

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ОРГАНУ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ
БЕТОННИХ СУМІШЕЙ З ВІБРОІМПУЛЬСНИМИ КОЛИВАННЯМИ****О. Г. Маслов, Ю. С. Саленко, І. І. Жовтяк, Р. А. Вакуленко**Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, 39600, м. Кременчук, Україна. E-mail: innazhovtyak1988@gmail.com**В. Л. Дятловська**ТОВ Науково-виробниче підприємство «Тангстен»
вул. Героїв України, 37/5, м. Світловодськ, 27500, Україна.

На основі аналізу існуючих методів ущільнення та конструктивного пристрою ущільнюючих засобів запропонована нова конструкція вібраційного робочого органу з віброімпульсними коливаннями. Описані конструкція і принцип дії вібраційного робочого органу для ущільнення бетонних виробів, що включає віброплиту, яка підвішена на пружних амортизаторах до опорної плити, пов'язаної з ходовим візком. При цьому віброплита забезпечена основним і додатковим вібраційними збудниками коливань, зміщених відповідно до передньої і задньої кромки днища. Приводний електродвигун забезпечує обертання вібраційних збудників коливань за допомогою ланцюгової передачі, яка, в силу своєї конструктивної особливості, рухається нерівномірно і, в свою чергу, повідомляє пульсуючий рух вібраційним збудникам коливань. Наведено рівняння, що описує швидкість руху ланцюга залежно від кута повороту провідної зірочки ланцюгової передачі у вигляді періодичної функції, яка розкладена в ряд Фур'є. Для цього визначені видозмінені коефіцієнти розкладання. Визначені пульсуюча швидкість і пульсуюче прискорення руху ланцюга, які істотно впливають на закон зміни і величину збуджуючої сили, що розвивається дебалансами вібраційних збудників коливань. Розглянуто рух віброплити робочого органу, що знаходиться в вивішеному стані, тобто без контакту з бетонною сумішшю, що ущільнюється. Складено систему диференціальних рівнянь, що описують коливання віброплити, та визначено закономірності руху віброплити у вертикальному та горизонтальному напрямках. Встановлено, що віброплита вібраційного робочого органу під дією вібраційних збудників коливань, що приводяться в рух ланцюговою передачею, здійснює полічастотні віброімпульсні коливання, при яких на основну гармоніку коливань накладаються височастотні складові. Використання запропонованого вібраційного робочого органу з віброімпульсними коливаннями дозволяє забезпечити високоєфективне ущільнення бетонних сумішей з малою енергоємністю, зменшити потужність приводу, збільшити швидкість руху ущільнюючого робочого органу. Віброімпульсна дія створює в цементобетонній суміші, що ущільнюється, додаткові ефекти, які інтенсифікують процес ущільнення і підвищують якість суміші за рахунок прискорення дифузійних процесів і граничного руйнування дефектних агрегатів з злиплих частинок в бетонному середовищі.

Ключові слова: робочий орган, віброзбуджувач коливань, закони руху, бетонна суміш.**ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ОРГАНА ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ
БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ С ВИБРОИМПУЛЬСНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ****А. Г. Маслов, Ю. С. Саленко, И. И. Жовтяк, Р. А. Вакуленко**Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, 39600, м. Кременчуг, Украина. E-mail: innazhovtyak1988@gmail.com**В. Л. Дятловская**ООО Научно-производственное предприятие «Тангстен»
ул. Героев Украины, 37/5, г. Светловодск, 27500, Украина.

Описаны конструкция и принцип действия вибрационного рабочего органа для уплотнения бетонных изделий, включающей виброплиту, подвешенную на упругих амортизаторах к опорной плите, связанной с ходовой тележкой. При этом виброплита снабжена основным и дополнительным вибровозбудителями колебаний, смещенных соответственно к передней и задней кромкам днища. Приводной электродвигатель обеспечивает вращение вибровозбудителям колебаний при помощи цепной передачи, которая, в силу своей конструктивной особенности, движется неравномерно и, в свою очередь, сообщает пульсирующее движение вибровозбудителям колебаний. Приведено уравнение, описывающее скорость движения цепи в зависимости от угла поворота ведущей звездочки цепной передачи в виде периодической функции, которая разложена в ряд Фурье. Для этого определены видоизмененные коэффициенты разложения. Определены пульсирующая скорость и пульсирующее ускорение движения цепи, которые существенно влияют на закон изменения и величину возмущающей силы, развиваемой дебалансами вибровозбудителей колебаний. Рассмотрено движение виброплиты рабочего органа, находящейся в вывешенном состоянии, т.е. без контакта с уплотняемой бетонной смесью. Составлена система дифференциальных уравнений, описывающих колебания виброплиты, и определены закономерности движения виброплиты в вертикальном и горизонтальном направлениях. Установлено, что виброплита вибрационного рабочего органа под действием вибровозбудителей колебаний, приводимых во вращение цепной передачей, совершает поличастотные виброимпульсные колебания, при которых на основную гармоніку колебаний накладываются высокочастотные составляющие.

Ключевые слова: рабочий орган, вибровозбудитель колебаний, законы движения, бетонная смесь.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. Унаслідок певних проблем, які виникають в будівництві, постає питання щодо створення високоефективних і водночас простих за пристроєм робочих органів. Вони забезпечують ущільнення бетонних сумішей з коефіцієнтом ущільнення 0,98 ... 0,99 шляхом вібраційного впливу на поверхню укладеної суміші.

