

УДК 693.546.4

УПРАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРАМИ ВЫНУЖДАЮЩЕЙ СИЛЫ ДВУХВАЛЬНОГО ДЕБАЛАНСНОГО ВИБРОВЗБУДИТЕЛЯ ВИБРАЦИОННОЙ ПЛОЩАДКИ

В. Ю. Ноженко

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, г. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: viktoriya_nozhenko@mail.ru

Рассмотрена вибрационная площадка с двухвальными дебалансными вибровозбудителями, применяемая на производствах железобетонных изделий для уплотнения бетонных смесей в форме. Отмечены основные недостатки работы таких виброплощадок при использовании нерегулируемых электроприводов. Для повышения эффективности работы вибрационных площадок предложен разрыв механической связи между валами приводных двигателей и использование регулируемого электропривода. Выведены выражения для определения результирующей вынуждающей силы двухвального дебалансного вибровозбудителя с помощью векторной диаграммы. Для определения способов управления параметрами колебаний виброплощадки проведены исследования изменения максимального значения амплитуды и направления результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов в одном и разных направлениях с постоянной и различной разностью начальных фаз. Проанализировано изменение результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов с различными скоростями.

Ключевые слова: дебалансы, вынуждающая сила, параметры колебаний, векторная диаграмма, сдвиг фаз.

КЕРУВАННЯ ПАРАМЕТРАМИ ВИМУШУЮЧОЇ СИЛИ ДВУХВАЛЬНОГО ДЕБАЛАНСНОГО ВІБРОЗБУДЖУВАЧА ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛОЩАДКИ

В. Ю. Ноженко

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: viktoriya_nozhenko@mail.ru

Розглянуто вібраційну площадку з двухвальними дебалансними вібровозбуджувачами, що застосовується при виробництві залізобетонних виробів для ущільнення бетонних сумішей у формі. Відзначено основні недоліки роботи таких виброплощадок при використанні нерегульованих електроприводів. Для підвищення ефективності роботи вібраційних площадок запропоновано розрив механічного зв'язку між валами приводних двигунів і використання регульованого електропривода. Виведено вирази для визначення результируючої вимушуючої сили двухвального дебалансного вібровозбуджувача за допомогою векторної діаграми. Для визначення способів управління параметрами коливань виброплощадки проведено дослідження вимірювання максимального значення амплітуди й напрямку результируючої вимушуючої сили при обертанні дебалансів в одному й різних напрямках із різною та постійною різницею початкових фаз. Проаналізовано зміну результируючої вимушуючої сили при обертанні дебалансів із різними швидкостями.

Ключові слова: дебаланси, вимушуюча сила, параметри коливань, векторна діаграма, зсув фаз.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Вибрационные технологии широко применяются в различных отраслях промышленности. В частности, при изготовлении монолитного и сборного железобетона используются виброустановки для формирования и уплотнения бетонных смесей. В качестве источника вибраций данного оборудования выступает электромагнитный, кривошипно-шатунный и дебалансный вибровозбудители. Последний получил наиболее широкое распространение при уплотнении сборного железобетона на виброплощадках благодаря конструкционной простоте оборудования.

Следует отметить, что с каждым годом увеличивается разнообразие железобетонных изделий (ЖБИ), расширяются области их применения, номенклатура [1]. Это обстоятельство способствует предъявлению требований к вибрационным установкам самого различного характера, как конструктивных, так и технологических, для обеспечения высокого качества готовой продукции.

Однако в существующих условиях основным препятствием повышения качества изготавливаемых ЖБИ является значительное количество предприятий строительной индустрии, характеризующихся

устаревшим оборудованием и отсутствием возможности управления процессом виброуплотнения.

Учитывая это, в настоящее время актуальным вопросом является повышение эффективности функционирования вибрационных установок, обеспечивающих высокое качество уплотняемых ЖБИ при повышении производительности и уменьшении затрат на электроэнергию путем полной или частичной автоматизации процесса уплотнения бетонной смеси.

Подтверждением положительного влияния переменных параметров вибраций на качество бетонных изделий являются результаты проведенных опытов в [2], которые показали, что при изменении частоты вибраций прочностные характеристики бетона возрастают, при этом время уплотнения снижается вдвое по сравнению с виброуплотнением с постоянными параметрами. Согласно [3], применение режима с многократными вибрационными воздействиями позволяет существенно повысить прочность, морозостойкость, водонепроницаемость бетонов и др.

Решение задачи исследования эффективности работы существующих виброустановок, их сравнения и анализа, рассмотрения возможных вариантов усовершенствования и внедрения их при использовании

технологического оборудования предпринималось многими учеными. В частности, А.В. Баскаков предложил методику синтеза цифровой системы программного управления направлением и частотой колебаний бетонной смеси [4]; В.В. Осадчий, И.В. Батраченко, Д.В. Микитюк в [5] изложили применение двух пар дебалансных вибраторов для регулирования амплитуды возмущающей силы.

Также в настоящее время разрабатывается множество альтернативных решений традиционным приводам и установкам для уплотнения бетонной смеси [6–8]. Тем не менее, отдельные вопросы данной проблемы требуют более глубокого изучения.

С учетом сказанного, целью работы является определение способов управления результирующей вынуждающей силой двухвалных дебалансных вибровозбудителей вибрационных площадок при уплотнении бетонных смесей.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ.

