УДК 693.542.52-868

В.А. Басараб, інженер

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІЧАСТОТНОГО РЕЖИМУ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

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

АННОТАЦИЯ. *В статье рассматривается вопрос создания поличастотного режима колебаний рабочего органа електромагнитной 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 двохмассовой 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.

Вступ. Постановка задач досліджень. Застосування ударно-вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей, що працюють на понижених частотах і реалізують складні р ежими взаємодії з середовищем (супергармонійний, поліфазний та ін.) доводить ефективність їхнього використання. Дослідження динаміки руху цих машин є достатньо ґрунтовними [1, 7]. Проте, на сьогоднішній день з'явились 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.

Виклад основного матеріалу. 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.

В результаті проведення експериментальних досліджень [3], встановлено, що спектр напружень середовища в зоні контакту "форма-суміш" під час ущільнення зміщується в напрямку високих частот (максимальний вклад вносить 2-га гармоніка-ω_2=125.66 рад/с, другий пік відповідає 5-й гармоніці-ω_5=314.16 рад/с, третій максимум встановлює 7-ма гармоніка-ω_7=439.82 рад/с). Результати експериментальних досліджень доводять необхідність створення полічастотного режиму руху робочого органу вібромашини.

Відомо[1], що цілеспрямованою зміною жорсткості підвіски ударника - C_1 та часом затримки на вмикання живлення електромагнітів - $t_з$ 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 міждарний 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_2=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: $\ddot{X}_{â.ã} = (0{,}05...0{,}1)\ddot{X}_1$.
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]:

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

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-Пуасона [4]:

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

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 замін у вираз (2) отримаємо рівняння четвертого порядку:

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

Розв'язок рівняння (3) будемо здійснювати чисельним методом. За результатами розв'язку рівняння (3) побудовано графік (рис.2).

Для проведення критеріального аналізу в якості функції керування пружністю підвіски застосовано трикутний (пилкоподібний), прямокутний та закон синуса (рис.1 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.1 а).

Запишемо співвідношення для сили тяги електромагніта:

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

Побудувавши графік залежності похідної сили тяги електромагніта взятої по координаті x від відносного переміщення мас (рис. 1) та порівнявши з графіком зміни жорсткості підвіски в часі за критерієм Ейлера – Лагранжа – Пуасона (рис. 2) можна зробити висновок: функція керування повинна бути подібна до функції вимушуючої сили.

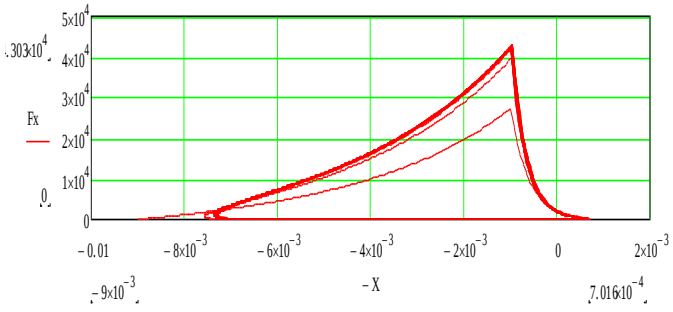


Рисунок 1. Графік залежності сили тяги електромагніта від зазору в магнітопроводі.