Для цього були розроблені такі вібраційні робочі органи ущільнюючих машин, а саме: а) одночастотні [1] і полічастотні [2, 3] з вертикальними коливаннями; б) одночастотні та полічастотні з крутильними коливаннями [4, 5]; в) низькочастотні [6] вібраційні робочі органи ущільнюючих машин. Найбільшу ефективність показали полічастотні вібраційні робочі органи. Вони мають мінімум два типи віброзбудників коливань, які спільно генерують полічастотний вібраційний вплив на ущільнюче середовище та забезпечують якісне його ущільнення до коефіцієнта 0,98 ... 0,99 [7]. У той же час полічастотні вібраційні робочі органи складні за конструкцією. Тому актуальним завданням є створення вібраційного робочого органу

з віброімпульсним віброзбудником коливань [8, 9, 10], який поєднує у собі високу ефективність полічастотного з простою конструкцією одночастотного вібраційного робочого органу.

Мета роботи – визначення раціональних параметрів вібраційного робочого органу з віброімпульсними коливаннями, призначеного для ефективного поверхневого ущільнення різноманітного виду бетонних виробів і покриттів.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ. Запропонований робочий орган для ущільнення бетонних сумішей (рис. 1, 2), складається з віброплити 1, підвищеної за допомогою пружних амортизаторів 2 до опорної плити 3, конструктивно з'єднаною з ходовим візком 4. На віброплиті 4 за допомогою ланцюгової передачі, виконаної у вигляді зірочки 7, 8, 9 і ланцюга 10 з приводним електродвигуном 11 змонтовані віброзбудники коливань 5 і 6. Ходовий візок 4 переміщується по напрямних 12 з допомогою гвинтової передачі 13.

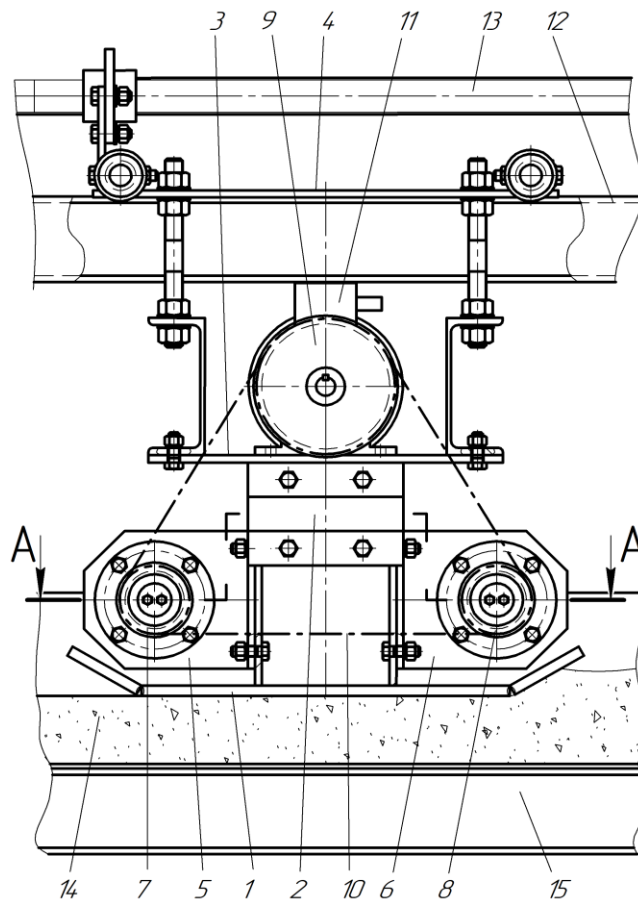


Рисунок 1 – Загальний вигляд вібраційного робочого органу

Робота запропонованого робочого органу здійснюється наступним чином.

Бетонна суміш 14 укладається на основу 15. Вмикається електродвигун 11 і привід ходового візка 4. Завдяки наявності ланцюгової передачі дебаланси віброзбудників коливань 5 і 6 обертаються нерівномірно і відповідно віброплита здійснює полічастотні віброімпульсні коливання.

Це пояснюється тим, що при обгинанні приводної зірочки 9 ланцюгом 10 її швидкість не залиша-

ється постійною, а приводний елемент являє собою багатогранник і ланка ланцюга при набіганні на нього розташовується по хорді, а не по колу, яке описує зуб зірочки (рис. 3).

Тому при постійній кутовій швидкості зірочки швидкість ланцюга в напрямку руху є змінною. Рух ланцюга буде пульсуючим: прискореним від положення від А до В і уповільненим від В до С.

