

3. Носко А. Л. Математическое моделирование трибологических систем (применительно к тормозным устройствам ПТМ) / А. Л. Носко // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Машиностроение. – 2006. – № 1. – С. 83–98.
4. Синеоков Г. Н. Теория и расчетпочвообрабатывающих машин / Г. Н. Синеоков, И. М. Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
5. Тененбаум М. М. Износостойкость конструкционных материалов и деталей машин / М. М. Тененбаун. – М.: Машиностроение, 1966. – 332 с.
6. Дворук В. І. Трібофізика / В. І. Дворук, В. А. Войтов. – Х.: ФЛП Томенко Ю.І., 2014. – 374 с.
7. Чихос Х. Системный анализ в трибонике. A Systems Approach to the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear: монография / Х. Чихос ; пер. С. А. Харламов; ст. науч. ред. О. Н. Вишнякова; мл. науч. ред. Е. П. Орлова. – М.: Мир, 1982. – 351 с.
8. Справочник по триботехнике / Под общ. ред. М. Хебты, А. В. Чичинадзе. В 3 т. Т. 1. Теоретические основы. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.

Анотація. *Приведено результати фізико-математичного моделювання трибосистеми «робочий орган – ґрунт». Розглянуто процеси, що відбуваються в динамічному стані трибосистеми та поставлено завдання для подальших досліджень.*

Ключові слова: *трибосистеми, фізико-математична модель, робочі органи, ґрунт*

Аннотация. *Приведены результаты физико-математического моделирования трибосистемы «рабочий орган – почва». Рассмотрены процессы, происходящие в динамическом состоянии трибосистемы и поставлена задача для дальнейших исследований.*

Ключевые слова: *трибосистемы, физико-математическая модель, рабочие органы, почва*

УДК 693.542.52-868

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІЧАСТОТНОГО РЕЖИМУ КОЛИВАНЬ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

**В. А. Басараб, кандидат технічних наук
Київський національний університет будівництва і
архітектури**

Анотація. *В статті розглядається питання створення полічастотного режиму коливань робочого органу електромагнітної ударно-вібраційної установки для ущільнення*

© В. А. Басараб, 2016

бетонних сумішей. В результаті теоретичних досліджень знайдено раціональний закон зміни жорсткості підвіски ударника в межах одного періоду коливань. Запропоновано нову конструкцію підвіски ударника, що дає змогу реалізовувати полічастотний режим руху. Створено лабораторну модель двомасової електромагнітної ударно-вібраційної установки з магнітно-підвішаною конструкцією ударника.

Ключові слова: полічастотний режим коливань, ударно-вібраційна установка, магнітно-підвішана конструкція ударника

Постановка проблеми. Застосування ударно-вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей, що працюють на понижених частотах і реалізують складні режими взаємодії з середовищем (супергармонійний, поліфазний та ін.) доводить ефективність їхнього використання. Дослідження динаміки руху цих машин є достатньо ґрунтовними [1, 2, 6].

Аналіз останніх досліджень. Проте, на сьогоднішній день з'явилися нові технології ущільнення, що потребують реалізації складних режимів руху робочого органу за умов отримання виробів високої якості та мінімальних енерговитрат. Тому, актуальним є питання створення полічастотного режиму коливань робочого органу електромагнітної ударно-вібраційної установки та дослідження особливостей поведінки машини в умовах взаємодії з багатокомпонентним середовищем.

Результати досліджень. Ефективності полічастотного впливу на бетонну суміш за умов віброущільнення присвячено багато праць, серед яких, слід відмітити роботи Кунноса Г. Я., Савінова О. А., Лавриновича Е. В., Шмигальського В. Н., Назаренка І. І. та ін. Практичне впровадження зазначеного положення в основному зводиться до реалізації принципу суперпозиції. Відомо, що процес ущільнення бетонної суміші з точки зору ефективності впливу різних параметрів вібрації є досить протирічним. Низькочастотний режим забезпечує добру проникливість енергії в товщу суміші, але не несе достатньої енергії для ефективного ущільнення багатокомпонентного середовища. На противагу цьому високочастотний режим є носієм енергії високої інтенсивності, але має низьку ступінь проникливості і швидко поглинається середовищем. Тому, було прийнято рішення шукати розв'язання цієї задачі в раціональному поєднанні низькочастотних тобто несучих та високочастотних тобто накладаємих режимів коливань робочого органу. Логічним підсумком вищенаведеного є необхідність створення вібромашини, яка дасть змогу реалізувати полічастотний характер руху робочого органу і цим самим забезпечити необхідний

