Хероїм О. О.

Давиденко Ю. О.

Черевко О. М.

Полтавський національний технічний університет ім. Ю. Кондратюка

Kheroim O. O.

Davidenko Y. O.

Cherevko O. M.

Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University

УДК 621.01

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ КЕРОВАНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ПНЕВМОДОВАНТАЖУВАЧЕМ

У статті наведено моделювання руху вібраційної машини, приводом якої є віброзбуджувач гвинтових коливань. Характерною особливістю вібраційного пристрою, що досліджується, є поєднання дії керованої вібрації та безінерційного пневмодовантажувача. Одночасне керування параметрами вібрації та величиною тиску у камері пневмодовантажувача дозволяє суттєво інтенсифікувати процес ущільнення жорстких сумішей при виготовленні високоякісних дрібноштучних бетонних виробів.

Ключові слова: *керована віброплощадка, пневмодовантажувач, математична модель, віброзбуджувач, гвинтові коливання.*

Постановка проблеми. Формування є одним з основних та найважливіших етапів у виробництві бетонних та залізобетонних виробів. Для досягнення якісного ущільнення жорстких бетонних сумішей найчастіше застосовують метод вібропресування. Але обладнання, яке при цьому застосовується є високовартісним та великогабаритним, а тому потребує значних капіталовкладень та наявності приміщень, достатніх для його розміщення. Спроектована в Полтавському технічному університеті керована віброплощадка для ущільнення жорстких бетонних сумішей вирішує обидві проблеми: має невеликі габарити на порівняно низьку вартість, забезпечуючи при цьому належну якість готових виробів. Експериментальні дослідження показали безвідмовну її роботу на всіх режимах, простоту в керуванні та обслуговуванні. В якості приводу вібраційної площадки застосовано віброзбуджувач гвинтових коливань, а заневолення бетонної суміші під час ущільнення здійснюється за допомогою пневматичного довантажувача.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз попередніх досліджень показав позитивний вплив вібраційного поля гвинтової структури на обробку металевих деталей електронного виробництва у середовищі вільного абразиву [1, 2], а також на перемішування фібробетонної суміші [3].

Характерною особливістю вібраційної машини, що досліджується, є наявність безінерційного довантажувача у вигляді пневматичного балона. Дослідження різних вчених свідчать про позитивний вплив заневолення середовища, що обробляється. При цьому покращується якість ущільнення бетонних сумішей [4, 5, 6], підвищується продуктивність процесу віброобробки деталей у абразивному середовищі [7, 8], а також зменшується потужність, яку споживає привідний двигун [2].

Невирішені раніше частини загальної проблеми, яким присвячена стаття. До цього часу немає робіт, які б були присвячені дослідженню впливу керованого вібраційного поля гвинтової структури на формування бетонних виробів. Вплив довантаження на якість ущільнення бетонних сумішей вивчався багатьма науковцями [4, 9, 10, 11]. Але в літературі важко знайти єдину методику врахування властивостей бетонних сумішей та рекомендації щодо параметрів коливань віброустановок й способу і величини довантаження, дослідження вчених дуже різні і часто вступають в протиріччя. Моделювання руху створеної керованої віброплощадки дасть змогу дослідити вплив параметрів її роботи у поєднанні з дією пневматичного довантажувача на середовище, що обробляється.

Метою даної роботи є моделювання руху вібраційної машини з пневмодовантажувачем, приводом якої є керований віброзбуджувач гвинтових коливань.

Викладення основного матеріалу. Розрахункову схему керованої вібраційної машини, що генерує поле гвинтової структури

коливань та призначена для ущільнення жорстких бетонних сумішей із застосуванням безінерційного довантажувача, подамо у вигляді механічної системи (рис. 1), яка складається з корпусу 1, керованого дебалансного віброзбуджувача 2, робочого органу 3 та середовища, що обробляється 4. Керований дебалансний віброзбуджувач складається з дебалансного вала та трьох дебалансів, один з яких закраплений жорстко на валу, а два інші мають можливість повертатись навколо дебалансного вала та переміщуватись вздовж його осі, повертаючись відносно нерухомого дебалансу в протилежні сторони.

