інерційних та дисипативних параметрів віброустановки бетонної суміші використано фазовий метод в режимі сталих та згасаючих коливань. В рамках виконаних досліджень коефіцієнт поглинання енергії змінюється в межах 0,04-0,20, залежить від амплітуди відносної деформації, складу бетонної суміші і за характером зміни не залежить від частоти коливань.

4.Порівняння експериментальних та теоретичних значень за параметрами процесу коливань засвідчують, що їх розбіжність знаходиться в межах 11...15% в резонансній зоні роботи віброустановки.

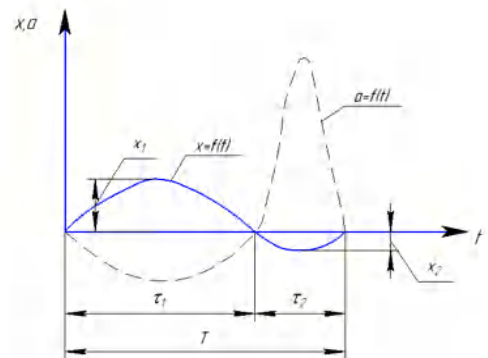
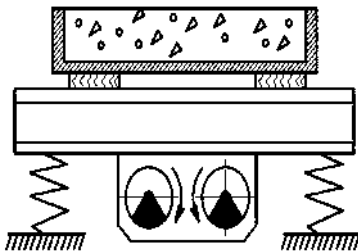
РОЗДІЛ 4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОЦІНКА ЇХНЬОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ .

4.1. Основні положення вибору режимів та параметрів вібраційної установки.

Основними режимами прийнято вважати лінійний (гармонійний, синусоїдальний) та не лінійний (ударний, віброударний), які використовуються в технології ущільнення бетонних сумішей. В роботі застосовані обидва режими, які реалізуються двома схемами (рис.4.1).



а



б

Рис.4.1 Схеми віброустановок: а- лінійний режим; б- віброударний режим.

В гармонійному режимі (рис.4.1,а) основними параметрами для визначення робочого процесу являються амплітуда і частота коливань, які задаються в залежності від складу суміші та габаритних розмірів майбутнього виробу. Віброударний режим роботи двомісної віброустановки (рис.4.1,б) визначають такі параметри і характеристики: ξ , q і τ . Параметр ξ визначає відношення власної частоти ω_0^2 віброустановки при знаходженні мас m_1 і m_2 в контакті з

обмежником коливань, що має коефіцієнт пружності c , до частоти змушених коливань ω^2 :

$$\xi = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)}{m_1 m_2} \frac{c}{\omega^2}}, \quad (4.1)$$

де $\frac{(m_1 + m_2)}{m_1 m_2} \frac{c}{\omega_0^2} = \omega_0^2$, а $\frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)} = m_{np}$,

m_{np} – приведена маса двомісної віброустановки.

Параметр f визначає відношення статичної сили віброустановки F_{cm} до зовнішньої сили F_0 :

$$q = \frac{F_{cm}}{F_0}. \quad (4.2)$$

Стосовно часу контакту мас m_1 і m_2 τ , то за дослідницькими даними, його середні значення можна прийняти, як $\tau = \frac{1}{3}T$, де T – період коливань системи.

Дослідами [5] встановлено, що для визначення коефіцієнта пружності обмежника c та зовнішньої сили F_0 параметри ξ і q перебувають у межах:

$$\left. \begin{array}{l} 0,8 \leq \xi \leq 1,3 \\ 1,3 \leq q \leq 2 \end{array} \right\} \quad (4.3)$$

Стосовно часу контакту τ , то за дослідницькими даними, його середні значення можна прийняти як $\tau = \frac{1}{3}T$, де T – період коливань системи.

Значення ξ і q можна також взяти із карти стійкості[6] (рис.4.2)

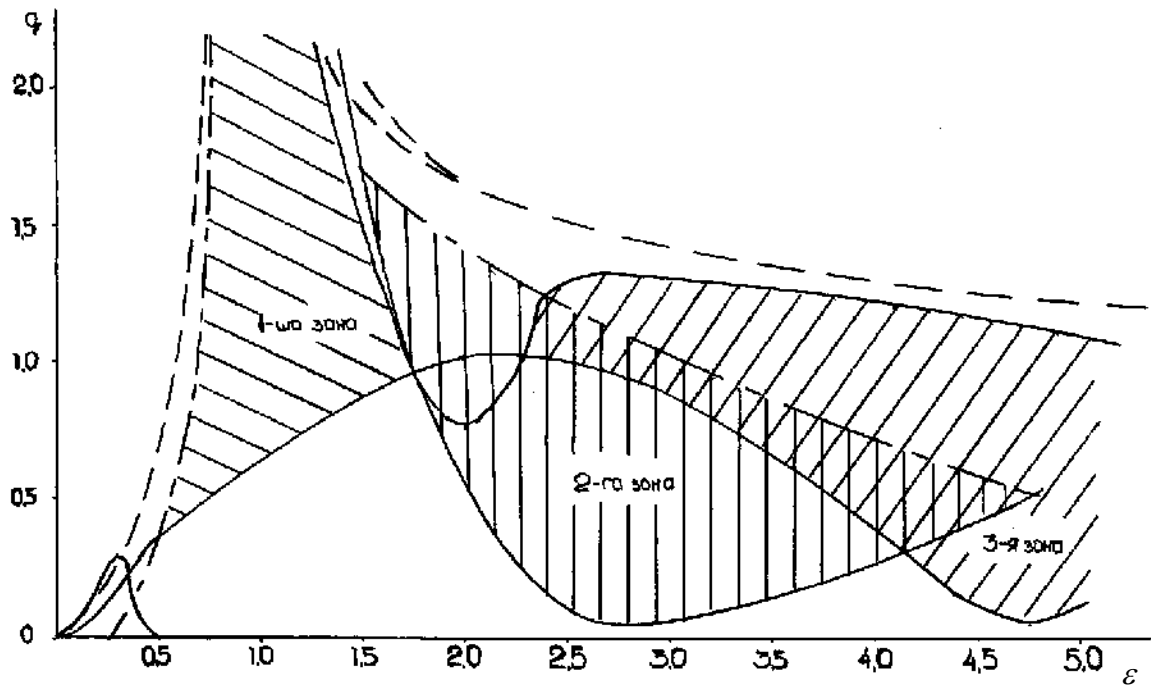


Рис.4.2. Карта стійкості віброударної установки.

Якщо за умовою задачі значення амплітуд і частот коливань відсутні, то їх величини можна визначити, виходячи із отриманих досліджень, підтверджуючих положень про домінуючий вплив прискорення на процес ущільнення бетонних сумішей[3-9]. Тоді такі характеристики як амплітуда, швидкість, частота, прискорення мають розглядатися спільно.

Для гармонійних коливань з частотою ($\omega = 300 - 600 \text{ c}^{-1}$) оптимальна амплітуда:

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

де g – прискорення вільного падіння ($g = 9,8 \text{ м/с}^2$)

Для частоти $\omega = 3,14 \text{ c}^{-1}$ оптимальна амплітуда коливань визначається по нижньому і верхньому прискоренню, тобто $X_{\text{опт}} = 0,4 - 0,6 \text{ мм}$; для більш високих частот за верхньою границею прискорення (для $\omega = 420 \text{ c}^{-1}$ $X_{\text{опт}} = 0,35 \text{ мм}$, для $\omega = 628 \text{ c}^{-1}$ $X_{\text{опт}} = 0,15 \text{ мм}$).

За двочастотними коливаннями, високо ефективні показники можна отримати при раціональних відношеннях амплітуд коливань X_{02}/X_{01} , частот ω_2/ω_1 і оптимальному начальному куті зсуву фаз φ між складовими. Оптимальні амплітуди коливань визначаються за умовою

$$X_{\text{опт}} = \frac{(1,5 - 4)g}{\omega^2}, \quad (4.2)$$

За нижньою границею прискорення $1,5g$ вибирається амплітуда для низької частоти, а за верхньою границею прискорення $4g$ – амплітуда коливань для високої частоти:

при $\omega_1 = 105 \text{ c}^{-1}$	$X_{\text{опт}} = 1,3 \text{ мм}$
$\omega_1 = 157 \text{ c}^{-1}$	$X_{\text{опт}} = 0,7 \text{ мм}$
$\omega_1 = 210 \text{ c}^{-1}$	$X_{\text{опт}} = 0,4 \text{ мм}$
при $\omega_1 = 210 \text{ c}^{-1}$	$X_{\text{опт}} = 0,4 \text{ мм}$
$\omega_1 = 314 \text{ c}^{-1}$	$X_{\text{опт}} = 0,4 \text{ мм}$
$\omega_1 = 420 \text{ c}^{-1}$	$X_{\text{опт}} = 0,2 \text{ мм}$

Початковий кут зсуву фаз між складовими назначати із умови отримання максимального складового верхнього прискорення. Для відношення частот $\omega_2 / \omega_1 = 2$ кут $\varphi = \pi/2$.

Для віброударних машин з частотою ($\omega = 105 - 157 \text{ c}^{-1}$) оптимальна амплітуда коливань (напіврозмах коливань)

при частоті 105 c^{-1} :

$$X_{\text{опт}} = \frac{(1,8 - 2,25)g}{\omega^2}; \quad (4.3)$$

при частоті 157 c^{-1} :

$$X_{\text{опт}} = \frac{(2 - 2,25)g}{\omega^2}; \quad (4.4)$$

Вибір типу віброустановки її напрямку та характер коливань здійснюється за алгоритмом (рис.4.3). Кількість віброустановок для виконання заданої річної продуктивності формувального цеху $\Pi(\text{м}^3/\text{рік})$, визначається із наступних умов:

погодинна продуктивність вібромайданчика $\Pi_2(\text{м}^3/\text{рік})$,

$$\Pi_2 = \frac{3600V}{t}, \quad (4.5)$$

де V – об'єм виробу, що формується, м^3 ;

t – час циклу формування ($t \approx 600 - 900 \text{ c}$);

змінна продуктивності $\Pi_{\text{зм}}(\text{м}^3/\text{змін})$

$$\Pi_{3M} = \Pi_2 \cdot t_{3M} \cdot K_B, \quad (4.6)$$

де t_{3M} – довго тривалість зміни ($t_{3M} = 8 \text{ год}$)

K_B – коефіцієнт використання віброустановки за зміну ($K_B = 0,8 - 0,9$)

Необхідна кількість віброустановок:

$$Z = \frac{\Pi}{\Pi_{3M} \cdot n_p \cdot K_3}, \quad (4.7)$$

де n_p – число робочих днів на протязі року ($n_p = 254$)

K_3 – кількість змін на добу ($K_3 = 2$).

Таким чином, визначені співвідношення між амплітудою та частотою коливань для гармонійних (табл.4.1) та віброударних віброустановок(табл.4.2)

Таблиця 4.1. Співвідношення між амплітудою та частотою коливань для гармонійних віброустановок.

Частота коливань, 1/с	Амплітуда коливань, мм
157	0,8...1,2
250	0,6...0,8
314	0,4...0,6

Таблиця 4.2. Параметри та віброударних віброустановок.

Жорсткість суміші, с	Частота коливань, Гц	Прискорення, a/g	Асиметрія коливань, K_x
жорсткі	15...25	2,5...3,0	5...7
мало рухомі	10...20	2,0...2,5	3...5
рухомі	10...15	2,0...2,5	2...4
пластичні	10...15	1,5...2,0	2...3

В таблиці 4.2 прискорення визначається за залежністю: $a = X_{cp} \omega^2$, де $X_{cp} = (X_1 + X_2) / 2$, а асиметрія коливань K_x , $K_x = X_1 / X_2$ (див. рис.4.1,б).

Окрім параметрів віброустановки, існують властивості бетонної суміші, значення яких впливають на достовірність реалізації заданого режиму роботи. Такі параметри і їх середні значення приведені в таблиці 4. 3.

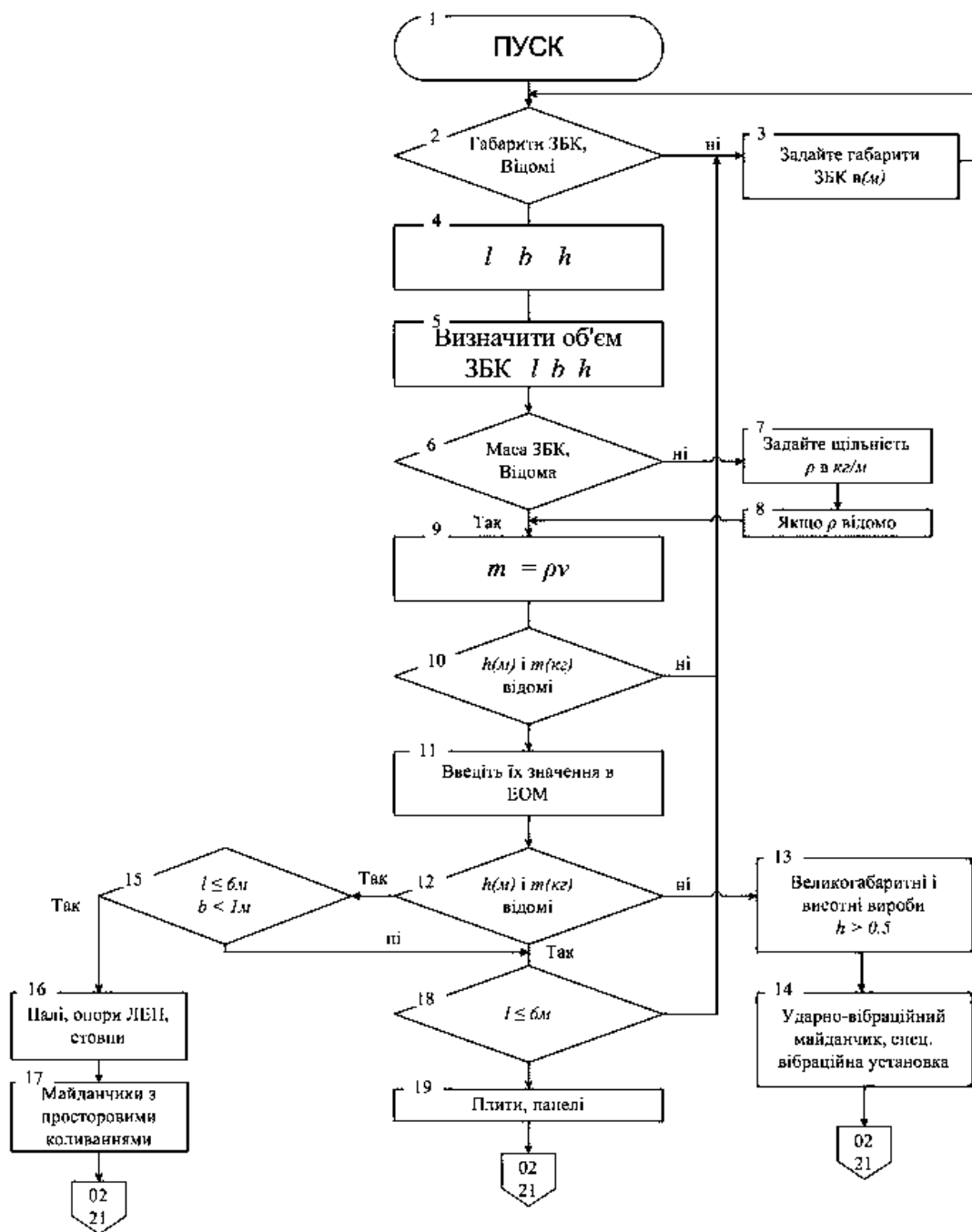
Таблиця 4. 3. Числові значення параметрів бетонної суміші.

Континуальна модель бетонної суміші				
Частота коливань $f, \text{Гц}$	Модуль пружності $E, * 10^{-2}$ МПа	Швидкість поширення коливань в суміші $c, \text{м/с}$	Коефіцієнт згасання коливань ψ	Коефі- цієнт опору γ
15	114,5	28,4	0,93	0,08
25	190,8	37,8	0,82	0, 15
50	381,7	52,5	0,68	0,12

4.2. Алгоритм вибору та методики розрахунків параметрів віброустановки.

4.2.1. Алгоритм вибору віброустановки.

Запропонований алгоритм вибору віброустановки наведено на рисунку 4.3. Сутність і новизна алгоритму полягає у можливості обґрунтованого вибору віброустановки, що обумовлено результатами досліджень, наведених в розділах 1– 3 та в роботах [1-10].