за технологією режим ущільнення. Існує багато фірм та організацій, що займаються дослідженнями вібраційних систем складної структури. До фірм, що займаються розробкою вібротестового обладнання слід віднести: MRAD-Corp, TMC's ElectroDamp, Monarch Instrument, Unholtz-Dickie Corporation, Prodera-Sys-Modal і Prodera-Win-Modal, Brüel & Kjær's, Honeywell, Motorola та ін.

Деякі з цих розробок варто представити. Це вібраційна установка фірми MOOG (США) (рис. 1) яка має горизонтальну платформу, що встановлена на 6 гідравлічних домкратах, має 6 ступеней вільності та комп'ютерну систему керування в широкому амплітудно-частотному діапазоні. Наступною є віброустановка фірми TMC (США) (рис. 2), що має електромагнітні збуджувачі коливань, 6 ступеней вільності та цифрову систему управління, яка дає можливість відтворювати складний спектр коливань.

Одним з розробників вібраційного обладнання є американська фірма DTE, що презентує віброустановку з трьома ступенями вільності в якій комп'ютерна система здійснює управління гідравлічним сервоприводом (рис. 3).



Рис. 1. Вібраційна установка MOOG (США): діапазон частот – низькі, середні, високі; кількість ступеней вільності – 6; тип приводу – гідравлічний сервопривод; комп'ютерна система управління режимом коливань.



Рис. 2. Вібраційна установка TMC (США): діапазон частот – >100 Гц; кількість ступеней вільності – 6; тип приводу – електромагнітні збуджувачі; цифрова система управління.

Також цікавою є конструкція вібраційної установки фірми MOOG (США), що працює на частоті коливань 50...100 Гц, має 6 ступеней вільності та приводиться за допомогою гідропривода (рис. 4). Для проведення експериментальних досліджень було створено дослідно-експериментальний стенд, що складається з двомасової ударно-вібраційної установки з електромагнітним

приводом та аналогово-цифрової апаратури запису та обробки даних (рис. 5).



Рис. 3. Вібраційна установка фірми DTE (США): Діапазон частот – низькі, середні, високі; кількість ступеней вільності – 3; тип приводу – гідравлічний сервопривод; комп'ютерна система управління режимом коливань.



Рис. 4. Вібраційний стіл фірми MOOG (США): частота коливань – 50...100 Гц; кількість ступеней вільності – 6; тип приводу – гідравлічний.