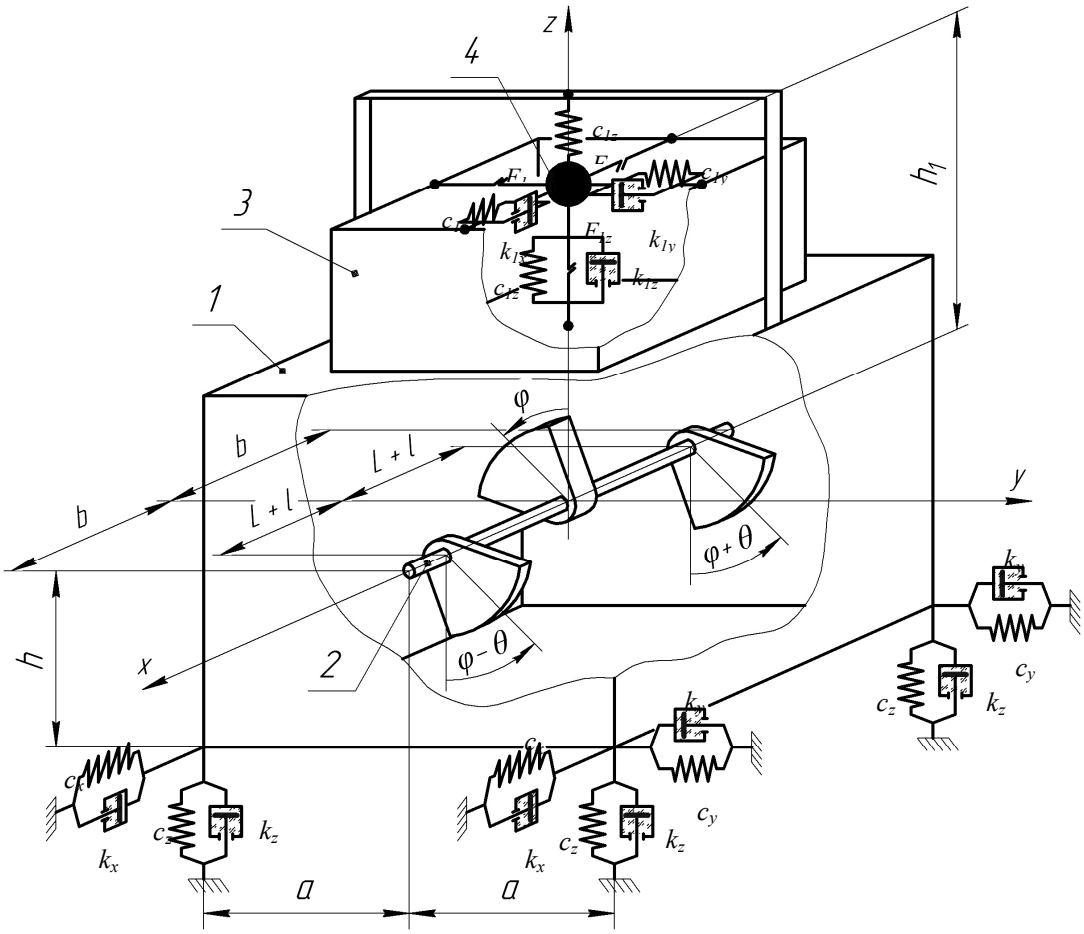

Рис. 1. Розрахункова схема керованої вібраційної машини гвинтових коливань: 1 – корпус; 2 – керований дебалансний віброзбуджувач; 3 – робочий орган; 4 – середовище, що обробляється

Важливо відмітити, що запропонована розрахункова схема використовується для складання математичної моделі машини, а не технологічного процесу, що нею виконується. Тому середовище, що обробляється, представлене у вигляді тіла, наділеного пружними, в'язкими та пластичними властивостями. Моделювання руху окремих частинок середовища, що обробляється, є окремим досить складним завданням, яке перевищує об'єм даного дослідження, тому наведена розрахункова схема враховує лише взаємний вплив руху робочого органу машини та руху середовища, що обробляється.

Пружно-в'язкі характеристики опор вібраційної машини (рис. 1) представлено у вигляді пружних елементів з коефіцієнтами жорсткості c_x, c_y, c_z та в'язких елементів з коефіцієнтами в'язкого опору k_x, k_y, k_z. Зв'язки між середовищем, що обробляється, та робочим органом машини зображені у вигляді пружних елементів з коефіцієнтами жорсткості c_{1x}, c_{1y}, c_{1z}, в'язких елементів з коефіцієнтами опору k_{1x}, k_{1y}, k_{1z} та пластичних елементів з характеристиками F_{1x}, F_{1y}, F_{1z}.

Безінерційний довантажувач моделюється попереднім стисненням пружних елементів між оброблюваним середовищем і робочим органом (рис. 2, а).

