

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА
І АРХІТЕКТУРИ

На правах рукопису

УДК 666.97.033.16

БАРАНОВ Ірїя Олексїйович

СТВОРЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН
З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ІВВОДОМ

05.05.04 - Дорожні і будівельні машини

А в т о р е ф е р а т
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ - 1994

30*. 2. 05
5. 4. 05
1. 13. 05

Робота виконана
технічному університету
архітектури



00388116 (R)

Науковий керівник - доктор технічних наук,
професор, Назаренко І.І.

Офіційні опоненти - доктор технічних наук,
професор, Хмара Л.А.;
кандидат технічних наук,
доцент Пелевін Л.Є.

Провідна установа - АПКТІ "Київський Проектбудмеханізація".

Захист відбудеться "22" квітня 1994 р. о 13 годині
на засіданні спеціалізованої вченої Ради Д 068.05.01 в Київському
державному технічному університеті будівництва і архітектури
за адресою : 252037, Київ - 37, Повітрофлотський проспект, 31.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці КДТУБА

Автореферат розісланий "21" березня 1994 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої Ради,
кандидат технічних наук,
доцент

Гарнець В.М.

АВ-29.731

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Ударно-вібраційні машини широко використовуються для ущільнення бетону та ґрунту. За конструктивним виконанням ці машини являють собою або віброплощинки, або спеціальні установки, як правило, з дебалансними вібраторами. Потенційні можливості ударно-вібраційних машин кривяться в підвищенні впливу ударної енергії на ущільнювану суміш. Застосування ж дебалансних вібраторів має обмеження за величиною асиметрії коливань через їх інерційність, а також порівняно низьку надійність вузлів та деталей. Усунення цих недоліків можливе при раціональному використанні електромагнітних вібраторів, які особливо ефективно реалізують свої переваги в різних конструкціях живильників. Електромагнітні вібратори, які виготовляються серійно, працюють, як правило, в гармонічному режимі і живляться змінним або піввипрямленим струмом. Їх використання в машинах для ущільнення будівельних сумішей утруднюється через специфічне конструктивне виконання, яке виключає застосування в ударно-вібраційних системах, а також невисоку стабільність режиму роботи при зміні зовнішнього навантаження. Разом з тим, використання електромагнітних вібраторів спеціального конструктивного виконання для умов ущільнення будівельних сумішей з можливими змінами зовнішнього впливу дозволить не тільки значно підвищити ефективність ущільнення, а й відкриє можливість для створення машин та технологій з керованим режимом роботи.

Ця робота присвячена дослідженню динаміки двомасових ударно-вібраційних систем з електромагнітним приводом і створенню на цій основі ударно-вібраційних площадок для ущільнення будівельних сумішей.

Мета роботи полягає у вивченні закономірностей поведінки ударно-вібраційних площадок з електромагнітним приводом і розробці на цій основі методики розрахунку та проектування машин подібного класу.

Для досягнення поставленої мети вирішені такі основні задачі:

1. Дослідження динаміки двомасових ударно-вібраційних систем з електромагнітним приводом на випрямленому струмі.
2. Моделювання та дослідження режимів роботи системи на ПЕОМ.
3. Експериментальні дослідження можливості керування електромеханічними параметрами та визначення раціональних режимів роботи.
4. Розробка методики інженерного розрахунку двомасових ударно-вібраційних систем з електромагнітним приводом на випрямленому струмі.

5. Створення та випробування дослідно-промислового зразка формувальної установки.

Наукова новизна. Визначені закономірності поведінки ударно-вібраційних систем з електромагнітним приводом. Виявлені області стійкого режиму роботи таких систем зі значною асиметрією коливань. Встановлено, що регулюванням порогу вимикання та часу затримки на вмикання живлення електромагнітів можна керувати електромеханічними параметрами системи.

На захист виносяться: Результати досліджень динаміки двомасових ударно-вібраційних систем з електромагнітним приводом; аналітичні залежності для визначення параметрів системи; раціональні значення коефіцієнтів та констант, необхідних для попереднього вибору конструктивних та технологічних параметрів, які забезпечують стійку роботу системи зі значною асиметрією коливань; методика інженерного розрахунку ударно-вібраційних площадок з електромагнітним приводом для ущільнення будівельних сумішей.

Практична цінність. Сформульовані основні принципи створення ударно-вібраційних площадок з електромагнітним приводом на випрямленому струмі. Запропонована нова конструкція ударно-вібраційної площадки. Розроблена методика розрахунку основних параметрів. Створений пакет прикладних програм для розрахунку площадок на ПЕОМ.

Реалізація роботи. Розроблена конструкція ударно-вібраційної площадки з електромагнітним приводом на випрямленому струмі вантажопідйомністю 6 т, яка впроваджена на Броварському заводі будівельних конструкцій. Технічна документація на проектування передана до ЕКБ НДІЗБ Держбуду СРСР та КТБ "Будіндустрія" Мінбуду України. Результати досліджень використовуються в учбовому процесі при читанні курсу "Будівельні машини, монтажне обладнання та інструмент", у курсовому та дипломному проектуванні.

Апробація роботи. Основні положення роботи доповідались на 48 - 53 науково-технічних конференціях КІБІ (Київ, 1987-92), на семінарах Київського ДНТП (1990, 1991), на Всесоюзній конференції по вібраційній техніці (Кобулеті, 1987).

Публікації. За темою дисертації опубліковані 10 робіт, в тому числі 4 авторських свідоцтва.

Об'єм роботи. Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, загальних висновків, переліку використаної літератури з 77 найменувань і трьох додатків. Вміщує 151 друковану сторінку, в тому числі 55 рисунків і 9 таблиць.

Автор висловлює подяку д.т.н.проф. Іносову В.Л. за допомогу в

ЗМІСТ РОБОТИ

В будівництві найбільш розповсюджені дебалансні та, меншою мірою, кривошипно-шатунні і електромагнітні вібратори. Дебалансні використовуються практично в усіх існуючих технологічних процесах – глибинне та поверхнєве ущільнення ґрунту та бетону, забивання палів та буріння свердловин, віброгрохочення, віброподрібнення і вібротранспортування матеріалів та ін. Домінуюче положення дебалансні вібратори займають у станковому формуванні – віброплощадки та віброустановки. Кривошипно-шатунні вібратори частіш за все використовуються у віброплощадках та вібротранспортуючих машинах. Електромагнітні вібратори використовуються, головним чином, у вібротранспортуючих машинах. Але завдяки нескладному управлінню режимом роботи, вони знаходять все більше використання у вібротехніці та віброреології.

