

3. Пат. 29391 Україна. МПК (2006) Е 04 G 21/04. Установа для приготування і транспортування будівельних розчинів / Онищенко О.Г., Попов С.В.; заявник і патентовласник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – № у 2007 10540; заявл. 24.09.2007; опубл. 10.01.2008, Бюл. №1.

4. Онищенко А.Г. Гидрофицированная штукатурная станция СШ-4Г // Онищенко А.Г., Васильев А.В., Устьянцев В.У. // Механизация строительства. – 2004. – №5. – С. 6-7.

5. Пат. 32650 Україна. МПК (2006) Е 04 F 21/04. Гідропривідна штукатурно-змішувальна машина / Онищенко О.Г., Попов С.В., Філенко О.С.; заявник і патентовласник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – № у 2008 00274; заявл. 08.01.2008; опубл. 26.05.2008, Бюл. №10.

6. Розчинозмішувальна установка УРЗ-04 / О.Г. Онищенко, С.В. Попов, В.У. Уст'янцев // Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип.15. – С. 3-7.

7. Малогабаритна розчинозмішувальна установка з гідравлічним приводом / О.Г. Онищенко, А.М. Матвієнко, В.В. Вірченко // Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – Вип. 23, Т.1. – С. 24-28.

8. Приготування будівельних розчинових сумішей за допомогою ефективних змішувачів / В.В. Вірченко // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КНУ, 2011. – Випуск 1 (66), Ч 1. – С. 71-74.

9. Кукоба А.Т. Насос із гідравлічним приводом для подачі трубопроводами будівельних розчинів // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка / Редкол.: О.Г.Онищенко (відп. ред.) та ін. – Полтава: ПДТУ, 1999. – Вип. 4. – С. 10-16.

10. Дослідження енергоємності робочих процесів малогабаритних розчинозмішувальних установок / О.Г. Онищенко, А.М. Матвієнко, В.В. Вірченко // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДУ, 2010. – Вип. 5/2010 (64) Ч 1. – С. 121-124.

УДК 666.97.003.16

О. Г. МАСЛОВ, докт. техн. наук.

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

М. П. НЕСТЕРЕНКО, канд. техн. наук, Т. О. СКЛЯРЕНКО, ст. викладач.

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ МАЛОГАБАРИТНИХ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ У РОБОЧОМУ РЕЖИМІ

Актуальність проблеми. У дорожньому будівництві поребрики та бордюри широко використовуються при спорудженні доріг, тротуарів, пішохідних доріжок тощо, проте якість їхнього виготовлення часто буває низькою. При виробництві поребриків та бордюрів для їхнього ущільнення часто використовують віброплощадки з низькочастотними просторовими коливаннями, які збуджуються одинарним віброзбуджувачем кругових коливань із вертикальним дебалансним валом [1, 2, 3, 4]. Вертикальні складові амплітуд вібропереміщень, які значною мірою визначають технологічну ефективність обладнання, розподіляються по горизонтальній поверхні форми нерівномірно, зростаючи від мінімального значення у середній частині до максимального по краях [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11]. Нахил осі дебалансного вала відносно вертикалі забезпечує підвищення технологічної ефективності формування виробів за рахунок більш рівномірного розподілу амплітуд вібропереміщень точок по поверхні робочого органа.

Аналіз публікацій. У роботах [12, 13, 14] проведено аналіз існуючого віброформувального обладнання, визначено переваги, недоліки й принципові відмінності конструкцій даного устаткування та запропонована установка для формування поребриків і бордюрів з використанням оригінальних вузлів [15, 16].

На характер руху рухомої рами віброплощадки і форми та ефективність вібраційного формування бетонних виробів впливають маса рухомих частинустановки, жорсткість пружних опор, частота і амплітуда вимушуючих сил віброзбуджувача коливань, координати розташування віброзбуджувача відносно центру тяжіння установки, фізико-механічні характеристики суміші і товщина оброблюваного шару. До основних параметрів і показників ефективності роботи вібраційної установки для формування бетонних виробів, що підлягають визначенню в процесі теоретичних досліджень, відносяться: маса і момент інерції рухомих частин віброплощадки разом з віброзбуджувачем крутильних коливань; зсув центру тяжіння рухомих частин віброплощадки і віброзбуджувача коливань; жорсткість пружних амортизаторів; частота і амплітуда вимушених коливань рухомої рами; амплітуда моменту вимушуючих сил віброзбуджувача крутильних коливань; закони руху рухомих частин віброплощадки; продуктивність; потужність приводу.