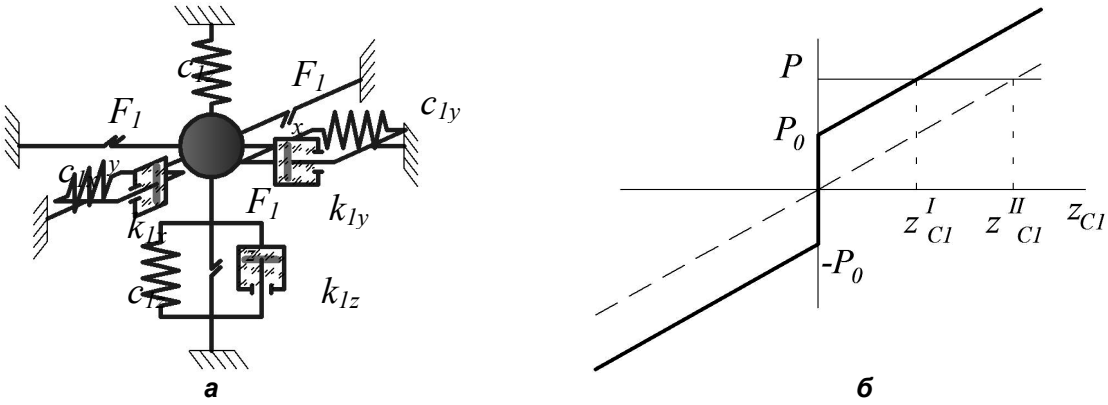

Рис. 2. Моделювання впливу безінерційного довантажувача на середовище, що обробляється: а – розрахункова схема; б – пружна характеристика

На рисунку 2, б показана пружна характеристика системи, тобто зв'язок між силою, яка прикладена до тіла, і відповідним відносним переміщенням тіла $z_{C1} = z_1 - z$. Суцільною лінією показана характеристика з натягом, пунктиром − без натягу. Величина P_o являє собою початковий обтиск (натяг) пружних елементів. Легко помітити, що чим більше P_o, тим менше z_{C1} і більша різниця $z^{II}_{C1} - z^{I}_{C1}$ при заданому значенні P.

Величина зусилля деформації пружних елементів

$$P = c_1 \cdot z_{C1} + P_0 \cdot sign\, z\,. \qquad (1)$$

Під час складання математичної моделі керованої вібраційної машини з безінерційним довантажувачем необхідно враховувати особливості поведінки середовища, що обробляється, оскільки наявність додаткового обтиску суміші в робочому органі, збільшує коефіцієнти в'язкого та сухого тертя, що в свою чергу призводить до підвищення дисипації енергії в суміші, яка обробляється.

Коефіцієнт в'язкого тертя визначимо за формулою

$$k_{1z} = k_{1z0} + \frac{P_0}{\dot{z}^{max}_{C1}}\,, \qquad (2)$$

де k_{1z0} − значення коефіцієнта в'язкого тертя без обтиску середовища, що ущільнюється;

$\dot{z}^{max}_{C1}$ − амплітудне значення швидкості відносного руху, коли $P_o = 0$.

Силу сухого тертя визначимо, збільшивши нормальний тиск на величину P_o.

$$F = f\left(M_{o.c.} \cdot g + P_0\right), \qquad (3)$$

де f – коефіцієнт сухого тертя;
$M_{o.c.}$ – маса середовища, що обробляється.

Наведена на рисунку 1 розрахункова схема має 11 ступенів вільності, а її положення визначається 11-ма узагальненими координатами, в якості яких прийнято:

$q_1 = x$, $q_2 = y$, $q_3 = z$ – переміщення рухомого корпуса вздовж координатних осей Ox, Oy, Oz;

$q_4 = \alpha$ – поворот рухомого корпуса навколо осі Oz;

$q_5 = \beta$ − поворот рухомого корпуса навколо осі Oy;

$q_6 = \psi$ − поворот рухомого корпуса навколо осі Ox;

$q_7 = \varphi$ – поворот дебалансного вала відносно власної осі (співпадає з віссю Ox);

$q_8 = x_1$, $q_9 = y_1$, $q_{10} = z_1$ – переміщення центра мас середовища, що обробляється, вздовж координатних осей Ox, Oy, Oz;

$q_{11} = \theta$ – кут повороту рухомого дебалансу відносно врівноваженого положення.

Моделювання руху вібраційної машини з гвинтовими коливаннями являє собою порівняно складну задачу, яка пов'язана з необхідністю описання вільного руху механічної системи. Для складання математичної моделі скористаємось методом, запропонованим проф. Сердюком Л.І. [2]. Для цього при побудові математичної моделі скористаємось в якості рухомої системи координат вібраційними осями. Направимо ці осі наступним чином (рис. 3): вісь Ox – вздовж осі дебалансного вала, вісь Oz – перпендикулярно їй вгору, а вісь Oy – горизонтально. В цьому випадку поворот корпуса машини в площині xOy відбувається на кут α, в площині xOz – на кут β, а в площині yOz – на кут ψ. Ці осі співпадають з головними центральними осями рухомого корпуса (рис. 1), що розглядається як жорстке тверде тіло.