Наибольшее распространение при производстве сборного железобетона получил способ объемного вибрационного уплотнения, который в большинстве случаев основывается на классических схемах с использованием многоблочных вибрационных площадок с вертикально направленными гармоническими колебаниями [6, 9, 10].

Виброколебания площадки возбуждаются вынуждающей силой двухвалных вибровозбудителей, дебалансы которых синхронно вращаются в разные стороны. В этом случае вынуждающие силы, создаваемые вращающимися дебалансными массами, в горизонтальном положении направлены в противоположные стороны, т.е. взаимно компенсируются. Вынуждающие силы в вертикальном направлении совпадают по направлению, т.е. в данном случае амплитуда вынуждающей силы максимальна.

Для работы таких виброплощадок используются нерегулируемые асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, работающие на один вал. Синхронность вращения двигателей выполняется через жестко закрепленные карданные валы виброблоков и синхронизаторов, что не дает в полной мере обеспечить необходимые технологические режимы уплотнения, т.е. в них невозможно изменять в процессе работы частоту, амплитуду и направление колебаний.

Одним из путей решения данной проблемы является несогласованное вращение дебалансов за счет разрыва синхронизации валов, на которых они установлены. В этом случае вращательное движение будет передаваться с одного двигателя на левую сторону виброплощадки, а со второго – на правую, т.е. каждый из двух дебалансов приводится в движение отдельным двигателем.

Это существенно расширяет возможности функционирования двухвалных вибровозбудителей и позволяет решать следующие задачи:

- синхронно и синфазно вращать дебалансы как в одном, направлении, так и в разных;
- изменять направление колебаний виброплощадки за счет вращения дебалансов в разные стороны со сдвигом фаз;
- осуществлять разночастотные виброколебания при вращении дебалансов с различными скоростями.

Для исследования способов управления основными параметрами колебаний виброплощадки с техническими характеристиками, приведенными в табл. 1, рассмотрим поведение вектора результирующей вынуждающей силы в зависимости от направления вращения и положения первого и второго дебалансов, как показано на рис. 1, где обозначено: m_1 , m_2 – масса первого и второго дебаланса, соответственно; ω_1 , ω_2 – угловая скорость вращения первого и второго дебаланса, соответственно.

Таблица 1 – Техническая характеристика вибрационной площадки

Техническая характеристика	Значение
Номинальная грузоподъемность, t	9,8
Число виброблоков, $шт$	8
Колебания рабочего органа	Гармонические, вертикально направленные
Частота колебаний, $Гц$	50
Амплитуда колебаний, $мм$	0,2...0,6
Способ крепления форм	Магнитный
Установленная мощность двигателей, $кВт$	60

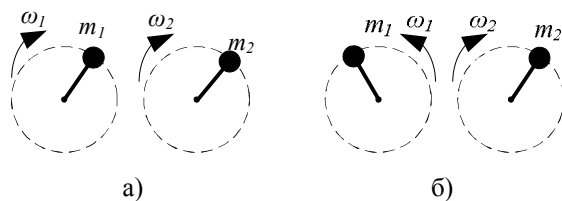


Рисунок 1 – Положение дебалансов:

- а) вращение дебалансов в одном направлении;
 - б) вращение дебалансов в разных направлениях
- Вращение дебалансов в одном направлении.*

Для определения результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов в одном направлении с одинаковой скоростью построим векторную диаграмму (рис. 2) по правилу сложения векторов [11, 12].

На рис. 2 обозначено: F_1 , F_2 – вынуждающие силы, создаваемые первым и вторым дебалансами, соответственно; F – результирующая вынуждающая сила; φ_1 , φ_2 – начальный фазовый угол первого и второго дебаланса, соответственно; φ – угол направления действия результирующей

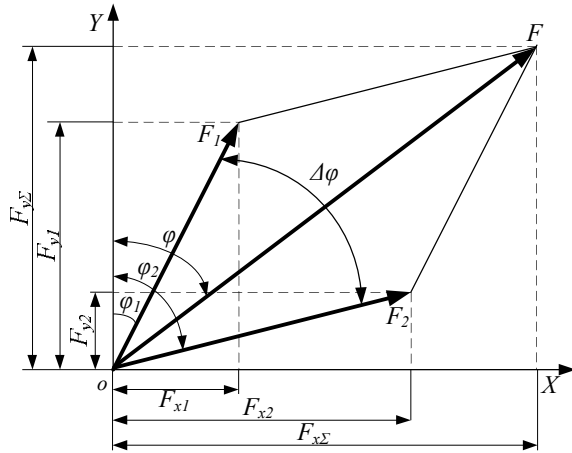


Рисунок 2 – Диаграмма вынуждающих сил при вращении дебалансов в одном направлении