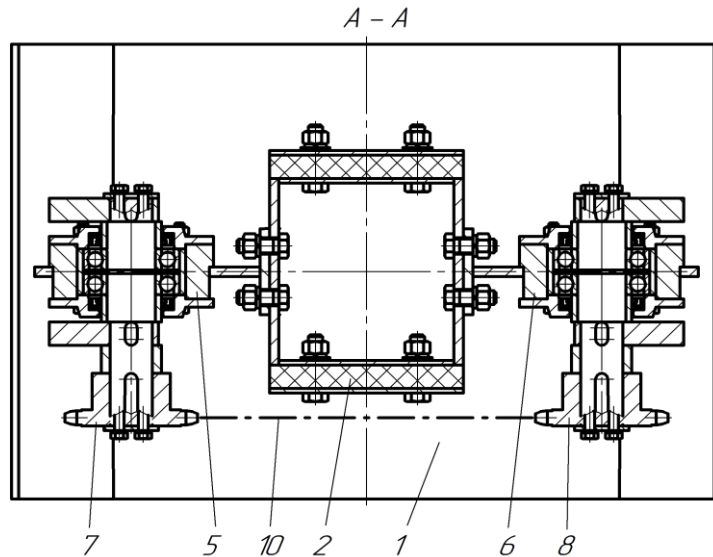


Рисунок 2 – Розріз А – А на рис. 1

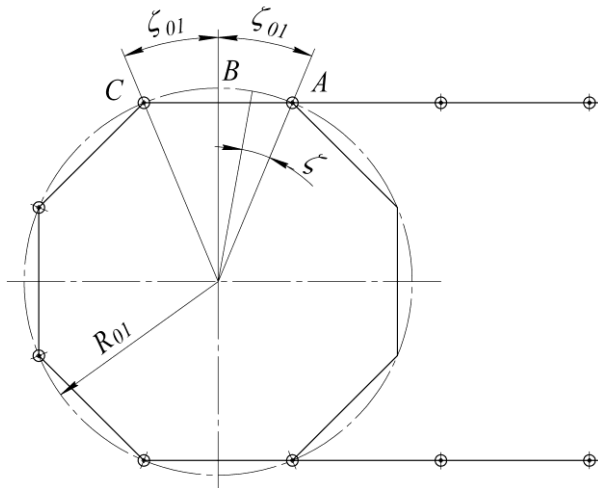


Рисунок 3 – Розрахункова схема для дослідження руху ланцюга

Швидкість руху ланцюга залежить від кута повороту ведучої зірочки ζ , тобто від миттєвого радіусу обертання $R_1(\zeta)$, який можна описати періодичною функцією $R_1(\zeta)$ з періодом $2\zeta_{01}$.

Періодична функція $R_1(\zeta)$ з періодом $2\zeta_{01}$ є такою:

$$R_1(\zeta) = R_{01} \cos(\zeta_{01} - \zeta), \quad (1)$$

при $-\zeta_{01} \leq \zeta \leq \zeta_{01}$.

Функція $R_1(\zeta)$ є періодичною функцією з періодом $2\zeta_{01}$, який відрізняється від періоду 2π . Розкладемо функцію $R_1(\zeta)$ в ряд Фур'є [9]:

$$R_1(\zeta) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} \left(a_k \cos \frac{k\pi}{\zeta_{01}} \zeta + b_k \sin \frac{k\pi}{\zeta_{01}} \zeta \right). \quad (2)$$

Видозмінені коефіцієнти розкладання в ряд Фур'є для функції $R_1(\zeta)$ будуть мати такий вид [9]:

$$a_0 = \frac{R_{01}}{\zeta_{01}} \cdot \int_{-\zeta_{01}}^{\zeta_{01}} R_1(\zeta) d\zeta = \frac{R_{01}}{\zeta_{01}} \cdot \int_{-\zeta_{01}}^{\zeta_{01}} \cos(\zeta_{01} - \zeta) d\zeta = \frac{R_{01} \sin 2\zeta_{01}}{\zeta_{01}}; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} a_k &= \frac{R_{01}}{\zeta_{01}} \cdot \int_{-\zeta_{01}}^{\zeta_{01}} R_1(\zeta) \cos \frac{k\pi}{\zeta_{01}} \zeta \cdot d\zeta = \\ &= \frac{R_{01}}{\zeta_{01}} \cdot \int_{-\zeta_{01}}^{\zeta_{01}} \cos(\zeta_{01} - \zeta) \cdot \cos \frac{k\pi}{\zeta_{01}} \zeta \cdot d\zeta = \\ &= \frac{R_{01}}{2\zeta_{01}} \cdot \int_{-\zeta_{01}}^{\zeta_{01}} \left\{ \cos \left[\zeta_{01} - \zeta \left(1 + \frac{k\pi}{\zeta_{01}} \right) \right] + \right. \\ &\quad \left. + \cos \left[\zeta_{01} - \zeta \left(1 - \frac{k\pi}{\zeta_{01}} \right) \right] \right\} d\zeta; \quad (4) \end{aligned}$$

$$a_k = -R_{01} \frac{\sin 2\zeta_{01} \cos k\pi}{k\pi - \zeta_{01}} = \begin{cases} R_{01} \frac{\sin 2\zeta_{01}}{k\pi - \zeta_{01}} \text{ при } k \text{ непарному} \\ -R_{01} \frac{\sin 2\zeta_{01}}{k\pi - \zeta_{01}} \text{ при } k \text{ парному} \end{cases} \quad (5)$$

звідки

$$a_k = (-1)^{k-1} R_{01} \frac{\sin 2\zeta_{01}}{k\pi - \zeta_{01}}; \quad (6)$$

$$b_k = \frac{R_{01}}{\zeta_{01}} \int_{-\zeta_{01}}^{\zeta_{01}} R_1(\zeta) \sin \frac{k\pi}{\zeta_{01}} \zeta \cdot d\zeta = \frac{R_{01}}{\zeta_{01}} \int_{-\zeta_{01}}^{\zeta_{01}} \cos(\zeta_{01} - \zeta) \cdot \sin \frac{k\pi \cdot \zeta_{01}}{\zeta_{01}} \zeta \cdot d\zeta = \frac{R_{01}}{2\zeta_{01}} \cdot \int_{-\zeta_{01}}^{\zeta_{01}} \left\{ \sin \left[\zeta \left(1 + \frac{k\pi}{\zeta_{01}} \right) - \zeta_{01} \right] + \sin \left[\zeta \left(\frac{k\pi}{\zeta_{01}} - 1 \right) + \zeta_{01} \right] \right\} d\zeta; \quad (7)$$

$$b_k = -R_{01} \frac{k\pi \cos k\pi (1 - \cos 2\zeta_{01})}{k^2 \pi^2 - \zeta_{01}^2} = \begin{cases} R_{01} \frac{k\pi (1 - \cos 2\zeta_{01})}{k^2 \pi^2 - \zeta_{01}^2} \text{ при } k \text{ непарному} \\ -R_{01} \frac{k\pi (1 - \cos 2\zeta_{01})}{k^2 \pi^2 - \zeta_{01}^2} \text{ при } k \text{ парному.} \end{cases} \quad (8)$$