Оскільки частота і амплітуда вимушених коливань рухомих частин віброплощадки є технологічними параметрами, тобто параметрами що істотно впливають на якість формованого бетонного виробу, то в процесі теоретичних досліджень слід визначити раціональні параметри, закон і області сталого руху рухомої рами і форми, що забезпечують отримання необхідного технологічного режиму. Для цього спочатку проведемо аналітичні дослідження холостого режиму роботи віброплощадки (тобто без врахування впливу бетонної суміші) в припущенні, що рухома рама і форма є абсолютно жорсткими тілами, і що, завдяки пружним опорам, вібраційна дія від рухомої рами не передається опорній рамі.

Формування мети і задач. Дослідження коливань вібраційної установки для виготовлення малогабаритних залізобетонних виробів у робочому режимі.

Основна частина. На характер коливань віброплощадки і ефективність формування бетонних виробів великий вплив мають фізико-механічні характеристики ущільнюваного середовища. Правильне врахування сил опору бетонної суміші багато в чому визначає точність встановлення закону коливань віброплощадки, обґрунтування її раціональних параметрів і технологічних параметрів вібраційної дії на оброблюване середовище. Ці сили опору виникають при вертикальних коливаннях днища форми віброплощадки, а також при взаємодії стінок форми з бетонною сумішшю в горизонтальному напрямку і мають при цьому різні значення.

Відомо, що при вертикальних коливаннях на днищі форми з боку ущільнюваної бетонної суміші діятиме інерційна сила, що викликається приведеною масою бетонної суміші і прискоренням. При цьому величина приведеної маси бетонної суміші може бути визначена з наступної залежності:

$$m_{\text{пр1}} = \frac{\rho F_1}{k} \operatorname{tg} kH, \quad (1)$$

де $m_{\text{пр1}}$ – приведена маса ущільнюваної цементобетонної суміші у вертикальному напрямку; ρ – динамічна густина бетонної суміші; F_1 – площа днища форми, що контактує з бетонною сумішшю; k – хвильове число

$$k = \frac{\omega}{a}; \quad (2)$$

a – фазова швидкість поширення вимушення в оброблюваному шарі

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (3)$$

де E – динамічний модуль пружної деформації ущільнюваної бетонної суміші;

H – товщина ущільнюваного шару.

Аналіз виразів (1) – (3) показує, що при вертикальній взаємодії днища форми з ущільнюваним шаром, значення приведеної маси бетонної суміші m_{np1} істотно залежать від динамічного модуля пружної деформації E ущільнюваного шару бетонної суміші, її динамічної густини ρ , фазової швидкості поширення вимушення в ущільнюваному шарі a , кутової частоти коливань ω , товщини шару що формується H і площі опорної поверхні днища форми F_1 .

При вертикальних коливаннях на днищі форми з боку ущільнюваної бетонної суміші діятиме сила непружного опору. При цьому коефіцієнт непружного опору бетонній суміші b_z може бути визначений з видозміненої залежності, приведеної в роботі:

$$b_z = \lambda \rho F_1, \quad (4)$$

де λ – коефіцієнт, що враховує товщину ущільнюваного шару

$$\lambda = \frac{H}{L_e}; \quad (5)$$

L_e – довжина хвилі вимушення, поширюваної в ущільнюваному середовищі при вібраційній дії

$$L_e = \frac{2\pi}{\omega} \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (6)$$

Ущільнювану бетонну суміш, що взаємодіє з вертикальними стінками форми при горизонтально направлених коливаннях, можна представити у вигляді приведеної маси m_{np2} :

$$m_{np2} = \frac{\rho F_2 (1 - \cos kl)}{2k \sin kl}, \quad (7)$$

де F_2 – загальна площа бічних стінок, що контактують із ущільнюваним середовищем; l – відстань між вертикальними стінками форми.