Для порівняння ефективності використання різних типів вібраторів як джерела коливань в ударно-вібраційних площадках, були виконані розрахунки показників надійності трьох вищевказаних типів вібраторів. Аналіз розрахунків показав, що використання у віброущільнювачих машинах електромагнітного вібратора як джерела коливань значно підвищує надійність цього обладнання. Електромагнітні вібратори, які виготовляються серійно, використовуються, головним чином, у вібротранспортерах, трубоконвейерах і т.п. Спроби наприкінці 60-х років використати їх у віброплощадках для формування залізобетонних виробів поставили ряд задач, які повною мірою не вирішені і по цей час. Зокрема, такі задачі, як синхронізація режиму роботи декількох вібраторів, забезпечення необхідного за технологією режиму ущільнення, зниження метало- та енергоємності залишаються актуальними. Одним з шляхів усунення зазначених вище вад серійних електромагнітних вібраторів є використання у віброущільнювачому станковому обладнанні як джерела коливань електромагніта, що працює на випрямленому струмі, який би забезпечував ударні коливання з необхідним розмахом. При цьому вібратор може не бути автономним вузлом у машині, що, в даному випадку, знижує металоємність та собівартість виготовлення обладнання.

Динаміка вібраційних машин з електромагнітним приводом на змінному струмі вивчена достатньо глибоко. Робіт, присвячених дослідженням динаміки ударно-вібраційних систем з електромагнітним приводом на випрямленому струмі, існує небагато. В них лише доказа-

на (на фізичній одноблоковій моделі) працездатність машин з таким приводом. В реферованій роботі досліджується динаміка багатоблокової ударно-вібраційної площадки з електромагнітним приводом на випрямленому струмі. Кількість віброблоків визначається вантажопідйомністю та габаритами виробу в плані. При умові забезпечення синхронної роботи, опис динаміки машини в цілому зводиться до опису динаміки одного віброблока.

Віброблок (рис.1) являє собою двомасову автоколивальну систему. Верхня маса включає масу робочого органу 1, на який встановлюється форма 2 з ущільнювачем сумішшю, та масу статора 3 електромагніта з котушкою 4. Верхня маса віброізолюється від фундаменту опорними амортизаторами 5. Нижня маса включає масу ударника 6 з якорем 7 електромагніта. Ударник з'єднується з робочим органом пружними зв'язками 8. Маси співударяються через буфери 9, зазор в яких менший зазору в магнітопроводі електромагніта. Котушки електромагнітів всіх віброблоків паралельно підключені до блока живлення. Між робочим органом і ударником встановлений переривник живлення, який є елементом зворотнього зв'язку в схемі керування блоком живлення. Блок живлення являє собою трифазний тиристорний випрямляч.

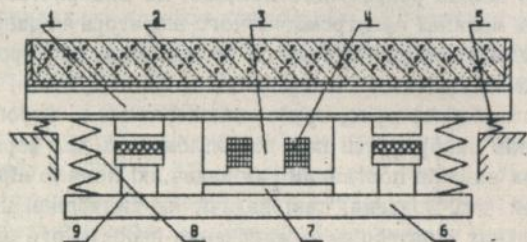


Рис.1. Принципіальна схема віброблока

Віброблок працює наступним чином. Під час проходження струму в котушці, під дією електромагнітної сили маси зближуються і стискають пружні елементи підвіски ударника. При заданному положенні мас (в початковий момент удару, або дещо раніше), переривник знеструмлює котушку. Далі, під дією сили тяги електромагніта, що породжується залишковим струмом, маси продовжують зближуватись і частково стискають буфери. Потім, під дією потенційної енергії стиснення буферів і підвіски ударника, а також за рахунок відновлення швидкості після удару маси віддаляються. Через заданий проміжок часу (в

початковий момент зближення мас, або дещо пізніше) реле часу, яке включене в схему керування, подає живлення на котушку, і цикл повторюється.

За вихідну математичну модель прийнята система з двома ступенями вільності і такими допущеннями: 1) сила пружності, яка виникає в підвісці ударника, підкорюється закону Гука; 2) в магнітопроводі не течуть вихрові струми; 3) випучення ліній магнітного потоку в зазорі магнітопроводу враховується "додаванням" величини поточного зазора до ширини полюса статора електромагніта. Відповідно прийнятій принциповій схемі віброблока його динамічна модель приведена на рис.2. Досліджувана система включає в себе масу M_1 робочого органу і частини форми з приєднаною масою ущільнювальної суміші, яка припадає на один віброблок, та масу M_2 ударника. Коливання мас

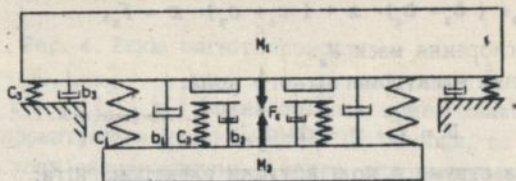


Рис. 2. Динамічна модель віброблока

збуджуються електромагнітом з силою тяги F_c . Співударання мас відбувається через пружні елементи (буфери) жорсткості c_2 і з коефіцієнтом опору b_2 . Взаємне переміщення мас забезпечується за рахунок пружних елементів (підвіски ударника) жорсткості c_1 і з коефіцієнтом опору b_1 . Маса M_1 віброізолюється від фундаменту пружними елементами (опорними амортизаторами) жорсткості c_3 і з коефіцієнтом опору b_3 . За забезпеченням умови віброізоляції, опорні пружні елементи на рух системи помітно не впливають і можна прийняти $c_3 = 0$ і $b_3 = 0$. Розрахункова схема такої моделі і осцилограма коливань приведені на рис.3. Динаміка цієї системи описується рівняннями руху мас та рівнянням електромагнітного кола.

Рівняння руху робочого органу (маси M_1):

$$M_1 \cdot \ddot{x}_1 + (b_1 + b_2) \cdot \dot{x}_1 + (c_1 + c_2) \cdot x_1 = F_c, \quad (1)$$

де $x = x_1 + x_2$ - відносне переміщення мас M_1 і M_2 ;

$\dot{x} = \dot{x}_1 + \dot{x}_2$ - відносна швидкість мас M_1 і M_2 ;
 \ddot{x}_1 - прискорення маси M_1 .

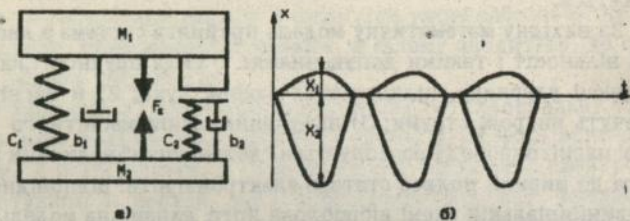


Рис. 3. Приведений рух досліджуваної системи:
 а) - розрахункова схема; б) - розгортка коливань

Рівняння руху ударника (маси M_2):

$$M_2 \cdot \ddot{x}_2 + (b_1 + b_2) \cdot \dot{x} + (c_1 + c_2) \cdot x = F_1, \quad (2)$$

де \ddot{x}_2 - прискорення маси M_2 .

Рівняння електромагнітного кола:

$$U = I \cdot r + \alpha \psi / dt, \quad (3)$$

де I - сила струму в колі котушки електромагніта;

r - опір в колі котушки; $\psi = L \cdot I$ - повне потокозчеплення
 і L - повна індуктивність.