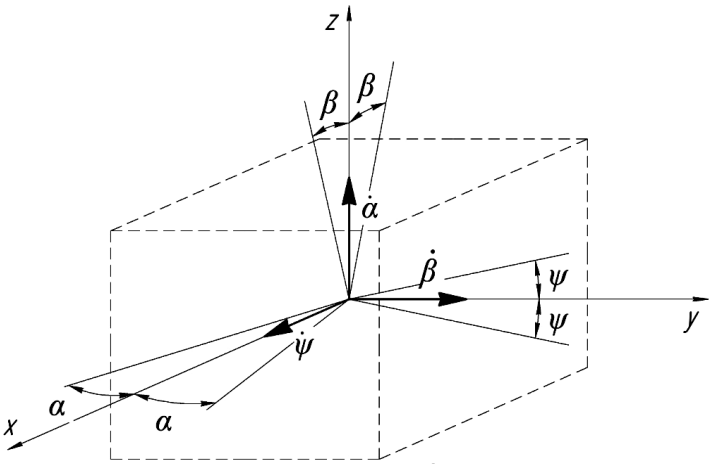

Рис. 3. Розташування вібраційних осей

Нерухомий дебаланс розташований в площині *yOz*. Підвіска рухомого корпуса здійснюється на рівні нижньої грані. Рухомі дебаланси переміщуються вздовж дебалансного вала в протилежні сторони й повертаються від врівноваженого стану також в протилежні сторони на кут θ.

Параметри системи:

M – маса корпуса;

$M_в$ – маса вала;

$M_{о.с.}$ – зведена маса середовища, що обробляється;

m – маса нерухомого дебалансу;

m/2 – маса рухомого дебалансу;

$x_{C1} = x_1 - x$, $y_{C1} = y_1 - y$, $z_{C1} = z_1 - z$ – відносне переміщення центра мас середовища, що обробляється, відносно робочого органу;

l – переміщення кожного рухомого дебалансу від початкового положення вздовж осі дебалансного вала [1]

$$l = \lambda\theta, \qquad \text{де } \lambda = \frac{h}{2\pi};$$

L – початкове зміщення центра ваги рухомого дебалансу від нерухомого;

h – крок гвинтових канавок;

J_x – зведений момент інерції корпуса відносно осі *Ox*;

J_y – зведений момент інерції корпуса відносно осі *Oy*;

J_z – зведений момент інерції корпуса відносно осі *Oz*;

J – зведений момент інерції частин, що обертаються, відносно осі обертання дебалансного вала

$$J = J_x + J_y + J_z.$$

Враховуючи, що механічна система, що розглядається, має 11 ступенів вільності, для складання диференційних рівнянь руху доцільніше скористатись рівняннями Нільсена, оскільки в цьому випадку необхідно виконати меншу кількість операцій диференціювання ніж при використанні рівнянь Лагранжа другого роду. Запишемо рівняння Нільсена у вигляді

$$\frac{\partial \dot{T}}{\partial \dot{q}_j} - 2\frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \ \left(j = 1, 2, ..., 11\right) \quad (4)$$

де T – кінетична енергія системи;

q_j – узагальнені координати системи;

$\dot{q}_j$ – узагальнені швидкості, відповідні узагальненим координатам;

Q_j – узагальнені сили, відповідні узагальненим координатам.

Система диференційних рівнянь, яка описує рух механічної системи, що досліджується, матиме вигляд

$$\begin{aligned}&\left(M + M_в + 2m\right)\ddot{x} + k_x\dot{x} + c_x x - k_{1x}\dot{x}_{C1} - c_{1x}x_{C1} - F_{1x}sign\,\dot{x}_{C1} = \\ &= -me\dot{\theta}\left(\dot{\alpha}\,sin\,\varphi + \dot{\beta}\,cos\,\varphi\right)sin\,\theta - me\left(\ddot{\alpha} - \dot{\beta}\dot{\varphi}\right)sin\,\varphi - \\ &- me\left(\dot{\alpha}\dot{\varphi} + \ddot{\beta}\right)\left(1 - cos\,\theta\right)cos\,\varphi + me\left(\ddot{\alpha} + \dot{\beta}\dot{\varphi}\right)sin\,\varphi\,cos\,\theta\ ,\end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned}&\left(M + M_в + 2m\right)\ddot{y} + k_y\dot{y} + c_y y - k_{1y}\dot{y}_{C1} - c_{1y}y_{C1} - F_{1y}sign\,\dot{y}_{C1} = me\times \\ &\times\left(\ddot{\psi} + \ddot{\varphi}\right)cos\,\varphi - me\left(\dot{\psi}\dot{\varphi} + \dot{\varphi}^2\right)sin\,\varphi - me\left(\ddot{\psi} + \ddot{\varphi} + \ddot{\theta}\right)cos\,\varphi\,cos\,\theta + \\ &+ me\dot{\varphi}\left(\dot{\psi} + \dot{\varphi} + \dot{\theta}\right)sin\,\varphi\,cos\,\theta + me\dot{\theta}\left(\dot{\psi} + \dot{\varphi} + \dot{\theta}\right)cos\,\varphi\,sin\,\theta\ ,\end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned}&(M+M_в+2m)\ddot{z}+k_z\dot{z}+c_z z-k_{1z}\dot{z}_{C1}-c_{1z}z_{C1}-F_{1z}sign\,\dot{z}_{C1}-\\&-P_0 sign\,z_{C1}=me\left(\dot{\psi}\dot{\varphi}+\dot{\varphi}^2\right)cos\,\varphi+me\left(\ddot{\psi}+\ddot{\varphi}\right)sin\,\varphi-\\&-me\left(\ddot{\psi}+\ddot{\varphi}+\ddot{\theta}\right)sin\,\varphi\,cos\,\theta-me\dot{\varphi}\left(\dot{\psi}+\dot{\varphi}+\dot{\theta}\right)cos\,\varphi\,cos\,\theta+\\&+me\dot{\theta}\left(\dot{\psi}+\dot{\varphi}+\dot{\theta}\right)sin\,\varphi\,sin\,\theta,\end{aligned}\tag{7}$$