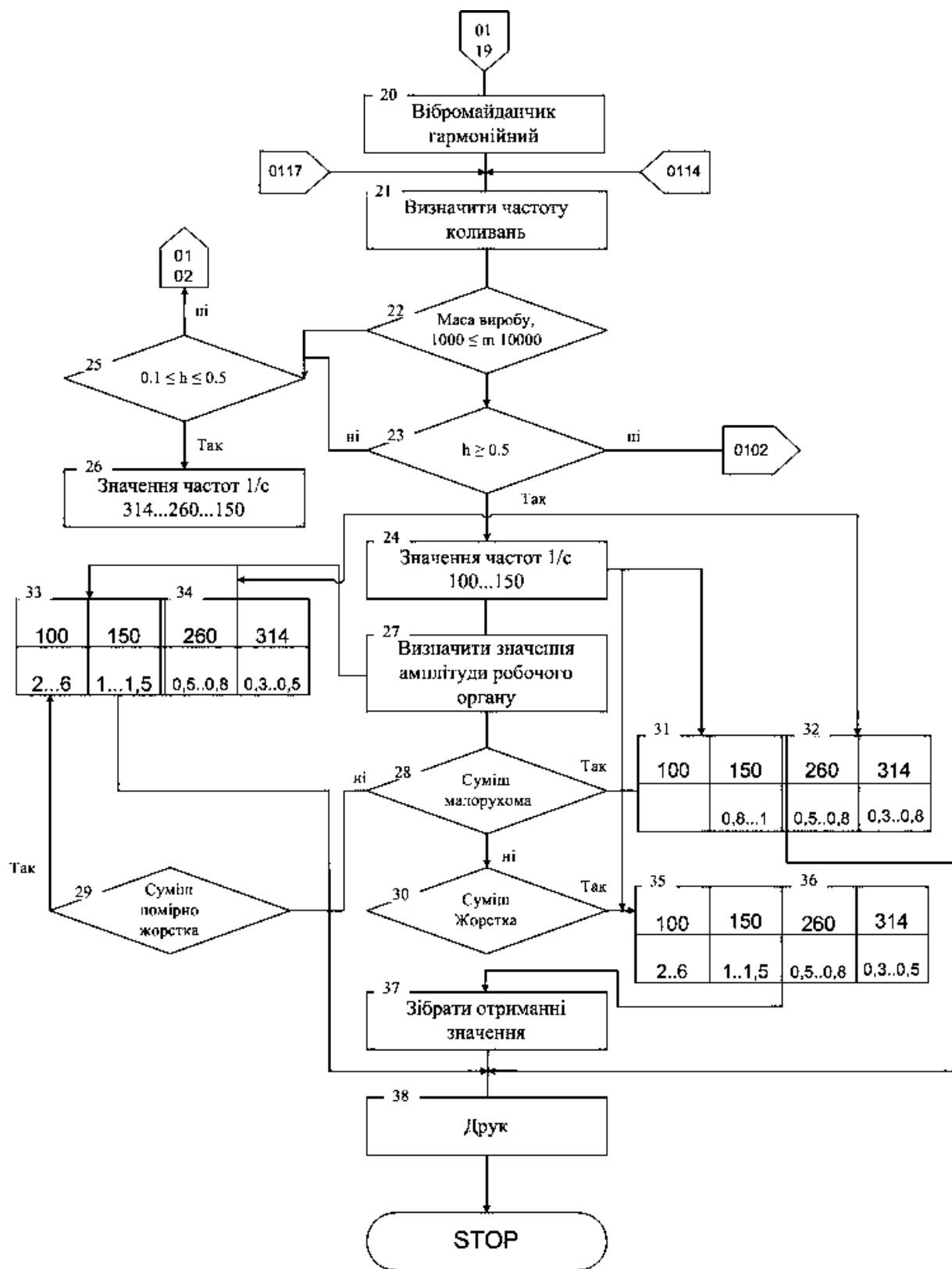


Рис.4.3 Алгоритм вибору вібраційної установки

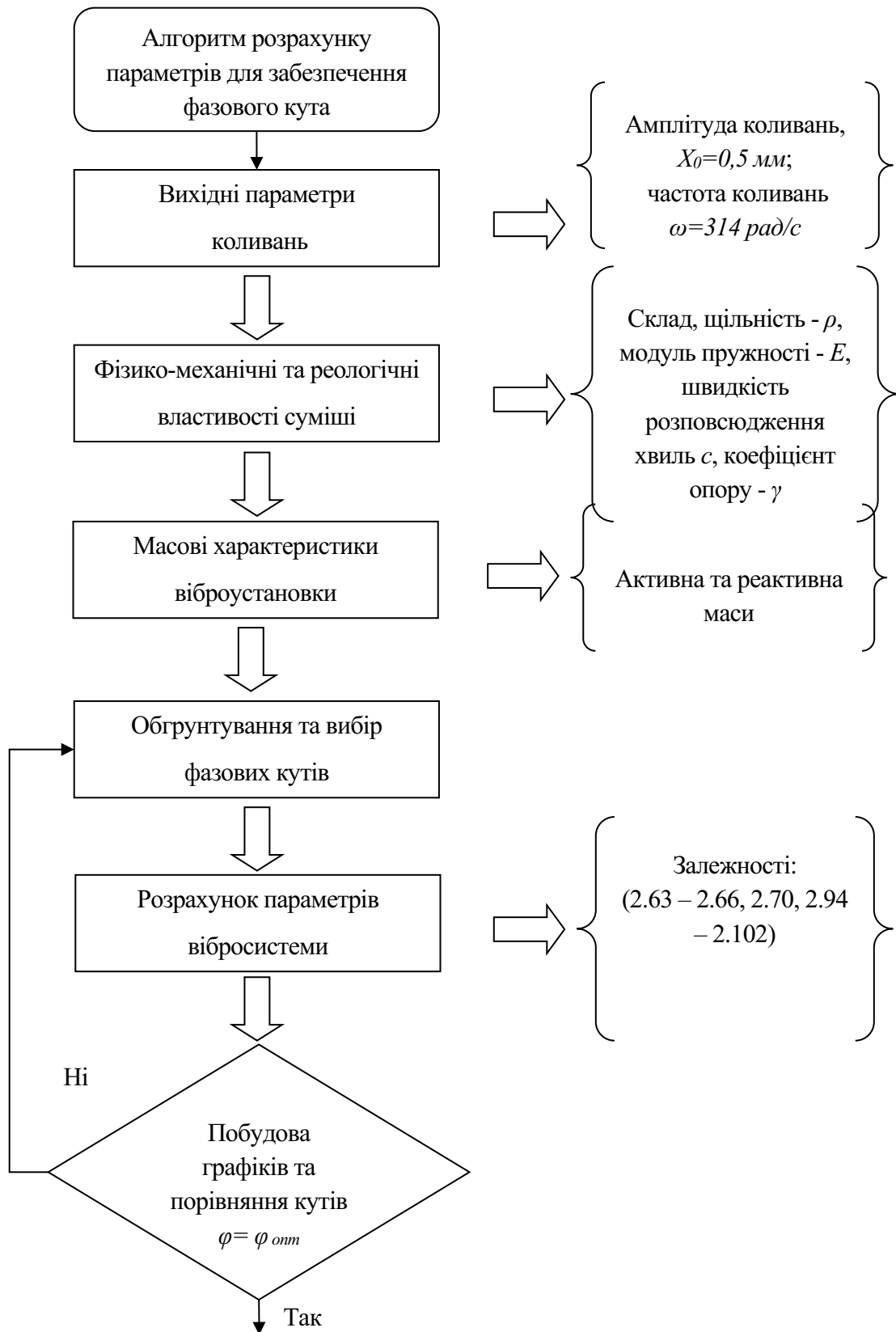


Рис.4.4.Алгоритм розрахунку багаторежимної віброустановки

4.2.2. Методика та приклад розрахунку резонансної віброустановки

Вихідними даними до розрахунку є геометричні розміри виробу: довжина l і переріз $b \times h$, м. Параметри приймаються на основі приведеного вище алгоритму(рис.4.5).

Порядок і методика розрахунку.

1. Визначення конструктивної схеми установки.

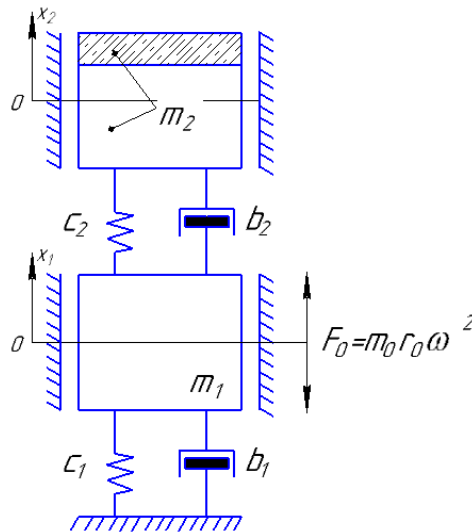


Рис.4.5 Розрахункова схема резонансної віброустановки

Рішення задачі про коливання резонансної установки наведено в другому розділі, а вплив бетонної суміші на коливання резонансної установки розглянуто в п. 2.2. Розрахункова схема резонансної установки (рис. 4.5) і залежності є вихідними для визначення параметрів установки. Тут прийняті ті ж позначення, що й раніше: m_1 , m_2 — реактивна і активна маси; X_{01} й X_{02} відповідно їх амплітуди коливань; c_1, b_1 — коефіцієнти пружності і дисипації опор; c_2, b_2 — коефіцієнти пружності і дисипації зв'язків мас m_1 , m_2 .

2. Визначення умов, які забезпечують резонансний режим коливань.

Резонансний режим коливань забезпечується правильним визначенням співвідношення змушених і власних частот коливань, визначенням коефіцієнти пружності і дисипації і встановлення коливних мас.

Стосовно до прийнятої розрахункової схеми (рис.4.5) будемо вважати, що віброізолюючі опори установки мають малу жорсткість. Вони призначені тільки для утримання системи у вихідному положенні, забезпечуючи

віброізоляцію установки при її коливаннях. Тоді жорсткість цих опор з умови забезпечення віброізоляції установки

$$\omega / \omega_{01} \geq 7 \dots 10.$$

Пружні зв'язки, що з'єднують коливні маси m_1 й m_2 розраховуються на резонансний режим роботи установки. Тоді жорсткість цих зв'язків c_2 буде вибиратися з умови, що співвідношення змущеної й другий (вищої) частоти власних коливань ω_{02} перебувають у межах $\omega / \omega_{02} = 0,85 \dots 0,95$. Коливні маси системи повинні мати співвідношення $m_2/m_1 = 8 \dots 10$, що є найбільш прийнятним для резонансного режиму коливань. Їх чисельні значення визначають у такий спосіб.

Визначається повна маса бетонної суміші ($m_{\phi} = \rho V$), потім приведена маса бетонної суміші: $m'_{\phi} \approx 0,2 m_{\phi}$. На основі конструкторських розрахунків або зі співвідношення $m_{\phi} \approx (0,6 \dots 1) m_{\phi}$ призначається маса форми m_{ϕ} .

Тоді

$$m_2 = m'_{\phi} + m_{\phi} + m_p + m'_c,$$

де m , m'_c – маса рами й наведена маса пружних зв'язків. Для попередніх розрахунків сумарна маса

$$(m_p + m_c) = (0,08 \dots 0,1) Q, \quad (4.8)$$

де $Q = m_{\phi} + m'_{\phi}$. Тоді, знаючи значення m_2 , можна знайти й масу m_1 :

$$m_1 = (0,1 \dots 0,125) m_2.$$

Після конструктивних розрахунків числові значення мас уточнюються, і розрахунок при необхідності коректується. Знаючи значення мас m_1 , m_2 використовуючи співвідношення, $\omega / \omega_0 \geq 7 \dots 10$, $\omega / \omega_{02} = 0,85 \dots 0,95$, знаходимо

$$\text{жорсткість } c_0 = \frac{m_2 \omega^2}{(25 \dots 50)} \text{ й } c = \omega_{20}^2 m_1 m_2 / (m_1 + m_2).$$

3. Визначення статичного моменту маси дебалансів і змущуючої сили.

Для визначення статичного моменту маси дебалансів може бути використана залежність (1.41). Застосовуючи цю залежність, перетворимо її до зручного для розрахунку виду:

$$X_{02} = \frac{m_0 r_0}{m_1 + m_2} \mu_2. \quad (4.9)$$

де X_{02} – амплітуда переміщення маси m_2 з урахуванням впливу бетонної суміші.

Коефіцієнт підсилення амплітуди коливань (коефіцієнт динамічності) обозначений μ_2 . При цьому $X'_0 = F_0 / (m_1 \omega^2)$.

Тепер можна записати залежність (4.9) щодо шуканого статичного моменту маси дебалансів:

$$m_0 r_0 = \frac{X_{02} (m_1 + m_2)}{\mu_2}.$$

Числове значення коефіцієнта динамічності μ_2 може бути знайдене за залежністю:

$$\mu_2 = \sqrt{\frac{1 + \gamma_M^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2}}. \quad (4.10)$$

Орієнтовне значення коефіцієнта опору γ_M , що входить у цю залежність, перебуває в межах 0,03..0,05 для циліндричних гвинтових пружин, 0,3...0,5 - для гумових прокладок й 0,4...0,6 - для листових пружин [43].

Змушуючи сила визначається формулою

$$F_0 = m_0 r_0 \omega^2.$$

4. Знаходження потужності привода установки.

Потужність привода установки, як і вібромайданчика, складається з потужності коливань P_K і потужності тертя. Потужність коливань може бути знайдена по залежності

$$P_K = \frac{1}{2} b \omega^2 (X_{01} + X_{02})^2, \quad (4.11)$$

де коефіцієнт опору $b = \gamma C / \omega$.

Потужність на тертя визначається формулою (2.81).

Приклад розрахунку. Визначити основні параметри установки для формування залізобетонних колон, що мають наступні габаритні розміри: довжина $l = 12$ м, ширина $b = 1$ м і висота $h = 0,35$ м. Виріб формується з

малорухомої бетонної суміші щільністю $\rho = 2000 \text{ кг/м}$. Необхідна амплітуда коливань $X_0 = 0,5 \text{ мм}$, частота 260 с^{-1} .

1. Вибір розрахункової схеми установки.

За розрахункову схему приймаємо резонансну установку (рис.4.5).

2. Визначення умов, що забезпечують заданий режим коливань.

Для відшукування співвідношень ω/ω_{01} й ω/ω_{02} , що забезпечують прийнятий режим коливань, послідовно визначаються коливні маси й коефіцієнти жорсткості, що задовольняють прийнятим співвідношенням частот.

Маса виробу, що формується

$$m_{\sigma} = \rho V = 8400 \text{ кг}.$$

Приведена маса бетонної суміші

$$m'_{\sigma} = 8400 \cdot 0,2 = 1680 \text{ кг}.$$

Маса форми

$$m_{\phi} \approx m_{\sigma} = 8000 \text{ кг}.$$

Приведена маса рами й пружних зв'язків

$$(m_p + m'_c) = 0,1(m_{\phi} + m'_{\sigma}) = 968 \text{ кг}.$$

Повна коливна маса

$$m_2 = m_{\phi} + m'_{\sigma} + (m_p + m'_c) = 8000 + 1680 + 968 = 10648 \text{ кг}.$$

Маса m_1 знаходиться зі співвідношення

$$m_1 = \frac{m_2}{8...10} = 1330 \text{ кг}$$

Приймаючи співвідношення частот $\omega/\omega_{01} = 7$, знаходимо сумарну жорсткість опор

$$c_0 = (37,14)^2 \cdot 10648 = 1,47 \cdot 10^7 \text{ Н/м}.$$

Виходячи з умови резонансного режиму коливань $\omega/\omega_{02} = 0,85...0,95$, визначаємо сумарну жорсткість пружних зв'язків

$$c = \omega_0^2 \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = (273,6)^2 \frac{10648 \cdot 1330}{10648 + 1330} = 8,85 \cdot 10^7 \text{ Н/м}.$$

3. Визначення сумарного статичного моменту маси дебалансів і змущуючої сили.

Для визначення статичного моменту маси дебалансів необхідно знайти значення коефіцієнта динамічності μ_2 . Приймаючи, що пружні зв'язки виконані із гвинтових пружин, для яких $\gamma_M = 0,05$, обчислюємо коефіцієнт μ_2 :

$$\mu_2 = \sqrt{\frac{1 + \gamma_M^2}{[1 - (\omega/\omega_0)^2]^2 + \gamma_M^2}} = \sqrt{\frac{1 + 0,05^2}{[1 - 0,95^2]^2 + 0,05^2}} = 9,15.$$

Тоді сумарний статичний момент знаходиться за залежністю

$$m_0 r_0 = \frac{X_{02}(m_1 + m_2)}{\mu_2} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} (10648 + 1330)}{9,15} = 0,654 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Змущуюча сила за отриманим статичним моментом

$$F_0 = m_0 r_0 \omega^2 = 0,654 \cdot 260^2 = 4,42 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

4. Визначення потужності приводу установки.

Потужність приводу установки має дві складові: потужність на коливання і потужність на тертя.

Потужність на коливання визначається в залежності від амплітуди коливань маси m , що знаходиться із співвідношення X_{01} , X_{02} :

$$\frac{X_{01}}{X_{02}} = \sqrt{\frac{[1 - (\frac{\omega}{\omega_0})^2 (1 + \frac{m_2}{m_1})]^2 + \gamma^2}{1 + \gamma^2}} = \sqrt{\frac{[1 - 0,95^2 (1 + 8)]^2 + 0,05^2}{1 + 0,05^2}} = 7,1.$$

Тоді потужність на коливання

$$\max P_k = \frac{1}{4} F_0 (X_{01} + X_{02}) \omega = \frac{1}{4} \cdot 4,42 \cdot 10^4 (3,55 + 0,5) \cdot 10^{-3} \cdot 260 = 11492 \text{ Вт}.$$

Потужність на тертя

$$P_{TP} = F_0 \mu \frac{d_u}{2} \omega = 4,42 \cdot 10^4 \cdot 0,005 \cdot \frac{0,06}{2} \cdot 260 = 2870 \text{ Вт}.$$

Сумарна потужність з урахуванням ККД

$$P_{ДВ} = \frac{\max P_k + P_{TP}}{\eta} = \frac{11492 + 2870}{0,97} = 14800 \approx 15 \text{ кВт}.$$

Параметри багато режимної віброустановки визначаються за аналогічною методикою.