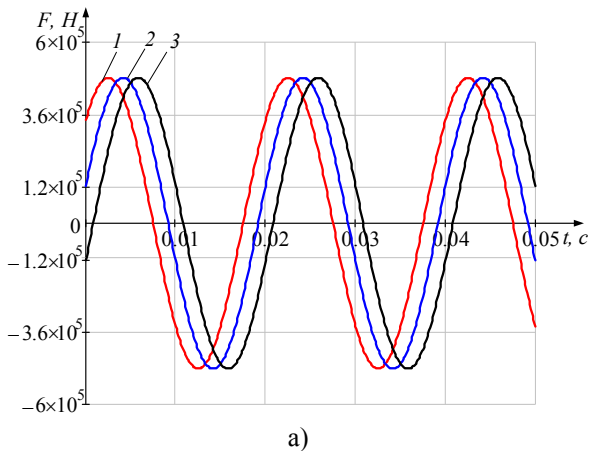
вынуждающей силы; $\Delta\varphi$ – разность начальных фаз первого и второго дебаланса; F_{y1}, F_{y2} – проекции вынуждающих сил, создаваемые первым и вторым дебалансом на ось OY , соответственно; $F_{y\Sigma}$ – проекция результирующей вынуждающей силы на ось OY ; F_{x1}, F_{x2} – проекции вынуждающих сил, создаваемые первым и вторым дебалансами на ось OX , соответственно; $F_{x\Sigma}$ – проекция результирующей вынуждающей силы на ось OX .

При вращении дебалансов возникают вынуждающие силы, описываемые выражениями

$$F_1(t) = F_{m1} \cos(\omega t - \varphi_1); \quad (1)$$

$$F_2(t) = F_{m2} \cos(\omega t - \varphi_2), \quad (2)$$

где F_{1m}, F_{2m} – максимальное значение амплитуды вынуждающей силы, создаваемой первым и вторым дебалансом (249550 Н), соответственно; ω – угловая частота вращения (314 c^{-1}); t – текущее значение времени.



а)

Результирующая вынуждающая сила будет равна сумме $F_1(t)$ и $F_2(t)$:

$$F(t) = F_{1m} \cos(\omega t - \varphi_1) + F_{2m} \cos(\omega t - \varphi_2) = F_{\Sigma} \cos(\omega t - \varphi), \quad (3)$$

где F_{Σ} – максимальное значение амплитуды результирующей вынуждающей силы:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{1m}^2 + F_{2m}^2 + 2F_{1m}F_{2m} \cos(\varphi_2 - \varphi_1)}. \quad (4)$$

Для определения угла φ находим проекции вынуждающих сил на ось OY :

$$F_{y1} = F_{1m} \cos \varphi_1; \quad (5)$$

$$F_{y2} = F_{2m} \cos \varphi_2. \quad (6)$$

Тогда проекция результирующей вынуждающей силы на ось OY определяется следующим выражением:

$$F_{y\Sigma} = F_{y1} + F_{y2} = F_{1m} \cos \varphi_1 + F_{2m} \cos \varphi_2. \quad (7)$$

Проекции вынуждающих сил, создаваемые первым и вторым дебалансом на ось OX , равны:

$$F_{x1} = F_{1m} \sin \varphi_1; \quad (8)$$

$$F_{x2} = F_{2m} \sin \varphi_2. \quad (9)$$

Проекция результирующей вынуждающей силы на ось OX :

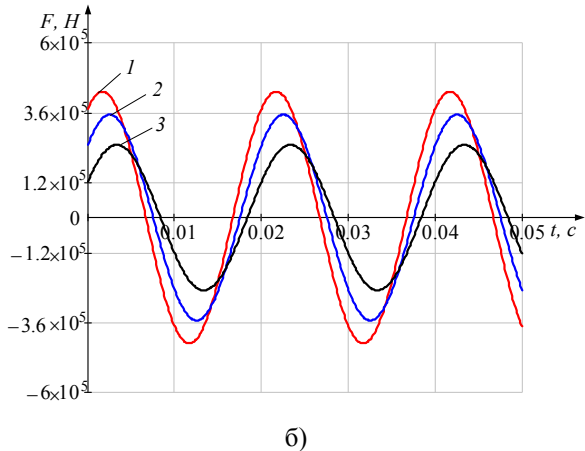
$$F_{x\Sigma} = F_{x1} + F_{x2} = F_{1m} \sin \varphi_1 + F_{2m} \sin \varphi_2. \quad (10)$$

Уравнение для определения угла φ имеет вид:

$$\varphi = \arctg \frac{F_{1m} \sin \varphi_1 + F_{2m} \sin \varphi_2}{F_{1m} \cos \varphi_1 + F_{2m} \cos \varphi_2}. \quad (11)$$

Для анализа максимального значения амплитуды и угла направления результирующей вынуждающей силы относительно оси OY рассмотрим следующие случаи:

- вращение дебалансов в одну сторону при $\Delta\varphi = 30^\circ$ в течение одного периода;
- вращение дебалансов в одну сторону при $\Delta\varphi = \text{var}$.



б)

Рисунок 3 – Зависимость результирующей вынуждающей силы от времени:

а) при $\Delta\varphi = 30^\circ$: 1 – $\varphi_1 = 30^\circ, \varphi_2 = 60^\circ$; 2 – $\varphi_1 = 60^\circ, \varphi_2 = 90^\circ$; 3 – $\varphi_1 = 90^\circ, \varphi_2 = 120^\circ$;

б) при $\Delta\varphi = \text{var}$: 1 – $\varphi_1 = 0^\circ, \varphi_2 = 60^\circ$; 2 – $\varphi_1 = 0^\circ, \varphi_2 = 90^\circ$; 3 – $\varphi_1 = 0^\circ, \varphi_2 = 120^\circ$

На рис. 3 приведені графіки змінення результуючої вимулюючої сили при вращенні дебалансов в одному напрямленні при $\Delta\varphi = 30^\circ$ в течение периода (рис. 3,а) и при $\Delta\varphi = var$ (рис. 3,б)

В первом случае направление результуючої вимулюючої сили будет изменяться от 0 до 2π в течение одного периода, при этом максимальное значение амплитуды F_Σ остается неизменным, как показано на рис. 4. Во втором случае амплитуда изменяется в зависимости от угла $\Delta\varphi$ от 0 и до π : чем меньше разность между начальными фазами вращення дебалансов, тем больше амплитуда, и наоборот.