$$M_{o.c.}\ddot{x}_{C1}+k_{1x}\dot{x}_{C1}+c_{1x}x_{C1}+F_{1x}sign\,\dot{x}_{C1}=-M_{o.c.}\ddot{x},\tag{8}$$

$$M_{o.c.}\ddot{y}_{C1}+k_{1y}\dot{y}_{C1}+c_{1y}y_{C1}+F_{1y}sign\,\dot{y}_{C1}=-M_{o.c.}\ddot{y},\tag{9}$$

$$M_{o.c.}\ddot{z}_{C1}+k_{1z}\dot{z}_{C1}+c_{1z}z_{C1}+F_{1z}sign\,\dot{z}_{C1}+P_0 sign\,z_{C1}=-M_{o.c.}\ddot{z},\tag{10}$$

$$\begin{aligned}&J_z\ddot{\alpha}+me^2\ddot{\alpha}\left(1+cos^2\theta\right)sin^2\varphi+me^2\ddot{\alpha}\,cos^2\varphi\,sin^2\theta+m\left(L+\lambda\theta\right)^2\ddot{\alpha}+\\&+2me^2\dot{\alpha}\dot{\varphi}\,sin\,2\varphi\,cos^2\theta+me^2\dot{\theta}\dot{\alpha}\,cos\,2\varphi\,sin\,2\theta+2m\lambda\dot{\theta}\left(L+\lambda\theta\right)\dot{\alpha}+\\&+\left(k_y b^2+k_x a^2\right)\dot{\alpha}+\left(c_y b^2+c_x a^2\right)\alpha=2me^2\dot{\beta}\dot{\varphi}\,cos\,2\varphi\,sin^2\theta-me^2\ddot{\beta}\times\\&\times sin\,2\varphi\,cos^2\theta-me\dot{\theta}\left(\dot{x}-\lambda\dot{\varphi}\right)sin\,\varphi\,sin\,\theta-me\left(\ddot{x}\,sin\,\varphi+\dot{x}\dot{\varphi}\,cos\,\varphi\right)\times\\&\times\left(1-cos\,\theta\right)+me^2\dot{\theta}\dot{\beta}\,sin\,2\varphi\,sin\,2\theta-me\lambda\left(\ddot{\theta}\,sin\,\theta+\dot{\theta}^2\,cos\,\theta\right)cos\,\varphi-\\&-me\left(\ddot{\psi}+\ddot{\varphi}+\ddot{\theta}\right)\left(L+\lambda\theta\right)sin\,\varphi\,sin\,\theta-me\dot{\theta}\left(\dot{\psi}+\dot{\varphi}+\dot{\theta}\right)\left(L+\lambda\theta\right)\times\\&\times sin\,\varphi\,cos\,\theta-me\dot{\varphi}\left(\dot{\psi}+\dot{\varphi}+\dot{\theta}\right)\left(L+\lambda\theta\right)cos\,\varphi\,sin\,\theta-\\&-me\lambda\dot{\theta}\left(\dot{\psi}+\dot{\varphi}+\dot{\theta}\right)sin\,\varphi\,sin\,\theta,\end{aligned}\tag{11}$$