Звідки

$$b_k = (-1)^{k-1} R_{01} (1 - \cos 2\zeta_{01}) \cdot \frac{k\pi}{k^2 \pi^2 - \zeta_{01}^2}. \quad (9)$$

Підставляючи значення коефіцієнтів a_0 , a_k і b_k до виразу (2), знайдемо періодичне змінення миттєвого радіуса обертання в залежності від геометричних параметрів ланцюгової передачі:

$$R_1(\zeta) = \frac{R_{01} \sin 2\zeta_{01}}{2\zeta_{01}} + R_{01} \sin 2\zeta_{01} \left[\frac{\cos \frac{\pi}{\zeta_{01}}}{\pi - \zeta_{01}} - \frac{\cos \frac{2\pi}{\zeta_{01}} \zeta}{2\pi - \zeta_{01}} + \frac{\cos \frac{3\pi}{\zeta_{01}} \zeta}{3\pi - \zeta_{01}} + \dots + (-1)^{k-1} \cdot \frac{\cos \frac{k\pi}{\zeta_{01}} \zeta}{k\pi - \zeta_{01}} \right] +$$

$$+ R_{01} (1 - \cos 2\zeta_{01}) \left[\frac{\pi \sin \frac{\pi}{\zeta_{01}} \zeta}{\pi^2 - \zeta_{01}^2} - \frac{2\pi \sin \frac{2\pi}{\zeta_{01}} \zeta}{4\pi^2 - \zeta_{01}^2} + \frac{3\pi \sin \frac{3\pi}{\zeta_{01}} \zeta}{9\pi^2 - \zeta_{01}^2} + \dots + (-1)^{k-1} \cdot \frac{k\pi \sin \frac{k\pi}{\zeta_{01}} \zeta}{k^2 \pi^2 - \zeta_{01}^2} \right]. \quad (10)$$

В отриманій залежності (11) зробимо таку заміну:

$$\zeta_{01} = \frac{\pi}{z_1}; \quad \zeta = \omega_1 t, \quad (11)$$

де z_1 – число зубів ведучої зірочки; ω_1 – кутова частота обертання ведучої зірочки; t – час.

$$R_1(\zeta) = \frac{R_{01} \sin 2\zeta_{01}}{2\zeta_{01}} + R_{01} \sin 2\zeta_{01} \left[\frac{\cos z_1 \omega_1 t}{\pi - \zeta_{01}} - \frac{\cos 2z_1 \omega_1 t}{2\pi - \zeta_{01}} + \frac{\cos 3z_1 \omega_1 t}{3\pi - \zeta_{01}} + \dots + (-1)^{k-1} \cdot \frac{\cos kz_1 \omega_1 t}{k\pi - \zeta_{01}} \right] + R_{01} (1 - \cos 2\zeta_{01}) \left[\frac{\pi \sin z_1 \omega_1 t}{\pi^2 - \zeta_{01}^2} - \frac{2\pi \sin 2z_1 \omega_1 t}{4\pi^2 - \zeta_{01}^2} + \frac{3\pi \sin 3z_1 \omega_1 t}{9\pi^2 - \zeta_{01}^2} + \dots + (-1)^{k-1} \cdot \frac{k\pi \sin kz_1 \omega_1 t}{k^2 \pi^2 - \zeta_{01}^2} \right]. \quad (12)$$

Таким чином, отримані залежності (10) і (12) дозволяють визначити миттєвий радіус обертання ведучої зірочки в функції кута повороту або часу.

Диференціюючи вираз (12), визначимо пульсуючу швидкість руху ланцюга в такому вигляді:

$$V_y = \frac{dR_1(\zeta)}{dt} = -R_{01} z_1 \omega_1 \sin 2\zeta_{01} \left[\frac{\sin z_1 \omega_1 t}{\pi - \zeta_{01}} - \frac{2 \sin 2z_1 \omega_1 t}{2\pi - \zeta_{01}} + \frac{3 \sin 3z_1 \omega_1 t}{3\pi - \zeta_{01}} + \dots + (-1)^{k-1} \cdot \frac{k \sin kz_1 \omega_1 t}{k\pi - \zeta_{01}} \right] + R_{01} z_1 \omega_1 (1 - \cos 2\zeta_{01}) \left[\frac{\cos z_1 \omega_1 t}{\pi^2 - \zeta_{01}^2} - \frac{4 \cos 2z_1 \omega_1 t}{4\pi^2 - \zeta_{01}^2} + \frac{9 \cos 3z_1 \omega_1 t}{9\pi^2 - \zeta_{01}^2} + \dots + (-1)^{k-1} \cdot \frac{k^2 \sin kz_1 \omega_1 t}{k^2 \pi^2 - \zeta_{01}^2} \right]. \quad (13)$$