Параметры результуючої вимулюючої силы при вращенні дебалансов в одну сторону при $\Delta\varphi = 30^\circ$ и $\Delta\varphi = var$ приведені в табл. 2.

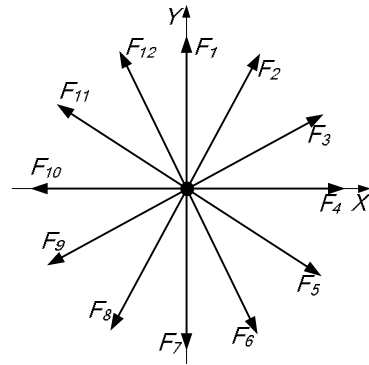


Рисунок 4 – Направление результуючої вимулюючої силы при вращенні дебалансов в одну сторону в течение одного периода при $\Delta\varphi = const$

Таблица 2 – Влияние сдвига фаз на параметры результуючої вимулюючої силы

При $\Delta\varphi = 30^\circ$				При $\Delta\varphi = var$			
Сдвиг фаз		Параметры вимулюючої силы		Сдвиг фаз		Параметры вимулюючої силы	
$\varphi_1, град$	$\varphi_2, град$	$F_\Sigma, Н$	$\varphi, град$	$\varphi_1, град$	$\varphi_2, град$	$F_\Sigma, Н$	$\varphi, град$
0	30	482100	15	0	30	482100	15
30	60	482100	45	0	60	432300	30
60	90	482100	75	0	90	352900	45
90	120	482100	105	0	120	249600	60
120	150	482100	135	0	150	129200	75
150	180	482100	165	0	180	0	0
180	210	482100	195	0	210	129200	105
210	240	482100	225	0	240	249600	120
240	270	482100	255	0	270	352900	135
270	300	482100	285	0	300	432300	150
300	330	482100	315	0	330	482100	165
330	360	482100	345	0	360	499100	180

Вращение дебалансов в разных направлениях.

Для определения результуючої вимулюючої силы в случае вращення дебалансов в разных направлениях с одинаковой скоростью рассмотрим векторную диаграмму (рис. 5).

Обозначения на рис. 5 аналогичны рис. 2.

Вимулюючие силы, создаваемые первым и вторым дебалансами, имеют вид:

$$F_1(t) = F_{m1} \cos(\omega t - \varphi_1); \tag{12}$$

$$F_2(t) = F_{m2} \cos(-\omega t - \varphi_2) = F_{m2} \cos(\omega t + \varphi_2). \tag{13}$$

Тогда результуючая вимулюючая сила описывается выражением

$$F(t) = F_{1m} \cos(\omega t - \varphi_1) + F_{2m} \cos(-\omega t - \varphi_2) = F_\Sigma \cos(\omega t - \varphi), \tag{14}$$

где F_Σ – максимальное значение амплитуды результуючої вимулюючої силы:

$$F_\Sigma = \sqrt{F_{1m}^2 + F_{2m}^2 + 2F_{1m}F_{2m} \cos(\varphi_2 + \varphi_1)}. \tag{15}$$

Для определения угла φ найдем проекции вимулюючих сил, создаваемых первым и вторым дебалансом на ось OY :

$$F_{y1} = F_{1m} \cos \varphi_1; \tag{16}$$

$$F_{y2} = F_{2m} \cos \varphi_2. \tag{17}$$

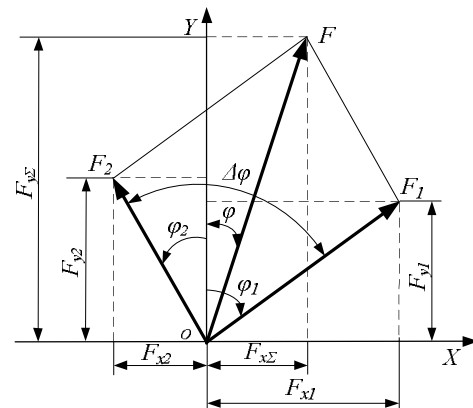


Рисунок 5 – Диаграмма вимулюючих сил при вращенні дебалансов в разные стороны

Тогда проекция результирующей вынуждающей силы на ось OY будет иметь вид:

$$F_{y\Sigma} = F_{y1} + F_{y2} = F_{1m} \cos \varphi_1 + F_{2m} \cos \varphi_2. \quad (18)$$