4.3. Методика і приклад розрахунку віброударної резонансної віброустановки

Обґрунтування й вибір принципової схеми віброударної резонансної віброустановки здійснюється за алгоритмом (рис.4.3).

На рисунку 4.6.,а рама 1 віброударної резонансної віброустановки 1 спирається на опори 5, забезпечуючи в такий спосіб її віброізоляцію. За схемою (рис. 4.6.,б), рама робочого органу 2 ізолюється від фундаменту опорами 5, а зовнішня сила, вимушуючи коливання установки прикладена до рами 6. У цьому випадку виникає потреба у встановленні допоміжних пружних зв'язків 4. Найпростішою у конструктивному відношенні є схема (рис.4.6.,в), обмежник коливань 3 встановлений між робочим органом 1 і формою 7.

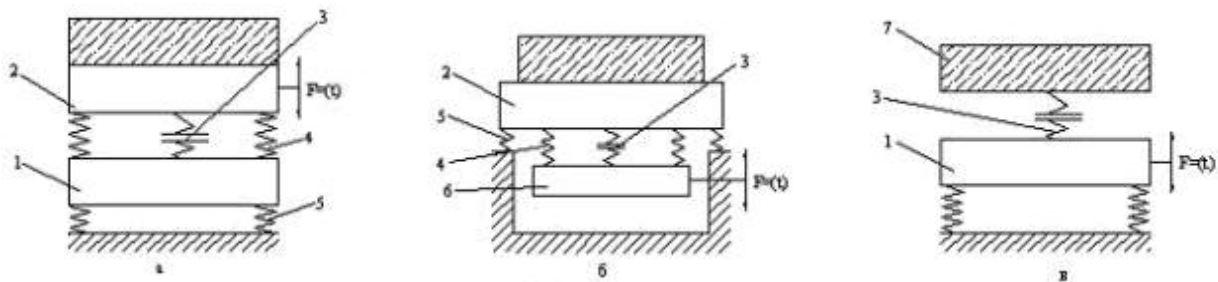


Рис. 4.6. Схеми віброударних резонансних віброустановок

Незалежно від конструктивних особливостей розглянутих віброударних резонансних віброустановок, вони мають загальну характерну ознаку - використання ефекту удару. Отже, визначення параметрів, що забезпечують ефект удару з реалізацією необхідних режимів і становить основу розрахунку. Кількість параметрів, що характеризують віброударну резонансну віброустановку в її русі, є досить значним. Тому при розробці методів розрахунку в більшості випадків з метою зменшення числа змінних параметрів використовують безрозмірні параметри, отримані методом аналізу розмінностей із залученням теорії подібності [99]. Для найпростішої конструкції віброударної установки з дебалансним вібровозбудником (рис.4.6,а) безрозмірні параметри (критерії подібності):

$$K_1 = \left(\frac{m_1 + m_2}{m_2} \right) \frac{g}{F_0} ; \quad K_2 = \left(\frac{m_1 + m_2}{m_2 m_1} \right) \frac{c}{\omega^2} . \quad (4.12)$$

Фізичний сенс параметра K_1 полягає у встановленні співвідношення ваги системи $F_c = (m_1 + m_2)g$ й амплітуди змушуючої сили F_0 . Параметр K_2 визначає співвідношення власної частоти коливань системи при її русі в контакті $\omega'_0 = \sqrt{C / m_{np}}, m_{np} = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$ й частоти коливань системи ω .

З урахуванням зміни параметрів K_1 і K_2 при відомих або визначених значеннях коливних мас m_1 і m_2 знаходиться необхідне значення змушуючої сили F_0 і коефіцієнт пружності буферів c . Установлені чисельні значення параметрів K_1 і K_2 , що забезпечують стійкий віброударний режим, де прийняті позначення ($K_1 = g; K_2 = \xi$):

$$\begin{aligned} 0,8 \leq q \leq 1,4; \\ 1,3 < \xi \leq 1,8. \end{aligned} \quad (4.13)$$

Критерії подібності та їх числові значення для схеми віброударних резонансних віброустановок (рис.4.4, в) приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Числові значення віброударних резонансних віброустановок

№ п/п	Критерії подібності	Числові значення
1	$K_1 = \frac{c_1}{m_{np} \omega_2}$	4; 5,6; 8; 11,2; 16; 22,4
2	$K_2 = \frac{c_2}{m_{np} \omega_2}$	1; 0,63; 0,4; 0,25;
3	$K_3 = \Delta / E$	0.63; 0,8; 1; 1,25.

Приклад розрахунку. Визначити основні параметри віброустановки для формування залізобетонного виробу із геометричними розмірами: довжина 5 м, ширина 2 м і висота 0,5 м. Бетонна суміш — помірковано жорстка, що досягає щільність $\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$. Необхідний напіврозмах коливань робочого органа $X_0 = 0,75 \text{ мм}$, частота його коливань $\omega = 157 \text{ с}^{-1}$.

Розрахунок здійснюється в наступній послідовності.

1. Вибір конструктивної схеми машини.

Віброустановку komponуємо із блоків з установкою обмежників коливань між формою й блоками за схемою(див. рис.4.6,а). Орієнтовно приймаємо розміри

блоку в плані $(1 \times 1,8)$ м, а відстань між блоками l м. Тоді число блоків буде рівним 3. Установлюючи по дві опори на кожен кут блоку, отримаємо, що кожен блок опирається на вісім опор.

2. Установлення умов, що забезпечують резонансний режим коливань.

Для забезпечення стійкості резонансного режиму коливань параметри q й ξ вибираються із співвідношення:

$$q = 1,3; \quad \xi = 1,3.$$

Коефіцієнти підсилення параметрів k_x швидкості k_y , і прискорення k_a коливань вибираються із таблиці 4.2 відповідно до чисельних значень q й ξ . Стосовно до $q = 1,3; \quad \xi = 1,3$:

$$k_x = 2,36; \quad k_y = 1,09; \quad k_a = 5,86.$$

3. Визначення коливних мас системи.

Маса бетонної суміші $m_o = \rho V = 2,4 \cdot 10^3 \cdot 5 = 12 \cdot 10^3$ кг. Приведена маса бетонної суміші

$$m'_o = (0,6 \dots 0,8) = 0,6 \cdot 12 \cdot 10^3 = 7,2 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

Маса форми $m_\phi \approx m'_o = 7 \cdot 10^3$ кг.

Маса коливних частин вібромайданчика

$$m_b = (0,3 \dots 0,6) (m_\phi + m'_o) = 0,35(7,2 \cdot 10^3 + 7 \cdot 10^3) = 4,97 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

Таким чином, що коливаються маси системи

$$m_1 \approx m_B = 5 \cdot 10^3 \text{ кг};$$

$$m_2 \approx (m_\phi + m'_B) = 1,42 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

Приведена маса системи

$$m_{np} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 14,2 \cdot 10^3}{(5,0 + 14,2) 10^3} = 3,7 \cdot 10^3 \text{ кг}$$

4. Визначення змушуючої сили і сумарного статичного моменту дебалансів.

Змушуюча сила визначається із співвідношення при значенні $q = 1,3$:

$$F_0 = \frac{(m_1 + m_2)g}{q} = \frac{(5 + 14,2)10^3 \cdot 9,8}{1,3} = 14,8 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Таблиця 4.2. Параметри розрахунку ударно-вібраційних майданчиків

ξ	q	τ	k_x	k_y	k_a
1,3	0,9	2,42	2,1	0,65	4,66
1,3	1,3	2,42	2,36	1,09	5,86
1,5	0,9	2,09	1,73	0,94	4,19
1,5	1,3	2,09	1,93	1,36	4,99
1,6	0,9	1,96	1,63	1,06	4,1
1,6	1,3	1,96	1,85	1,53	4,9

Значення змушуючої сили може бути отримане також за залежністю

$$F_0 = \frac{X_0 \omega^2}{k_x} (m_1 + m_2) = \frac{0,75 \cdot 10^{-3} \cdot 157^2 (5 + 14,2) 10^3}{2,36} = 15,0 / 10 \text{ Н}.$$

Чисельна рівність сил, отриманих за різними залежностями, свідчить про реальну можливість забезпечення резонансного режиму коливань за визначеними параметрами системи. Сумарний статичний момент маси дебалансів

$$m_0 r_0 = \frac{F_0}{\omega^2} = \frac{15 \cdot 10^4}{157^2} = 6,68 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

5. Визначення коефіцієнтів пружності й основних параметрів обмежників коливань й опор віброустановки.

Коефіцієнт пружності обмежників коливань знаходиться із співвідношення

$$c = \xi^2 m_{np} \omega^2 = 1,3^2 \cdot 3,7 \cdot 10^3 \cdot 157^2 = 1,54 \cdot 10^8 \text{ Н/м}.$$

Визначення основних параметрів обмежника виконується в наступній послідовності.

Визначається максимальний стиск обмежника

$$\delta = 2X_0(1 - \text{ctg} \frac{\pi}{2}) = 2 \cdot 0,75 \cdot 10^{-3} (1 - \text{ctg}^2 \frac{\pi}{2}) = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де $\tau = \frac{\pi}{\xi}$ – час удару.

Висота обмежника:

$$h_{\text{огр}} = 15 + 5 \cdot 10^{-3} = 15,5 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-3} = 2,75 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Установлюється площа обмежника за числового значення динамічний модуля пружності гуми E_D : $E_D = 6,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$:

$$S_{огр} = \frac{ch_{огр}}{E_D} = \frac{1,54 \cdot 10^8 \cdot 2,75 \cdot 10^{-2}}{6,5 \cdot 10^6} = 0,652 \text{ м}^2$$

Розділивши отриману площу на три (оскільки конструкція установки складається із трьох блоків), отримаємо, що площа обмежника, що приходить на один блок:

$$S_1 = \frac{S_{огр}}{3} = \frac{0,867}{3} = 0,217 \text{ м}^2.$$

На кожному блоці можна встановити по два обмежника. Тоді площа перерізу одного обмежника

$$S_{np} = \frac{S_1}{2} = \frac{0,217}{2} = 0,109 \text{ м}^2.$$

Таким чином, на кожному віброблоку можна закріпити по два обмежника із розмірами в плані $0,33 \times 0,33 \text{ м}$ й висотою $h = 2,75 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

Коефіцієнт пружності опор віброустановки, що проектується із гуми, знаходиться із умови віброізоляції:

$$c_0 = \omega_0^2 m_c = 22,4^2 \cdot 19,2 \cdot 10^3 = 9,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Навантаження на одну опору

$$F'_{огр} = \frac{(m_1 + m_2)D}{n} = \frac{(5 + 14,2)10^3 \cdot 9,81}{81} = 7,85 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Тоді площа опори при $\sigma_D = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, де σ_D — допустиме напруження на стиск,

$$S = \frac{F'_{огр}}{[\sigma]_D} = \frac{7,85 \cdot 10^3}{4,5 \cdot 10^5} = 1,74 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Знаходиться висота опор при $E_D = 3,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$:

$$h = \frac{E_D S}{c'_0} = \frac{3,5 \cdot 10^6 \cdot 1,74 \cdot 10^{-2}}{0,4 \cdot 10^6} = 15,2 \cdot 10^{-2} \text{ м},$$

де c_0 — коефіцієнт пружності однієї опори $c'_0 = \frac{c_0}{24} = \frac{9,6 \cdot 10^6}{24} = 0,4 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$.

6. Визначення потужності.

Потужність на втрати в обмежнику

$$P_{озр} = \frac{\psi}{4\pi} c \delta^2 \omega = \frac{0,6}{3,14 \cdot 4} 2,05 \cdot 10^8 (1,5 \cdot 10^{-3})^2 = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Потужність на коливання

$$P_{\sigma} = \frac{0,79 \cdot X_{cp} \cdot a_n (1 + \kappa_a)}{T \kappa_a} m_{\sigma} = \frac{0,79 \cdot 0,75 \cdot 10^{-3} \cdot 50 (1 + 3) \cdot 157 \cdot 7,2 \cdot 10^3}{6 \cdot 3,14} 7,11 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Потужність на тертя

$$P_T = F_0 \mu \frac{d_y \omega}{2} = 15 \cdot 10^4 \cdot 0,01 \cdot \frac{60}{2} \cdot 10^3 \cdot 157 = 7,06 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Потужність приводу

$$P = \frac{P_{озр} + P_{\sigma} + P_{TP}}{\eta} = \frac{(3,5 + 7,11 + 7,06) 10^3}{0,95} = 18,6 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

4.4. Висновки по розділу

- 1 Приведені основні положення вибору режимів та параметрів вібраційної установки.
- 2 Розроблені алгоритми вибору та методики розрахунків параметрів віброустановок з гармонійними та віброударними резонансними вібраційними установками.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Стадії процесу ущільнення сумішей складаються у переукладенні складових суміші (перехід із хаотичного до стійкого укладання складових), їх ущільнення (компактна компоновка складових суміші) та компресійне до ущільнення (вилучення повітря).
2. Здійснений аналіз засвідчує суттєву відмінність підходів та методів визначення існуючих режимів та параметрів для ущільнення бетонних сумішей. Так, в якості критеріїв пропонувалися добуток амплітуди переміщення на кутову частоту коливань (амплітуда швидкості), квадрат кутової частоти (амплітуда прискорення), куб кутовий частоти (амплітуда «різкості»). Наприклад, в якості критерію рівноцінності дії вібрації на бетонну суміш запропоновано добуток квадрата амплітуди коливань на куб кутової частоти.

3. Наявність великої низки різних підходів до визначення параметрів робочого процесу підтверджується і різними значеннями критеріїв ефективності, для представлених вібромайданчиків та віброустановок для ущільнення бетонної суміші при виробництві бетонних виробів.
4. Аналіз існуючих режимів та методів визначення параметрів ущільнення бетонних сумішей засвідчив, що різні їх значення обумовлені відсутністю загальноприйнятої моделі та відмінністю методів визначення.
5. Обґрунтована розрахункова модель віброустановки із урахуванням взаємодії із бетонною сумішшю, яка в рівняннях руху представлена у вигляді хвильових коефіцієнтів, що дозволило спростити рівняння, що разом з тим адекватно відображають реальний робочий процес.
6. Встановлені закономірності руху динамічної системи «резонансна вібраційна установка – бетонна суміш», що відкрило можливість створити передумови для розробки методів розрахунку основних параметрів. Для визначення пружних та дисипативних сил, що діють з боку суміші на робочий орган при вертикально направлених коливаннях.
7. Результати досліджень засвідчують наявність різних за формою та числовими значеннями амплітуд коливань по площі вібраційної установки з багато режимним спектром коливань. Новий результат полягає в тому, що складна форма коливань, як ефективний метод прискореного ущільнення бетонних сумішей, реалізується розташуванням дебалансів під певним кутом на кожному окремо взятому вібраційному блоку. Внаслідок цього очікується зменшення енерговитрат на 30 %, а процес формування бетонного виробу зменшується на 20 %.
8. Наявність різних форм поліфазного спектру підтверджується формами коливань (рис.2.12, б, в, г) та розподілом амплітуд коливань поверхні форми по довжині конструкції за один період коливань (рис.2.13, точки 1–17). Використання таких ефектів визначається габаритними розмірами виробу у плані та його висотою, що впливає не тільки на фазове розвертання дебалансів по центральній осі віброустановки, а і за величиною статичного моменту дебалансів.