Прискорення пульсуючого руху ланцюга визначається з наступного виразу

$$W_y = \frac{d^2 R_1(\zeta)}{dt^2} =$$

$$\begin{aligned}
 &= -R_{01}z_1^2\omega_1^2 \sin 2\zeta_{01} \left[\frac{\cos z_1\omega_1 t}{\pi - \zeta_{01}} - \frac{4 \cos 2z_1\omega_1 t}{2\pi - \zeta_{01}} + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{9 \cos 3z_1\omega_1 t}{3\pi - \zeta_{01}} + \dots + (-1)^{k-1} \cdot \frac{k^2 \cos kz_1\omega_1 t}{k\pi - \zeta_{01}} \right] - \\
 &- R_{01}\pi z_1^2\omega_1^2(1 - \cos 2\zeta_{01}) \left[\frac{\sin z_1\omega_1 t}{\pi^2 - \zeta_{01}^2} - \frac{8 \sin 2z_1\omega_1 t}{4\pi^2 - \zeta_{01}^2} + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{27 \sin 3z_1\omega_1 t}{9\pi^2 - \zeta_{01}^2} + \dots + (-1)^{k-1} \cdot \frac{k^3 \pi \sin kz_1\omega_1 t}{k^2 \pi^2 - \zeta_{01}^2} \right]. \quad (14)
 \end{aligned}$$

Таким чином, визначено функціональні залежності швидкості і прискорення пульсації ланцюга в залежності від геометричних параметрів ланцюгової передачі і кутової швидкості обертання барабана приводу. У свою чергу швидкість і прискорення пульсації ланцюга впливають на закон зміни величини збуджуючої сили, що розвивається дебалансами віброзбудника коливань.

Аналіз отриманих виразів (13) і (14) показують, що для визначення в першому наближенні з достатньою для інженерних розрахунків точністю швидкості і прискорення пульсації ланцюга можна використати перші два члена розкладання ряду Фур'є, що стоять в квадратних дужках, тобто

$$\begin{aligned}
 V_y &= -R_{01}z_1\omega_1 \sin 2\zeta_{01} \times \\
 &\times \left[\frac{\sin z_1\omega_1 t}{\pi - \zeta_{01}} - \frac{2 \sin 2z_1\omega_1 t}{2\pi - \zeta_{01}} \right] + \\
 &+ R_{01}\pi z_1\omega_1(1 - \cos 2\zeta_{01}) \times \\
 &\times \left[\frac{\cos z_1\omega_1 t}{\pi^2 - \zeta_{01}^2} - \frac{4 \cos 2z_1\omega_1 t}{4\pi^2 - \zeta_{01}^2} \right]; \quad (15)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_y &= -R_{01}z_1^2\omega_1^2 \sin 2\zeta_{01} \times \\
 &\times \left[\frac{\cos z_1\omega_1 t}{\pi - \zeta_{01}} - \frac{4 \cos 2z_1\omega_1 t}{2\pi - \zeta_{01}} \right] - \\
 &- R_{01}\pi z_1^2\omega_1^2(1 - \cos 2\zeta_{01}) \times \\
 &\times \left[\frac{\sin z_1\omega_1 t}{\pi^2 - \zeta_{01}^2} - \frac{8 \sin 2z_1\omega_1 t}{4\pi^2 - \zeta_{01}^2} \right] \quad (16)
 \end{aligned}$$

Розглянемо рух віброплити робочого органу, що знаходиться в підвішеному стані (в вертикальному напрямку), тобто без контакту з ущільнюваною бетонною сумішшю, може бути описано наступним рівнянням:

$$\begin{aligned}
 m \frac{d^2 z}{dt^2} + b_{31} \frac{dz}{dt} + c_{31}z &= m_d r \omega_2^2 \sin \omega t - \\
 - m_d r R_{01} z_1^2 \omega_1^2 \sin 2\zeta_{01} &\left[\frac{\cos z_1 \omega_1 t}{\pi - \zeta_{01}} - \frac{4 \cos 2z_1 \omega_1 t}{2\pi - \zeta_{01}} \right] \sin \omega t - \\
 - m_d r R_{01} \pi z_1^2 \omega_1^2 (1 - \cos 2\zeta_{01}) &\left[\frac{\sin z_1 \omega_1 t}{\pi^2 - \zeta_{01}^2} - \right. \\
 &\left. - \frac{8 \sin 2z_1 \omega_1 t}{4\pi^2 - \zeta_{01}^2} \right] \sin \omega t, \quad (17)
 \end{aligned}$$

де m – маса вібраційного плити разом з вібровозбудниками коливань; z – лінійні переміщення вібраційної плити в напрямку координатної осі Z ; c_{31} – жорсткість і b_{31} – коефіцієнт непружного опору передніх амортизаторів у вертикальному напрямку; m_d , r , ω_2 – маса, радіус ексцентриситету та кутова швидкість обертання дебалансів вібровозбудників коливань.

Для спрощення одержаного виразу (17), введемо нові позначення:

$$Q = m_d r \omega_2^2; \quad (18)$$

$$Q_{11} = \frac{m_d r R_{01} z_1^2 \omega_1^2 \sin 2\zeta_{01}}{\pi - \zeta_{01}}; \quad (19)$$

$$Q_{21} = \frac{4m_d r R_{01} z_1^2 \omega_1^2 \sin 2\zeta_{01}}{2\pi - \zeta_{01}}; \quad (20)$$

$$Q_{12} = \frac{m_d r R_{01} z_1^2 \omega_1^2 (1 - \cos 2\zeta_{01})}{\pi^2 - \zeta_{01}^2}; \quad (21)$$

$$Q_{22} = \frac{8m_d r R_{01} z_1^2 \omega_1^2 (1 - \cos 2\zeta_{01})}{4\pi^2 - \zeta_{01}^2}; \quad (22)$$

$$\omega_3 = z_1 \omega_1. \quad (23)$$

При цьому вираз (17) перетворюється до наступного вигляду:

$$\begin{aligned}
 m \frac{d^2 z}{dt^2} + b_{31} \frac{dz}{dt} + c_{31}z &= m_d r \omega_2^2 \sin \omega t - \\
 - [Q_1 \sin(\omega_3 t + \psi_1) - Q_2 \sin(2\omega_3 t + \psi_2)] &\sin \omega_2 t. \quad (24)
 \end{aligned}$$