Проекция вынуждающих сил на ось OX :

$$F_{x1} = F_{1m} \sin \varphi_1; \quad (19)$$

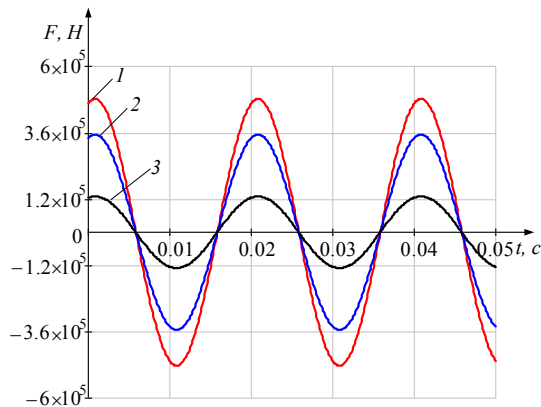
$$F_{x2} = F_{2m} \sin \varphi_2 \quad (20)$$

Проекция результирующей вынуждающей силы на ось OX равна:

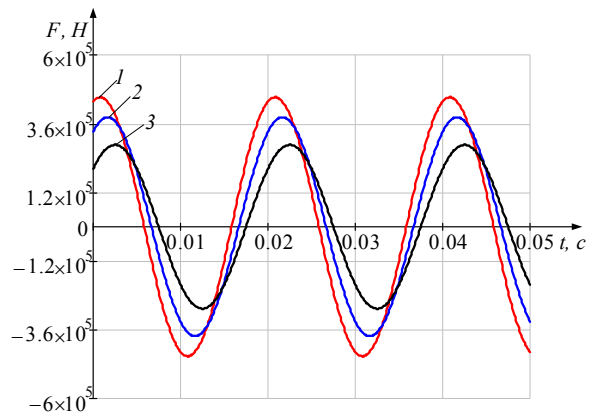
$$F_{x\Sigma} = F_{x1} - F_{x2} = F_{1m} \sin \varphi - F_{2m} \sin \varphi_2. \quad (21)$$

Тогда уравнение для определения угла φ имеет вид:

$$\varphi = \arctg \frac{F_{1m} \sin \varphi_1 - F_{2m} \sin \varphi_2}{F_{1m} \cos \varphi_1 + F_{2m} \cos \varphi_2}. \quad (22)$$



а)



б)

Рисунок 6 – Зависимость результирующей вынуждающей силы от времени:

- а) при $\Delta\varphi = 30^\circ$: 1 – $\varphi_1 = 30^\circ$, $\varphi_2 = 0^\circ$; 2 – $\varphi_1 = 60^\circ$, $\varphi_2 = 30^\circ$; 3 – $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_2 = 60^\circ$;
- б) при $\Delta\varphi = var$: 1 – $\varphi_1 = 40^\circ$, $\varphi_2 = 10^\circ$; 2 – $\varphi_1 = 70^\circ$, $\varphi_2 = 10^\circ$; 3 – $\varphi_1 = 100^\circ$, $\varphi_2 = 10^\circ$

Как показали графики, в первом случае угол отклонения вектора результирующей вынуждающей силы относительно оси OY остается постоянным в течение одного периода, а амплитуда изменяется от максимального значения до нуля, т.е. возникает гармоническое колебание, происходящее вдоль прямой (рис. 7).

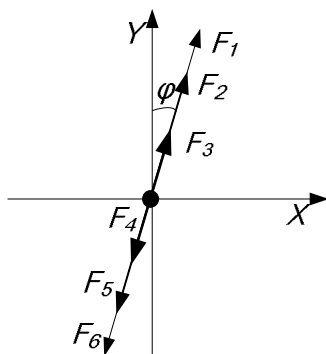


Рисунок 7 – Направление результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов в противоположных направлениях в течение одного периода при $\Delta\varphi = const$

Аналогично первому случаю для анализа максимального значения амплитуды и угла направления результирующей вынуждающей относительно оси OY при вращении дебалансов в разных направлениях с одинаковой скоростью рассмотрим следующие случаи:

- вращение дебалансов при $\Delta\varphi = 30^\circ$ в течение одного периода;
- вращение дебалансов при $\Delta\varphi = var$.

На рис. 6 приведены графики результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов в разных направлениях с постоянной скоростью вращения при $\Delta\varphi = 30^\circ$ в течение периода (рис. 6,а) и при $\Delta\varphi = var$ (рис. 6,б).

Во втором случае максимальное значение амплитуды изменяется в зависимости от угла $\Delta\varphi$ от 0 и до π , а направление регулируется с помощью начальных фазовых углов первого и второго дебаланса.

Параметры результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов в разные стороны при $\Delta\varphi = 30^\circ$ и $\Delta\varphi = var$ приведены в табл. 3.

Вращение дебалансов с разными скоростями.

Разрыв механической связи между валами вибровозбудителей вибрационной площадки позволяет изменять частоту вращения дебалансов независимо друг от друга. В этом случае результатом сложения двух гармонических колебаний с различными скоростями является результирующая вынуждающая сила, которая пульсирует по величине и изменяется с непостоянной скоростью.

При сложении колебаний, отличающихся по частоте на небольшую величину, возникают биения. Амплитуда результирующей вынуждающей силы при этом меняется от минимального значения, равного разности исходных амплитуд F_{1m} и F_{2m} , до максимального значения, равного сумме амплитуд вынуждающих сил первого и второго дебаланса, и вновь до минимального значения.