$$\begin{aligned}&J_y\ddot{\beta}+me^2\ddot{\beta}\left(1+cos^2\theta\right)cos^2\varphi+me^2\ddot{\beta}\,sin^2\varphi\,sin^2\theta+m\left(L+\lambda\theta\right)^2\ddot{\beta}-\\&-2me^2\dot{\varphi}\dot{\beta}\,sin\,2\varphi\,cos^2\theta-me^2\dot{\theta}\dot{\beta}\,cos\,2\varphi\,sin\,2\theta+2m\lambda\dot{\theta}\left(L+\lambda\theta\right)\dot{\beta}+\\&+\left(k_x h^2+k_z b^2-k_{1x}h_1^2\right)\dot{\beta}+\left(c_x h^2+c_z b^2-c_{1x}h_1^2\right)\beta-F_{1x}h_1 sign\,\dot{\beta}=\\&=-2me^2\dot{\varphi}\dot{\alpha}\,cos\,2\varphi\,cos^2\theta-me^2\left(\ddot{\alpha}\,cos^2\theta-\dot{\alpha}\dot{\theta}\,sin\,2\theta\right)sin\,2\varphi-\\&-me\dot{\theta}\left(\dot{x}-\lambda\dot{\varphi}\right)cos\,\varphi\,sin\,\theta+me\dot{x}\dot{\varphi}\left(1+cos\,\theta\right)sin\,\varphi-me\ddot{x}\,cos\,\varphi\times\\&\times\left(1-cos\,\theta\right)+me\lambda\left(\ddot{\theta}\,sin\,\theta+\dot{\theta}^2\,cos\,\theta\right)sin\,\varphi-me\left(L+\lambda\theta\right)cos\,\varphi\times\\&\times\left(\ddot{\psi}+\ddot{\varphi}+\ddot{\theta}\right)sin\,\theta-me\dot{\theta}\left(\dot{\psi}+\dot{\varphi}+\dot{\theta}\right)\left(L+\lambda\theta\right)cos\,\varphi\,cos\,\theta-me\,\lambda\times\\&\times\dot{\theta}\left(\dot{\psi}+\dot{\varphi}+\dot{\theta}\right)cos\,\varphi\,sin\,\theta+me\dot{\varphi}\left(\dot{\psi}+\dot{\varphi}+\dot{\theta}\right)\left(L+\lambda\theta\right)sin\,\varphi\,sin\,\theta,\end{aligned}\tag{12}$$

$$\begin{aligned}&\left(J_x+2me^2\right)\ddot{\psi}+\left(k_y h^2+k_z a^2-k_{1y}h_1^2\right)\dot{\psi}-F_{1y}h_1 sign\,\dot{\psi}-c_{1y}h_1^2\psi+\\&+\left(c_y h^2+c_z a^2\right)\psi=me\left(\ddot{y}+\dot{z}\dot{\varphi}\right)\left(1-cos\,\theta\right)cos\,\varphi-2me^2\ddot{\varphi}+me\times\\&\times\left(\ddot{z}-\dot{y}\dot{\varphi}\right)\left(1-cos\,\theta\right)sin\,\varphi-me\dot{\theta}\left(L+\lambda\theta\right)\left(\dot{\alpha}\,sin\,\varphi+\dot{\beta}\,cos\,\varphi\right)cos\,\theta-\\&-me\left(L+\lambda\theta\right)\left(\dot{\alpha}\dot{\varphi}+\ddot{\beta}\right)cos\,\varphi\,sin\,\theta-me\dot{\theta}\left(\lambda\dot{\beta}-\dot{y}\right)cos\,\varphi\,sin\,\theta-\\&-me\dot{\theta}\left(\lambda\dot{\alpha}-\dot{z}\right)sin\,\varphi\,sin\,\theta-me\left(L+\lambda\theta\right)\left(\ddot{\alpha}-\dot{\beta}\dot{\varphi}\right)sin\,\varphi\,sin\,\theta,\end{aligned}\tag{13}$$

$$
\begin{aligned}
&\left(J+2me^2\right)\ddot{\varphi}-mge\left(1-\cos\theta\right)\sin\varphi-2me^2\dot{\alpha}\dot{\beta}\cos 2\varphi\cos^2\theta-\\
&-me^2\left(\dot{\alpha}^2-\dot{\beta}^2\right)\sin 2\varphi\cos^2\theta+2me^2\ddot{\psi}+me\dot{x}\dot{\beta}\left(1-3\cos\theta\right)\times\\
&\times\sin\varphi-me\dot{x}\dot{\alpha}\left(1-\cos\theta\right)\cos\varphi-me\left(\ddot{y}+\dot{z}\dot{\psi}\right)\left(1-\cos\theta\right)\cos\varphi+\\
&+me\left(\dot{\psi}\dot{y}-\ddot{z}\right)\left(1-\cos\theta\right)\sin\varphi-me\dot{\theta}\left(\dot{z}\cos\varphi-\dot{y}\sin\varphi\right)\cos\theta+\\
&+me\lambda\dot{\theta}\left(\dot{\beta}\cos\varphi+\dot{\alpha}\sin\varphi\right)\sin\theta+me\dot{\theta}\left(\dot{\alpha}\sin\varphi+\dot{\beta}\cos\varphi\right)\cos\theta\times\\
&\times\left(L+\lambda\theta\right)+me\dot{\theta}\left(\lambda\dot{\beta}-\dot{y}\right)\cos\varphi\sin\theta+me\dot{\theta}\left(\lambda\dot{\alpha}-\dot{z}\right)\sin\varphi\sin\theta+\\
&+me\left(L+\lambda\theta\right)\left(\dot{\psi}\dot{\alpha}+\dot{\theta}\dot{\alpha}+\ddot{\beta}\right)\sin\theta\cos\varphi+me\left(L+\lambda\theta\right)\sin\theta\sin\varphi\times\\
&\times\left(\ddot{\alpha}-\dot{\psi}\dot{\beta}-\dot{\theta}\dot{\beta}\right)+2me\dot{\psi}\left(\dot{z}\cos\varphi-\dot{y}\sin\varphi\right)\left(1-\cos\theta\right)-2me\sin\theta\times\\
&\times\left(L+\lambda\theta\right)\left(\dot{\psi}+\dot{\theta}\right)\left(\dot{\alpha}\cos\varphi-\dot{\beta}\sin\varphi\right)=M_Д-M_C\,,
\end{aligned}
\tag{14}
$$