Для визначення характеру руху вібраційної установки в робочому режимі розглянемо розрахункову схему динамічної системи «Віброплощадка – ущільнюване середовище» (рис.1). При цьому рух рухомої рами разом з формою, завантаженою бетонною сумішшю, можна представити у вигляді наступної системи рівнянь переміщення по вертикалі у напрямі координатної осі Z :

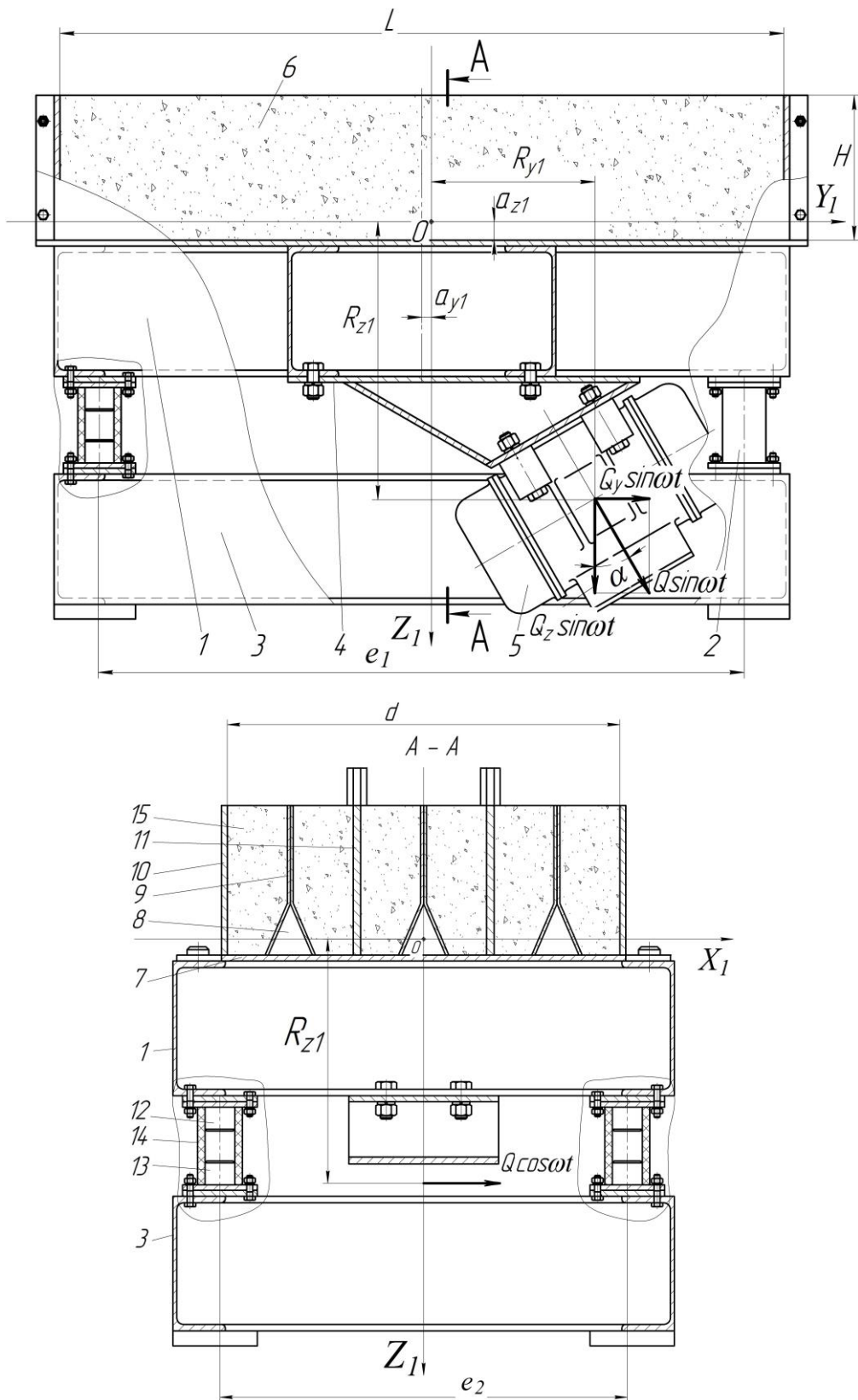


Рис. 1. Розрахункова схема вібраційної установки для формування бетонних виробів: 1 – рухома рама; 2 – пружні амортизатори; 3 – опорна рама; 4 – під вібраторна плита; 5 – вібраторна плита; 6 – багатосекційна форма; 7 – днище форми; 8 – поперечні борти форми; 9 – профільні вставки форми; 10 – поздовжні зйомні борти; 11 – зйомні вставки; 12, 13 – пружні опори; 14 – пружний елемент опори.

$$(m + m_{i01}) \frac{d^2 z_2}{dt^2} + (b_1 + b_z) \frac{dz_2}{dt} + c_1 z_2 = Q_z \sin \omega t ; \quad (8)$$

– переміщення по горизонталі у напрямі координатної осі Y :

$$(m + m_{i021}) \frac{d^2 y_2}{dt^2} + b_2 \frac{dy_2}{dt} + c_2 y_2 = Q_y \sin \omega t ; \quad (9)$$

– переміщення по горизонталі у напрямі координатної осі X :

$$(m + m_{i022}) \frac{d^2 x_2}{dt^2} + b_3 \frac{dx_2}{dt} + c_3 x_2 = Q \cos \omega t ; \quad (10)$$

– кутове переміщення відносно координатної осі X :

$$(J_{x1} + J_{bx}) \frac{d^2 \psi_{x1}}{dt^2} + (n_1 + n_{bx}) \frac{d\psi_{x1}}{dt} + k_1 \psi_{x1} = (Q_z R_{y1} + Q_y R_{z1}) \sin \omega t ; \quad (11)$$

– кутове переміщення відносно координатної осі Y :