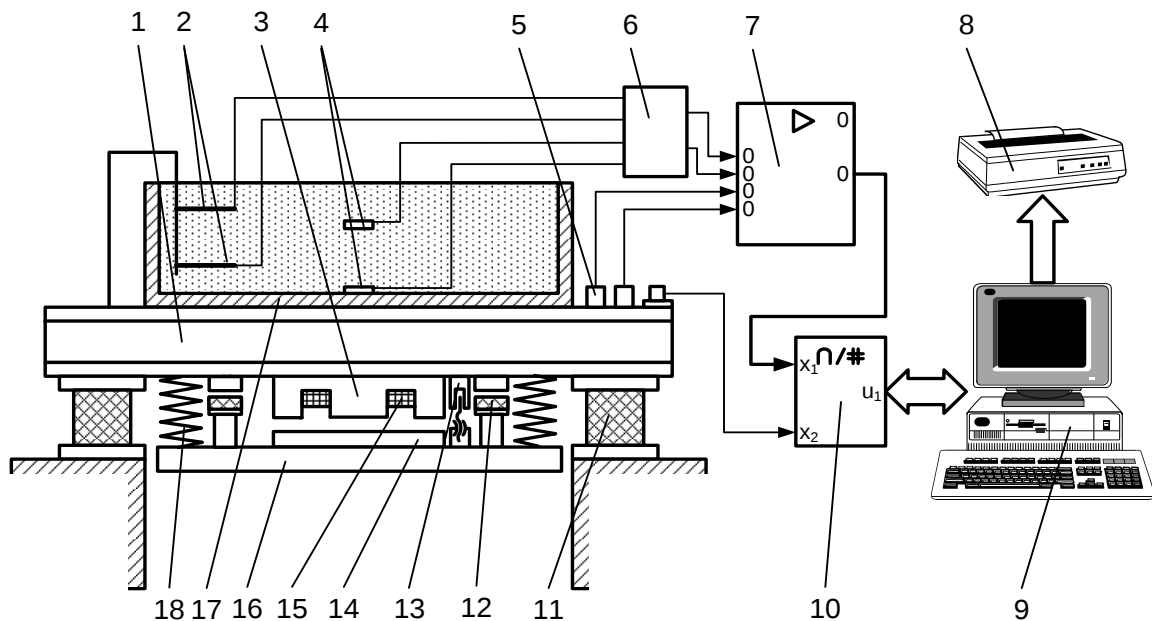


Рис. 5. Схема дослідно-експериментального комплексу: 1 – робочий орган віброустановки; 2 – датчик переміщення шару суміші; 3 – статор електромагніта; 4 – датчик тиску (мездоза); 5 – датчики пере-міщення, швидкості та прискорення; 6 – додаткові резистори; 7 – тензо-станція; 8 – принтер; 9 – ЕОМ; 10 – аналогово-цифровий перетворювач (АЦП); 11 – опорні амортизатори; 12 – буферні елементи; 13 – переривач живлення; 14 – якор електромагніта; 15 – котушка електромагніта; 16 – ударник; 17 – форма; 18 – пружні елементи (жорсткість – C_1).

Метою експериментальних досліджень було оцінка характеру та величини впливу динамічних характеристик руху робочого органу машини на оброблюване середовище. Для цього використовувалась метрова форма для ущільнення бетонної суміші в якій розміщувались тензOMETричні датчики переміщення шарів суміші та напруження. Отримані дані запису показань датчиків свідчать, що спектр напружень середовища в зоні контакту “форма-суміш” під час ущільнення зміщується в напрямку високих частот (максимальний вклад вносить 2-га гармоніка – $\omega_2=125.66$ рад/с, другий пік відповідає 5-й гармоніці – $\omega_5=314.16$ рад/с, третій максимум встановлює 7-ма гармоніка- $\omega_7=439.82$ рад/с). Результати експериментальних досліджень доводять необхідність створення полічастотного режиму руху робочого органу вібромашини.

Звідси виникає питання по-перше врахування цього явища в методиці розрахунку параметрів машини а по-друге створення нових вібромашин, що зможуть більш ефективно здійснювати процес передачі віброенергії від робочого органу до середовища. Відомо [1], що цілеспрямованою зміною жорсткості підвіски ударника – C_1 та часом затримки на вмикання живлення електромагнітів – t_3 можна керувати параметрами роботи машини для забезпечення необхідного за технологією змінного режиму ущільнення, проте зміна параметрів в даній роботі відбувається за весь цикл ущільнення і не забезпечує полічастотного режиму коливань робочого органу. Для створення полічастотного режиму коливань найбільш “зручним” параметром динамічної системи є жорсткість ресори C_1 , проте змінювати жорсткість механічної системи з частотою, що перевищує основну частоту роботи машини не є ефективним і потребує додаткових витрат енергії, тому, було прийнято рішення замінити механічну ресору електромагнітним підвішуванням ударника. Електромеханічна система за своїм фізичним принципом дії позбавлена цього недоліку і дозволяє, оскільки параметром жорсткості слугує магнітне поле, змінювати силу пружного підвішування з високою частотою і мінімальними енерговитратами.

В режимі комп’ютерного моделювання в середовищі MathCAD було проведено дослідження зміни параметрів роботи машини за умов зміни жорсткості ресори в міжударний період [3]. За результатами моделювання вдалось отримати стійкий полічастотний характер руху робочого органу.

Динамічним параметром, що найсуттєвіше впливає на напружено-деформований стан середовища є прискорення елементарних шарів суміші, тому умовним критерієм оцінки якості процесу приймаємо прискорення робочого органу.