де $M_Д$ – обертальний момент привідного електродвигуна;

M_C – момент сил опору в підшипниках дебалансного вала.

Таким чином рух вібромашини, що досліджується, буде описуватись десятьма диференційними рівняннями другого порядку та одним алгебраїчним рівнянням у вигляді керуючої функції, що виражає закон зміни кута θ.

Висновки. Аналізуючи отриману математичну модель легко бачити, що праві частини рівнянь (5) – (14) являють собою вимушуючи сили, які діють вздовж осей x, y та z відповідно і мають один порядок. Тобто коливання віброплощадки відбуваються вздовж дебалансного вала віброзбуджувача. Отже, вібраційний вплив віброзбуджувача гвинтових коливань на середовище є більш інтенсивним порівняно з віброзбуджувачами інших типів.

Розв'язання отриманої системи нелінійних диференційних рівнянь другого порядку можливе лише чисельними методами, що і є метою подальших досліджень.

Список використаних джерел

1. Жигилій, С. М. Керована вібраційна машина для підготовки металевої фібри [Текст] : дис. … канд. техн. наук : 05.05.02 / Жигилій Сергій Михайлович. – Полтава, 1997. – 187 с.
2. Сердюк, Л. И. Основы теории, расчет и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями [Текст]: дис. ... докт. техн. наук : 05.02.16 / Сердюк Леонид Иванович ; ХПИ. – Харьков, 1991. – 301 с .
3. Осіна, Л. М. Розробка змішувача для приготування фібробетонної суміші на базі керованого віброзбуджувача [Текст] : дис. …канд. техн. наук : 05.05.02 / Осіна Людмила Михайлівна. – Полтава, 2000. – 192 с.
4. Брауде, Ф. Г. О выборе величины давления пневмопригруза при формовании изделий на вибрационных площадках [Текст] / Ф. Г. Брауде / / Автоматизация и усовершенствование процессов приготовления, укладки и уплотнения бетонной смеси : Труды НИИЖБ. – М. : Стройиздат. – 1964. − вып. 33. – С. 197−204.
5. Карамзин, В. Е. Определение давления бетонной смеси на элементы формы и вопросы виброформования [Текст] / В. Е. Карамзин, Г. С. Митник, Д. С. Баранов / / Теория формования бетона : Мат. науч. сессии НИИЖБ. − М., 1969. – С. 119−125.
6. Осмаков, С. А. К вопросу о динамике вибрирования столба бетонной смеси [Текст] / С. А. Осмаков, Ф. Г. Брауде / / Теория формования бетона : Доклады и сообщения научной сессии НИИЖБ. – М., 1969. – С. 172−179.
7. Копылов, Ю. Р. Интенсивность вибрационной обработки деталей за счёт поджатия рабочей среды [Текст] / Ю. Р. Копылов / / Интенсификация и автоматизация отделочно-зачистной обработки деталей машин и приборов. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1988. – С. 56−57.
8. Санамян, В. Г. Об особенностях вибрационной обработки деталей в рабочей камере при повышенном давлении [Текст] / В. Г. Санамян / / Интенсификация и автоматизация отделочно-зачистной обработки деталей машин и приборов. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1988. – С. 64−65.
9. Новосельский, П. И. Теория формования бетона [Текст] / П. И. Новосельский / / Доклады и сообщения научной сессии НИИЖБ. − Москва, 1969. – С. 180−192.

10. Овчинников, П. Ф. Уплотнение строительных смесей на переменных во времени параметрах вибрации и удара [Текст] / П. Ф. Овчинников, В. С. Бабий. – Кишинев : Штиинца, 1976. – 136 с.

11. Шмигальский, В. Н. Назначение величины пригруза при уплотнении бетонных смесей на виброплощадках [Текст] / В. Н. Шмигальский, В. М. Монастырский, Б. П. Кутько / / Исследования по строительным материалам : Труды НИИЖТ. – 1971. – Вып. 127. – С. 5–27.

Список джерел в транслітерації

1. Zhigilii, S. M. Kerovana vibratsiyna mashina dlya pidgotovki metalevoyi fibry [Tekst] : dis. … kand. tehn. nauk : 05.05.02 / Zhigilii Sergii Mihailovych. – Poltava, 1997. – 187 s.