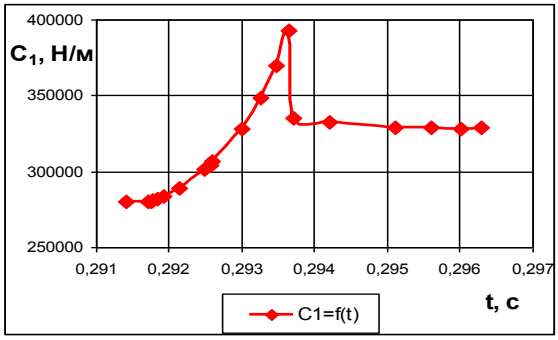
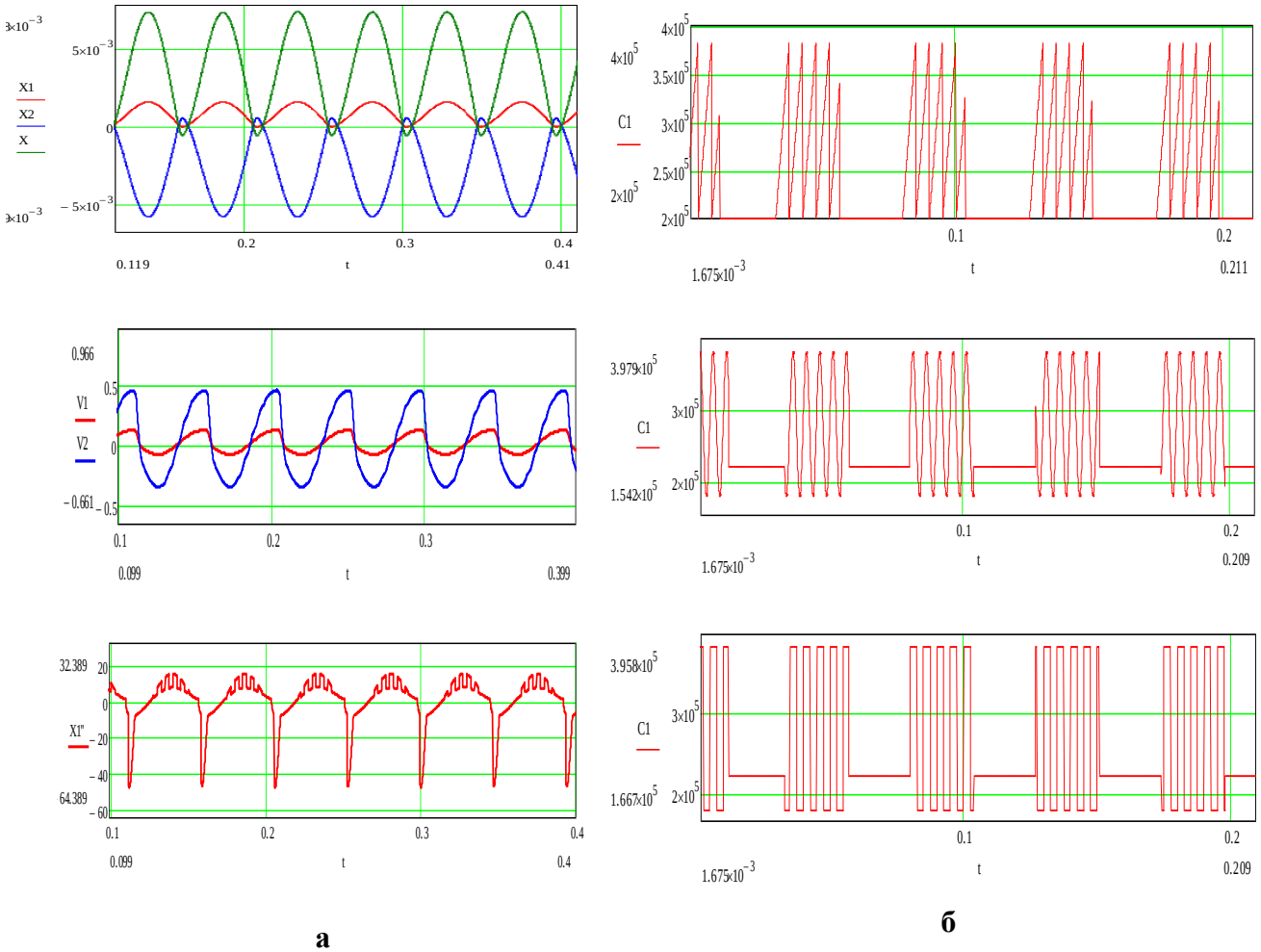


Рисунок 2. Графік зміни жорсткості ресори в часі за критерієм Ейлера-Лагранжа-Пуассона.