Очевидно, що знайти оптимальний режим руху врахувавши всі технологічні параметри не є можливим на даному етапі, тому, задавши необхідні обмеження, знайдемо оптимальний закон зміни жорсткості ресори $C_1=f(t)$. Для цього необхідно задати наступні умови:

1. Частота вищих гармонік становить: $f_{в.г} = (3...10)\omega_0$ (приймаємо за результатами спектрального аналізу).

2. Амплітуду прискорення вищих гармонік приймаємо: $\ddot{X}_{\hat{a},\hat{a}} = (0,05...0,1)\ddot{X}_1$.

3. Час затримки на вмикання живлення електромагнітів є постійним: $t_z = 0,035$ с.

Далі слід задати критерій оптимізації. Якщо основним параметром, закон руху якого ми хочемо витримати згідно вищенаведених умов, є прискорення робочого органу, тоді необхідно мінімізувати динамічні навантаження, що виникають в електромеханічній системі в результаті генерації вищих гармонічних складових. Запишемо інтегральний функціонал використовуючи енергію прискорень по Апелю [4]:

$$I_v = \int_0^{t_1} V dt, \quad (1)$$

де: $V = \frac{m_1 \ddot{X}_1^2}{2}$ – енергія прискорень робочого органу вібромашини.

Для визначення оптимального закону руху робочого органу необхідно мінімізувати інтегральний функціонал (1). Умовою мінімуму функціоналу (1) є рівняння Ейлера-Пуассона [4]:

$$\frac{\partial F}{\partial q_k} - \frac{d}{dt} \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_k} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial F}{\partial \ddot{q}_k} = 0, \quad (k=1, 2, \dots, s) \quad (2)$$

де: F – міра руху або дії механічної системи, q_k – узагальнені координати системи.

В нашому випадку в якості функції F буде енергія прискорень та енергія динамічної складової третього порядку робочого органу вібромашини W , замість узагальненої координати приймаємо переміщення робочого органу X_1 . Після підстановки зазначених заміन у вираз (2) отримаємо рівняння четвертого порядку:

$$X^{IV} = 0, \quad (3)$$

Розв'язок рівняння (3) будемо здійснювати чисельним методом. За результатами розв'язку рівняння (3) побудовано графік (рис. 7). Для проведення критеріального аналізу в якості функції керування пружністю підвіски застосовано трикутний (пилкоподібний), прямокутний та закон синуса (рис. 8 б). Моделювання проводилось за таких початкових умов: вантажопідйомність віброблока 100 кг, жорсткість $C_1 = 80000...480000$ Н/м, час затримки $t_z = 0,03...0,04$ с. На графіках

наведено параметри системи (переміщення, швидкість, прискорення) під час дії функції керування $C_1 = f(t)$ (рис. 8, а).

Запишемо співвідношення для сили тяги електромагніта:

$$\frac{dF_e}{dx} = \frac{d}{dx} \int_0^{\psi} i \cdot d\psi; F_e = -\frac{ab\psi_p^2}{2(b+x)^2}; \frac{dF_e}{dx} = \frac{ab\psi_p^2}{(b+x)^3}. \quad (4)$$

Побудувавши графік залежності похідної сили тяги електромагніта взятої по координаті x від відносного переміщення ψ (рис. 6) та порівнявши з графіком зміни жорсткості підвіски в часі за критерієм Ейлера – Лагранжа – Пуассона (рис. 7) можна зробити висновок: функція керування повинна бути подібна до функції вимушуючої сили. Це логічно, оскільки динамічні параметри системи змінюються за законом вимушуючої сили, а також якщо технічно здійснювати пружне підвішування за допомогою електромагніту, тоді, стає очевидним, що функція яку “найпростіше” реалізувати буде саме закон зміни тяги електромагніта. Раціональні значення частот функції керування за результатами Фур’є – аналізу наведено нижче. Раціональні частоти функції керування пружністю підвіски ударника за результатами Фур’є аналізу експериментальних даних:

$$\omega_1 = 62,8 \text{ рад/с}, \omega_2 = 125,66 \text{ рад/с}, \omega_4 = 251,33 \text{ рад/с}, \omega_5 = 314,16 \text{ рад/с}.$$