Якщо представити повну індуктивність у вигляді:

$$L = L_p + L_o, \quad (4)$$

де L_p - робоча індуктивність; L_o - індуктивність розсіяння,
 то

$$\alpha \psi / dt = L_o \cdot dI / dt + \alpha \psi_p / dt. \quad (5)$$

Напруженість магнітного поля в повітряному вазорі x магніто-
 проводу (рис.4) з Ш-подібним статором та плоским якорем:

$$H = I \cdot w / (2 \cdot x), \quad (6)$$

де w - число витків котушки електромагніта.

Разом з тим, $H = B / \mu_o$, де $B = \Phi_p / (b \cdot l \cdot w)$ - магнітна ін-
 дукція, μ_o - магнітна стала, b і l - розміри полюса магнітопроводу.
 Тоді складова струму, що необхідна для проведення магнітного пото-
 ку через повітряний вазор:

$$i_n = 2 \cdot \Phi_p \cdot x / (\mu_0 \cdot b \cdot l^2 \cdot w^2) \quad (7)$$

Складаюча струму, що необхідна для проведення магнітного потоку через магнітопровід:

$$i_{r_0} = l_{r_0} \cdot (i \cdot w) / w, \quad (8)$$

де l_{r_0} - довжина середньої лінії магнітного потоку (дивись рис.4),

$i \cdot w$ - число ампер-витків на одиницю довжини лінії магнітного потоку.

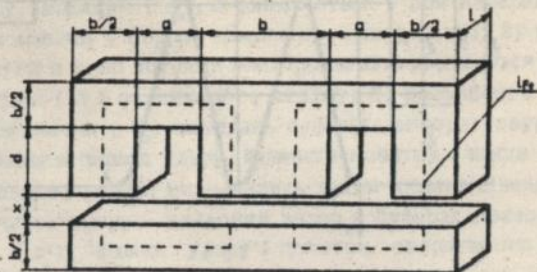


Рис. 4. Ескіз магнітопроводу

Функцією $B = f(i_{r_0} \cdot w)$ можна описати криву намагнічування сталі, з якої проектується магнітопровід. Це функція, що задається таблично. Для розв'язання рівнянь її можна апроксимувати однією з показникових функцій: 1) $i_{r_0} \cdot w = \beta \cdot (e^{\gamma \cdot B} - 1)$, 2) $i_{r_0} \cdot w = \beta \cdot \operatorname{tg}(\gamma \cdot B)$, 3) $i_{r_0} \cdot w = \beta \cdot B^D$, де γ і β - коефіцієнти, що залежать від форми кривої намагнічування. Якщо прийняти першу апроксимацію та допущення, що випучення лінії магнітного потоку враховується "додаванням" величини поточного зазора до ширини полюса, то рівняння повного струму і сили тяги електромагніта можна записати у вигляді:

$$i = \frac{\alpha \cdot x \cdot \Phi_p}{b + x} + A \cdot (e^{D \cdot \Phi_p} - 1), \quad (9)$$

$$F_s = \frac{d \Phi}{dx} \int_0^{\Phi} i d\Phi = - \frac{\alpha \cdot b \cdot \Phi_p^2}{2 \cdot (b + x)^2}, \quad (10)$$

де $\alpha = 2 / (\mu_0 \cdot w^2 \cdot l)$, $A = \beta \cdot l_{r_0} / w$, $D = \gamma / (2 \cdot w \cdot b \cdot l)$ - константи, що залежать від параметрів електромагніта.

Якщо прийняти за початок відліку нульовий зазор в магнітопроводі (рис. 5), то сила пружності може бути представлена у вигляді:

$$F_v = c_1 \cdot x_h + c_2 \cdot x_n - (c_1 + c_2) \cdot x. \quad (11)$$

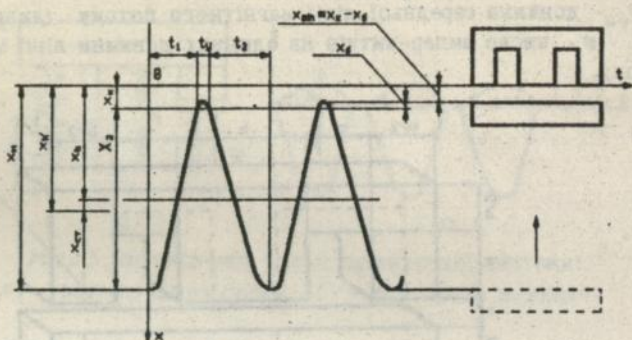


Рис. 5. Приведений рух ударника

Відомо, що в двомасовій системі при сталому режимі коливань переміщення зворотнопропорційні коливальним масам: $x_1/x_2 = M_2/M_1 = k$. Якщо виразити M_1 через M_2 і скласти рівняння (1) і (2), а також ввести прийнятні позначення, отримаєм систему рівнянь динаміки ударно-вібраційної системи з електромагнітним приводом на випряленому струмі:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \frac{1+k}{M_2} \cdot \left[c_1 \cdot x_h + c_2 \cdot x_n - (c_1 + c_2) \cdot x - \right. \\ &\quad \left. - (b_1 + b_2) \cdot v - \frac{\alpha \cdot b \cdot \phi_p^2}{2 \cdot (b+x)^2} \right], \\ \frac{d\phi_p}{dt} &= \frac{L_0 \cdot \alpha \cdot \phi_p \cdot b \cdot v}{U - i \cdot r - (b+x)^2} + \frac{L_0 \cdot \alpha \cdot x}{b+x} + L_0 \cdot A \cdot D \cdot e^{D \cdot \phi_p} + 1 \end{aligned} \right\} (12)$$

Як відзначалося, досліджувана система має три характерні періоди руху: період робочого ходу, період удару і період зворотнього (вільного) ходу. Система рівнянь (12) описує всі періоди, але потрібно враховувати такі фактори: 1) напруга в "ідеальному" режимі вмикається на початку робочого ходу, вимикається - в кінці робочого ходу; у "неідеальному" режимі - вмикається по закінченню фіксованого часу затримки (t_0), а вимикається - при наперед заданій відстані між масами (порозі вимикання напруги x_0); 2) під час вимикання напруги в коло котушки електромагніта вмикається додатковий опір гасіння (R_c) залишкового струму; 3) коефіцієнти жорсткості (c_2), демпфування (b_2) коливань буферів використовуються у розрахунках тільки в період удару. Моменти початку і кінця періодів руху в ідеальному режимі визначались таким чином: кінець робочого ходу і початок удару - нульовий зазор в буферах (зазор в магнітопроводі $x = x_0$); кінець удару і початок зворотнього ходу - рівність сил пружності і опору в буферах

$$c_2 \cdot (x - x_0) = b_2 \cdot v; \quad (13)$$

кінець зворотнього ходу та початок робочого ходу - зміна знаку швидкості

$$v_{i-1} > 0, v_i = 0, v_{i+1} < 0. \quad (14)$$

Грунтуючись на вищевикладеному, складено алгоритм розв'язання системи рівнянь (12) чисельним методом, який реалізований на ПЕОМ типу IBM PC/AT-286 мовою програмування Turbo Pascal verClI 5.5 фірми Borland International. Програма включає в себе такі основні процедури: вибір вихідних даних; вибір коефіцієнтів та констант, які необхідні для попереднього розрахунку параметрів системи; вибір режиму розрахунку циклу ("ідеального" або з регулюванням вимикання та вмикання напруги); попередній розрахунок параметрів, які необхідні для розв'язку системи рівнянь (12); задавання графічного режиму монітора для візуального спостереження за зміною параметрів в процесі розрахунку; виведення результатів розрахунку на дисплей або принтер; моделювання руху системи при зміні параметрів та коефіцієнтів, що входять у рівняння динаміки.