Таблиця 3 – Влияние сдвига фаз на параметры результирующей вынуждающей силы

При $\Delta\varphi = 30^\circ$				При $\Delta\varphi = \text{var}$			
Сдвиг фаз		Параметры вынуждающей силы		Сдвиг фаз		Параметры вынуждающей силы	
$\varphi_1, \text{град}$	$\varphi_2, \text{град}$	F_Σ, H	$\varphi, \text{град}$	$\varphi_1, \text{град}$	$\varphi_2, \text{град}$	F_Σ, H	$\varphi, \text{град}$
30	0	482100	15	10	10	491500	0
60	30	352900	15	40	10	452400	15
90	60	129200	15	70	10	382400	30
120	90	129200	15	100	10	286300	45
150	120	352900	15	130	10	170700	60
180	150	482100	15	160	10	435000	75
210	180	482100	15	190	10	86670	90
240	210	352900	15	220	10	210900	105
270	240	129200	15	250	10	320800	120
300	270	129200	15	280	10	408900	135
330	300	352900	15	310	10	469000	150
360	330	482100	15	340	10	497200	165

На рис. 8 приведен график изменения результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов с разными скоростями.

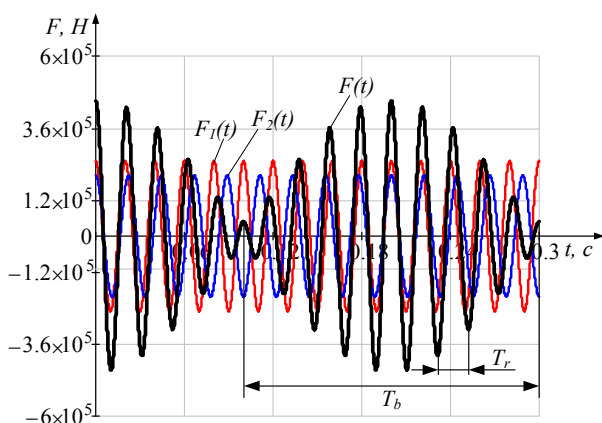


Рисунок 8 – Зависимость вынуждающей силы от времени при $\omega_1 = 314 \text{ c}^{-1}$, $\omega_2 = 283 \text{ c}^{-1}$, $\varphi_1 = \varphi_2 = 0^\circ$

Определим среднеквадратическое значение амплитуды результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов с разными скоростями по выражению:

$$F_e = \sqrt{\frac{1}{T_b} \int_0^{T_b} F^2(t) dt}, \quad (23)$$

где T_b – период изменения амплитуды:

$$T_b = \frac{2\pi}{\omega_1 - \omega_2}. \quad (24)$$

Значения среднеквадратического значения амплитуды и периода при вращении дебалансов с разными скоростями, приведенные в табл. 4, показали, что при увеличении разности между скоростями дебалансов F_e и T_b уменьшается.

Таблиця 4 – Среднеквадратическое значение амплитуды

ω_1, c^{-1}	ω_2, c^{-1}	T_b, c	F_e, H
314	308	1	244700
314	302	0,5	240000
314	289	0,25	231200
314	283	0,2	227100
314	251	0,1	209500

С целью исследования поведения результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов с разными скоростями в одном и в разных направлениях рассмотрим случаи, когда $\varphi_1 = \varphi_2 = 0^\circ$ и $\varphi_1 \neq \varphi_2$.

Среднеквадратическое значение результирующей вынуждающей силы описывается выражением

$$F_r = \sqrt{\frac{1}{T_r} \int_0^{T_r} F^2(t) dt}, \quad (25)$$

где T_r – период колебаний результирующей силы:

$$T_r = 2 \frac{T_1 T_2}{T_1 + T_2}, \quad (26)$$

где T_1 и T_2 – период колебаний вынуждающей силы, создаваемой первым и вторым дебалансом, соответственно.

На рис. 9 и 10 приведены результаты исследований, из которых следует, что при увеличении разности между ω_1 и ω_2 без начальных фазовых углов амплитуда и период результирующей вынуждающей силы уменьшается как при вращении дебалансов в одну, так и в разные стороны.

Учет начальных фазовых углов первого и второго дебаланса влияет на угол направления результирующей вынуждающей силы.