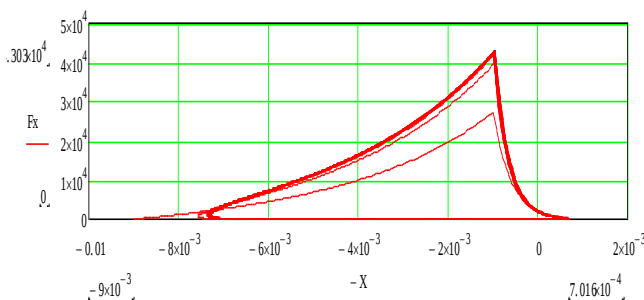


Рис. 6. Графік залежності сили тяги електромагніта від зазору в магнітопроводі.

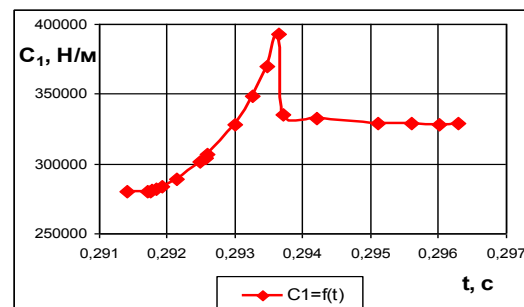


Рис. 7. Графік зміни жорсткості ресори в часі за критерієм Ейлера-Лагранжа-Пуассона.

Для того, щоб здійснювати процес керування жорсткістю підвіски ударника запропоновано нове рішення – підвішування ударника за допомогою електромагнітів, що дають можливість безінерційно створювати високочастотні коливання ударника, що накладаються на основну частоту коливань [5]. Процес керування здійснюється програмуванням мікроконтролером.

Для перевірки працездатності системи створено лабораторну модель двомасової електромагнітної ударно-вібраційної установки. Установка складається з робочого органу, ударника, що підвішений на постійних магнітах, опорної рами, гумових опор, електромагніта

приводу та апаратури управління (рис. 9). Магніти підвішування розташовані зверху та знизу ударника. Від осьового переміщення ударник утримується двома направляючими осями. Загальний вигляд установки, конструктивні рішення магнітного підвішування, а також встановлення електромагніта та буферів наведено на рис. 10.