Враховуючи велику кількість розрахунків при моделюванні руху системи, доцільно порівняти швидкість розв'язання диференціальних рівнянь тим чи іншим чисельним методом з оцінкою точності розрахунків для керування ходом обчислень або (в нашому випадку) для керування величиною кроку зміни часу (Δt). Критерієм оцінки точності є стабілізація режиму руху системи по максимальному значенню

переміщення мас за 10 циклів від початку руху. Для оцінки використані методи Рунге-Кутта 1-го та 4-го порядків точності з кроками $5 \cdot 10^{-4}$ с, $1 \cdot 10^{-4}$ с, $5 \cdot 10^{-5}$ с, постійними на протяжці всього циклу, і зі змінним кроком: $5 \cdot 10^{-4}$ с - на "пологих" ділянках (періоди робочого та зворотнього ходу), $1 \cdot 10^{-4}$ с - в період удару і $5 \cdot 10^{-5}$ с - на підході до початку удару. Для обох методів з постійним кроком $5 \cdot 10^{-4}$ с стабілізація режиму за 10 циклів не настала. При інших постійних кроках і змінному - настала. Причому точність для обох методів відрізняється не більш ніж на 5%. Тому був вибраний метод 1-го порядку точності зі змінним кроком, який має більшу швидкість розрахунку - 10 с на 10 циклів руху (метод 4-го порядку точності - 30 с).

Для розв'язання рівнянь динаміки системи необхідно визначити коефіцієнти та початкові значення параметрів, які до них входять. Вихідними даними до розрахунку являються: вантажопідйомність віброблока (маса M_1), частота ударів f і середнє прискорення a_{1cp} маси M_1 під час удару. Необхідно відмітити, що технологи задають максимальне (a_{1m}) значення прискорення, яке сприймає бетонна суміш. Тому в процесі розрахунків визначався коефіцієнт співвідношення максимального і середнього прискорень (K_y). Величина максимального прискорення може бути настільки великою, наскільки це можливо за динамічними можливостями машини та її міцністю. Для розглядуваного типу машин воно знаходиться в межах $40-60$ м/с². В розглядуваному діапазоні вихідних даних (рис.6) максимальне прискорення знахо-

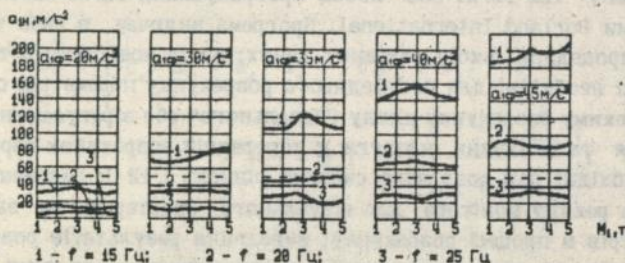


Рис.6. Розрахункові прискорення віброблока для різних значень вихідних даних M_1 , f і a_{1cp}

диться в цих межах тільки за проектованого середнього - 35 м/с² і частоти ударів 20 Гц. Перед тим, як рекомендувати оптимальне значення вантажопідйомності віброблока, необхідно затримати увагу на критеріях оптимальності тих чи інших параметрів та показників сис-

теми. Для цього необхідно визначити ступінь їх важливості. В реферованій роботі досліджувана система вивчається на прикладі установки для формування виробів із будівельних сумішей. Кінцевою метою формування є максимальне ущільнення суміші з одночасним видаленням повітря. Воно досягається за певних значень частоти ударів (f), піврозмаху ($X_1/2$) коливань робочого органу, нижнього ("ущільнючого") прискорення (a_{1n}) та максимально можливої асиметрії прискорень (a_{1n}/a_{1d}) робочого органу з одночасним забезпеченням умови безвідривного руху суміші ($a_{1n} < g$). При цьому бажано мати малу питому потужність ($P_{вд}$), високий ККД привода (k_{ω}), малу витрату коштовних матеріалів - електротехнічних міді (M_{μ}) та сталі (M_c), а також невелику жорсткість (c) підвіски ударника, через технічні складності виготовлення підвіски великої жорсткості. Таким чином, головними належить вважати технологічні параметри. Вибір оптимальної вантажопідйомності віброблока залежить й від розмірів формованих виробів, які, за однакової маси, можуть мати різні розміри як в плані, так і по висоті. Тобто для них будуть використовуватись форми різної поздовжньої та поперечної жорсткості. Це впливає на число віброблоків, відстань між ними і габарити робочого органу, та, відповідно, й на вибір вантажопідйомності одного віброблока. Як видно з рис. 7, технологічні параметри, потужність, ККД привода та витрата електротехнічної сталі змінюються незначно. За витратою міді оптимальніше мати блок більшої вантажопідйомності, за жорсткістю підвіски - меншої, тобто явного оптимуму немає і принципово можна проектувати блок будь-якої вантажопідйомності в розглядуваному діапазоні значень. Але, в цьому випадку, можна керуватись досвідом проектування вібраційних та ударно-вібраційних блокових площадок з іншим типом привода, який свідчить, що найбільш оптимальною є вантажопідйомність 2000 кг. Грунтуючись на вищевикладеному, для наступних досліджень були прийняті такі вихідні дані: $M_1 = 2000$ кг, $f = 20$ Гц і $a_{1ср} = 35$ м/с². Тут необхідно відзначити, що проведені розрахунки дозволили встановити наступне: величина коефіцієнта співвідношення k_{ω} прискорень a_{1n} і $a_{1ср}$ не залежить від вантажопідйомності, але залежить від частоти (для $f = 15$ Гц - $k_{\omega} \approx 1,8$; $f = 20$ Гц - $k_{\omega} \approx 1,6$; $f = 25$ Гц - $k_{\omega} \approx 1,5$). По наведеним вище критеріям визначені оптимальні значення коефіцієнтів та констант, які необхідні для попереднього розрахунку параметрів системи.