9. Досліджено вплив характеристик віброустановки та бетонної суміші на здатність забезпечення біля резонансного режиму та допустимих меж стійкості в такому режимі.
10. Здійснено проведення комп'ютерного експерименту для оцінки багаторежимного процесу, реалізованого на віброустановці зі зміною фазових кутів.
11. Для визначення пружно – інерційних та дисипативних параметрів віброустановки бетонної суміші використано фазовий метод в режимі сталих та згасаючих коливань. В рамках виконаних досліджень коефіцієнт поглинання енергії змінюється в межах 0,04-0,20, залежить від амплітуди відносної деформації, складу бетонної суміші і за характером зміни не залежить від частоти коливань.
12. Порівняння експериментальних та теоретичних значень за параметрами процесу коливань засвідчують, що їх розбіжність знаходиться в межах 11...15% в резонансній зоні роботи віброустановки.
13. Приведені основні положення вибору режимів та параметрів вібраційної установки та розроблені алгоритми вибору та методики розрахунків параметрів віброустановок з гармонійними та віброударними резонансними вібраційними установками.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. I.Nazarenko, L.Pelevin, O.Kostenyuk, O.Dedov, A.Fomin, M.Ruchynskyi, A.Sviderskyi, Y.Mishchuk, **V. Slipetskyi**. Applied problems of motion of mechanical systems under action of power loads Tallin: Scientific route, 2019. – 77 p.
2. Ivan Nazarenko, Anatoly Svidersky, Alexandr Kostenyuk, Oleg Dedov, Nikolai Kyzminec, **Volodymyr Slipetskyi**. Determination of the workflow of energy-saving vibration unit with polyphase spectrum of vibrations. EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol 1, No 7 (103). P. 43–49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.0.184632>
3. Ivan Nazarenko, Oleg Dedov, Iryna Bernyk, Ivan Rogovskii, Andrii Bondarenk, Andrii Zapryvoda, **Volodymyr Slipetskyi**, Liudmyla Titova. Determining the regions of stability in the motion regimes and parameters of vibratory machines for different technological purposes. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol 6, No 7 (108). P. 71–79. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217747>
4. I. Nazarenko, O. Dedov, A. Bondarenko, A. Zapryvoda, M. Kyzminec, M. Nazarenko, M. Ruchynskyi, A. Svidersky, **V. Slipetsky**. Study of technical systems of materials compaction process. P. 77–93. <https://doi.org/10.15587/978-617-7319-49-7.ch5>
5. Ivan Nazarenko, **Volodymyr Slipetskyi**. Development of the organizational principles of formation of the optimal diagram and parameters of vibration system / Technology audit and production reserves. 2019, Vol 5/1 (49). P. 29-31 <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2019.183874>
6. Ivan Nazarenko, **Volodymyr Slipetskyi**. Analysis and synthesis of creation of vibration machines with an estimation of their efficiency and reliability / Technology audit and production reserves 6 (1 (50)). 2019, Vol 6/1 (50). P. 29-31
7. Назаренко І.І., Дедов О.П., Ручинський М.М., Свідерський А.Т., **Сліпецький В.В.** Ефективність використання різних типів збудників коливань в машинах технологічного призначення. Тези доповіді, І-ої

- Міжнародної науково-технічної конференції “Перспективи розвитку машинобудування та транспорту”. – Вінниця: ТД Едельвейс і К, 2019. С. 256-259
8. Назаренко І.І, Дєдов О.П., Ручинський М.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.
 9. Назаренко І.І, **Сліпецький В.В.** , Слюсар В.С Обґрунтування створення системи управління зміною параметрів вібраційної установки в процесі ущільнення бетонної суміші VII міжнародна науково-практична конференція «Управління розвитком технологій».–К. : КНУБА, 2020. С.107-108.
 10. Русан І.В., **Сліпецький В.В.** Дослідження режимів та параметрів резонансної вібраційної машини для виробництва плоских плит. XXVI міжнародна науково-технічна конференція “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”. – К.: КПІ, 2021. С.276-278
 11. Артоболевский И. И., Бобровницкий Ю. И., Генкин М.Д., Введения в акустическую динамику машин. М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы. 1979. 296 с.
 12. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Физматлит, 1994. 400 с.
 13. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы. 1971. 896с.
 14. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М.: Наука, 1974. 408с.
 15. Боголюбов Н.Н. Основы математического моделирования. М.: Наука, 2003. 137с.
 16. Брауде Ф.Г. Сравнительное исследование процесса уплотнения бетонных смесей на вибрационных, вибрационно-ударных и ударных вибростолах // Вопросы проектирования и расчета машин для формования

- железобетонных изделий: труды ВНИИГСа, Вып.20.– М.:ЦБТИ Минстрой РСФСР, 1962.– С. 25-62.
- 17.Бауман В. А., Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М.: Высшая шк., 1977. – 255 с.
- 18.Бернс В.А. Погрешности определения характеристик собственных тонов при близких собственных частотах. Контроль. Диагностика. 2011. № 3 153. С. 12–17.
- 19.Бутенин Н.В., Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Введение в теорию нелинейных колебаний. М.: Наука. 1987. 384с
- 20.Биркгоф Дж. Д. Динамические системы. Ижевск.: «Удмуртский университет».1999. 408с.
- 21.Быховский, И.И. Основы теории вибрационной техники – М.: Машиностроение, 1969. – 363 с.
- 22.Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред.совет: В.Н.Челомей пред. – М.: Машиностроение, 1980. – Т.3.Колебания машин, конструкций и их элементов./Под ред. Ф.М.Диментберга и К.С.Колесникова. 1980. – 544 с.
- 23.Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В.Н.Челомей пред. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.4. Вибрационные процессы и машины./ Под ред. Э.Э.Лавендела. 1981. – 509 с.
- 24.Гусев Б.В. и др. Ударно – вибрационная технология уплотнения бетонных смесей .- М.: Стройиздат, 1982.-152с.
- 25.Гурський, В.М., Кузьо, І.В., Медвідь, А.І.: Оптимізація довгомірних конструкцій за статичною міцністю та частотними характеристиками. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 51. 2017. С.33–40.
- 26.Гончаревич И.Ф. , К.В.Фролов. Теория вибрационной техники и технологии ,– М.: Наука, 1981. – 318 с.
- 27.Гончаревич И.Ф., Сергеев П.А. Вибрационные машины в строительстве. М.: Машиностроение,1963. 311с.

28. Голубева А.И., Кондаков Н.А. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник Голубева А.И., Кондаков Н.А. М.: Машиностроение, 1986. 464с.
29. Готра З.Ю., Чайковский О.И Датчики. Справочник. Львів.: Каменяр, 1995. 312с.
30. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания: перевод с англ. Ден-Гартог Дж. П. М.: Госстройиздат физ-мат. лит. 1960. 580 с.
31. Десов А.Е. Вибрационные площадки. Конструкции и методы расчета. М.: Госстройиздат. 1953. 72 с.
32. Десов А.Е., Шмигальский В.Н Экспериментальные данные о распространении колебаний различных частот в бетонных смесях при станковом вибрировании. Труды НИИЖБ. М.: Стройиздат, 1961. Вып. 19. С.
33. Исакович М.А. Общая акустика. М.: Наука, 1973. 495 с
34. Ланець О.С. Високоєфективні між резонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом. Львів.: Львівська політехніка. 2008. 324с.
35. Ланець О.С. Експериментальне підтвердження положень теорії синфазних коливань у тримасових механічних системах з електромагнітним приводом . Вібрації в техніці та технологіях. 2006. №1.43. С. 64–68.
36. Ланець О.С. Конструкція та динаміка роботи високочастотного електромагнітного двотактного вібраційного майданчика для ущільнення бетонних сумішей .О.С. Ланець, І.В. Кузьо . Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво). Полтава.: ПолтНТУ. Вип. 3 25. Т.1, 2009. С. 126–130.
37. Ланець О.С. Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом. Вібрації в техніці та технологіях. 2005. № 2 40. С. 46–54.
38. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. К.: УМКВО, 1990. 168с.
39. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И. Б., Крат В. А. Машины вибрационного и виброударного действия. К.: Техника, 1982. 208с.

40. 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.
41. Маслов А.Г., Пономарев В.М. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве. К.: Будівельник. 1985. 128с.
42. Надутый, В.П., Сухарев, В.В., Белюшин, Д.В.: Исследование напряженного состояния рабочего органа вибрационной машины с защитным слоем при ударных нагрузках. Вібрації в техніці та технологіях. 4, 2012. С. 71–74.
43. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. Назаренко І. І. – 2-ге вид. К.: Вид. дім "Слово", 2010. 440с.
44. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії. Навчальний посібник. К.: КНУБА, 2007. 230с.
45. Ivan Nazarenko, Viktor Gaidaichuk, Oleg Dedov, Oleksandr Diachenko. Investigation of vibration machine movement with a multimode oscillation spectrum. *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol 6, No 1 (90). P. 28–36. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.118731>
46. Determination of the optimal parameters of a tubular belt conveyor depending on such an economical. Nazarenko, I., Gavryukov, O., Klyon, A., Ruchynsky, N. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018, 3(1-93), стр. 34–42 <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85050237783&origin=resultslist>
47. Ivan Nazarenko, Viktor Gaidaichuk, Oleg Dedov, Oleksandr Diachenko. Determination of stresses and strains in the shaping structure under spatial load. *EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol 6, No 7 (96). P. 13–48. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.147195>
48. The basic parameters of vibration settings for sealing horizontal surfaces Nazarenko, I., Ruchynskyi, M., Delembovskyi, M. *International Journal of Engineering and Technology (UAE)*, 2018, 7(3), стр. 255–259

<https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85082347333&origin=resultslist>

49. Назаренко І. І., Гарнець В. М., Свідерський А. Т., Пентюк Б. М. Системний аналіз технічних об'єктів: навчальний посібник – К.: КНУБА, 2009. – 164 с. 51. Назаренко, І.І., Свідерський, А.Т., Делембовський, М.М. (2013). Дослідження надійності карданних валів вібромашин будівельної індустрії. *Вібрації в техніці та технологіях. ВНАУ*. (3 (71)), 72–77.
50. Development of energy-efficient vibration machines for the buiding-and-contruction industry | Opracowanie energooszczednych maszyn wiibracyjnych dla branzy budowlanej oraz konstrukcyjnej Nazarenko, I.I., Ruchynskyi, M.M., Sviderskyi, A.T., ...Kalizhanova, A., Kozbakova, A. Przegląd Elektrotechniczny, 2019, 95(4), стр. 53–59 <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85065762282&origin=resultslist>
51. Назаренко, І., Свідерський, А. Т., Делембовський, М. М. (2015). Исследование надежности вибромашин строительной индустрии. *Механизация строительства*, (3), 44-49.
52. Ivan NAZARENKO. Collective Monograph: “Mehatronics” Vol. II // Leonid K. POLISHCHUK, Waldamar Wojcik. London: Taylor & Francis Group, CRC Press, Balkema book, 2020 – 420 P.
53. Ivan NAZARENKO, Oleg DEDOV, Mykola RUCHYNSKYI, Anatoly SVIDERSKYI, Oleksandr DIACHENKO EXPERIMENTAL RESEARCH OF FORMING MACHINE WITH A SPATIAL CHARACTER OF MOTION // «Mehatronics» Vol. II. London: Taylor & Francis Group, CRC Press, Balkema book, 2020 – 7 pages
54. Nazarenko, I., Mishchuk, D., Ruchynskyi, M., Rogovskii, I., Mikhailova, L., Titova, L., Berezovyi, M., Shatrov, R. Determiantion of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4(7(112), 41–49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>

55. Cassette installation with active working body in the separating partition
Nesterenko, M., Nazarenko, I., Molchanov, P. International Journal of Engineering and Technology(UAE), 2018, 7(3), стр. 265–268
<https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85082369864&origin=resultslist>
56. Nesterenko, M. (2015). Prohresyvnyi rozvytok vibratsiynykh ustanovok z prostorovymy kolyvanniamy dlia formuvannia zalizobetonnykh vyrobiv. Zbirnyk naukovykh prats. Ser.: Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo. Issue 2 (44), 16–23.
57. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури. Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво) за матеріалами Міжнародної науково-технічної конференції «Вібрації в техніці та технологіях» присвяченої 75-річчю Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (Полтава, 3 – 7 жовтня 2005 р.). Полтава.: ПолтНТУ. 2005. Вип. 16. С. 177–181.
58. Нестеренко М. П., Нестеренко М. М., Склярєнко Т.О. Закономірності просторового руху робочого органа вібраційної установки з двома дебалансними віброзбудниками. Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво). Полтава.: ПолтНТУ. 2005. Вип. 16. С 182–191.
59. Нестеренко М.П., Педь Д.С. Математичне моделювання вібраційних машин для формування залізобетонних виробів з урахуванням впливу бетонної суміші на робочий орган. Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського №1 54. частина 1. 2009. С 78–80.
60. Нестеренко М. П. Прогресивний розвиток вібраційних установок з просторовими коливаннями для формування залізобетонних виробів. Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). Полтава.: ПолтНТУ. 2015. Вип. 44. С. 177–181.

- 61.Нестеренко М.М., Нестеренко Т.М., Складенко Т.О. Теоретичні дослідження напружень в шарі легкобетонної суміші, що ущільнюється на ударно-вібраційній установці. Збірник наукових праць I Міжнародної азербайджансько-української конференції «Building Innovations – 2018», 24 – 25 травня 2018 року. – Баку: ПолтНТУ, 2018. – С. 168 – 170.
- 62.Нестеренко М.М. Визначення основних характеристик коливань рухомої рами на пружних прокладках. Збірник статей і тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів» (м. Кіровоград, 3 – 5 жовтня 2013 р). – Кіровоград: КНТУ, 2013. – С. 67 – 71.
- 63.Нестеренко М.М. Дослідження пружних властивостей гумових прокладок ударно-струшувальної установки при різних питомих тисках. Техніка будівництва: Науково-технічний журнал. – № 25. – К.: Академія будівництва України – КНУБА, 2010. – С. 24 – 28.
- 64.Овчинников П.Ф., Бабий В.С. Уплотнение строительных смесей на переменных во времени параметрах вибрации и удара. Кишинев: Штинца. 1976. 133с.
- 65.Овчинников П.Ф., Виброреология. Киев.: Наукова думка, 1983. 272с.
- 66.Овчинников П.Ф., Кузьмин Е.Д. О механизме виброуплотнения строительство смесей. Структура, прочность и деформации бетонов. М.:Стройиздат, 1966. С. 139–152.
- 67.Овчинников П.Ф. О резонансном режиме работы вибрационных машин. Изв.вузов. Строительство и архитектура, 1968. №10.С. 171–177.
- 68.Олехнович К.А., Дейнеко К.С. Выбор конструктивной схемы виброплощадки с многокомпонентным характером колебаний. Известия вузов: Строительство и архитектура, 1981. № 12. С. 113–116.
- 69.Олехнович К.А.,Виноградов Ю.И., Нестеренко Н.П Потребительские качества современных виброшлюждок. Строительные и дорожные машины. 1991. №8. С. 14–16.

- 70.Олехнович К.А., Бахмудов К.А, Изготовление крупноразмерных железобетонных изделий . Транспортное строительство, 1991. №11. С. 41-42.
- 71.Олехнович К.А. Виброударные установки большой грузоподъемности для полигонов сборного железобетона. Вибрационная техника. М.:НИИИНФСтройдоркоммунмаш, 1966. С. 79–83.
- 72.Олехнович К.А. Виброплощадка на упругих прокладках. Механизация строительства, 1956. №5 С. 15–20.
- 73.Олехнович К.А. Выбор технологических режимов уплотнения бетонных смесей на виброплощадках. Бетон и железобетон,1976. С. 10–13.
- 74.Олехнович К.А. Конструктивные и технологические предпосылки создания малощумных виброплощадок для предприятий сельстроиндустрии. Бетон и железобетон. 1975 №7. С. 23–25.
- 75.Олехнович К.А., Зазимко В.Г. Основные тенденции развития станкового уплотнения бетонных смесей. Новое в технологии сборного железобетона. – МДНТП им. Ф. Э. Дзержинського.М.: 1985. С. 90–96.
- 76.Олехнович К.А. Опыт применения малощумных виброплощадок большой грузоподъемности. Бетон и железобетон. 1977. №5. С. 32–34.
- 77.Орисенко О.В.,
- 78.Орисенко О.В.,
- 79.Обморошев А.Н. Введение в теорию колебаний . Москва: Физматгиз, 1965. 276с.
- 80.Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний и удара. – М.: Машиностроение, 3-е изд. М., 1976.– 320 с.
- 81.Пейн Г. Физика колебаний и воли. М.: Мир,1979. 392с.
- 82.Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов: Справочник. К.: Наук. думка, 1971. 375 с.
- 83.Потураев В.Н., Дырда В.И., Круш И.И. Прикладная механика резины.К.: Наукова думка, 1975. 216 с.

- 84.Потураев, В.Н., Франчук, В.П., Надутый, В.П. Вибрационная техника и технология в энергоемких производствах: монография. Днепропетровск 2002.
- 85.Потураев, В.Н., Хажинский, Ю.Н. Элементы конструкций вибрационных транспортно-технологических машин. К.: Наукова думка, 1984.
- 86.Петров А.А. Теория и проектирование вибрационных машин импульсного и резонансного действия . Хмельницький: Технологический ун-т Подолія, 2002. 182с.
- 87.Пестриков В.М.,Маслобоев А.Н. Delphi на примерах. Санкт-Петербург: 2005. 496с.
88. Попов Г.Н., Разумов С.В. Расчетная модель грунтоуплотняющих машин ударного действия. Изв. Вузов: Строительство и архитектура №8. 1986. С. 103–107.
- 89.Прокопович М.П. Колебания и волны: Учеб. пособие: В 2-х ч. – Ч. 1. Хабаровск.: Изд-во ДВГУПС, 2002. 79 с.
- 90.Рагульскис К. Колебательные системы с динамически направленным вибровозбудителем. Л.: Машиностроение, 1987. 132 с.
- 91.Рабинович М.И. Трубецков Д. И. Введение в теорию колебаний и волн. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Наука. 1992. 456с.
- 92.Ребю П. Вибрирование бетона. 1969. 256с
- 93.Руденко И.,Ф. Упругие и неупругие силы сопротивления бетонной смеси колебаниям. Технология формирования железобетонных изделий. – М.:Стройиздат, 1970. С. 19–32.
- 94.Руденко И.,Ф. Формование изделий поверхностными виброустройствами. М.:Стройиздат, 1972. 104с.
- 95.Руденко И.,Ф. О реологических характеристиках бетонных смесей, применяемых в расчетах процессов виброформования. Реология бетонных смесей и ее технологические задачи . Рига.: 1979. С. 191–196.
96. Савинов О.А.,Лавринович Е.В. Вибрационная техника уплотнения и формирования бетонных смесей.- Л.: Стройиздат, 1986,- 280с.