2. Serdyuk, L. I. Osnovy teorii, raschet i konstruirovanie upravlyaemykh vibratsionnykh mashyn s debalansnymi vozbuditelyami [Tekst] : dis. ... dokt. tehn. nauk : 05.02.16 / Serdyuk Leonid Ivanovich ; HPI. − Harkov, 1991. − 301 s.

3. Osina, L. M. Rozrobka zmishuvacha dlya prigotuvannya fibrobetonnoyi sumishi na bazi kerovanogo vibrozbudzhuvacha [Tekst] : dis. …kand. tehn. nauk : 05.05.02 / Osina Lyudmila Mihaylivna. – Poltava, 2000. – 192 s.

4. Braude, F. G. O vybore velichiny davleniya pnevmoprigruza pri formovanii izdeliy na vibratsionnykh ploschadkakh [Tekst] / F. G. Braude / / Avtomatizatsiya i usovershenstvovanie protsessov prigotovleniya, ukladki i uplotneniya betonnoy smesi : Trudy NIIZhB. – M. : Stroyizdat. – 1964.

5. Karamzin, V. E. Opredelenie davleniya betonnoy smesi na elementy formy i voprosy vibroformovaniya [Tekst] / V. E. Karamzin, G. S. Mitnik, D. S. Baranov / / Teoriya formovaniya betona : Mat. nauch. sessii NIIZhB. − M., 1969. – S. 119−125.

6. Osmakov, S. A. K voprosu o dinamike vibrirovaniya stolba betonnoy smesi [Tekst] / S. A. Osmakov, F. G. Braude / / Teoriya formovaniya betona : Dokladyi i soobscheniya nauchnoy sessii NIIZhB. – M., 1969. – S. 172

7. Kopyilov, Yu. R. Intensivnost vibratsionnoy obrabotki detaley za schYot podzhatiya rabochey sredyi [Tekst] / Yu. R. Kopyilov / / Intensifikatsiya i avtomatizatsiya otdelochno-zachistnoy obrabotki detaley mashin i priborov. – Rostov-na-Donu : RISHM, 1988. – S. 56.

8. Sanamyan, V. G. Ob osobennostyalh vibratsionnoy obrabotki detaley v rabochey kamere pri povyshennom davlenii [Tekst] / V. G. Sanamyan / / Intensifikatsiya i avtomatizatsiya otdelochno-zachistnoy obrabotki detaley mashin i priborov. – Rostov-na-Donu : RISHM, 1988. – S. 64

9. Novoselskiy, P. I. Teoriya formovaniya betona [Tekst] / P. I. Novoselskiy / / Dokladyi i soobscheniya nauchnoy sessii NIIZhB. − Moskva, 1969. – S. 180−192.

10. Ovchinnikov, P. F. Uplotnenie stroitelnyih smesey na peremennykh vo vremeni parametrakh vibratsii i udara [Tekst] / P. F. Ovchinnikov, V. S. Babiy. – Kishinev : Shtiintsa, 1976. – 136 s.

11. Shmigalskiy, V. N. Naznachenie velichiny prigruza pri uplotnenii betonnykh smesey na vibroploschadkah [Tekst] / V. N. Shmigalskiy, V. M. Monastyirskiy, B. P. Kutko / / Issledovaniya po stroitelnyim materialam : Trudyi NIIZhT. – 1971. – Vyip. 127. – S. 5–27.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ УПРАВЛЯЕМОЙ ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ С ПНЕВМОПРИГРУЗОМ

Аннотация. *В статье приведено моделирование движения вибрационной машины, приводом которой является вибровозбудитель винтовых колебаний. Характерной особенностью исследуемого вибрационного устройства является сочетание действия управляемой вибрации и безинерционного пневмопригруза. Одновременное управление параметрами вибрации и величиной давления в камере пневмопригруза позволяет существенно интенсифицировать процесс уплотнения жестких смесей при изготовлении высококачественных мелкоштучных бетонных изделий.*

Ключевые слова: *управляемая виброплощадка, пневмопригруз, математическая модель, вибровозбудитель, винтовые колебания.*

SIMULATION OF TRAFFIC CONTROLLED VIBRATION MACHINE WITH PNEUMATIC CANTLEDGE

Annotation. *This paper contains a simulation of the motion of the vibration machine, which is driven exciter helical oscillations. A characteristic feature of the investigated vibration device is a combination of action controlled vibration and non-time delay pneumatic cantledge. Simultaneous control of vibration parameters and the magnitude of the pressure in the chamber of the pneumatic cantledge can significantly intensify the process of sealing hard mixes to produce high quality fine concrete products.*

Key words: *managed shake table, the pneumatic cantledge, mathematical model, vibration exciter, screw fluctuations.*