$$(J_{y1} + J_{by}) \frac{d^2 \psi_{y1}}{dt^2} + (n_2 + n_{by}) \frac{d\psi_{y1}}{dt} + k_2 \psi_{y1} = Q R_{z1} \cos \omega t ; \quad (12)$$

– кутове переміщення відносно координатної осі Z :

$$(J_{z1} + J_{bz}) \frac{d^2 \psi_{z1}}{dt^2} + n_3 \frac{d\psi_{z1}}{dt} + k_3 \psi_{z1} = Q R_{y1} \cos \omega t , \quad (13)$$

де x_2, y_2, z_2 – лінійні переміщення рухомої рами у напрямку координатних осей X_1, Y_1 і Z_1 під дією гармонійних вимушуючих сил $Q \cos \omega t, Q_y \sin \omega t$ і $Q_z \sin \omega t$ відповідно; X_1, Y_1 і Z_1 – координатні осі, що проходять через спільний центр мас рухомої частини віброплощинки і формованого виробу; m_{np21} – приведена маса формованої бетонної суміші, що визначається при її контакті з торцевими стінками форми на основі формули (7):

$$m_{i021} = \frac{\rho F_{21}(1 - \cos kL)}{2k \sin kL} , \quad (14)$$

F_{21} – загальна площа торцевих стінок форми, що контактують торцями поребриків з одного боку форми

$$F_{21} = \chi BH , \quad (15)$$

B і H – ширина і висота поребриків; χ – кількість поребриків, що формуються у формі; L – відстань між торцевими стінками форми, рівна довжині поребриків; m_{np22} – приведена маса формованої бетонної суміші, що обчислюється при її контакті з бічними стінками форми і вставками на основі формули (7):

$$m_{\dot{z}22} = \frac{\rho F_{22}(1 - \cos kB)}{2k \sin kB}, \quad (16)$$

F_{22} – загальна площа торцевих стінок форми, що контактують із торцями поребриків з одного боку форми