Коефіцієнти:

співвідношення коливних мас	(k) - 0,25
швидкостей: після і перед ударом	(k_{ω}) - 0,3

середньої і перед ударом	(k_{ν})	- 0,66
часу робочого ходу і періоду коливань	(k_{ν})	- 0,4
часу удару і періоду коливань	(k_{ν})	- 0,1
струмів: перед ударом і середнього	(k_{i_1})	- 1,0
ефективного і середнього,	(k_{i_2})	- 1,0
енергій: кінетичної і електромагн.поля	(k_E)	- 0,85
кінет. і потенц.стиску буферів	(k_n)	- 0,5
розмірів: поляса електромагніта	(k_{r_b})	- 1,0
паза електромагніта	(k_{r_a})	- 1,0
втрат потужності	(k_a)	- 0,5
Зазор у магнітопроводі перед ударом, м	(x_k)	- 0,003
Допустимі: деформація буферів, м	(x_0)	- 0,001
значення індукції, Тл	(B_n)	- 1,5
щільність струму, А/мм ²	(J)	- 6
Опір гасіння струму, Ом	(R_c)	- 25

Під час виготовлення основних елементів конструкції виробників, їх складанні та в процесі експлуатації можливі відхилення параметрів від розрахованих значень. Варіюванням параметрів, що входять в рівняння динаміки системи, встановлено наступне. Зміна навантаження на віброустановку (наприклад, при переході на інший тип виробу) неоднозначно впливає на різні параметри. Так, при збільшенні навантаження в 2,5 рази: піврозмах зменшується в 2 рази; споживана потужність збільшується на 28%; частота ударів зменшується на 5%; і практично не змінюється максимальне прискорення та асиметрія. При зменшенні навантаження в 2 рази по відношенню до розрахункового значення: піврозмах збільшується на 50%; потужність зменшується на 30%; частота підвищується на 5%; і незначно збільшується максимальне прискорення та зменшується асиметрія. При збільшенні жорсткості пружної підвіски ударника від $5 \cdot 10^5$ до $1 \cdot 10^7$ Н/м частота збільшується з 12 до 27 Гц. Цей ефект можна використати при створенні установок зі змінним режимом ущільнення. На один з варіантів конструктивного рішення регулювання жорсткості отримане авторське свідоцтво. Перевищення величини жорсткості буферів над розрахунковим значенням приводить до різкого збільшення максимального прискорення. При значеннях жорсткості, менших за розрахункові, величини основних параметрів змінюються незначно.

Все вищевикладене торкається "ідеального" режиму руху системи. При цьому випрямлена напруга живлення вмикається при максимальному віддаленні мас, а вимикається при нульовому зазорі в буферах (завор в магнітопроводі ($x - x_k$)). Фізично поріг вимикання напруги (x_2)

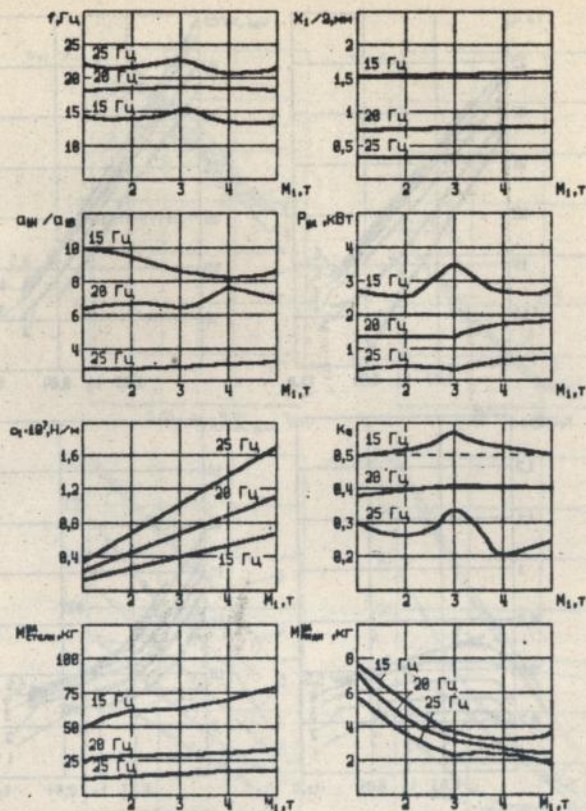


Рис. 7. Основні параметри і показники системи для різних значень вихідних даних $M_1 f$ ($a_{ср} = 35 \text{ м/с}^2$)

задається установкою прапорця в переривнику живлення у певному положенні. Момент наступного вмикання напруги визначається величиною часу затримки (t_z), який задається електронним реле часу, що включене в схему керування. Поріг вмикання регулюється дискретно (при непрацюючій установці) зміною положення прапорця. Таким чином напруга вимикається нижче ($x_z > x_k$) чи вище ($x_z < x_k$) положення нульового зазора в буферах ($x_z = x_k$). Теоретично поріг вмикання

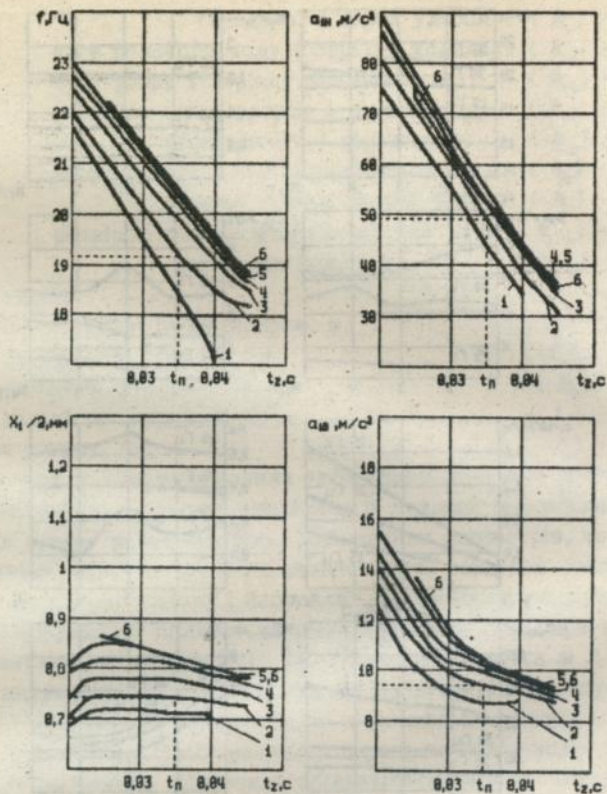


Рис. 8. Залежність параметрів системи від зміни порогу вимикання (x_z) і часу затримки (t_z) на вимикання напруги:

- 1 - $x_z = 0,0024 \text{ м} < x_k$; 2 - $x_z = 0,003 \text{ м} = x_k$; 3 - $x_z = 0,004 \text{ м} > x_k$;
 4 - $x_z = 0,005 \text{ м} > x_k$; 5 - $x_z = 0,006 \text{ м} > x_k$; 6 - $x_z = 0,007 \text{ м} > x_k$.