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:

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



а **б**

Рисунок 3. Графіки зміни основних параметрів системи за умови керуючої дії $C_1=f(t)$.
а- графіки основних параметрів системи. б- графіки зміни жорсткості ресори.

Графік раціонального закону зміни жорсткості ресори можна представити у вигляді поліноміального ряду:

$$C_1 = -8\cdot10^{17}\cdot t^5 + 10^{18}\cdot t^4 - 7\cdot10^{17}\cdot t^3 + 2\cdot10^{17}\cdot t^2 - 3\cdot10^{16}\cdot t + 2\cdot10^{15}, \quad (5)$$

Рисунок 4. Діаграма стійкості.

Для оцінки амплітудно-частотного діапазону керування жорсткістю було побудовано діаграму Стретта – Ван-дер-Поля [2] (рис. 4) на якій показано границю стійкості електромагнітної ударно – вібраційної площадки а також рекомендовану зону керування, тобто раціональні амплітудно-частотні характеристики керуючої функції з точки зору стійкості системи. Це дає можливість реалізовувати стійкий полічастотний рух робочого органу.

Наступним етапом досліджень є розробка нової конструкції машини, що розв'язує задачу підвищення якості ущільнення виробів за рахунок реалізації полічастотного режиму руху робочого органу та

ефективності використання живлення електроприводу системи за рахунок використання залишкової енергії котушки, що розсіюється.

Поставлена задача вирішується шляхом вдосконалення існуючої машини за рахунок встановлення електромагнітного підвішування ударника у вигляді додаткових електромагнітів-соленоїдів та системи керування на які спрямовується перерозподілена та залишкова енергія поля основної котушки на ділянці зворотного ходу (рис.5) [5].

Особливість роботи нової конструкції полягає в тому, що в момент відриву буферів залишкова енергія котушки основного електромагніта подається через програмований мікроконтролер на котушки електромагнітів-соленоїдів підвішування, створюючи високочастотну зміну жорсткості системи підвішування ударника і, таким чином, забезпечує полічастотний характер руху робочого органу.