$$F_{22} = \chi HL; \quad (17)$$

$\psi_{x1}, \psi_{y1}, \psi_{z1}$ – кутові переміщення рухомої рами відносно координатних осей, X_1, Y_1 і Z_1 відповідно; J_{x1}, J_{y1} і J_{z1} – моменти інерції рухомої частини віброплощинки, що коливається, відносно координатних осей X_1, Y_1 і Z_1 відповідно; J_{bx}, J_{by} і J_{bz} – моменти інерції формованого шару бетонної суміші відносно координатних осей X_1, Y_1 і Z_1 відповідно; n_{bx} і n_{by} – коефіцієнти непружного опору бетонної суміші, що формується при кутових переміщеннях системи, що коливається, відносно координатних осей X_1 і Y_1 ;

$$n_{bx} = 0,5n_z L; \quad n_{by} = 0,5n_z d; \quad (18)$$

R_{y1} і R_{z1} – відстані від центру мас частини даної динамічної системи, що коливається, в робочому режимі до центру прикладання вимушуючих сил вібробуджувача кругових коливань відповідно у напрямі координати Y_1 і координати Z_1 .

Рішення отриманої системи рівнянь (8...13) для стаціонарних коливань, що описують сталий рух даної динамічної системи в робочому режимі, можна представити в наступному вигляді:

$$z_2(t) = A_{12} \sin(\omega t - \varphi_{12}); \quad (19)$$

$$y_2(t) = A_{22} \sin(\omega t - \varphi_{22}); \quad (20)$$

$$x_2(t) = A_{32} \cos(\omega t + \varphi_{32}); \quad (21)$$

$$\psi_{x1}(t) = \Psi_{x1} \sin(\omega t - \xi_{11}); \quad (22)$$

$$\psi_{y1}(t) = \Psi_{y1} \cos(\omega t + \xi_{21}); \quad (23)$$

$$\psi_{z1}(t) = \Psi_{z1} \cos(\omega t + \xi_{31}), \quad (24)$$

де A_{12}, A_{22}, A_{32} – амплітуди гармонійних коливань рухомої рами віброплощинки в робочому режимі у напрямі координатних осей Z_1, Y_1 і X_1 відповідно; $\Psi_{x1}, \Psi_{y1}, \Psi_{z1}$ – амплітуди кутових (крутильних) гармонійних коливань рухомої рами у напрямі координатних осей X_1, Y_1 і Z_1 відповідно; $\varphi_{12},$

φ_{22} , φ_{32} – кути зсуву фаз між амплітудами вимушуючих сил і амплітудами вимушених коливань; ξ_{11} , ξ_{21} , ξ_{31} – кути зсуву фаз між амплітудами моментів вимушуючих сил і амплітудами кутових вимушених коливань;

$$A_{12} = \frac{Q \cos \alpha}{(m + m_{i\delta 1}) \sqrt{(p_{012}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_{12}^2 \omega^2}}; \quad (25)$$

$$A_{22} = \frac{Q \sin \alpha}{(m + m_{i\delta 21}) \sqrt{(p_{022}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_{22}^2 \omega^2}}; \quad (26)$$

$$A_{32} = \frac{Q}{(m + m_{i\delta 22}) \sqrt{(p_{032}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_{32}^2 \omega^2}}; \quad (27)$$

$$\Psi_{x1} = \frac{Q(R_{y1} \cos \alpha + R_{z1} \sin \alpha)}{(J_{x1} + J_{bx}) \sqrt{(p_{0k1}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_{k1}^2 \omega^2}}; \quad (28)$$

$$\Psi_{y1} = \frac{QR_{z1}}{(J_{y1} + J_{by}) \sqrt{(p_{0k2}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_{k2}^2 \omega^2}}; \quad (29)$$

$$\Psi_{z1} = \frac{QR_{y1}}{(J_{z1} + J_{bz}) \sqrt{(p_{0k3}^2 - \omega^2)^2 + 4\delta_{k3}^2 \omega^2}}; \quad (30)$$

$$p_{012} = \sqrt{\frac{c_1}{m + m_{np1}}}; \quad \delta_{12} = \frac{b_1 + b_z}{2(m + m_{np1})}; \quad (31)$$