можна регулювати і при безперервно працюючій установці, але практично це виконати важко. А безперервно змінювати час затримки в процесі роботи достатньо легко. Наприклад, це можна зробити за допомогою змінного опору, який включається в реле часу. При моделюванні на ЕОМ вимикання напруги ($U = 0$) відбувається за досягнен-

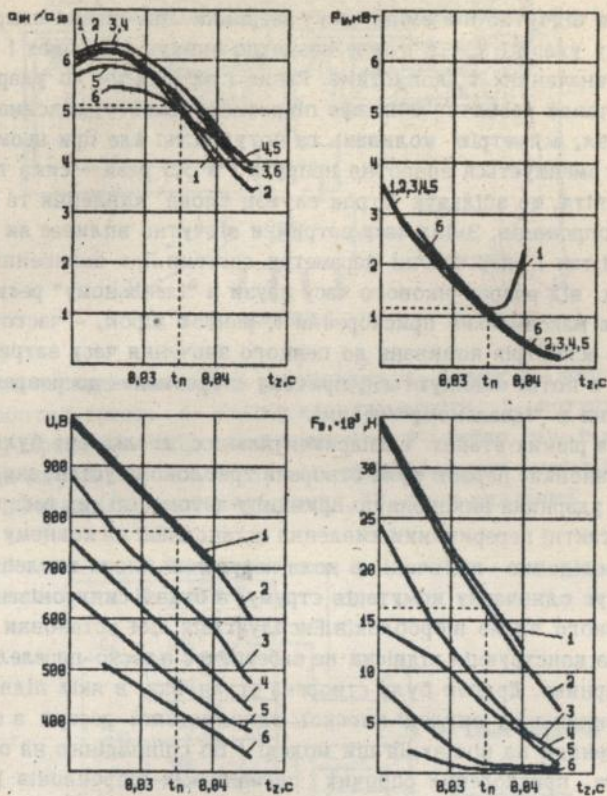


Рис. 8. (закінчення)

ням масами заданої відстані ($x = x_z$) між ними. Після цього починається відлік часу. По закінченню заданного проміжку часу (часу затримки t_z) відбувається вмикання напруги ($U = U$). На рис. 8 показана залежність основних параметрів системи (для різних порогів вмикання) від зміни часу затримки в межах розрахункового періоду коливаний (0,05 с). Пунктирною лінією виділені значення параметрів для "ідеального" режиму ($x_z = x_k = 0,003$ м, $t_z = t_n = 0,0355$ с). Як видно в рис. 8, для технологічних параметрів зміна порогу вмикан-

ня менш відчутна ніж зміна часу затримки. Вимикання напруги після початку удару ($x_z < x_k$) лише незначно знижує півроздах і тому, при малих значеннях t_z , допустиме. Раннє (за 1...4 мм до удару) вимикання також незначно збільшує півроздах, частоту, максимальне прискорення, асиметрїв коливань та потужність. Але при цьому майже в 2 рази зменшується зворотня напруга і в 3,5 рази - сила тяги електромагніта, що збільшує строк служби блока живлення та кріплення магнітопроводів. Зміна часу затримки відчутно впливає як на технологічні, так і енергетичні параметри системи. При зменшенні часу затримки від розрахункового часу паузи в "ідеальному" режимі значно зростає максимальне прискорення і, меншою мірою, - частота. Півроздах та асиметрія коливань до певного значення часу затримки зростають, а потім зменшуються, причому півроздах - до розрахункового значення в "ідеальному" режимі.

На різних етапах експериментальних досліджень були створені три установки. Першою була створена триблокова установка, в якій підвіска ударника виконана по принципу автомобільних ресор. Механічні контактні переривники живлення встановлені на кожному віброблоці і послідовно включені в кола керування блока живлення, що забезпечує одночасну комутацію струму, а отже і синхронізацію роботи будь-якого числа віброблоків. Експлуатація цієї установки показала, що така конструкція підвіски не забезпечує плоско-паралельного руху ударника. Другою була створена установка, в якій підвіска ударника виконана у вигляді плоскої однолистової ресори з однаковим заземленням на кінцях. На цій моделі (по співпадінню на осцилограмі піків прискорення робочих органів всіх віброблоків) доведена можливість синхронізації роботи ряду віброблоків при встановленні переривника тільки на одному віброблоці. Але використання механічного переривника не дає можливості регулювати час затримки на вимикання напруги. Для усунення недоліків, виявлених в процесі досліджень, створена установка (рис. 9), в якій, як переривник, використаний безконтактний індукційний датчик, що є елементом зворотнього зв'язку в схемі керування блоком живлення електромагнітів (рис. 10). При виконанні досліджень вимірювались такі параметри: частота ударів; абсолютне й відносне переміщення мас та прискорення робочого органу; струми: в колі силових (VS1 - VS3) та гасильних (VS4 - VS6) тиристорів, у котушці та нульовому проводі, а також зворотня напруга в момент гасіння струму. Частота ударів визначалась при обробці осцилограм по лініям відмітки часу. Для вимірювання параметрів коливань використовувалась вібрвимірю-

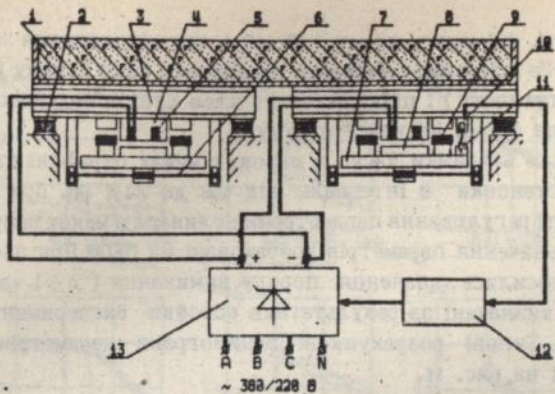


Рис. 9. Схема експериментальної установки: 1- форма, 2- амортизатор, 3- робочий орган, 4- статор електромагніта, 5- котушка, 6- ресора, 7- ударник, 8- якорь електромагніта, 9- буфер, 10- індукційний датчик (переривник живлення), 11- регульвальний пристрій прапорця датчика, 12- схема керування, 13- блок живлення

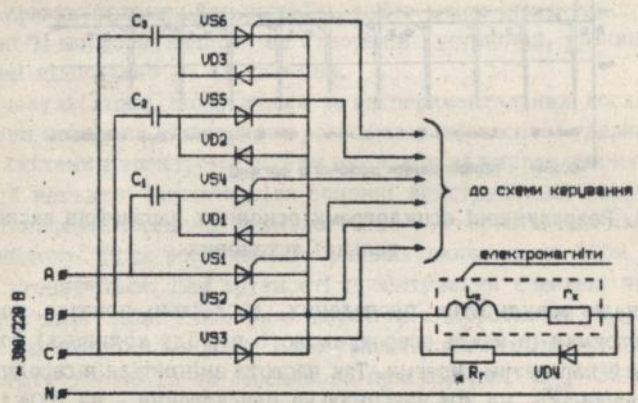


Рис. 10. Схема блока живлення

вальна апаратура ВІБ-5МА з датчиками переміщення ДП-2 та датчиками прискорення ДУ-5. Для вимірювання струмів у відповідні кола вклю-

ЛНБ ім. В. Стефанива
АН України

чені шунти, які мають клєми (75 мВ) для підключення стрілочного приладу. Це дозволяє одночасно вимірювати силу струму (для визначення потужності) і підключати до клем шунтів гальванометри (для визначення форми імпульсу струму).