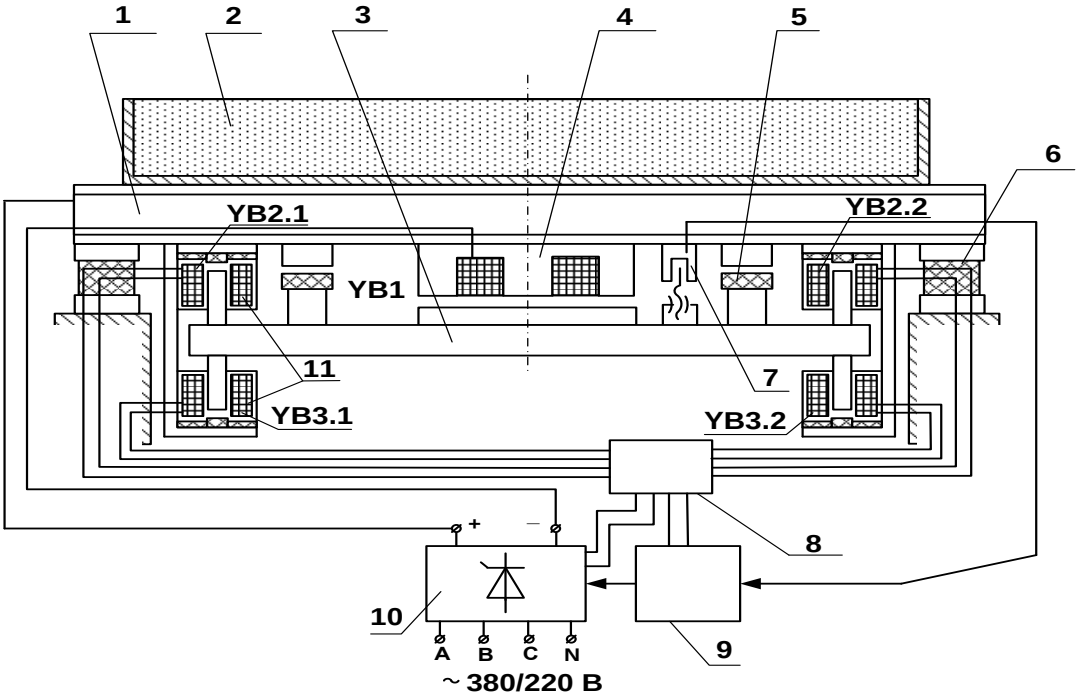


Рисунок 5. Електромагнітна ударно-вібраційна установка для формування бетонних виробів:
1 – робочий орган, 2 – форма з сумішшю, 3 – ударник, 4 – основний електромагніт (YB1), 5 – буферні елементи, 6 – опорні амортизатори, 7 – індукційний датчик, 8 – програмований мікроконтролер, 9 – блок керування, 10 – тиристорний випрямляч, 11 – соленоїд підресорювання (YB2.1-YB2.2, YB3.1-YB3.2).

Для ефективної роботи віброустановки розроблена схема управління, що побудована на базі сучасного програмованого контролера PIC 16C47. Застосування схеми управління дає можливість програмно керувати роботою вібромашини а також змінювати програму управління у відповідності до технологічних вимог.

На рис.6 наведено схему системи управління електромагнітним приводом [6].

В електромагнітних приводах постійного струму основним недоліком є виникнення зворотного струму в силових котушках електромагніта після його вимикання. Тобто частина електричної енергії перетворюється на електромагнітну енергію поля, а після вимикання струму живлення іде зворотний процес перетворення електромагнітної енергії у електричну, причому напрямок струму буде зворотний. Традиційно у таких випадках застосовують демпфування, тобто паралельно із силовою котушкою електромагніта підключають коло з послідовно-з'єднаними діодом та резистором. Недоліком цієї схеми є перетворення значної кількості електричної енергії на теплову, що незворотно втрачається.

Але є ще один шлях, який передбачає вирішення двох проблем одночасно. Існує можливість повернути зворотну енергію силових котушок і направити її на допоміжні котушки з метою форсування приводу. Саме ця невикористана енергія спрямовується на систему керування жорсткістю підвіски ударника.

Тиристорний комутатор – 1 підключений до мережі змінного струму напругою 220/380 В частотою 50 Гц, електромагніти зі схемою демпфування – 2 підключені до тиристорного комутатора.