Рух віброплити ущільнюючого робочого органу в горизонтальному напрямку може бути описано наступним рівнянням:

$$\begin{aligned}
 m \frac{d^2 y}{dt^2} + b_{32} \frac{dy}{dt} + c_{32}y &= Q \cos \omega_2 t - \\
 - [Q_1 \sin(\omega_3 t + \psi_1) - Q_2 \sin(2\omega_3 t + \psi_2)] &\sin \omega_2 t. \quad (25)
 \end{aligned}$$

де y – лінійні переміщення вібраційного плити в напрямку координатної осі Y ; c_{32} – жорсткість і b_{32} – коефіцієнт непружного опору амортизаторів в горизонтальному напрямку;

$$Q_1 = \sqrt{Q_{11}^2 + Q_{12}^2}; \psi_1 = \arctg \frac{Q_{11}}{Q_{12}}; \quad (26)$$

$$Q_2 = \sqrt{Q_{21}^2 + Q_{22}^2}; \psi_2 = \arctg \frac{Q_{21}}{Q_{22}}. \quad (27)$$

Перетворюючи вирази (24) і (25), наведемо їх до зручного для вирішення наступного вигляду:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + b_{31} \frac{dz}{dt} + c_{31}z = Q \sin \omega_2 t -$$

$$-\frac{1}{2} Q_1 \{ \cos[(\omega_3 - \omega_2)t + \psi_1] - \cos[(\omega_3 + \omega_2)t + \psi_1] \} +$$

$$+\frac{1}{2} Q_2 \{ \cos[(2\omega_3 - \omega_2)t + \psi_2] -$$

$$-\cos[(2\omega_3 + \omega_2)t + \psi_2] \}; \quad (28)$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + b_{32} \frac{dy}{dt} + c_{32} y = Q \cos \omega_2 t -$$

$$-\frac{1}{2} Q_1 \{ \sin[(\omega_3 - \omega_2)t + \psi_1] + \sin[(\omega_3 + \omega_2)t + \psi_1] \} +$$

$$+\frac{1}{2} Q_2 \{ \sin[(2\omega_3 - \omega_2)t + \psi_2] +$$

$$+\sin[(2\omega_3 + \omega_2)t + \psi_2] \}; \quad (29)$$

Вирішуючи рівняння (28), знайдемо закон руху віброплити в вертикальному напрямку в такому вигляді:

$$z(t) = A_1 \sin(\omega_2 t - \varphi_1) - A_2 \cos[(\omega_3 - \omega_2)t + \psi_1 - \varphi_2] +$$

$$+ A_3 \cos[(\omega_3 - \omega_2)t + \psi_1 - \varphi_3] +$$

$$+ A_4 \cos[(2\omega_3 - \omega_2)t + \psi_2 - \varphi_4] -$$

$$- A_5 \cos[(2\omega_3 + \omega_2)t + \psi_2 - \varphi_5]; \quad (30)$$

де $A_1 - A_5$ – амплітуди коливань віброплити в вертикальному напрямку; $\varphi_1 - \varphi_5$ – кути зсуву фаз між амплітудами збуджуючих сил і амплітудами коливань відповідних гармонік;

$$A_1 = \frac{Q}{\sqrt{(c_{31} - m\omega_2^2)^2 + b_{31}^2 \omega_2^2}}; \quad (31)$$

$$A_2 = \frac{0,5Q_1}{\sqrt{[(c_{31} - m(\omega_3 - \omega_2))^2] + b_{31}^2 (\omega_3 - \omega_2)^2}}; \quad (32)$$

$$A_3 = \frac{0,5Q_1}{\sqrt{[(c_{31} - m(\omega_3 - \omega_2))^2] + b_{31}^2 (\omega_3 - \omega_2)^2}}; \quad (33)$$

$$A_4 = \frac{0,5Q_2}{\sqrt{[c_{31} - m(2\omega_3 + \omega_2)]^2 + b_{31}^2 (2\omega_3 + \omega_2)^2}}; \quad (34)$$

$$A_5 = \frac{0,5Q_2}{\sqrt{[c_{31} - m(2\omega_3 + \omega_2)]^2 + b_{31}^2 (2\omega_3 + \omega_2)^2}}; \quad (35)$$

$$\varphi_1 = \arctg \frac{b_{31} \omega}{c_{31} - m\omega_2^2}; \quad (36)$$

$$\varphi_2 = \arctg \frac{b_{31}(\omega_3 - \omega_2)}{c_{31} - m(\omega_3 - \omega_2)^2}; \quad (37)$$

$$\varphi_3 = \arctg \frac{b_{31}(\omega_3 + \omega_2)}{c_{31} - m(\omega_3 + \omega_2)^2}; \quad (38)$$

$$\varphi_4 = \arctg \frac{b_{31}(2\omega_3 - \omega_2)}{c_{31} - m(2\omega_3 - \omega_2)^2}; \quad (39)$$

$$\varphi_5 = \arctg \frac{b_{31}(2\omega_3 + \omega_2)}{c_{31} - m(2\omega_3 + \omega_2)^2}. \quad (40)$$