97. Сердюк Л.І. Теорія розмірностей, теорія подібності та математичне моделювання: посібник для студентів та аспірантів. Полтава.: ПолтНТУ. 2005. 154с.
98. Сівко В.Й. Основы механики вибрируемой смеси. К.: Вища шк.1987. 168с.
99. Снитко Н.К. Статическое и динамическое давление грунтов и расчет подпорных стенок . М.: Госстройиздат, 1963. 226с.
100. Сорокин Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем. М.: Стройиздат, 1960. – 130 с
101. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. М.: Машиностроение, 1981. 184с.
102. Тимошенко С.П. Янг Д.У., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: 1979. 444с.
103. Франчук, В.П. Принципы приведения технологической нагрузки к системе с дискретными параметрами. Вібрації в техніці та технологіях. 4. 2011. С. 5–11.
104. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов.Л.: Машиностроение.1973. 176с.
105. Хархута Н.Я., Васильев Ю.М. Устойчивость и уплотнение грунтов дорожных насыпей. М.: Автотрансиздат, 1964.216с.
106. Холодов А.М. Основы динамики землеройно-транспортных машин. М.: Машиностроение,1968. 155 с.
107. Холодов А.М., Маслов А. Г. Исследование процесса уплотнения асфальтобетонных смесей вибрационным методом. Горные, строительные и дорожные машины. Киев.: Техника, 1973 Вып. 16. С. 114–123.
108. Шмигальский В. Н. Виброуплотнение бетонных смесей. В кн.: Технологическая механика бетона. Рига. РПИ. 1985. С. 115–127.
109. Шмигальский В.Н. Проблемы интенсификации и повышения качества виброуплотнения бетонных смесей: автореф. дис. д-ра. техн. наук: спец. 05.23.05. «Строительные материалы и изделия» Новосибирск. 1968. 31 с.
110. Шмигальский В.Н. Об оценке интенсивности вибрации при уплотнении бетонных смесей. Строительство. 1958. №2. С. 165–1727.

111. Шмигальский В.Н. Критерии равноценности вибраций различных частот. Технология и свойства тяжелых бетонов. М.: Госстройиздат.1959. Вып. 11. С. 189–209.
112. Шмигальский В.Н. Формование изделий на виброплощадках. М.: Стройиздат, 1968.102с.
113. Шмигальский В.Н., Горештейн И.В., Шигорин П.И. О виброударных режимах уплотнения бетонных смесей. Известия вузов.
114. Яковенко В.Б. Элементы прикладной теории вибрационных систем. К.: Наук. думка, 1992. 218с.

ДОДАТКИ

Затверджую
директор заводу



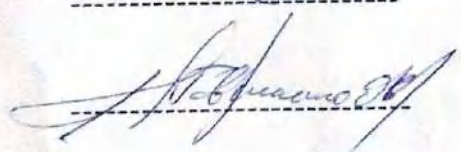
АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
Сліпецького Володимира Володимировича «Вдосконалення режимів та
параметрів резонансної віброустановки для ущільнення сумішей»

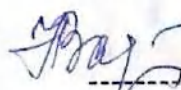
В результаті виконання теоретичних та експериментальних досліджень на кафедрі «Машин і обладнання технологічних процесів» Київського національного університету будівництва і архітектури Сліпецьким В.В. (науковий керівник: д.т.н., проф. Назаренко І.І.) розроблена методика розрахунку параметрів вібраційних машин та запропоновані рекомендації вибору параметрів і режимів ефективного ущільнення бетонних сумішей. Впровадження рекомендацій дає можливість підвищити ефективність процесу ущільнення бетонних сумішей при формуванні плоских плит у заводських умовах.

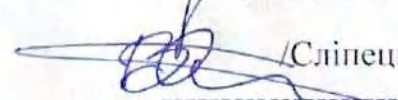
Представники заводу:





Представники КНУБА:

 /Назаренко І.І./

 /Сліпецький В.В./

Додаток 2. Вдосконалення параметрів віброустановок та методика їх розрахунку: методичні рекомендації для виконання практичних робіт

(для магістрів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

**КАФЕДРА МАШИН І ОБЛАДНАННЯ
ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ**

СЛІПЕЦЬКИЙ ВОЛОДИМИР ВОЛОДИМИРОВИЧ

**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ:
ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ
ВІБРОУСТАНОВОК ТА МЕТОДИКА ЇХ РОЗРАХУНКУ**

Київ – 2022

УДК 621.878 (075.8)
Н191

*Затверджено на засіданні кафедри МОТП, протокол
№ 15 від «31» травня 2022 року*

Рецензент: А.Т. Свідерський, канд. техн. наук, професор

Відповідальний за випуск: І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор

Укладач: В.В. Сліпецький, аспірант

Вдосконалення параметрів віброустановок та методика їх розрахунку: методичні рекомендації для виконання практичних робіт / уклад.: В.В.Сліпецький . Київ:, КНУБА, 2022. 26 с.

Приведено теоретичне обґрунтування та методика розрахунку на основі власних досліджень резонансної віброустановки та приклади розрахунку параметрів, опор віброустановки та методика синхронізації вібраторів.

Призначено для магістрів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» для практичного використання при підготовці і виконанні практичних робіт з дисципліни «Синтез машин і обладнання будівельної індустрії».

Може бути корисним для фахівців підприємств будівельної індустрії при визначенні раціональних параметрів, методик розрахунку параметрів віброустановок для ущільнення бетонних сумішей при виробництві бетонних та залізобетонних виробів.

ЗМІСТ	С
ВСТУП.....	4
1.ТЕОРЕТИЧНІ ОСОБЛИВОСТІ РУХУ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН.....	5
2. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ РЕЗОНАНСНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ.....	10
3. ВИБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ.....	12
4.ДОДАТКИ.....	14
4.1 Приклади розрахунку параметрів вібраційної машини.....	14
4.2 Розрахунки опор вібраційної машини.....	21
4.3 Методика синхронізації вібраторів.....	23
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	26

ВСТУП

Вібраційні машини і процеси широко застосовуються у всіх галузях народного господарства. Особливо велике значення отримали вібраційні процеси в будівельній індустрії при виконанні таких операцій як подрібнення і сортування матеріалів, їхнє транспортування і перемішування. А ущільнення будівельних сумішей, виробництво бетонних і залізобетонних виробів неможливо навіть уявити без застосування вібрації. Знання законів вібраційної дії також є важливим при вирішенні задач віброізоляції установок, машин, верстатів. Теорія вібраційних машин і процесів базується на загальних законах динаміки, теорії механічних коливань, механіки суцільних середовищ.

Ефективність застосування вібрації значною мірою визначається коректним врахуванням тих параметрів і характеристик, які суттєво впливають на рух тієї чи іншої вібраційної машини, відповідністю дійсних параметрів робочого процесу розрахунковим. Прагнення використати ефективний резонансний режим спонукало інженерів і вчених до створення двомісних вібраційних машин.

В рекомендаціях на основі власних досліджень наведено результати динаміки та розрахунок основних параметрів робочого процесу двомісної резонансної вібраційної машини для ущільнення бетонної суміші. В додатках наведено приклад розрахунку основних параметрів, розрахунки опор, які забезпечують віброізоляцію машини від фундаменту, методика синхронізації вібраторів, закріплених на рамі машини.

1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСОБЛИВОСТІ РУХУ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН

Прагнення використати ефективний резонансний режим спонукало інженерів і вчених до створення двомасових вібраційних машин (рис. 1.1). Жорсткість опорних пружин c_0 розраховують, виходячи з умов віброізоляції від фундаменту, а жорсткість c – із умов роботи машини у резонансному режимі. Переміщення мас визначається координатами x_1 і x_2 . Коливання мас можуть бути синфазними і протифазними. При цьому значення переміщення x_1 , і x_2 можуть бути рівними ($x_1 = x_2$) або різними ($x_1 < x_2$ і $x_1 > x_2$). Напрямок і значення переміщення мас залежать від співвідношення мас, жорсткості пружних зв'язків, частоти коливань, опору і фазових кутів.

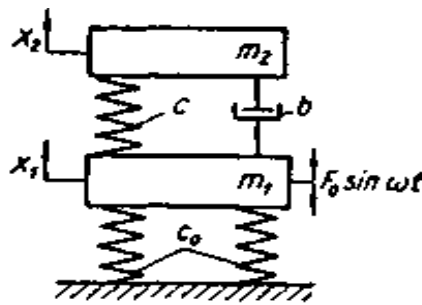


Рис. 1.1. Схем двомісної вібраційної машини з вертикальним розташуванням мас;

У процесі коливань під дією змущувальної сили $F(t)$ в пружинах (рис. 1.1) виникають зусилля $F_1 = c_0 x_1$ і $F_2 = c(x_2 - x_1)$, де c_0, c – коефіцієнти жорсткості пружин; x_1, x_2 – переміщення мас m_1 і m_2 ; $F(t) = F_0 \sin \omega t$ – зовнішня змущувальна сила. При визначенні характеру руху для спрощення силами опору знехтуємо ($\nu \approx 0$). Тоді потенціальна енергія системи:

$$\Pi = \frac{c_0 x_1^2}{2} + \frac{c(x_2 - x_1)^2}{2}.$$

Кінематична енергія системи буде:

$$T = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2}.$$

Ці вирази енергії необхідно підставити в рівняння Лагранжа:

$$\frac{\partial T}{\partial t} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} = F(t), \quad (i = 1, 2). \quad (1.1)$$

Для цього визначимо похідні:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} &= m_1 \dot{x}_1; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1; & \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} &= m_2 \dot{x}_2; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2; \\ \frac{\partial \Pi}{\partial x_1} &= c_0 x_1 - c(x_2 - x_1); & \frac{\partial \Pi}{\partial x_2} &= c(x_2 - x_1). \end{aligned}$$

Відповідно до цього рівняння руху вібраційної машини набуває вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_0 x_1 - c(x_2 - x_1) &= F_0 \sin \omega t; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c(x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (1.2)$$

Розв'язок рівнянь (1.2) одержимо у вигляді

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_{01} \sin \omega t \\ x_2 &= x_{02} \sin \omega t \end{aligned} \right\}, \quad (1.3)$$

де x_{01} , і x_{02} — амплітуди переміщення мас m_1 , m_2 . Рівняння (1.2) означає, що маси коливаються з тією частотою, з якою змінюється змущувальна сила F_0 . Підставивши рівняння (1.3) у (1.2) і розділивши отриманий вираз на $\sin \omega t$, дістанемо рівняння:

$$\begin{aligned} (c + c_0 - m_1 \omega^2) x_{01} - c x_{02} &= F_0; \\ -c x_{01} - (c - m_2 \omega^2) x_{02} &= 0, \end{aligned}$$

які є однорідними лінійними алгебраїчними рівняннями відносно x_{01} і x_{02} .

Із цих рівнянь за правилом Крамера знайдемо x_{01} і x_{02} :

$$x_{01} = \frac{\begin{vmatrix} F_0 & -c \\ 0 & c - m_2 \omega^2 \end{vmatrix}}{\Delta(\omega)}; \quad (1.4)$$

$$x_{02} = \frac{\begin{vmatrix} c + c_0 - m_1 \omega^2 & F_0 \\ -c & 0 \end{vmatrix}}{\Delta(\omega)};$$

$$\Delta\omega = \begin{vmatrix} c + c_0 - m_1 \omega^2 & -c \\ -c & c - m_2 \omega^2 \end{vmatrix}, \quad (1.5)$$

де $\Delta\omega$ є визначник двомасової вібраційної машини.

Розкривши визначник системи після нескладних перетворень, дістанемо формули для обчислення амплітуди коливання мас m_1 і m_2 :

$$x_{01} = \frac{F_0 (c - m_2 \omega^2)}{(c + c_0 - m_1 \omega^2)(c - m_2 \omega^2) - c^2}; \quad (1.6)$$

$$x_{02} = \frac{F_0}{(c + c_0 - m_2 \omega^2)(c - m_2 \omega^2) - c^2}. \quad (1.7)$$

Із аналізу формул можна дійти таких висновків.

5. Рух мас m_1 , і m_2 відсутній ($x_{01} = 0$ і $x_{02} = 0$) для відцентрових вібраторів, коли сила $F_0 = 0$, тобто при $\omega = 0$.

6. За умови, що жорсткість c дорівнює інерційному члену другої маси $m_2\omega^2$, маса m_1 , не коливатиметься: $x_{01} = 0$, тим часом як амплітуда маси m_2 : $x_{02} = \frac{F_0}{c}$

або при $F_0 = m_0 r_0 \omega^2$ і $c = m_2 \omega^2$ $x_{02} = \frac{m_0 r_0}{m_2}$, тобто вся енергія за такого

режиму цілковито переходить на масу m_2 . Режим може бути використаний для передачі енергії від робочого органу (маса m_1 ,) до бетонної суміші (маса m_2).

7. Співвідношення амплітуд коливань $\frac{x_{01}}{x_{02}} = \frac{c - m_2 \omega^2}{c}$ повністю визначається

різницею жорсткості c і інерційного члена другої маси $m_2 \omega^2$, що поділена на жорсткість c . Якщо пружина, що має жорсткість c , не деформується при коливаннях мас $c \gg m_2 \omega^2$, то амплітуди дорівнюють одна одній: $x_{01} = x_{02}$.

8. Амплітуди x_{01} і x_{02} матимуть максимальне значення (резонанс вібромашини) при дорівнюванні нулю знаменника виразів (1.6) і (1.7). Їх однаковий вигляд засвідчує, що маси m_1 і m_2 набувають резонансу одночасно. Наведені висновки наочно можна проілюструвати на амплітудно-частотних характеристиках руху двомісних вібромашин (рис. 1.2).

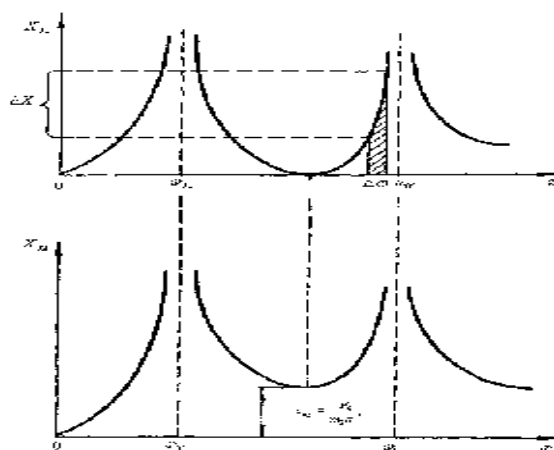


Рис. 1.2. Амплітудно-частотна характеристика двомісної вібромашини

Знайдемо вираз для частоти, коли настає резонанс у двомасовій вібраційній машині. Для цього прирівняємо визначник системи (1.6) до нуля: $\Delta = 0$.

$$\Delta(\omega) = \begin{vmatrix} c - m_1 \omega^2 & -c \\ -c & c - m_2 \omega^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (1.8)$$

Визначник (1.8) у такому вигляді являє собою характеристичне або частотне рівняння, розв'язуючи яке знаходять значення частоти ω .

Беручи до уваги взяті умови, за якою $\omega = \omega_0$ (резонанс), розкриємо визначник (1.8) і, поділивши його на добуток $m_1 m_2$, дістанемо:

$$\omega_0^4 = \left(\frac{c_0 + c}{m_1} + \frac{c}{m_2} \right) \omega_0^2 + \frac{c_0 c}{m_1 m_2} = 0.$$

Це квадратичне рівняння відносно ω_0^2 .

Після простих алгебраїчних перетворень матимемо два вирази для власних частот коливань, за яких настає резонанс:

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{c_0 + c}{m_1} + \frac{c}{m_2} \right)} - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_0 + c}{m_1} + \frac{c}{m_2} \right)^2 - \frac{c_0 c}{m_1 m_2}}; \quad (1.9)$$

$$\omega_{02} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{c_0 + c}{m_1} + \frac{c}{m_2} \right)} + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_0 + c}{m_1} + \frac{c}{m_2} \right)^2 - \frac{c_0 c}{m_1 m_2}}; \quad (1.10)$$

Отже, для системи, що має два ступені вільності, існують дві умови резонансу, при цьому, як свідчить порівняння формули (1.9) і (1.10), $\omega_{01} < \omega_{02}$. Можливо підібрати початкові умови й параметри в такий спосіб, що коливання відбуватимуться або на першій власній частоті ω_{01} , або на другій власній частоті ω_{02} . Коливання вібромашини на меншій частоті ω_{01} називають першою, а на більшій ω_{02} – другою головною формою коливань. Епюри таких головних форм коливань і переміщення мас m_1 і m_2 показані на рис. 1.3. З аналізу переміщення мас випливає, що при першій формі коливань (рис. 1.3,а) переміщення $x_1(t)$ і $x_2(t)$ завжди мають постійне відношення амплітуд x_{01} і x_{02} і збігаються за фазою. При другій формі коливань (рис. 1.3,б) переміщення $x_1(t)$ і $x_2(t)$ мають постійне відношення амплітуд x_{01} і x_{02} , але різниця фаз становить 180° , тобто маси рухаються у протифазі.