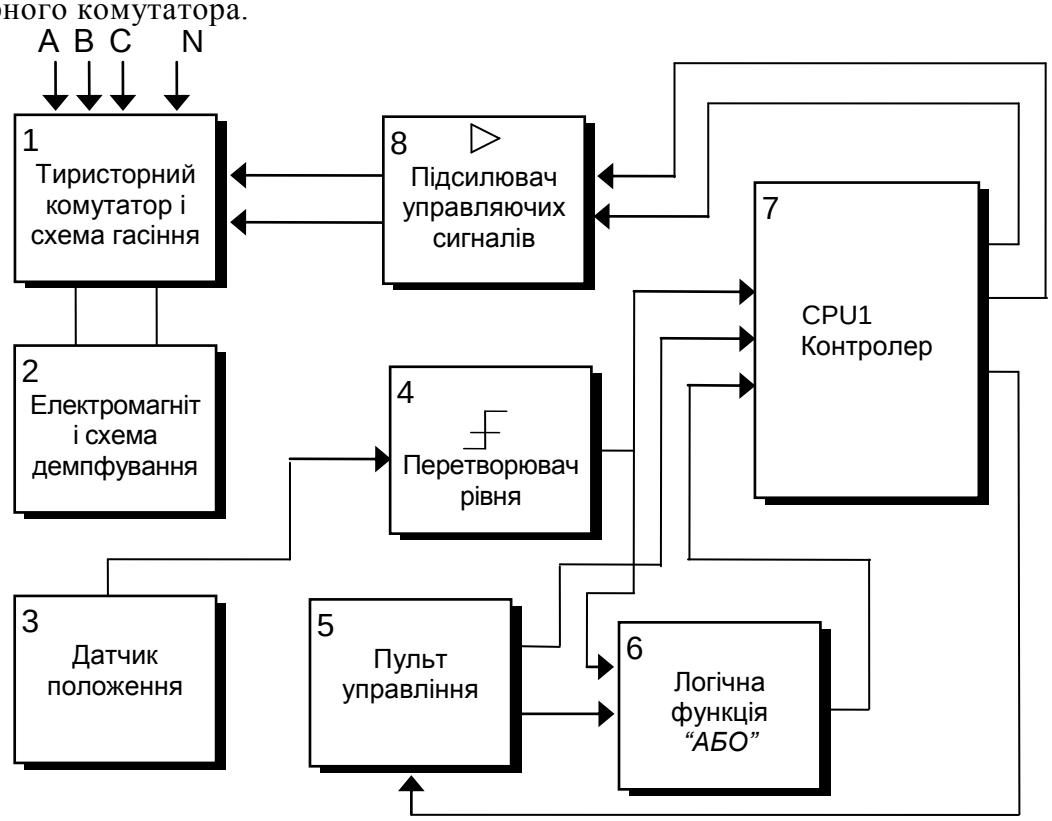


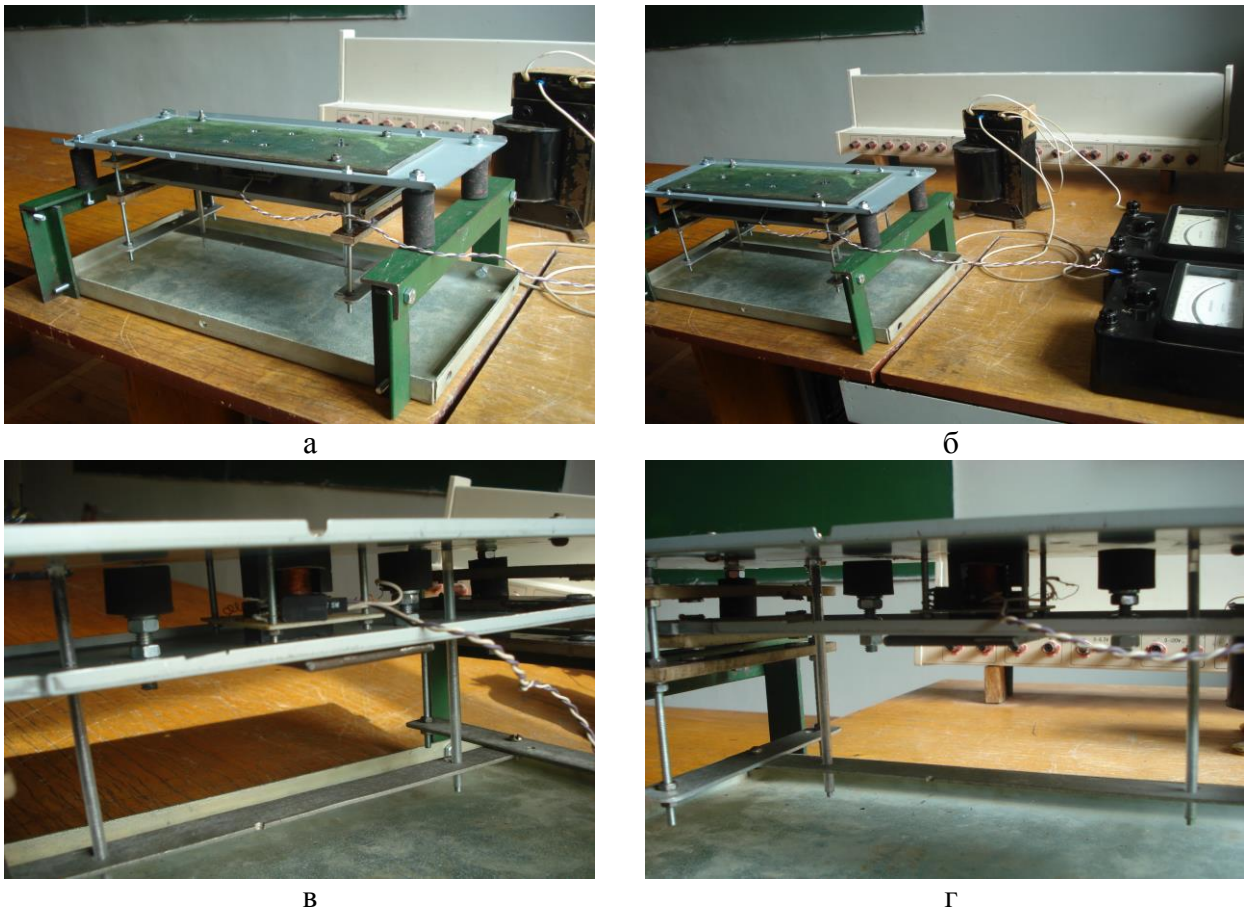
Рисунок 6. Схема структурна системи керування віброзбудником.