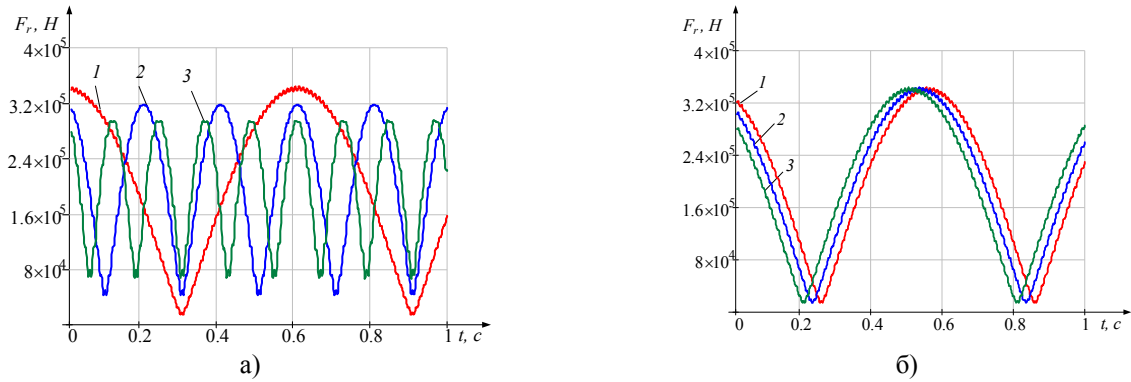


Рисунок 9 – Среднеквадратическое значение результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов в одну сторону: а) без сдвига фаз: 1 – при $\omega_1 = 314 \text{ c}^{-1}$, $\omega_2 = 303 \text{ c}^{-1}$; 2 – при $\omega_1 = 314 \text{ c}^{-1}$, $\omega_2 = 282 \text{ c}^{-1}$; 3 – при $\omega_1 = 314 \text{ c}^{-1}$, $\omega_2 = 261 \text{ c}^{-1}$; б) при $\omega_1 = 314 \text{ c}^{-1}$, $\omega_2 = 303 \text{ c}^{-1}$ с начальными фазовыми углами: 1 – $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = 30^\circ$; 2 – $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = 45^\circ$; 3 – $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = 60^\circ$

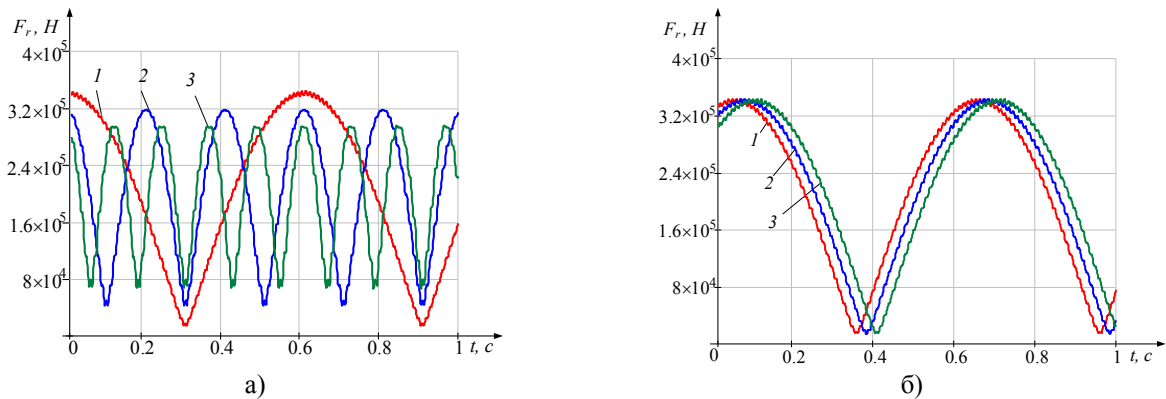


Рисунок 10 – Среднеквадратическое значение результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов в разные стороны: а) без сдвига фаз: 1 – при $\omega_1 = 314 \text{ c}^{-1}$, $\omega_2 = 303 \text{ c}^{-1}$; 2 – при $\omega_1 = 314 \text{ c}^{-1}$, $\omega_2 = 282 \text{ c}^{-1}$; 3 – при $\omega_1 = 314 \text{ c}^{-1}$, $\omega_2 = 261 \text{ c}^{-1}$; б) при $\omega_1 = 314 \text{ c}^{-1}$, $\omega_2 = 303 \text{ c}^{-1}$ с начальными фазовыми углами: 1 – $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = 30^\circ$; 2 – $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = 45^\circ$; 3 – $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = 60^\circ$

ВЫВОДЫ. Исходя из того, что основным недостатком вибрационных площадок является отсутствие возможности управления параметрами колебаний в процессе уплотнения бетонной смеси, предложен разрыв механической связи между валами приводных двигателей для несогласованного вращения дебалансов.

Определены способы управления результирующей вынуждающей силой двухвалных дебалансных вибровозбудителей.

Проведены исследования изменения параметров результирующей вынуждающей силы при вращении дебалансов в одном, в разных направлениях и при их вращении с разными скоростями.

Вращение дебалансов в одну сторону со сдвигом фаз позволяет получить разнонаправленные значения вынуждающей силы, а максимальное значение амплитуды зависит от разности начальных фазовых сдвигов дебалансов.

Вращение дебалансов в разные стороны позволяет управлять положением вектора результирующей вынуждающей силы как в горизонтальной, так и в

вертикальной плоскости, что особенно важно при построении систем повышенной эффективности.

В результате разночастотного вращения дебалансов есть возможность получать модулированное колебание результирующей вынуждающей силы, в том числе и нелинейное колебание. Для режимов работы при этом характерны периодические, а также разночастотные изменения мощности, потребляемой из сети электрическими двигателями, что позволяет исследовать и реализовать системы с энергетическими критериями управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баженов Ю.М. Современная технология бетона // Будівельні матеріали, виробі та санітарна техніка: науково-технічний збірник. – 2010. – Вип. 36. – С. 10–17.
2. Овчинников П.Ф. Виброреология. – Киев: Наукова думка, 1983. – 272 с.
3. Сторожук Н.А., Дехта Т.Н. Теоретические предпосылки и экспериментальные исследования по оптимальному управлению формованием // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та

архітектури. – Дніпропетровськ: ПДАБА, 2010. – № 2, 3. – С. 59–65.