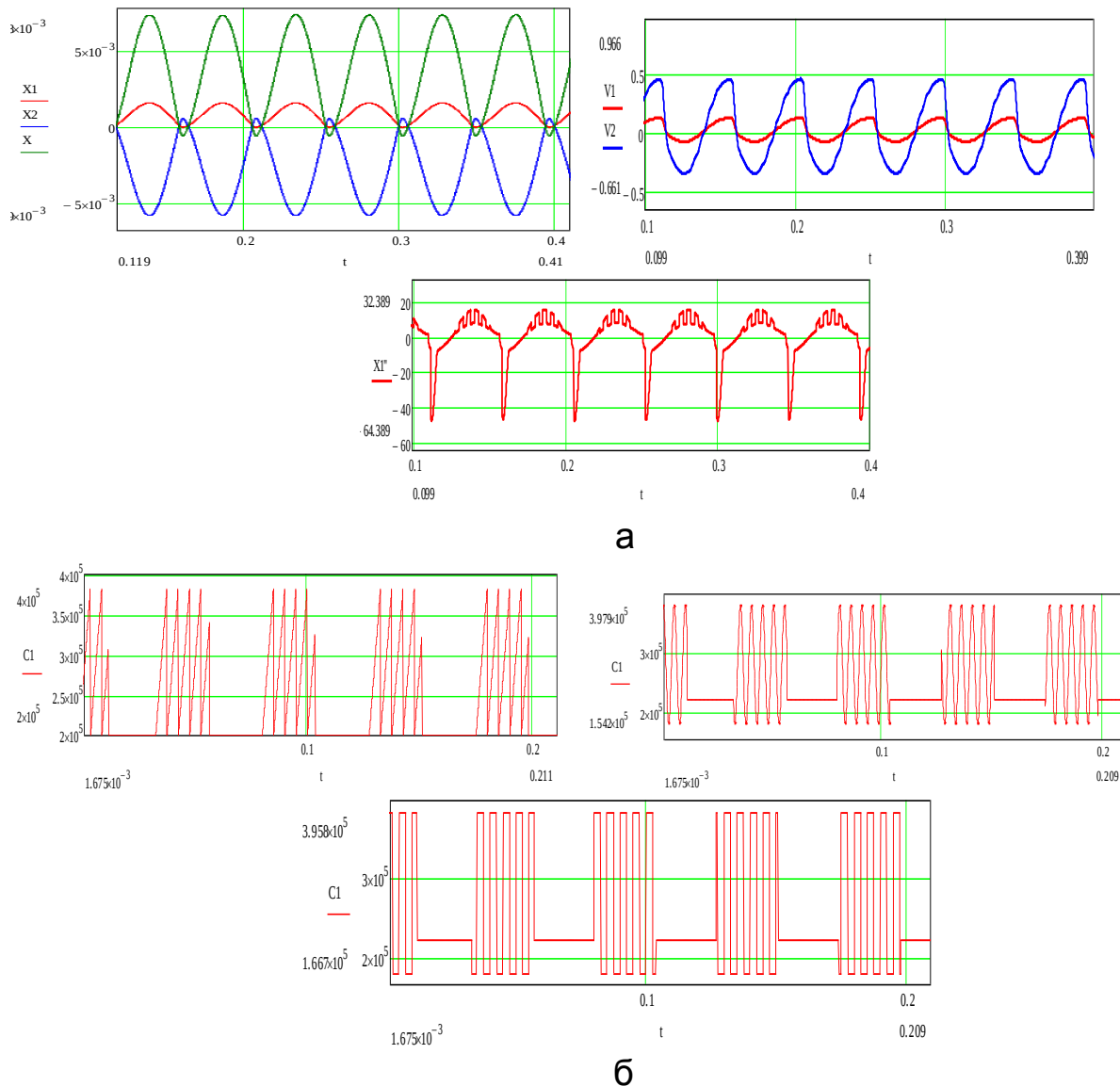


Рис. 8. Графіки зміни основних параметрів системи за умови керуючої дії $C_1=f(t)$: а) графіки основних параметрів системи, б) графіки зміни жорсткості ресори.

Нове конструктивне рішення підвіски ударника підтвердило свою працездатність – установка ефективно працювала в стійкому режимі з частотою 25 Гц. Дослід проведений з імітаторами робочого середовища засвідчив ефективну передачу ударно-вібраційної форми коливань. Проведені випробування підтверджують доцільність використання магнітного підвішування ударника.