Також передбачена схема примусової комутації струму в силових тиристорах. Для визначення положення ударника та запуску схеми управління використовується безконтактний датчик положення KBД 6M-3, або датчик Холла. Для узгодження датчика положення та схеми управління використовується перетворювач рівня – 4. Пульт управління - 5, логічний блок - 6, контролер – 7 та підсилювач управляючих імпульсів - 8. Блок – 6 виконує логічні функції відповідно “І” та “АБО”. В якості генератора тактових імпульсів використовується вбудований таймер з кварцевим резонатором, необхідний для роботи підсилювача сигналів – 8, побудованому на імпульсних трансформаторах та для забезпечення гальванічної розв'язки.

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. 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. 7. а,б,в,г.

Установка створена з ціллю перевірки працездатності зміненої конструкції підвіски, проведення досліджень основних параметрів роботи системи а також створення на її основі вдосконаленої моделі з керованими параметрами роботи.

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, що є темою подальших досліджень.



а б в г

Рисунок 7. 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.

Література

1. Баранов Ю.О Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом. Дисс. канд. техн. наук. К., 1994. – 150 с.
2. Дж. Ден- Гартог. Механические колебания. М.: Физматгиз. 1960. – 580 с.
3. Кравченко І.М., Басараб В.А. Керування динамічними параметрами електромагнітної ударно-вібраційної системи. Техніка будівництва №19.К.: КНУБА, 2006. – с.56-63.
4. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Киев, УМК ВО, 1990. – 168 с.
5. Назаренко І.І, Баранов Ю.О, Басараб В.А., Кравченко І.М. Електромагнітна ударно-вібраційна установка для формування бетонних виробів. – Деклараційний патент № 68063 від 2.03.2012.
6. Назаренко І.І, Баранов Ю.О, Кравченко І.М., Клименко М.О., Басараб В.А. Розробка системи керування та впровадження низькочастотної електромагнітної вібромашини. Техніка будівництва №23.К.: КНУБА, 2009. – с.64-69.
7. Хо Тхи Ха. Исследование динамики виброплощадки с электромагнитным приводом.- Дисс. канд. техн. наук.- Киев, КИСИ, 1982.- 200с.