$$p_{022} = \sqrt{\frac{c_2}{m + m_{np21}}}; \quad \delta_{22} = \frac{b_2}{2(m + m_{np21})}; \quad (32)$$

$$p_{032} = \sqrt{\frac{c_3}{m + m_{np22}}}; \quad \delta_{32} = \frac{b_3}{2(m + m_{np22})}; \quad (33)$$

$$p_{0k1} = \sqrt{\frac{k_1}{J_{x1} + J_{bx}}}; \quad \delta_{k1} = \frac{n_1 + n_{bx}}{2(J_{x1} + J_{bx})}; \quad (34)$$

$$p_{0k2} = \sqrt{\frac{k_2}{J_{y1} + J_{by}}}; \quad \delta_{k2} = \frac{n_2 + n_{by}}{2(J_{y1} + J_{by})}; \quad (35)$$

$$p_{0k3} = \sqrt{\frac{k_3}{J_{z1} + J_{bz}}}; \quad \delta_{k3} = \frac{n_3}{2(J_{z1} + J_{bz})}; \quad (36)$$

$$\varphi_{12} = \arctg \frac{2\delta_{12}\omega}{p_{012}^2 - \omega^2}; \quad (37)$$

$$\varphi_{22} = \arctg \frac{2\delta_{22}\omega}{P_{022} - \omega^2}; \quad (38)$$

$$\varphi_{32} = \arctg \frac{2\delta_{32}\omega}{P_{032} - \omega^2}; \quad (39)$$

$$\xi_{11} = \arctg \frac{2\delta_{k1}\omega}{P_{0k1} - \omega^2}; \quad (40)$$

$$\xi_{21} = \arctg \frac{2\delta_{k2}\omega}{P_{0k2} - \omega^2}; \quad (41)$$

$$\xi_{31} = \arctg \frac{2\delta_{k3}\omega}{P_{0k3} - \omega^2}. \quad (42)$$

Використовуючи отримані рішення (19...42) системи рівнянь, (8...13), що описують поведінку даної динамічної системи в робочому режимі, послідовно визначимо закони руху днища, поперечних і подовжніх бортів, знімних і жорстко прикріплених до поперечних бортів вставок форми у вертикальному і горизонтальному напрямках, що реально впливають на ефективність формування бетонних виробів.

Висновки. Отримані теоретичні вирази, які дозволяють встановити закон руху і амплітуди кутових і прямолінійних коливань рухомої рами і форми з бетонною сумішшю в робочому режимі. Ці залежності досить точно описують поведінку реальної динамічної системи «вібраційна площадка – ущільнювань середовище» при вібраційному формуванні бетонних виробів із жорстких і пластичних цементобетонних сумішей. Вони дозволяють провести комп'ютерне моделювання законів руху і виду коливань поверхні форми з бетонним виробом в робочому режимі, проаналізувати їх з точки зору ефективної дії на оброблюване середовище, обґрунтувати вид і форму вібраційної дії, а також уточнити раціональні параметри вібраційного обладнання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Олехнович К.А. Потребительские качества современных виброплощадок / К.А Олехнович., Ю.И Виноградов., Н.П. Нестеренко // Строительные и дорожные машины. – 1991. – №8. – С. 14-16.
2. Маслов А.Г. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве /А.Г. Маслов, В.М. Пономарь – К.:Будівельник, 1985. – 128 с.

3. Назаренко І. І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навчальний посібник / І. І. Назаренко. –К.: КНУБА, 2007. – 230 с.

4. Нестеренко М. П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури / М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 16. – С.177-181.

5. Олехнович К.А. Исследования характера многокомпонентных колебаний малошумных виброплощадок / К.А. Олехнович, Ю.И. Виноградов. – Полтава: ПИСИ, 1980. – 136.

6. Орисенко О.В. Дослідження просторового руху робочого органа вібраційної машини для формування трубчастих залізобетонних виробів / О.В. Орисенко, М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2000. – Вип. 6, ч. 1. – С. 172-175.