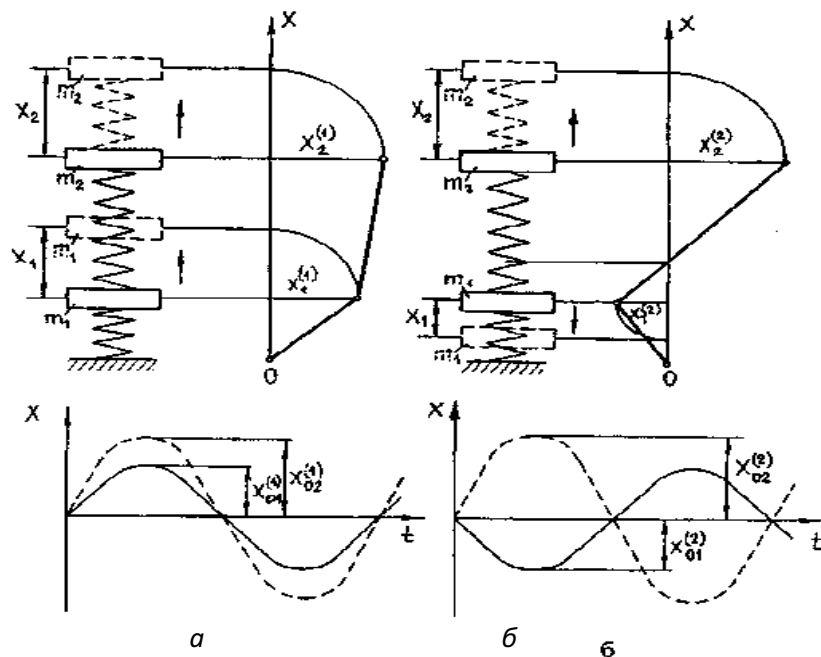


Рис. 1.3. Головні форми і амплітуди коливань двомісної системи:
а – перша форма; б – друга

Виходячи з висновків рівнянь (1.6)–(1.7), а також з аналізу формул (1.9) і (1.10), у графічному вигляді покажемо зміну амплітуд коливань мас m_2 і m_1 залежно від зміни частоти змушувальної сили (рис. 1.3). Як перший, так і другий резонанси настають одночасно. За умови, що $c = m_2 \omega^2$ (другий висновок із формул (1.9) і (1.10), амплітуда коливань маси m_1 дорівнює нулю, а

амплітуда коливань маси m_2 , ніколи не буває нульовою для кінцевих значень змущеної частоти. Такий принцип використовують для зменшення коливань машин і приладів, до яких приєднується допоміжна маса m_2 , за допомогою розрахункової жорсткості c . Щодо вібраційних машин для ущільнення сумішей, то такий режим може бути використаний для ефективної передачі енергії від робочого органу машини (маса m_1) до форми з бетонною сумішшю (маса m_2).

Беручи до уваги, що жорсткість c_0 розраховують, виходячи з умов віброізоляції, і впливом її на динаміку можна знехтувати ($c = 0$), з виразу (1.9) випливає, що $\omega_{01} = 0$, а

$$\omega_{02} = \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} = \sqrt{\frac{c}{m_{np}}}, \quad (1.11)$$

де m_{np} називають зведеною масою системи:

$$m_{np} = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)}. \quad (1.12)$$

Якщо взяти до уваги залежності (1.11)–(1.12), виникає можливість дещо скоротити вирази (1.6)–(1.7) для амплітуд коливань:

$$x_{01} = x'_0 \frac{1}{1 + \nu} \lambda_1, \quad (1.13)$$

$$x_{02} = x'_0 \frac{1}{1 + \nu} \lambda_2, \quad (1.14)$$

де $x'_0 = \frac{F_0}{m_1 \omega^2}$; $\nu = \frac{m_2}{m_1}$; λ_1 і λ_2 – коефіцієнти підсилення амплітуд переміщення мас m_1 і m_2 (коефіцієнти динамічності);

$$\lambda_1 = \frac{1 - \mu(1 + \nu)}{1 - \nu^2}, \quad (1.15)$$

$$\lambda_2 = \frac{1}{1 - \mu^2}.$$

Тут
$$\mu = \frac{\omega}{\omega_0}.$$

Із рівнянь (1.15) випливає, що завдяки роботі вібромашини в режимі, близькому до резонансного, можна досягти значного підсилення коливань. Так, при $\omega = 0,4\omega_0$ маємо, що $\lambda_2 = 5$, тобто для забезпечення заданого значення амплітуди коливань маси форми з бетонною сумішшю m_2 є можливим зменшити змущувальну силу і, як наслідок, потужність двигуна.

2. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ РЕЗОНАНСНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ

Вихідними даними до розрахунку є геометричні розміри виробу: довжина l і переріз $b \times h$, м. При цьому задаються параметри: амплітуда коливань форми з бетонною сумішшю X_6 , мм, і частота ω , c^{-1} , що забезпечують необхідну щільність ρ , $кг/м^3$ бетонної суміші, що ущільнюється.

При розрахунку вибирається й обґрунтовується схема установки, визначаються умови, що забезпечують заданий режим коливань, установлюються коливні маси, визначають статичний момент, який забезпечує змушуючи сила, жорсткість пружних зв'язків й опор, потужність приводу.

1. Визначення умов, які забезпечують заданий режим коливань.

Вібраційна машина повинна працювати в білярезонансному режимі коливань. Його забезпечення залежить від правильного призначення співвідношення змушених і власних частот коливань, визначення жорсткостей і встановлення коливних мас.

Стосовно до прийнятої розрахункової схеми (рис.1.2) будемо вважати, що опори установки мають малу жорсткість. Вони призначені тільки для утримання системи у вихідному положенні, забезпечуючи віброізоляцію установки при її коливаннях. Тоді жорсткість цих опор з умови забезпечення віброізоляції установки

$$\omega / \omega_{01} \geq 7 \dots 10.$$

Пружні зв'язки, що з'єднують коливні маси m_1 й m_2 розраховуються на білярезонансний режим роботи установки. Тоді жорсткість цих зв'язків c буде вибиратися з умови, що співвідношення змушеної й другий (вищої) частоти власних коливань ω_{02} перебувають у межах $\omega / \omega_{02} = 0,85 \dots 0,95$.

Коливні маси системи повинні мати співвідношення $m_2/m_1 = 1 \dots 2$, що є найбільш прийнятним для білярезонансного режиму коливань. Їх чисельні значення визначають у такий спосіб.

Визначається повна маса бетонної суміші ($m_6 = \rho V$), потім приведена маса бетонної суміші: $m'_6 \approx 0,2 m_6$. На основі конструкторських розрахунків або зі співвідношення $m_\phi \approx (0,6 \dots 1) m_6$ призначається маса форми m_ϕ .

Тоді

$$m_2 = m'_6 + m_\phi + m_p + m'_c,$$

де m , m'_c – маса рами й наведена маса пружних зв'язків. Для попередніх розрахунків сумарна маса

$$(m_p + m_c) = (0,08 \dots 0,1) Q,$$

де $Q = m_\phi + m'_6$. Тоді, знаючи значення m_2 , можна знайти й масу m_1 :

$$m_1 = (0,1 \dots 0,125) m_2.$$

Після конструктивних розрахунків числові значення мас уточнюються, і розрахунок при необхідності коректується. Знаючи значення мас m_1 , m_2 використовуючи співвідношення, $\omega / \omega_0 \geq 7 \dots 10$, $\omega / \omega_{02} = 0,85 \dots 0,95$, знаходимо

жорсткість $c_0 = \frac{m_2 \omega^2}{(25 \dots 50)}$ й $c = \omega_{20}^2 m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$.

3. Визначення статичного моменту маси дебалансів і змущуючої сили.

Для визначення статичного моменту маси дебалансів може бути використана залежність (1.14). Застосовуючи цю залежність, перетворимо її до зручного для розрахунку виду:

$$X_{02} = \frac{m_0 r_0}{m_1 + m_2} \mu_2. \quad (1.16)$$

де X_{02} – амплітуда переміщення маси m_2 з урахуванням впливу бетонної суміші.

Коефіцієнт підсилення амплітуди коливань (коефіцієнт динамічності) обозначений μ_2 . При цьому $X'_0 = F_0 / (m_1 \omega^2)$.

Тепер можна записати залежність (1.16) щодо шуканого статичного моменту маси дебалансів:

$$m_0 r_0 = \frac{X_{02} (m_1 + m_2)}{\mu_2}.$$

Числове значення коефіцієнта динамічності μ_2 може бути знайдене за залежністю:

$$\mu_2 = \sqrt{\frac{1 + \gamma_M^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2}}. \quad (1.17)$$

Орієнтовне значення коефіцієнта опору γ_M , що входить у цю залежність, перебуває в межах 0,03..0,05 для циліндричних гвинтових пружин, 0,3...0,5 - для гумових прокладок й 0,4...0,6 - для листових пружин.

Змущуючи сила визначається формулою

$$F_0 = m_0 r_0 \omega^2.$$

4. Знаходження потужності привода

Потужність привод, як і вібраційної машини, складається з потужності на коливання P_K і потужності на тертя в підшипникових вузлах P_{TP} . Потужність на коливання може бути знайдена по залежності

$$P_K = \frac{1}{2} b \omega^2 (X_{01} + X_{02})^2, \quad (1.18)$$

де коефіцієнт опору $b = \gamma C / \omega$.

Потужність на тертя визначається за формулою

$$P_{TP} = F_0 \mu \frac{d_u}{2} \omega, \quad (1.19)$$

де $\mu = 0,005...0,008$ — коефіцієнт тертя в підшипниках; d_u — діаметр цапфи підшипника.

3. ВИБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ І УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

У наведених прикладах розрахунків (див. додатки) у якості вихідних параметрів є амплітуда: частота коливань, які задаються залежно від складу суміші та габаритних розмірів майбутнього виробу. Важливим показником процесу ущільнення являються також вибраний вид і напрямок та характер коливань.

Якщо за умовою задачі значення амплітуд і частот коливань відсутні, то їхні величини можна визначити, виходячи із отриманих досліджень, підтверджуючих положення про домінуючий вплив прискорення на процес ущільнення бетонних сумішей [4,5]. Тоді такі характеристики як амплітуда, швидкість, частота, прискорення мають розглядатися спільно.

Для гармонійних коливань з частотою ($\omega = 300 - 600 \text{ с}^{-1}$) оптимальна амплітуда:

$$X_{\text{ОПТ}} = \frac{(4 - 6)g}{\omega^2},$$

де g – прискорення вільного падіння ($g = 9,8 \text{ м/с}^2$).

Для частоти $\omega = 3,14 \text{ с}^{-1}$ оптимальна амплітуда коливань визначається за нижнім і верхнім прискоренням, тобто $X_{\text{ОПТ}} = 0,4 - 0,6 \text{ мм}$; для більш високих частот за верхньою границею прискорення (для $\omega = 420 \text{ с}^{-1}$ $X_{\text{ОПТ}} = 0,35 \text{ мм}$, для $\omega = 628 \text{ с}^{-1}$ $X_{\text{ОПТ}} = 0,15 \text{ мм}$).

За двочастотними коливаннями, високо ефективні показники можна отримати при раціональних відношеннях амплітуд коливань X_{02} / X_{01} , частот ω_2 / ω_1 і оптимальному начальному куті зсуву фаз φ між складовими. Оптимальні амплітуди коливань визначаються за умовою:

$$X_{\text{ОПТ}} = \frac{(1,5 - 4)g}{\omega^2}.$$

За нижньою границею прискорення $1,5 g$ вибирається амплітуда для низької частоти, а за верхньою границею прискорення $4 g$ – амплітуда коливань для високої частоти:

при $\omega_1 = 105 \text{ с}^{-1}$	$X_{\text{ОПТ}} = 1,3 \text{ мм}$
$\omega_1 = 157 \text{ с}^{-1}$	$X_{\text{ОПТ}} = 0,7 \text{ мм}$
$\omega_1 = 210 \text{ с}^{-1}$	$X_{\text{ОПТ}} = 0,4 \text{ мм}$
при $\omega_1 = 210 \text{ с}^{-1}$	$X_{\text{ОПТ}} = 0,4 \text{ мм}$
$\omega_1 = 314 \text{ с}^{-1}$	$X_{\text{ОПТ}} = 0,4 \text{ мм}$
$\omega_1 = 420 \text{ с}^{-1}$	$X_{\text{ОПТ}} = 0,2 \text{ мм}$

Початковий кут зсуву фаз між складовими назначати із умови отримання максимального складового верхнього прискорення. Для відношення частот $\omega_2 / \omega_1 = 2$ кут $\varphi = \pi/2$.

Для віброударних машин з частотою $(\omega = 105 - 157 \text{ с}^{-1})$ оптимальна амплітуда коливань (напіврозмах коливань):
при частоті 105 с^{-1} :

$$X_{OPT} = \frac{(1,8 - 2,25)g}{\omega^2};$$

при частоті 157 с^{-1} :

$$X_{OPT} = \frac{(2 - 2,25)g}{\omega^2}.$$

Кількість вібромайданчиків для виконання заданої річної продуктивності формувального цеху $\Pi(\text{м}^3/\text{рік})$, визначається із наступних умов.

Погодинна продуктивність вібромайданчика, $\Pi_2(\text{м}^3/\text{рік})$,

$$\Pi_2 = \frac{3600V}{t},$$

де V – об'єм виробу, що формується, м^3 ;

t – час циклу формування ($t \approx 600 - 900 \text{ с}$);

зміна продуктивності $\Pi_{3M}(\text{м}^3/\text{зміну})$

$$\Pi_{3M} = \Pi_2 \cdot t_{3M} \cdot K_B,$$

де t_{3M} – довго тривалість зміни ($t_{3M} = 8 \text{ год}$)

K_B – коефіцієнт використання машини за зміну ($K_B = 0,8 - 0,9$).

Необхідна кількість вібромайданчиків

$$Z = \frac{\Pi}{\Pi_{3M} \cdot n_p \cdot K_3},$$

де n_p – число робочих днів на протязі року ($n_p = 254$);

K_3 – кількість змін на добу ($K_3 = 2$).

4. ДОДАТКИ

Додаток 4.1. Приклади розрахунку параметрів вібраційної машини.

4.1.1 Розрахунок віброплощини з вертикальними коливаннями

Вихідні дані:

Розмір виробу, що формується $7,0 \times 2,6 \times 0,25$

Амплітуда коливань $X_6 = 0,8 \text{ мм}$

Частота коливань $\omega = 157 \text{ с}^{-1}$

Щільність суміші $\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$

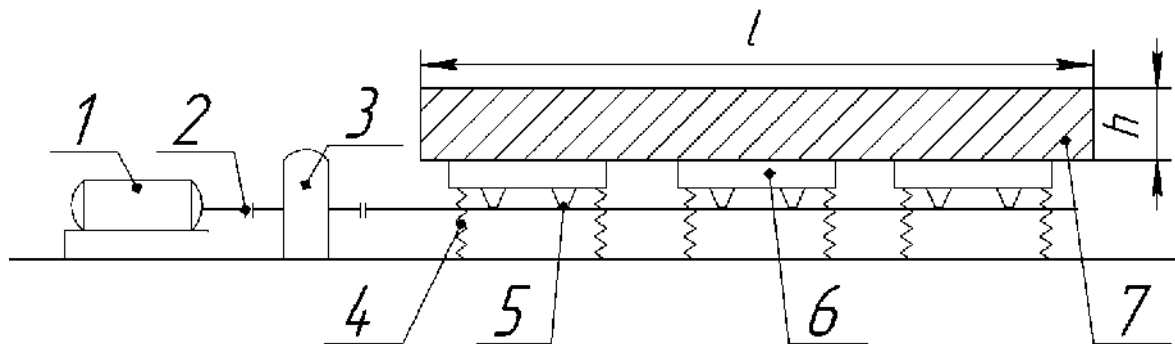


Рис.4.1 Схема до розрахунку віброплощини з вертикальними коливаннями

1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – циліндрично-зубчатий редуктор; 4 – пружини; 5 – віброблок; 6 – електромагніт; 7 – піддон форми.

Розмір піддона форми – $l = 7,2$; $b = 2,8$

1. Визначаємо масу сформованого виробу:

$$m_6 = \rho V = 2400 \cdot 2,7 = 6480 \text{ кг.}$$

1.1. Маса форми:

$$m_\phi = (0,6 \dots 1,0) m_6 = 5832 \text{ кг.}$$

1.2. Маса коливальних частин:

$$m_v = 0,25(m_6 + m_\phi) = 0,25(6480 + 5832) = 3078 \text{ кг.}$$

1.3. Повна коливальна маса:

$$m_{\text{колив}} = m + m_6 = 8910 + 6480 = 15390 \text{ кг.}$$

де $m = m_v + m_\phi = 3078 + 5832 = 8910 \text{ кг.}$

2. Забезпечення необхідного режиму коливань:

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

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

Тоді $\omega_0 = 157 / 7 = 22,42 \text{ с}^{-1}$;

$$\omega = (22,42)^2 \cdot 15390 = 77 \cdot 10^7 \text{ Н/м.}$$

3. Визначення загального статичного моменту маси дебалансу:

$$m_{об} = \frac{X_0 m}{\mu} = \frac{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 8910}{1,46} = 3,66 \text{ кг} \cdot \text{м.}$$

4. Визначається статичний момент і конструктивні розміри дебалансу:

$$m_o = \frac{m_o \delta_0}{mgv} = \frac{3,66}{32} = 0,114 \text{ кг} \cdot \text{м.}$$

Конструктивну схему дебалансу приймаємо у вигляді кільцевого сектора

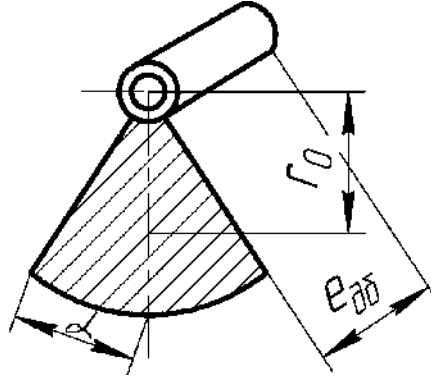


Рис.4.2 Конструктивна схема дебалансу

4.1. Площа дебалансу:

$$S = \alpha_{\text{род}} = (R^2 - r^2) = 3,14 \cdot \frac{90}{180} (0,08^2 - 0,04^2) = 7,53 \cdot 10^3 \text{ м}^2.$$

4.2. Ексцентриситет:

$$r_{01} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \cdot \frac{\sin \alpha}{\alpha} = \frac{2}{3} \cdot \frac{0,08^3 - 0,04^3}{0,08^2 - 0,04^2} \cdot \frac{1}{1,57} = 38,8 \cdot 10^3 \text{ м}^2.$$

4.3. Маса дебалансу:

$$m_{об} = \frac{m_o \cdot r_{01}}{r_{01}} = \frac{0,114}{0,038} = 3 \text{ кг.}$$

4.4. Товщина дебалансу:

$$l_{об} = \frac{m_o}{S_p} = \frac{3}{7,53 \cdot 10^3 \cdot 7,8 \cdot 10^3} = 51 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

5. Примусові сили:

$$F_0 = m_o r_0 \omega^2 = 3,66 \cdot 157^2 = 9,04 \cdot 10^4.$$

6. Вибір конструкції опор і розрахунок пружин:

6.1. Розрахунок жорсткості пружин

$$C_I = \frac{C_0}{n_{дб}} = \frac{7,7 \cdot 10^7}{32} = 0,24 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

6.2. Жорсткість пружин визначається по відношенню:

$$C_n = \frac{C_1}{2} + \frac{mg}{2} = \frac{0,24 \cdot 10^6}{2} + \frac{278,43 \cdot 9,81}{2} = 1,36 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

7. Потужність приводу віброплощини:

$$P = \frac{1}{4} F_0 \delta \omega = \frac{1}{4} 9,02 \cdot 10^{-4} \cdot 0,79 \cdot 10^3 \cdot 157 = 27,9 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 28 \text{ кВт.}$$

8. Потужність на тертя в підшипниках

$$P_{тр} = \frac{1}{2} F_0 \mu d_{ц} \omega = \frac{1}{2} 9,02 \cdot 10^{-4} \cdot 0,06 \cdot 157 = 4 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 4 \text{ кВт.}$$

9. Потужність привода з урахуванням ККД:

$$P_{np} = \frac{P + P_{тр}}{\eta} = \frac{73,2 + 4}{0,9} = 30,2 \text{ кВт.}$$

4.1.2 Алгоритм розрахунку віброплощадки з резонансними вертикальними коливаннями

Нижче наведені схема віброплощадки з резонансними вертикальними коливаннями та її амплітудно – частотна характеристика, побудовані на основі робіт [1-5].