Змінюв затримки часу в широких межах отримані стійкі режими роботи установки в інтервалі від 4,2 до 24,1 Гц. При дослідженні можливості регулювання параметрами коливань в межах розрахункового періоду, значення параметрів розраховані на ПЕОМ. При цьому до програми вносились значення порогу вимикання (x_z) і часу затримки (t_z), що визначені за результатами обробки експериментальних осцилограм. Типові розрахункові осцилограми параметрів установки приведені на рис. 11.

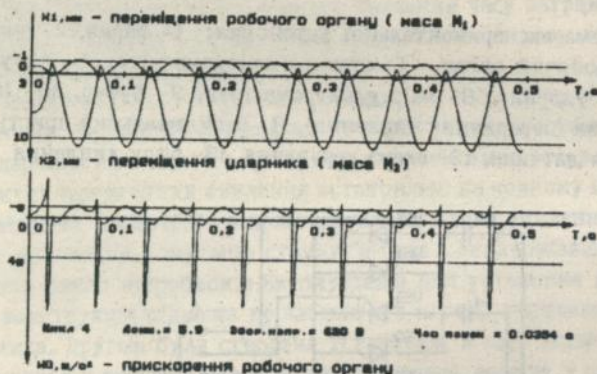


Рис. 11. Розрахункові осцилограми основних параметрів експериментальної установки

Аналіз результатів проведених досліджень показав, що змінюв часу затримки (в межах розрахункового періоду коливань) можна регулювати параметри системи. Так частота змінюється в середньому на 15%, піврозмах - на 30%, максимальне прискорення - на 200% і асиметрія - на 35%. Порівняння розрахункових та експериментальних (рис. 12) значень параметрів показало адекватність прийнятої математичної моделі досліджуваної системи реальній конструкції установки. Розходження результатів не перевищує: по частоті - 4%, піврозмаху - 5%, верхньому "розущільнювачому" прискоренню - 8%, максимальному прискоренню - 4%, асиметрії - 8% і потужності - 10%.

Для порівняння технологічної ефективності на створеній та

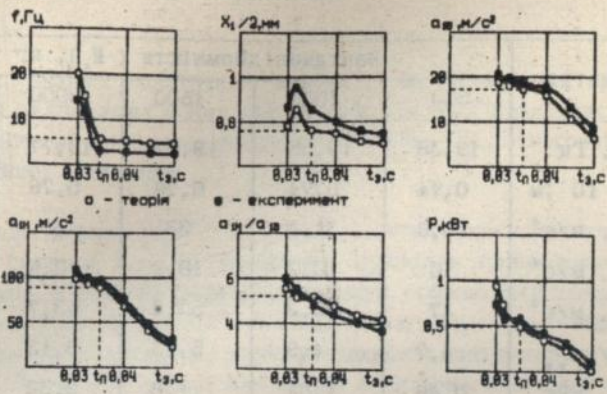


Рис. 12. Розрахункові та експериментальні значення основних параметрів установки при зміні часу затримки t_z ($x_z = 0,004$ м)

стандартній лабораторній віброплощадці відформовані бетонні зразки-куби та зразки-призми. Для зразків (кубів - при стисненні, призм - при згині), що формувалися на створеній установці, границі міцності вищі відповідно на 4% та 12,8%.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень розроблена методика інженерного розрахунку двомасової ударно-вібраційної системи з електромагнітним приводом на випрямленому струмі. По цій методиці визначаються основні конструктивні параметри, а також попередні значення технологічних та енергетичних параметрів віброблока. Після розв'язання рівнянь динаміки на ПЕОМ ці параметри уточнюються. Для зручності проектування наведені числові значення (див. табл.) основних параметрів віброблоків ряду характерних вантажопідйомностей (для рекомендованих проектних значень частоти $f = 20$ Гц та середнього прискорення $a_{1,ср} = 35$ м/с²).

У відповідності з результатами досліджень в КТБ "Будіндустрія" Мінбуду України (за участь автора роботи) спроектована триблокова ударно-вібраційна площадка для формування залізобетонних виробів. Дослідно-промисловий зразок установки вантажопідйомність 6 т виготовлений та випробуваний на Броварському заводі будівельних конструкцій. Проведені випробування підтвердили основні теоретичні допущення та висновки, приведені в дослідженнях двомасової ударно-вібраційної системи з електромагнітним приводом на випрямленому струмі.

Параметри	Вантажопідйомність (M_L), кг				
	500	1000	1500	2000	2500
f , Гц	19,36	19,55	19,72	19,77	19,6
$X_L/2 \times 10^{-3}$, м	0,74	0,74	0,76	0,76	0,75
$a_{\text{т.р.}}$, м/с ²	29,6	31,3	33	33	31,8
$a_{\text{т.н}}$, м/с ²	10	10,2	10,4	10,5	10,2
$a_{\text{т.н}}$, м/с ²	47	50,2	53,3	53,7	51,8
$a_{\text{т.н}} / a_{\text{т.н}}$	4,7	4,9	5,13	5,13	5,06
P , кВт	0,46	1,04	1,8	2,32	2,67
$P_{\text{в.а}}$, кВт	0,92	1,04	1,2	1,16	1,07
b , м	0,06	0,085	0,104	0,12	0,134
d_n , мм	1,4	1,9	2,36	2,8	3
$\psi \times n_u$	841 \times 1	400 \times 1	256 \times 1	196 \times 1	169 \times 1
a , м	0,069	0,064	0,063	0,064	0,064
r_n , Ом	5,3	1,6	0,76	0,46	0,37
R_r , Ом	110	50	30	25	20
c_1 , Н/м	$1,1 \cdot 10^6$	$2,2 \cdot 10^6$	$3,3 \cdot 10^6$	$4,4 \cdot 10^6$	$5,5 \cdot 10^6$
c_2 , Н/м	$2,3 \cdot 10^7$	$4,5 \cdot 10^7$	$6,8 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$	$1,1 \cdot 10^8$
U_{max} , В	917	935	940	984	927
$x_h \times 10^{-2}$, м	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6
$x_d \times 10^{-2}$, м	0,63	0,69	0,75	0,75	0,72
M_c , кг	11,2	24,1	39,2	56,1	73,7
M_u , кг	5,26	5,45	6,13	7,32	7,83
M_2 , кг	125	250	375	500	625
F_k , Н	$3,4 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	$1,4 \cdot 10^4$	$1,8 \cdot 10^4$	$2,1 \cdot 10^4$
$F_{\text{в.а}}$, Н	$1,5 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$6,6 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$
$i_{\text{н.г}}$, А	1,9	4,4	7,5	9,4	11,3

Огляд існуючих конструкцій джерел коливань робочих органів вібраційних будівельних машин підтвердив доцільність використання електромагніта на випрямленому струмі як вібратора двомасової ударно-вібраційної установки.

Складено диференціальні рівняння динаміки двомасової ударно-вібраційної системи з електромагнітним приводом на випрямленому струмі. Аналіз їх рішення дозволив виявити основні закономірності руху системи. Розв'язання рівняння електромагнітного кола відносно потокозчеплення дозволяє в процесі розрахунків контролювати величину індукції, що при виборі параметрів електромагніта дає змогу уникнути насичення сталі в реальній конструкції магнітопроводу.