4. Баскаков А.В. Автоматизация виброплощадки для программного управления направлением и частотой колебаний уплотняемой бетонной смеси: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.13.06 / Баскаков А.В. – Самара, 2004. – 20 с.

5. Осадчий В.В., Батраченко И.В., Мыкытюк Д.В. Регулируемый электропривод дебалансного вибровозбудителя // *Електромеханічні і енергозберігаючі системи*. – Кременчук, 2012. – Вип. 3 (19). – С. 194–197.

6. Гусев Б.В., Зазимко В.Г. Вибрационная технология бетона – Київ: Будівельник, 1991. – 160 с.

7. Белікова Ю.О., Бондар Р.П., Голєнков Г.М., Подольцев О.Д. Моделирование коливального руху виброплощадки для ущільнення бетонної суміші з

лінійним магнітоелектричним двигуном // *Електро-техніка і електромеханіка*. – 2011. – № 4. – С. 16–20.

8. Іткін О.Ф. Наукові основи розробки вібраційних машин для ущільнення цементобетонних сумішей: автореф. дис. ... докт. техн. наук: спец. 05.05.02 / Іткін О.Ф. – Харків, 2010. – 46 с.

9. Сергеев В.П. Строительные машины и оборудование: учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1987. – 376 с.

10. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М.: Высшая школа, 1981. – 261 с.

11. Шебалин О.Д. Физические основы механики и акустики. – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.

12. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1966. – 411 с.

CONTROL THE PARAMETERS OF THE DRIVING FORCE DOUBLE-SHAFT UNBALANCE EXCITERS VIBRATION PLATFORMS

V. Nozhenko

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

ul. Pervomayskaya, 20, Kremenchug, 39600, Ukraine. E-mail: viktoriya_nozhenko@mail.ru

Vibrational playground with two-shaft unbalance exciters, applicable to production of concrete products for sealing concrete mixtures in the form. Marked the main disadvantages of using such vibroploschadok unregulated drives. To optimize the performance of vibrating platforms offered gap mechanical connection between the shafts of the drive motors and the use of controlled drive. We derive expressions for the driving force of the resulting two-shaft unbalance exciter using vector diagrams. To identify ways to control the parameters of vibrations Vibroplatform conducted research changes the maximum value of the amplitude and direction of the resultant driving force while rotating unbalance in one direction and with a constant difference of different initial phases and different. The change of the resultant driving force while rotating eccentric weight at different rates.

Key words: unbalance, the driving force, oscillation parameters, a vector diagram, phase shift.

REFERENCES

1. Bazhenov, Yu.M. (2010), “Modern technology of concrete”, *Budivelni materialy, vyroby ta sanitarna tekhnika*, Vol. 36, pp. 10–17. (in Russian)

2. Ovchinnikov, P.F. (1983), *Vibroreologiya* [Vibrorheology], Naukova dumka, Kiev, Ukraine. (in Russian)

3. Storozhuk, N.A. and Dekhta, T.N. (2010), “Action research and theoretical premis on the optimal control of forming”, *Visnyk Prydniprovskoyi derzhavnoyi akademiyi budivnytstva i arkhitektury*, no. 2, 3, pp. 59–65. (in Russian)

4. Baskakov, A.V. (2004), “Vibroplatform automation to programmatically control the direction and the oscillation frequency of the sealed concrete mixture”, Abstract of Cand. Sci. (Tech.) dissertation, 05.13.06, Samara, Russia. (in Russian)

5. Osadchiy, V.V., Batrachenko, I.V. and Mykytyuk, D.V. (2012) “Adjustable electric drive of unbalance vibro-exciter”, *Electromekhanichni i energozberigayuchi systemy*, Vol. 3, no. 19, pp. 194–197. (in Russian)

6. Gusev, B.V. and Zazimko, V.G. (1991), *Vibratsionnaya tekhnologiya betona* [Vibration technology of concrete], Budivelnik, Kiev, Ukraine. (in Russian)

7. Belikova, Yu.O., Bondar, R.P., Golenkov, G.M. and Podoltsev, A.D. (2011), “Modeling of a concrete vibration platform with a linear electrical permanent magnet motor”, *Elektrotekhnika i elektromekhanika*, Vol. 4, pp 16–20. (in Ukrainian)

8. Itkin, O.F. (2010), “Scientific basis for development of vibrating machines for compacting concrete mixtures”, Abstract of Dr. Sci. (Tech.) dissertation, 05.05.02, Kharkiv, Ukraine. (in Ukrainian)

9. Sergeev, V.P. (1987), *Stroitelnye mashiny i oborudovanie* [Construction machinery and equipment], Vysshaya shkola, Moscow, Russia. (in Russian)

10. Bauman, V.A. and Bykhovskiy, I.I. (1977), *Vibratsionnye mashiny i processy v stroitelstve* [Vibratory machines and processes of in the construction], Vysshaya shkola, Moscow, Russia. (in Russian)

11. Shebalin, O.D. (1981), *Fizicheskie osnovy mekhaniki i akustiki* [Physical fundamentals of mechanics and acoustics], Vysshaya shkola, Moscow, Russia. (in Russian)

12. Yablonskiy, A.A. (1966), *Kurs teoreticheskoy mekhaniki: dinamika* [Course of Theoretical Mechanics: dynamics], Vysshaya shkola, Moscow, Russia. (in Russian)

Стаття надійшла 21.11.2013.