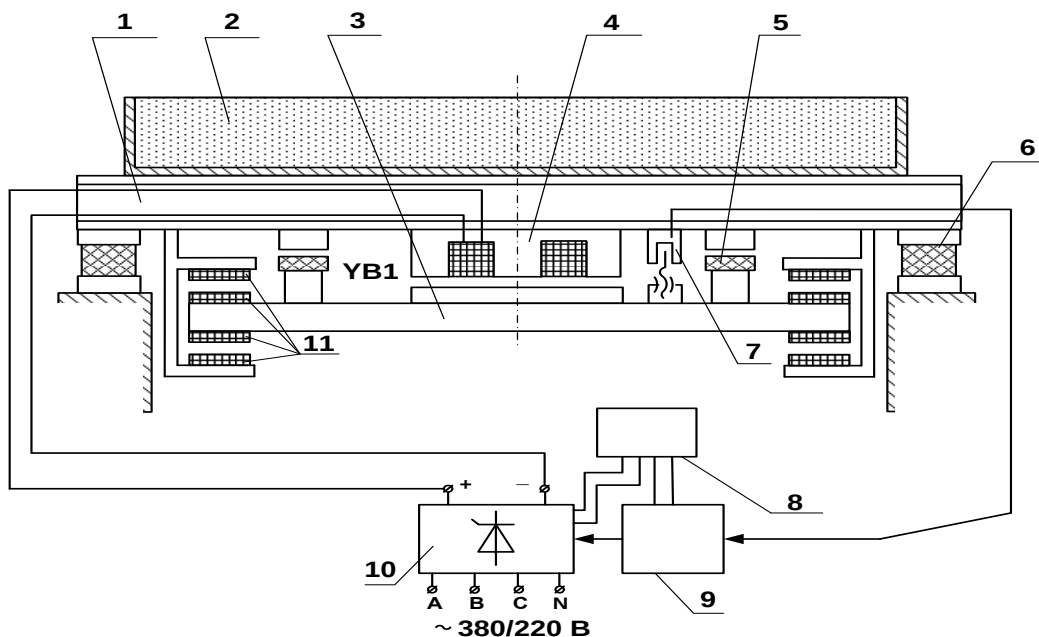


Рис. 9. Електромагнітна ударно-вібраційна установка для формування бетонних виробів: 1 – робочий орган; 2 – форма з сумішшю; 3 – ударник; 4 – основний електромагніт (YB1); 5 – буферні елементи; 6 – опорні амортизатори; 7 – індукційний датчик; 8 – програмований мікроконтролер; 9 – блок керування; 10 – тиристорний випрямляч; 11 – постійні магніти.



Рис. 10. Лабораторна двомасова електромагнітна ударно-вібраційна установка зі зміненою конструкцією підвіски ударника.

Висновки

1. За результатами теоретичних досліджень отримано стійкий полічастотний рух робочого органу.
2. Знайдено раціональний закон зміни жорсткості підвіски ударника в межах одного періоду коливань.
3. Запропонована нова конструкція підвіски ударника, що дає змогу реалізовувати полічастотний режим руху.
4. Створено лабораторну модель двомасової електромагнітної ударно-вібраційної установки з магнітно-підвішаною конструкцією ударника.

Список літератури

1. Баранов Ю. А. Особенности проектирования ударно-вибрационных площадок с электромагнитным приводом / Ю. А. Баранов // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. Респуб. межвед. науч.-технич. сборник. – К.: Техника, 1990. – Вип. 43. – С. 69–72.
2. Иносов В. Л. Новая электромагнитная низкочастотная виброплощадка ударного действия / В. Л. Иносов, И. И. Назаренко, Хо Тхи Ха // Известия ВУЗов. Строительство и архитектура. – 1982. – № 7. – С. 118–122.
3. Кравченко І. М. Керування динамічними параметрами електромагнітної ударно-вібраційної системи / І. М. Кравченко, В. А. Басараб // Техніка будівництва. – 2006. – №19. – С. 56–63.
4. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В. С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
5. Патент на корисну модель 68063. Україна, МПК В28В1/08. Електромагнітна ударно-вібраційна установка для формування бетонних виробів / Назаренко І. І., Баранов Ю. О., Басараб В. А., Кравченко І. М. ; заявник та власник Басараб В. А. № u 201111032; заявл. 14.09.2011; опубл. 12.03.2012, бюл. № 5.
6. Хо Тхи Ха. Исследование динамики виброплощадки с электромагнитным приводом: Дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Хо Тхи Ха. – Киев, КИСИ, 1982. – 200 с.

Аннотация. В статье рассматривается вопрос создания поличастотного режима колебаний рабочего органа электромагнитной ударно-вибрационной установки для уплотнения бетонных смесей. В результате теоретических исследований найден рациональный закон изменения жесткости подвески ударника в пределах одного периода колебаний. Предложена новая конструкция подвески ударника, которая дает возможность реализовывать поличастотный режим движения. Создана лабораторная модель двухмассовой электромагнитной ударно-вибрационной установки с магнитно-подвешенной конструкцией ударника.

Ключевые слова: поличастотный режим колебаний, ударно-вибрационная установка, магнитно-подвешенная конструкция ударника

Annotation. The problem to create poliharmonic vibration conditions of work platform electromagnetic vibroimpact machine for concrete compression was described. Rational mathematic equation of suspended impactor springiness within one period of oscillation was determined as a result of theoretical investigation. The new suspended impactor design which gives a possibility to realize poliharmonic vibration conditions was proposed. The laboratory model two-mass electromagnetic shock-vibration machine with magnetically suspended construction of impactor was created.

Key words: poliharmonic vibration conditions, shock-vibration machine, magnetically suspended construction of impactor