7. Вікторов Ю.Є. Аналітичні дослідження закономірностей просторового руху робочого органа вібраційної установки з двома дебалансними віброзбудниками / Ю.Є. Вікторов, М.П. Нестеренко, О.В. Орисенко. // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПДТУ, 2000. – Вип. 5 – С.53862

8. Нестеренко М. П., Скляренко Т. О. Дослідження руху віброплощадки з кінчними опорами / М. П. Нестеренко, Т. О. Скляренко // Вісник КДПУ. – Вип. 6 (53). – Ч. 1. – Кременчук: КДПУ ім. Михайла Остроградського, 2008. – С.

91-99. 9. Нестеренко М. П. Дослідження руху віброплощадки із циліндричними та кінчними опорами / М. П. Нестеренко, Т. О. Скляренко, С. М. Малинський // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – Вип. 23, т. 2. – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – С. 56-

62. 10. Нестеренко М. П. Аналитическое моделирование вибрационных машин для формирования железобетонных изделий с учётом влияния бетонной смеси на рабочий орган / М. П. Нестеренко, Д. С. Педь, Т. А. Скляренко // Материалы Международной научно-практической конференции (г. Волгоград, 2010 г.): в 2-х ч. – Ч. 1. – ВолгГАСУ, 2011.– С. 220-224.

11. Нестеренко М. П. Математичне моделювання коливань рухомої рами вібраційної установки для формування малогабаритних залізобетонних виробів / М. П. Нестеренко, Т. О. Скляренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка.. – Вип. 2 (32), т. 1. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – С. 231-256

12. Нестеренко М. П. Розроблення та впровадження ефективної вібраційної круговими коливаннями робочого органа для формування малогабаритних

виробів / М. П. Нестеренко, Т. О. Скляренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. – Вип. 1 (31). – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – С. 236 -240.

13. Нестеренко М. П. Вібрустановка для формування малогабаритних бетонних та залізобетонних виробів у касетній формі / М. П. Нестеренко, Т. О. Скляренко // Каталог наукових розроблень 2011 / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. – Полтава: ПолтНТУ, 2011. – С. 86.

14. Вібрустановка для формування малогабаритних бетонних і залізобетонних виробів у касетній формі / М. П. Нестеренко, Т. О. Скляренко – Патент. на корисну модель 63973 Україна. МПК В28В 7/24 (2006.01). (Україна). № u201103942; заявл. 01.04.2011; опубл. 25.10.2011. – Бюл. № 20. – 4 с.

15. Пружна опора для вібраційних пристроїв / М.П. Нестеренко, Т.О. Скляренко, М.М. Нестеренко. – Патент на корисну модель №u200610919; заявл. 16.10.2006; опубл. 25.05.2007. – Бюл. – 2007. – №7. – 4 с.

16. Пружна опора для вібраційних пристроїв / М.П. Нестеренко, Т.О. Скляренко, М.М. Нестеренко. – Деклараційний патент на винахід №69059 А МПК F16F3/07 Україна. – №u2003098610; заявл. 22.09.2003; опубл. 15.07.2004, – 2004. – Бюл №7. – 4 с.

УДК 693.6.002.5

М.В. ШАПОВАЛ ст. викладач.

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ КОМБІНОВАНОГО КОМПЕНСАТОРА НА РІВЕНЬ ПУЛЬСАЦІЇ ТИСКУ

Актуальність проблеми. Створити однопоршневий розчинонасос підвищеної надійності за рахунок вдосконалення циліндропоршневої групи і привода насоса, який би характеризувався зменшеною пульсацією подачі, плавністю роботи привода й підвищеним об'ємним ККД за рахунок раціонального використання комбінованого компенсатора пульсації тиску закритого типу.

Аналіз публікацій. Аналіз існуючого становища показує, що найбільш важливими важливими вимогами, які ставляться перед сучасними розчинонасосами, є їх здатність здатність стабільно перекачувати по трубопроводах будівельні розчини зниженої рухомості при помірній пульсації подачі і висока надійність у роботі. Для забезпечення