Складено алгоритм і програму розрахунку динаміки системи чисельним методом Рунге-Кутта 1-го порядку точності зі змінним кроком в різні періоди руху системи.

Оптимальні динамічні параметри системи мають такі числові значення:

- вантажопідйомність віброблоку (маса M_1) - 2000 кг;
- частота ударів - 20 Гц;
- середнє прискорення робочого органу під час удару - 35 м/с²;
- асиметрія верхнього та нижнього прискорень робочого органу - 5 ;
- піврозмах коливань - 0,7...0,8 мм.

Визначені оптимальні значення коефіцієнтів та констант, необхідних для проектування.

Варіюванням параметрів, що входять в рівняння динаміки системи, встановлено:

Зміна навантаження (наприклад, при переході на інший тип виробу) неоднозначно впливає на різні параметри. Так, при перевантаженні віброблоку пропорційно зменшується піврозмах коливань, а також погіршуються енергетичні показники, тому велике перевантаження небажане. При недовантаженні віброблоку лише незначно зростає

піврозмах коливань, а інші параметри практично не змінюються, тому недовантаження віброблоку допустиме.

Цілеспрямована зміна жорсткості пружної підвіски ударника дозволяє забезпечити заданий за технологією змінний режим ущільнення (від низької частоти з великим піврозмахом до високої частоти з малим піврозмахом). На один із варіантів конструктивного рішення регулювання жорсткості отримане авторське свідоцтво.

Через збільшення жорсткості буферів в процесі експлуатації установки (старіння і необоротна пластична деформація резини), їм потрібно приймати дещо менше розрахункового значення.

Необхідно уважно підходити до вибору матеріалу пружних елементів. Тому що збільшення коефіцієнту демпфування коливань в підвісці ударника від розрахункового значення погіршує технологічні параметри системи. А збільшення коефіцієнту демпфування в буферах зменшує строк служби металоконструкції віброблоків.

Дослідження по регулюванню порогу вимикання і часу затримки (в межах розрахункового періоду коливань) дозволили визначити наступне:

Зміна часу затримки на вмикання напруги відчутно впливає як на технологічні, так і на енергетичні параметри системи. Зменшення часу затримки (порівняно з розрахунковим значенням) можна використовувати при перевантаженні, а збільшення - при недовантаженні віброблока.

Зміна порогу вимикання напруги для технологічних параметрів менш відчутна. Однак, вимикання напруги до початку удару (збільшення порогу) зменшує зворотню напругу на тиристорах і силу тяги електромагніта, що збільшує строк служби блока живлення та кріплення магнітопроводів.

В результаті експериментальних досліджень:

Запропоновано новий принцип керування блоком живлення електромагнітів, який захищено авторським свідоцтвом. Доведена синхронізація роботи ряду віброблоків при встановленні переривника живлення електромагнітів тільки на одному віброблоці.

Зміною часу затримки на вмикання напруги від значень набагато більших розрахункового періоду коливань (0,05 с) до значень набагато менших розрахункового часу паузи (0,035 с) отримано ряд

стійких режимів роботи установки в інтервалі частот від 4,2 Гц до 24,1 Гц. Це дозволяє рекомендувати використання електромагніта на випрямленому струмі як привода будівельних ударно-вібраційних машин різноманітного технологічного призначення.

Доведена можливість регулювання параметрами коливань зміною часу затримки на вмикання напруги в межах розрахункового періоду коливань. Частота ударів змінюється в середньому на 15%, піврозмах на - 30%, максимальне прискорення робочого органу - на 200% і асиметрія на - 35%.

Порівняння розрахункових та експериментальних значень основних параметрів показало адекватність прийнятої математичної моделі досліджуваної системи реальній конструкції установки.

На основі теоретичних та експериментальних досліджень розроблена інженерна методика розрахунку основних параметрів ударно-вібраційних систем з електромагнітним приводом на випрямленому струмі. Приведені числові значення параметрів, необхідних для проектування віброблоків ряду характерних вантажопідйомностей.

Випробування на Броварському заводі будівельних конструкцій створеного дослідно-промислового зразка ударно-вібраційної площадки для формування залізобетонних виробів підтвердили основні теоретичні допущення та висновки, приведені в дослідженнях динаміки двомасової ударно-вібраційної системи з електромагнітним приводом на випрямленому струмі.

Основні положення дисертації опубліковані у таких роботах:

1. Назаренко И.И., Баранов Ю.А., Довгалюк Л.А. Опыт использования сложных нелинейных вибровоздействий на бетонную смесь // *Материалы, технология и конструкции для Нечерноземья. Тезисы докладов.*- Брянск, 1985.- с.77.

2. Назаренко И.И., Баранов Ю.А., Демидас А.В. Применение ударно-вибрационных машин в практике формирования железобетонных изделий // *Материалы, технология и конструкции для Нечерноземья. Тезисы докладов.*- Брянск, 1985.- с.83.

3. Назаренко И.И., Баранов Ю.А., Омельченко В.А. Принципы реализации полигармонического вибровоздействия на бетонную смесь // *Реология бетонных смесей и ее технологические задачи.*- Рига,

1986.- с.172.

4. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Баранов Ю.А. и др. Эффективность совершенствования конструкций виброплощадок и режимов формирования // Экономика строительства: ЭИ / Минюгстрой СССР, ЦЕНТИ.- 1987.- Вып.6.- с.19 - 28.

5. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Баранов Ю.А. и др. Теория гибридных механических систем машина - среда // Тезисы Всесоюзной конференции по вибротехнике.- Кобулет, "Мецниереба", 1987.- с. 91.

6. Назаренко И.И., Баранов Ю.А. Виброударная площадка для уплотнения бетонных смесей в форме.- А.С. 1316827 (СССР). Оpubл. в Б.И., 1987, № 22.

7. Иносов В.Л., Назаренко И.И., Баранов Ю.А. Устройство для уплотнения бетонных смесей в форме.- А.С. 1323391 (СССР). Оpubл. в Б.И., 1987, № 26.

8. Назаренко И.И., Коломиец В.М., Баранов Ю.А. и др. Виброударная площадка для уплотнения бетонных смесей в форме.- А.С. 1316827 (СССР). Оpubл. в Б.И., 1989, № 31.

9. Назаренко И.И., Емченко С.В., Баранов Ю.А. и др. Устройство для уплотнения бетонных смесей в форме.- А.С. 1316827 (СССР) Оpubл. в Б.И., 1989, № 31.

10. Баранов Ю.А. Особенности проектирования ударно-вибрационных площадок с электромагнитным приводом // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины.Респуб. межвед. науч.- техн. сборник.- К.: Техника, 1990, вып. 43.- с.69 - 72.

Підп. до друку 16.03.94. Формат 60×84¹/₁₆.
Папір друк. № . Спосіб друку офсетний. Умовн. друк. арк. 1,39 .
Умовн. фарбо-відб. 1,5 . Обл.-вид. арк. 1,0 .
Тираж 100 . Зам. № 4-4239 .

Фірма «ВІПОЛ»
252151, Київ, вул. Волинська, 60.

901815

AB 29.731