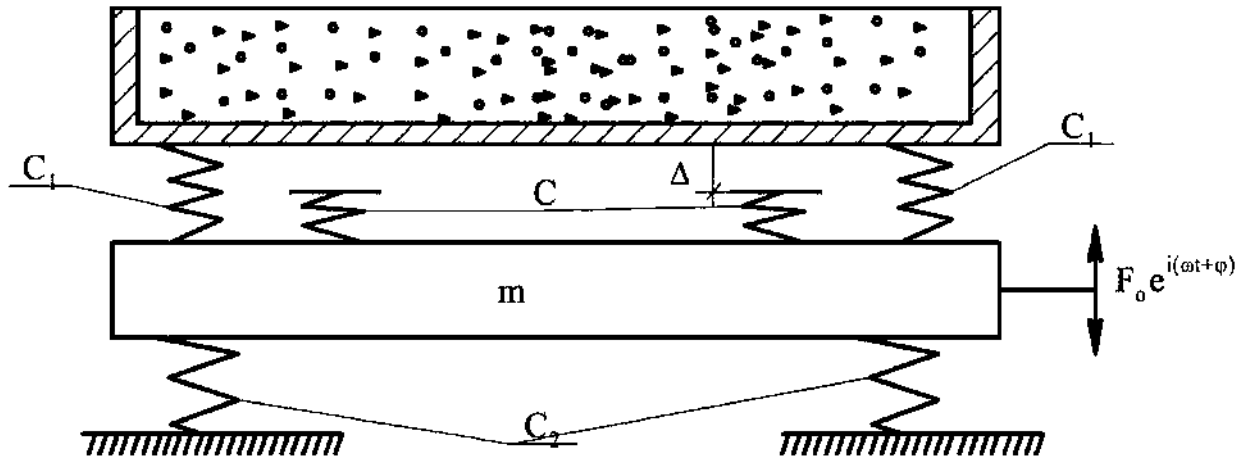


Рис.4.3 Схема віброплощадки з резонансними вертикальними коливаннями

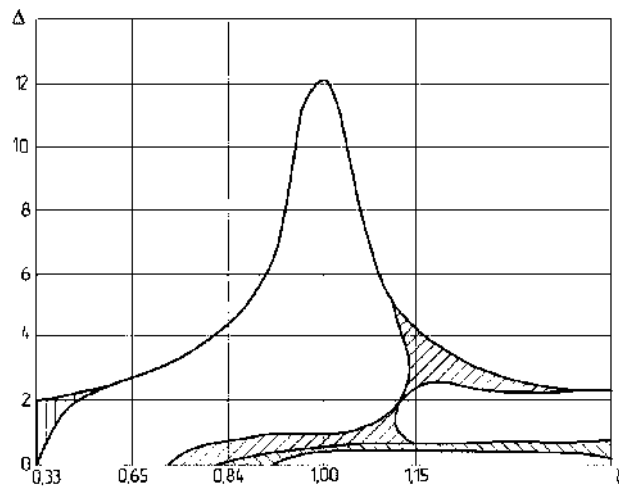
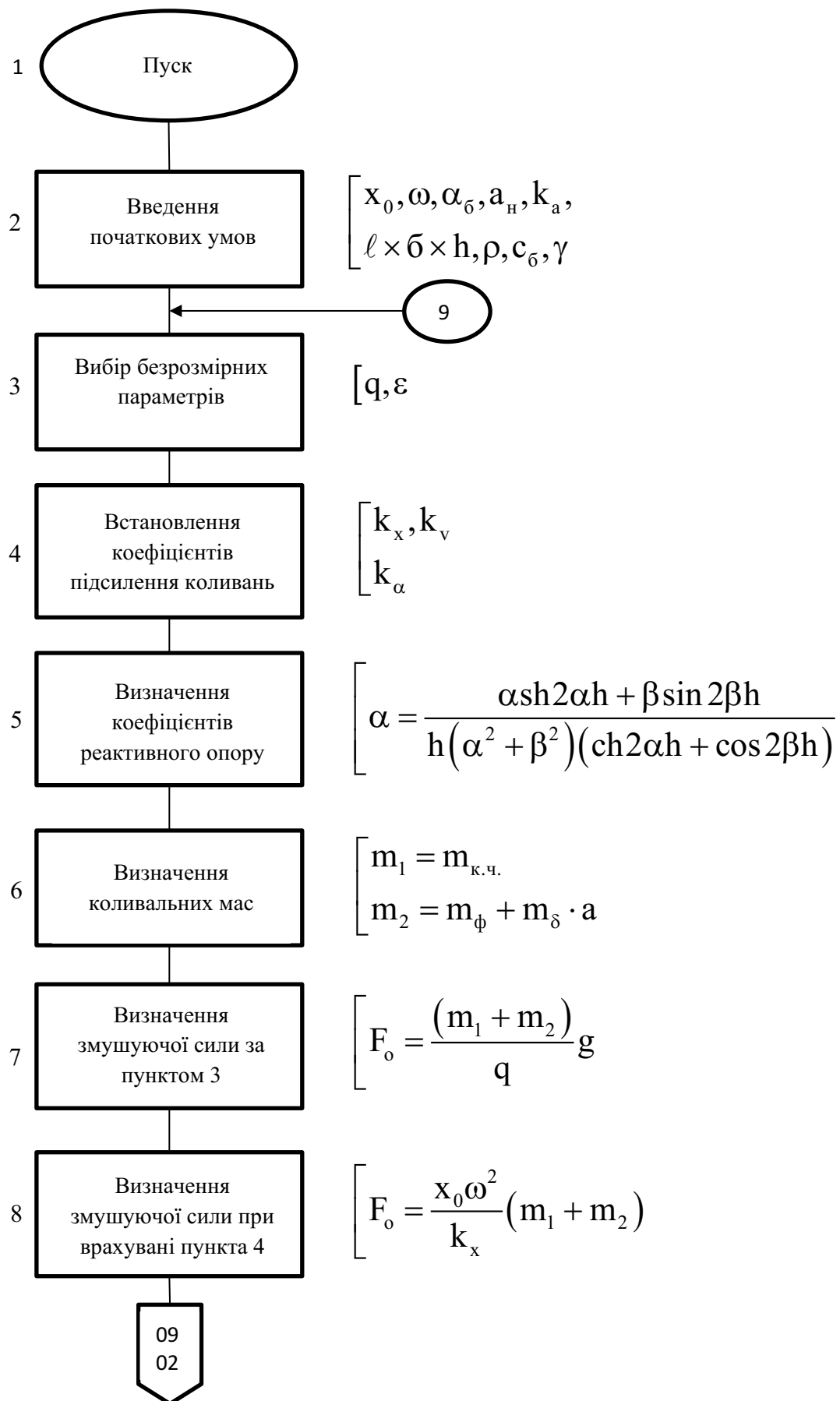
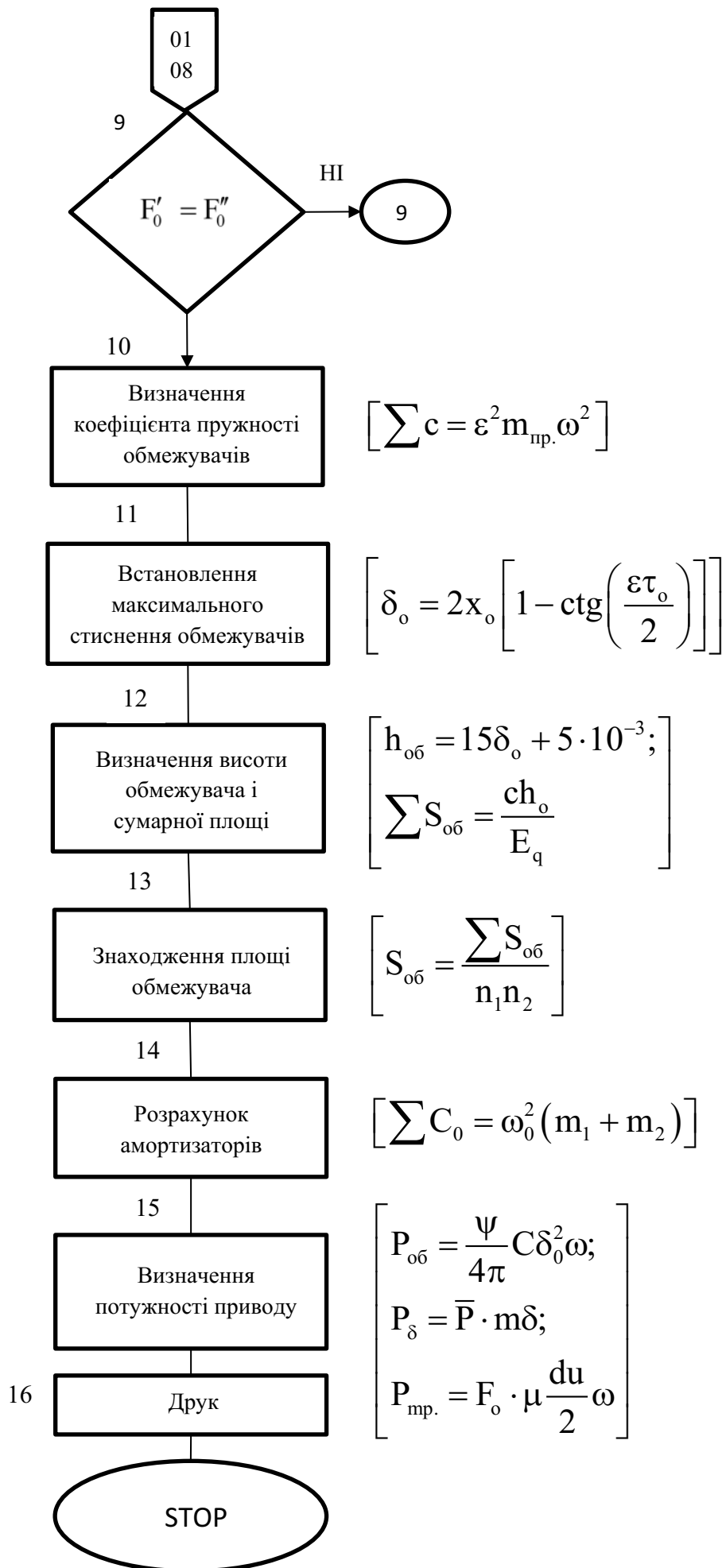


Рис4.4 Амплітудно – частотна характеристика віброплощадки з резонансними вертикальними коливаннями





Приклад розрахунку. Визначити основні параметри вібромайданчика для формування залізобетонного виробу із геометричними розмірами: довжина 5 м, ширина 2 м і висота 0,5 м. Бетонна суміш – помірковано жорстка, що досягає щільність $\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$. Необхідний напіврозмах коливань робочого органа $X_0 = 0,75 \text{ мм}$, частота його коливань $\omega = 157 \text{ с}^{-1}$.

Розрахунок здійснюється за вище наведеному алгоритму в наступній послідовності.

1. Вибір конструктивної схеми машини.

Вібромайданчик komponуємо із блоків з установкою обмежників коливань між формою й блоками за схемою (див. рис.4.3). Орієнтовно вибираємо розміри блока в плані (1×1,8) м, а відстань між блоками 1 м. Тоді число блоків буде дорівнювати 3. Установлюючи по дві опори на кожен кут блока, отримаємо, що кожен блок опирається на вісім опор.

2. Установлення умов, що забезпечують заданий режим коливань.

Для забезпечення стійкості ударно-вібраційного режиму коливань параметри q й ξ вибираються із співвідношення:

$$q = 1,3; \quad \xi = 1,3.$$

Коефіцієнти підсилення параметрів k_x швидкості k_y , і прискорення k_a коливань приймаються по табл.6.3 відповідно до числових значень q й ξ .

Стосовно до $q = 1,3; \quad \xi = 1,3$:

$$k_x = 2,36; \quad k_y = 1,09; \quad k_a = 5,86.$$

3. Визначення коливних мас системи.

Маса бетонної суміші $m_0 = \rho V = 2,4 \cdot 10^3 \cdot 5 = 12 \cdot 10^3 \text{ кг}$. Зведена маса бетонної суміші:

$$m'_0 = (0,6 \dots 0,8) = 0,6 \cdot 12 \cdot 10^3 = 7,2 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

Маса форми $m_\phi \approx m'_0 = 7 \cdot 10^3 \text{ кг}$.

Маса коливних частин вібромайданчика:

$$m_b = (0,3 \dots 0,6) (m_\phi + m'_0) = 0,35 (7,2 \cdot 10^3 + 7 \cdot 10^3) = 4,97 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

Таким чином, що коливаються маси системи:

$$m_1 \approx m_B = 5 \cdot 10^3 \text{ кг};$$

$$m_2 \approx (m_\phi + m'_B) = 14,2 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

Приведена маса системи:

$$m_{np} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 14,2 \cdot 10^3}{(5,0 + 14,2) 10^3} = 3,7 \cdot 10^3 \text{ кг}.$$

4. Визначення змушувальної сили і сумарного статичного моменту дебалансів.

Змушувальна сила визначається із співвідношення при значенні $q = 1,3$:

$$F_0 = \frac{(m_1 + m_2)g}{q} = \frac{(5 + 14,2) 10^3 \cdot 9,8}{1,3} = 14,8 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Значення змушувальної сили може бути отримане також за залежністю:

$$F_0 = \frac{X_0 \omega^2}{k_x} (m_1 + m_2) = \frac{0,75 \cdot 10^{-3} \cdot 157^2 (5 + 14,2) 10^3}{2,36} = 15,0 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Числова рівність сил, отриманих за різними залежностями, свідчить про можливість забезпечення ударно-вібраційного режиму коливань за визначеними параметрами системи. Сумарний статичний момент маси дебалансів:

$$m_0 r_0 = \frac{F_0}{\omega^2} = \frac{15 \cdot 10^4}{157^2} = 6,68 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

5. Визначення коефіцієнтів пружності й основних параметрів обмежників коливань й опор вібромайданчика.

Коефіцієнт пружності обмежників коливань знаходиться із співвідношення:

$$c = \xi^2 m_{np} \omega^2 = 1,3^2 \cdot 3,7 \cdot 10^3 \cdot 157^2 = 1,54 \cdot 10^8 \text{ Н/м}.$$

Визначення основних параметрів обмежника виконується в наступній послідовності. Визначається максимальний стиск обмежника

$$\delta = 2X_0 \left(1 - \operatorname{ctg} \frac{\varepsilon \tau}{2}\right) = 2 \cdot 0,75 \cdot 10^{-3} \left(1 - \operatorname{ctg}^2 \frac{\pi}{2}\right) = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де $\tau = \frac{\pi}{\xi}$ – час удару.

Висота обмежника

$$h_{обм} = 15 + 5 \cdot 10^3 = 15 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-3} = 2,75 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Установлюється площа обмежника при $E_d = 6,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$, де E_d – динамічний модуль пружності гуми,

$$S_{огр} = \frac{c h_{обм}}{E_d} = \frac{1,54 \cdot 10^8 \cdot 2,75 \cdot 10^{-2}}{6,5 \cdot 10^6} = 0,652 \text{ м}^2.$$

Розділивши отриману площу на три (оскільки конструкція площадки складається із трьох блоків), одержимо площу обмежника, що приходить на один блок:

$$S_1 = \frac{S_{обм}}{3} = \frac{0,867}{3} = 0,217 \text{ м}^2.$$

На кожному блоці можна встановити по два обмежника. Тоді площа перерізу одного обмежника:

$$S_{np} = \frac{S_{обм}}{2} = \frac{0,217}{2} = 0,109 \text{ м}^2.$$

Таким чином, на кожному віброблоці можна закріпити по два обмежника із розмірами в плані $0,33 \times 0,33 \text{ м}$ й висотою $h = 2,75 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

Додаток 4.2 Розрахунки опор вібраційної машини

Пружні зв'язки й опори у вібромашинах зарезонансного типу виконують роль амортизаторів, у резонансних їх можна використовувати для підсилення коливань, а в ударно-вібраційних — як обмежники коливань. Для пружних елементів застосовують сталеві пружини, гумометалеві опори, пневмобалони із гумокордної тканини, пластинчасті ресори.