Вирішуючи рівняння (29), знайдемо закон руху віброплити в вертикальному напрямку в такому вигляді:

$$y(t) = A_6 \cos(\omega_2 t - \varphi_6) - A_7 \sin[(\omega_3 - \omega_2)t + \psi_1 - \varphi_7] +$$

$$- A_8 \sin[(\omega_3 + \omega_2)t + \psi_1 - \varphi_8] + A_9 \sin[(2\omega_3 - \omega_2)t + \psi_2 - \varphi_8] -$$

$$- A_{10} \cos[(2\omega_3 + \omega_2)t + \psi_2 - \varphi_{10}]; \quad (41)$$

де $A_6 - A_{10}$ – амплітуди горизонтальних коливань віброплити; $\varphi_6 - \varphi_{10}$ – кути зсуву фаз між амплітудами збуджуючих сил і амплітудами коливань відповідних гармонік;

$$A_6 = \frac{Q}{\sqrt{(c_{32} - m\omega_2^2)^2 + b_{32}^2 \omega_2^2}}; \quad (42)$$

$$A_7 = \frac{0,5Q_1}{\sqrt{[c_{32} - m(\omega_3 - \omega_2)]^2 + b_{32}^2 (\omega_3 - \omega_2)^2}}; \quad (43)$$

$$A_8 = \frac{0,5Q_1}{\sqrt{[c_{32} - m(\omega_3 - \omega_2)]^2 + b_{32}^2 (\omega_3 - \omega_2)^2}}; \quad (44)$$

$$A_9 = \frac{0,5Q_2}{\sqrt{[c_{32} - m(2\omega_3 + \omega_2)]^2 + b_{32}^2 (2\omega_3 + \omega_2)^2}}; \quad (45)$$

$$A_{10} = \frac{0,5Q_2}{\sqrt{[c_{32} - m(2\omega_3 + \omega_2)]^2 + b_{32}^2 (2\omega_3 + \omega_2)^2}}; \quad (46)$$

$$\varphi_6 = \arctg \frac{b_{32} \omega}{c_{32} - m\omega_2^2}; \quad (47)$$

$$\varphi_7 = \arctg \frac{b_{32}(\omega_3 - \omega_2)}{c_{32} - m(\omega_3 - \omega_2)^2}; \quad (48)$$

$$\varphi_8 = \arctg \frac{b_{32}(\omega_3 + \omega_2)}{c_{32} - m(\omega_3 + \omega_2)^2}; \quad (49)$$

$$\varphi_9 = \arctg \frac{b_{32}(2\omega_3 - \omega_2)}{c_{32} - m(2\omega_3 - \omega_2)^2}; \quad (50)$$

$$\varphi_{10} = \arctg \frac{b_{32}(2\omega_3 + \omega_2)}{c_{32} - m(2\omega_3 + \omega_2)^2}. \quad (51)$$

Таким чином визначені закономірності руху віброплити вібраційного робочого органу, що здійснює полічастотні віброімпульсні коливання, при яких на основну гармоніку коливань накладаються високо-частотні складові.

ВИСНОВКИ. Використання пропонованого вібраційного робочого органу з віброімпульсними коливаннями дозволяє забезпечити високоефективне ущільнення бетонних сумішей з малою енергоемністю, на 35–40% зменшити потужність привода,

20...30% збільшити швидкість руху ущільнюючого робочого органу.

Віброімпульсний вплив створює в ущільнюючій цементобетонній суміші додаткові ефекти, що інтенсифікують процес ущільнення і підвищують якість суміші за рахунок прискорення дифузійних процесів і граничного руйнування дефектних агрегатів з частинок, що злиплись в бетонному середовищі. Пропонований вібраційний робочий орган з віброімпульсними коливаннями може знайти широке застосування в практиці будівництва для ущільнення цементобетонних сумішей в індустріальному будівництві і дорожніх асфальтобетонних покриттів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Маслов А. Г., Саленко Ю. С., Маслова Н. А. Исследование взаимодействия вибрирующей плиты с цементобетонной смесью. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук: КрНУ. 2011. Вип. 2 (67). Част. 1. С 93–98.
2. Маслов А. Г., Жанар Батсайхан. Исследование колебаний рабочего органа машины для уплотнения бетонных смесей в вибрационном рабочем режиме. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук: КрНУ. 2015. Вип. 2 (91). Част. 1. С. 92–97.
3. Пермяков В. Б., Беляев К. В. Математическая модель процесса уплотнения асфальтобетонных смесей. *Известия вузов. Строительство*. Новосибирск: НГАСУ, 2005. Вып. 1. С. 110–116.

4. Маслов А. Г., Саленко Ю. С. Вибрационные машины и процессы в дорожно-строительном производстве. Кременчук: ПП Щербатих О.В., 2014. 262 с.

5. Иткин А. Ф. Вибрационные машины для формирования бетонных изделий. К.: «МП Леся», 2009. 152 с.

6. Маслов А. Г., Стуканова В. А. Разработка вибрационного пресса для формирования многопустотных бетонных блоков. *Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук: КДУ, 2010. Вип. 5 (64). Част. 1. С. 117–120.

7. Блехман И. И. Теория вибрационных процессов и устройств. СПб.: ИД «Руда и Металлы», 2013. 640 с.

8. Вибрационные машины для приготовления и уплотнения бетонных смесей. А. Г. Маслов, А. Ф. Иткин, Ю. С. Саленко. Кременчук: ЧП Щербатых А. В., 2014. 324 с.