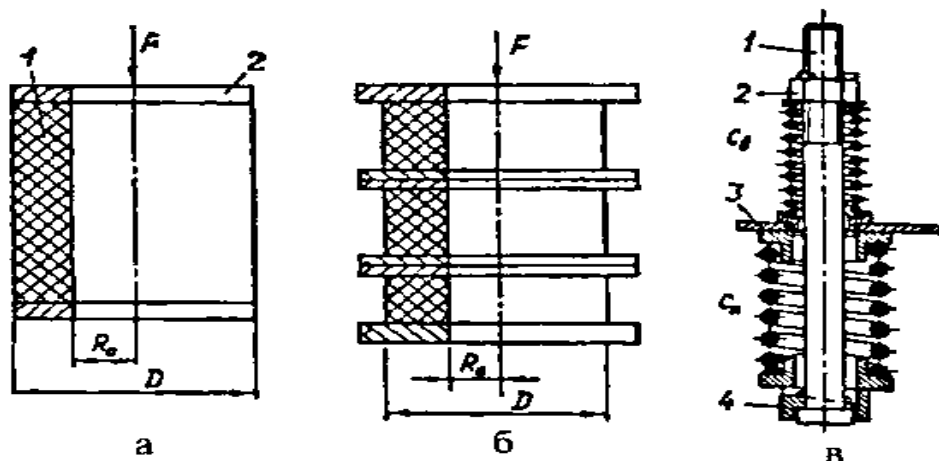


Рис.4.5. Пружні опори вібромашин: а, б — гумометалеві; в — металеві
Гумометалеві пружні опори (рис.4.5,а) виконують у вигляді циліндричних або призматичних гумових елементів 1, що привулканізовані до сталевих шайб 2 за допомогою шару латуні 0,00125...0,0015 мм. Такий спосіб закріплення забезпечує добрий опір при вібрації й ударі. Для підвищення піддатливості та зменшення тепловіддачі при динамічному навантаженні у гумових елементах передбачений центральний отвір. Збірні конструкції гумометалевих амортизаторів (рис. 4.5,б) складаються з однакових елементів, зміною яких можливо регулювати жорсткість опори. Переваги такого типу амортизаторів у порівнянні з пружними полягають в суттєвому зменшенні маси, підвищенні довговічності за рахунок відсутності частин, що труться, а також в ефективнішому гашенні вібрації завдяки великому внутрішньому тертю гуми. Для виготовлення гумометалевих амортизаторів використовують гумові суміші на основі натурального або синтетичного каучуку з домішками. В залежності від співвідношення домішок механічні властивості гумових виробів змінюються: допустимі напруження при статичному стиску — від 80 до 250 Н/м², твердість — від 30 до 70 од.

Пружини вібраційних машин виготовляють із конструкційної сталі з підвищеним вмістом кремнію 55С2; 60С2А; 70С3; 60С2Н2А. Рекомендована термообробка для цих сталей — гартування у воді з наступним середнім відпуском до твердості НВ 440—450.

У вібромайданчиків з вертикально-гармонійними коливаннями, які виготовлялись раніше, конструкція пружної опори складається з двох сумісно працюючих пружин (рис.4.5,в), що мають загальну жорсткість $C = C_n + C_v$. Рама робочого органа 3 розташовується між нижньою і верхньою пружинами. Обидві пружини, з'єднані стяжним болтом 1, мають можливість заздалегідь затягуватись гайкою 2. Головка болта закріплена на опорній конструкції

машини 4. Співвідношення жорсткостей $C_H/C_B \approx 3$, завдяки чому забезпечується цілковита відсутність відриву конструкції робочого органу 3 від пружинних опор. Загальна маса вібромайданчика складається з маси виробу m_B ($m_B = \rho sh$, де ρ — щільність суміші; s — площа виробу; h — його висота), маси форми m_ϕ ($m_\phi = (0,6 \dots 1,0)m_B$, маси частин робочого органу машини m_v , що коливається ($m_v \approx (0,2 \dots 0,4) \cdot (m_B + m_\phi)$ — для блочних вібромайданчиків і $m_v \approx (0,6 \dots 1,2) \cdot (m_B + m_\phi)$ — для рамних вібромайданчиків). Тоді загальна маса $m_3 = m_B + m_\phi + m_v$.

Жорсткість пружин c розраховують, виходячи з умов роботи вібромайданчика:

$$c = \omega_0^2 m_3,$$

де ω_0 — власна частота для зарезонансного режиму, що приймається рівною:

$$\omega_0 = \omega / (7 \dots 10).$$

Жорсткість одного пакета пружин:

$$c_1 = c/n,$$

де n — кількість пакетів.

При визначеному c_1 за формулою:

$$c_1 = c_H + c_B$$

Де c_H, c_B — відповідно жорсткості нижньої і верхньої пружин) і за умови, що:

$$c_H/c_B \approx 3,$$

розраховують кількість робочих витків верхньої c_B , а потім нижньої пружини:

$$n_{pv} = \frac{Gd^4}{8D^3c_H},$$

де $G = 8 \cdot 10^8$ Па — модуль зсуву сталі; D — середній діаметр пружини, м; d — діаметр дроту.

Коефіцієнт пружності опор вібромайданчика, що проектується із гуми, знаходиться із умови віброізоляції:

$$c_0 = \omega_0^2 m_c = 22,4^2 \cdot 19,2 \cdot 10^3 = 9,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Навантаження на одну опору:

$$F'_{on} = \frac{(m_1 + m_2) g}{n} = \frac{(5 + 14,2) 10^3 \cdot 9,81}{81} = 7,85 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

де m_1 і m_2 - маси рами вібромайданчика та форми з бетонною сумішшю

Тоді площа опори:

$$S = \frac{F'_{on}}{[\sigma]_o} = \frac{7,85 \cdot 10^3}{4,5 \cdot 10^5} = 1,74 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

де $[\sigma]_o$ — допустиме напруження на стиск, $[\sigma]_o = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$,

Знаходиться висота опори при значенні модуля пружності гуми:

$E_o = 3,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$, де E_o — динамічний модуль пружності опори, значення якого залежить від твердості за Шором (рис.4.6).

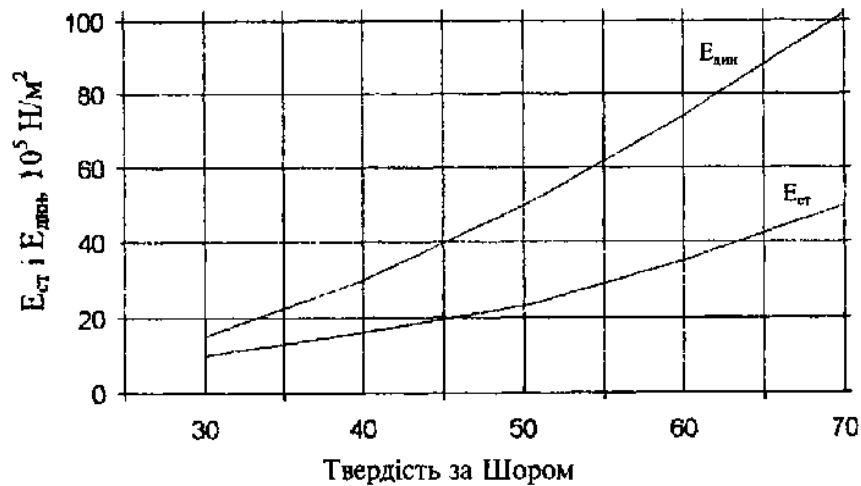


Рис.4.6 Залежність модуля пружності гуми від її твердості.

Для технічної гуми $E_{дин} = (1,5 - 2,0) \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.

$$h = \frac{E_0 S}{c'_0} = \frac{3,5 \cdot 10^6 \cdot 1,74 \cdot 10^{-2}}{0,4 \cdot 10^6} = 15,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2,$$

де c_0 – коефіцієнт пружності однієї опори:

$$c'_0 = \frac{c_0}{24} = \frac{9,6 \cdot 10^6}{24} = 0,4 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Додаток 4.3. Методика синхронізації вібраторів

Оскільки реальні віброзбудники не бувають строго однакові, частоти з якими вони обертаються, в загальному випадку різні. Узгодженість обертання віброзбудників, встановлених на загальному робочому органі, може бути досягнута кінематичною або електричною синхронізацією. Примусова синхронізація значно ускладнює конструкцію машини. За певних умов, виявлення яких представляє великий практичний інтерес, відцентрові віброзбудники з приводом несинхронного типу працюють синхронно, не дивлячись на відмінність в параметрах і відсутність безпосередніх зв'язків. Явище самосинхронізації виникає в результаті впливу коливань робочого органу на віброзбудники. Цей вплив приводить до перерозподілу енергії між ними і до узгодження їх обертання. Використання явища самосинхронізації дозволяє істотно спростити конструкцію машини. При використанні відцентрових віброзбудників встає питання і про синхронізацію. відцентрові вібратори спроможні генерувати і напрямлену змушувальну силу. Для цього в одному корпусі або на робочому органі машини встановлюють два дебалансних вали (рис.4.7).

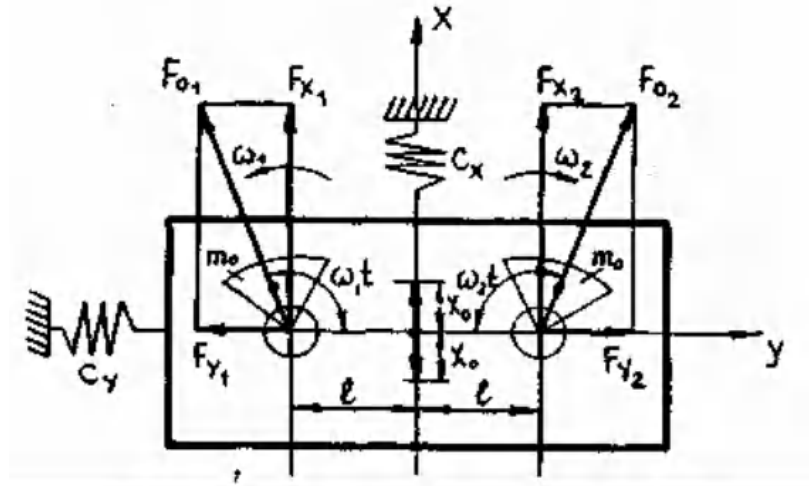


Рис.4.7. Схема вібратора з напрямленими коливаннями.

У такому вібраторі напрямлена змушувальна сила генерується в разі дотримання таких умов:

- 1) рівність за модулем відцентрових сил, що виникають при обертанні кожного з валів ($F_{01} = F_{02}$);
- 2) протифазність і синхронність обертання двох валів (обертання в протилежних напрямках, $\omega_1 = \omega_2$);
- 3) синфазність обертання двох валів (рівність за модулем в будь-який момент поточних кутів $\omega_1 t$ і $\omega_2 t$, $\omega_1 t = \omega_2 t$).

За таких умов горизонтальні складові F_{y1} і F_{y2} змушувальної сили взаємно зрівноважуються, а вертикальні F_{x1} і F_{x2} – складаються.

Корпус вібратора коливатиметься напрямлено за віссю x з відхиленням від точки A в один і другий бік на амплітуду x_0 . Коливання корпуса можна отримати в будь-якому напрямку (вертикально, горизонтально, похило) – залежно від розміщення осі y , що з'єднує два вали вібратора.

Умови напрямлених коливань забезпечуються жорстким кінематичним зв'язком між двома валами за допомогою синхронізованих зубчастих коліс або шляхом самосинхронізації. Якщо у першому випадку напрямлені коливання досягаються відповідною установкою зубчастих коліс, то для забезпечення самосинхронізації необхідне виконання нерівності:

$$\frac{1}{\left(\frac{c_y}{m\omega^2}\right) - 1} - \frac{1}{\frac{c_x}{m\omega^2} - 1} + \frac{ml^2}{\left(\frac{c_\varphi}{I\omega^2}\right) I} < 0, \quad (4.1)$$

де c_x , c_y – коефіцієнти жорсткості пружних зв'язків у напрямку осі x і y ; c_φ – коефіцієнт кутової жорсткості пружного підвісу; I – центральний момент інерції робочого органа, що має масу m .

Нерівність (3.1) отримана за умови, що система (рис.4.7) є центрованою, тобто рівнодіюча змушувальної сили прикладена в центрі ваги системи, а рівнодіючі пружних сил від деформацій жорсткостей c_x і c_y проходять через центр ваги.

Протифазна синхронізація дебалансних валів можлива лише в резонансному режимі роботи, коли власні кутові частоти системи менше кутової частоти коливань змущувальної сили, тобто коли

$$\frac{c_y}{m\omega^2} < 1, \frac{c_x}{m\omega^2} < 1 \text{ і } \frac{c_\phi}{m\omega^2} < 1.$$

Тоді коливання здійснюватимуться за віссю $x-x$. Напрявлені коливання можна отримати шляхом встановлення двох одновальних вібраторів на одному жорсткому робочому органі за відповідного фазування обертання та виконання нерівності (4.1).

Способи розставляння вібраторів

Робота віброформи вважається задовільною, якщо амплітуда коливань борту досягає потрібної технічними умовами величини і відносно рівномірно розподілена по всій його довжині.

Надмірно збільшувати кількість вібраторів на борту форми при одночасному зменшенні відстані між ними небажано, оскільки знижується надійність всієї системи і погіршуються умови синфазної роботи. Тому відстань між вібраторами має бути найбільшою, при якому досягається рівномірність розподілу амплітуд. Максимальний допустимий крок вібраторів можна розрахувати за формулою :

$$l_{\max} = 3 \sqrt[4]{\frac{EI}{\rho\omega^2}}, \quad (4.2)$$

де EI — жорсткість перетину балки; ρ — погонна щільність ω — кутова частота вимушених коливань.

Формула (3.2) виведена для нескінченно довгої балки за умови, що амплітуда пружних поперечних коливань робочого органу не перевершує 25% амплітуд поперечної складової основних вібрацій. Для машин кінцевих розмірів нерівність

$$l \leq l_{\max}$$

забезпечує лише можливість виключити виникнення найбільш небезпечного резонансу. Ця формула справедлива для машин з однаковими і синфазно працюючими вібраторами, розташованими на рівних відстанях один від одного. Приклад. Якщо

$$\omega = 300 \frac{1}{\text{сек}}; \rho = 0,0016 \frac{\text{кг/сек}^2}{\text{см}^3}; E = 2 \cdot 10^8 \frac{\text{кг/см}^2}{\text{см}^2}; I = 10^4 \text{ см}^4, \quad l_{\max} = 3,2 \text{ м.}$$

Щоб отримати рівномірний розподіл амплітуд на формі завдовжки 12 м з приведеними параметрами, доцільно встановити чотири вібратори з кроком $l = 3,2$ м, так щоб два крайні вібратори знаходилися від торців на відстані 1,2 м.

При цьому для здійснення коливань з амплітудою $A = 0,6$ мм борту вагою 3000 кг і моментом інерції $I = 10^4$ см⁴ статичний момент дебалансов має бути 45 кгсм при чотирьох віброзбудниках, встановлених з кроком 3 м (передбачається, що віброзбудники працюють синфазно).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ivan Nazarenko, Anatoly Svidersky, Alexandr Kostenyuk, Oleg Dedov, Nikolai Kyzminec, Volodymyr Slipetskyi. Determination of the workflow of energy-saving vibration unit with polyphase spectrum of vibrations. Eastern European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol 1, No 7 (103). P. 43–49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.0.184632>
2. Ivan Nazarenko, Oleg Dedov, Iryna Bernyk, Ivan Rogovskii, Andrii Bondarenk, Andrii Zapryvoda, Volodymyr Slipetskyi, Liudmyla Titova. Determining the regions of stability in the motion regimes and parameters of vibratory machines for different technological purposes. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol 6, No 7 (108). P. 71–79. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217747>
3. I. Nazarenko, O. Dedov, A. Bondarenko, A. Zapryvoda, M. Kyzminec, M. Nazarenko, M. Ruchynskyi, A. Svidersky, V. Slipetsky. Study of technical systems of materials compaction process. P. 77–93. <https://doi.org/10.15587/978-617-7319-49-7.ch5>
4. Ivan Nazarenko, Volodymyr Slipetskyi. Development of the organizational principles of formation of the optimal diagram and parameters of vibration system / Technology audit and production reserves. 2019, Vol 5/1 (49). P. 29-31 <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2019.183874>
5. Ivan Nazarenko, Volodymyr Slipetskyi. Analysis and synthesis of creation of vibration machines with an estimation of their efficiency and reliability / Technology audit and production reserves 6 (1 (50)). 2019, Vol 6/1 (50). P. 29-31

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

**КАФЕДРА МАШИН І ОБЛАДНАННЯ
ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ**

СЛІПЕЦЬКИЙ ВОЛОДИМИР ВОЛОДИМИРОВИЧ

**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ:
ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ
ВІБРОУСТАНОВОК ТА МЕТОДИКА ЇХ РОЗРАХУНКУ**

Київ – 2022