9. Саленко Ю. С. Исследование одновального вибрационного бетоносмесителя с цепным вибро-возбудителем колебаний. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук: КДПУ, 2009. Вип. 4 (57). Част. 2. С. 82–86.

10. Chen X., Wu S., Zhou J. Experimental study and analytical formulation of mechanical behavior of concrete. *Construction and Buildings Materials*. 2013. Vol. 47. P. 662–670.

RESEARCH OF THE VIBRATING BODY FOR CONCRETE COMPACT MIXTURE WITH VIBRATING PULSE VIBRATIONS

A. Maslov, Yu. Salenko, O. Zhovtyak, R. Vakulenko

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University
vul. Pershotravneva, 20, 39600, Kremenchuk, Ukraine. E-mail: innazhovtyak1988@gmail.com

V. Diatlovska

Scientific Production Association "Tungsten"
vul. Heroes Ukraine, 37/5, Svitlovodsk, 27500, Ukraine.

Purpose. In modern construction it is necessary to use effective working bodies to ensure a good seal by vibration exposure on the surface of poured concrete or cement-concrete mixtures. Such vibration working bodies shall be of simple construction and low energy consumption, the quality of the material and molding concrete products of varying thickness. For safe and efficient operation of the vibration settings for accurate selection of its rational parameters and modes of vibration effects on the sealed environment to ensure effective sealing of rigid plastic and concrete mixtures with low power consumption. The aim of this study is to determine the rational parameters of a vibrating working body with vibro-impulse vibrations, designed for effective surface compaction of various types of concrete products and coatings. **Methodology.** The design and principle of operation of a vibrating working body for compacting concrete products, including a vibrating plate suspended on elastic shock absorbers from a base plate connected to the undercarriage, are described. At the same time, the vibrating plate is equipped with a main and additional vibration exciter of vibrations, displaced, respectively, to the front and rear edges of the bottom, which are by means of a chain transmission, made in the form of sprockets and a chain with a driving electric motor. **Results.** A computational scheme has been drawn up to study the movement of a chain and the laws of motion of a vibrating plate in a suspended state, in the vertical and horizontal directions, have been determined. The laws of motion of a vibrating plate performing multi-frequency vibro-impulse vibrations, in which high-frequency components are superimposed on the fundamental harmonic of vibrations, have been determined. **Originality.** Theoretical study of the motion of a vibrating plate of a vibrating working body in the vertical and horizontal directions, performing multi-frequency vibro-impulse vibrations, in which high-frequency components are superimposed on the fundamental harmonic of vibrations. **The practical value.** Vibration has low power consumption and high efficiency products sealing of rigid and malleable mixes and is widely used in the construction industry. References 9, 0 tables, 3 figures.

Key words: working body, exciter vibrations, the laws of motion, concrete mix, rational parameters.

REFERENCES

1. Maslov, A. G., Salenko, Y. S., Maslova, N. A. (2011), *Issledovanie vzaimodeistvia vibrirushchey plity s tsementobetonnoy smesi* [Investigation of the interaction of the vibrating plate with cement– concrete mixtures], Bulletin of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, no. 2 (67). Kremenchuk, pp. 93–98.
2. Maslov, A. G., Zhanar Batsaihan (2015), *Issledovanie kolebani rabocheho organa mashini dlia uplotneniia betonnykh smesey v vibratsionnom rabochem rezhime* [The study of the working body of the machine vibrations for compacting concrete mixes vibratsion operation], Bulletin of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, no. 2 (91). Kremenchuk, pp. 92–97.
3. Permyakov, V. B., Belyaev, K. V. (2005), *Matematicheskaiia model' protsessa uplotneniia asfaltobetonnykh smesei* [The mathematical model of the process seal of asphalt mixes], V.B. Permyakov, K.V. Belyaev. Proceeding of the. Building. Novosibirsk, no 1. pp. 110 – 116.
4. Maslov, A. G., Itkin, A. F., Salenko, Y.S. (2014), *Vibratsionnyie mashiny dlia prigotovleniia i uplotneniia betonnyih smesey* [Vibrating machines for the preparation and compaction of concrete mixes], PP Cherbatyh, Kremenchuk, Ukraine.
5. Itkin, A. F. (2009), *Vibratsionnyie mashiny dlia formovaniia betonnyh izdelii* [Vibrating machines for molding concrete products], "Les MP", Kyiv, Ukraine.
6. Maslov, A. G., Stukanova, V. A. (2010), *Razrabotka vibratsionnogo pressa dlia formovaniia mnogopustotnykh betonnykh blokov* [Development of vibratory presses for molding hollow concrete blocks], Bulletin of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, no. 5 (64). Kremenchuk, pp. 117–120.
7. Blehman, I. I. *Teoriia vibratsionnykh prosessov i ystroistv* [The theory of vibration processes and devices], Publishing house DNK, Russia.
8. Maslov, A. G., Salenko, Y. S., *Vibratsionnyie mashiny i protsessy v dorozhno-stroitel'nom proizvodstve* [Vibrating machines and processes in road construction industry], PP Cherbatyh, Kremenchuk, Ukraine.
9. Maslov, A. G. (1986), *Rabochiy organ ukladchika dorozhno- stroitelnykh materialov* [The working body of the paver road construction materials], Certificate of authorship № 1206362, BI № 3.
10. Chen, X., Wu S., Zhou, J. (2013), Experimental study and analytical formulation of mechanical behavior of concrete. Construction and Buildings Materials. Vol. 47. pp. 662–670.

Стаття надійшла 06.11.2020.