

УДК 621.318.03

ПРОЦЕССЫ В ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ВИБРОУПЛОТНЕНИЯ БЕТОННОЙ СМЕСИ С ДЕБАЛАНСНЫМ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕМ

В. Ю. Ноженко, Д. И. Родькин, В. В. Ченчевой

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 таких виброплощадок, большинство которых связано с прохождением зоны резонанса при пуске. Для повышения эффективности работы вибрационных площадок предложен разрыв механической связи между валами приводных двигателей и применение регулируемого электропривода. Построена математическая модель перемещения виброплощадки вдоль оси Y . Представлены результаты моделирования перемещения вибросистемы, момента и частоты вращения приводных двигателей, вибрационного момента, приложенного к валам двигателей при прямом пуске. Проведены исследования влияния трех законов частотного управления на пуск виброплощадки и прохождения резонансной области. Определено, что для снижения амплитуды колебаний при переходе через резонансную зону необходимо управление углом рассогласования между дебалансными массами.

Ключевые слова: дебалансный вибровозбудитель, виброколебания, резонансная зона, амплитуда колебаний.

ПРОЦЕСИ В ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНІЙ СИСТЕМІ ВІБРОУЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННОЇ СУМІШІ З ДЕБАЛАНСНИМ ВІБРОЗБУДЖУВАЧЕМ

В. Ю. Ноженко, Д. Й. Родькін, В. В. Ченчевой

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

Розглянуто вібраційну площадку з двохвальними дебалансними віброзбуджувачами, яка застосовується на виробництві залізобетонних виробів для ущільнення бетонних сумішей у формі. Відзначено основні недоліки таких виброплощадок, більшість з яких пов'язана з проходженням зони резонансу при пуску. Для підвищення ефективності роботи вібраційних площадок запропоновано розрив механічного зв'язку між валами приводних двигунів і застосування регульованого електроприводу. Побудовано математичну модель переміщення виброплощадки уздовж осі Y . Надано результати моделювання переміщення вибросистеми, моменту й частоти обертання приводних двигунів, вібраційного моменту, прикладеного до валів двигунів при прямому пуску. Проведено дослідження впливу трьох законів частотного керування на пуск виброплощадки й проходження резонансної області. Визначено, що для зниження амплітуди коливань при переході через резонансну зону необхідно управління кутом неузгодженості між дебалансними масами.

Ключові слова: дебалансний віброзбуджувач, віброколивання, резонансна зона, амплітуда коливань.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Вибрационные машины с дебалансными вибровозбудителями получили широкое применение в различных отраслях промышленности благодаря конструктивной простоте и универсальности оборудования. В частности, для уплотнения сборного железобетона наиболее распространенными являются вибрационные площадки с двухвальными дебалансными вибровозбудителями, обеспечивающие вертикально направленные синусоидальные колебания бетонной смеси и равномерное распределение амплитуд колебаний по форме с изделием [1–3].

Такие вибрационные площадки работают в резонансной зоне и характеризуются множеством недостатков, связанных с прохождением зоны резонанса, трудностью управления параметрами колебаний в процессе работы, низкой надежностью и др. [2–4]. Так, при прохождении резонанса в процессе пуска резко увеличивается амплитуда колебаний, что приводит к частым поломкам упругих элементов, разрушению коммуникаций, подходящих к машине, увеличению шума, превышающего допустимые нормы.

Также к недостаткам виброплощадок данного типа следует отнести повышенное энергопотребление, поскольку двигатели для электропривода (ЭП) вибрационных установок, работающих в резонансном режиме, выбираются с мощностью, необходимой для обеспечения прямого пуска, и в установившемся режиме они работают с существенной недогрузкой.

Для уменьшения амплитуды колебаний во время прохождения через резонанс применяется ряд способов [2], к которым относится использование вибровозбудителей с автоматически или вручную регулируемым статическим моментом дебалансов (при прохождении через резонанс статический момент уменьшается); использование двигателей с повышенным пусковым моментом; управляемое изменение жесткости упругих элементов.

Поскольку данные способы уменьшения резонансной амплитуды колебаний рассчитаны в большей степени для вибрационных установок с нерегулируемым ЭП, то в настоящее время актуальным вопросом является повышение надежности, снижение материало- и энергозатрат при эксплуатации

виброплощадок путем использования регулируемого ЭП для управления прохождения зоны резонанса при пуске.

Целью данной работы является исследование процессов в механической части вибрационной площадки с дебалансными вибровозбудителями.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ.

Для работы виброплощадок с вертикально направленными колебаниями используются нерегулируемые асинхронные двигатели (АД) с короткозамкнутым ротором, работающие на один вал. Синхронность вращения двигателей выполняется через жестко закрепленные карданные валы виброблоков и синхронизаторов. Это не дает в полной мере обеспечить необходимые технологические режимы уплотнения, т.е. в них невозможно изменить в процес-

се 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 [5].

Для рассмотрения и исследования процесса формирования колебаний виброплощадка с двухвальными дебалансными вибровозбудителями с техническими характеристиками, приведенными в табл. 1, представлена в упрощенном виде (рис. 1), т.е. в виде одного блока с формой и бетонной смесью.

Таблица 1 – Техническая характеристика вибрационной площадки

| Техническая характеристика | Значение |
|--|---|
| Номинальная грузоподъемность, т | 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 |

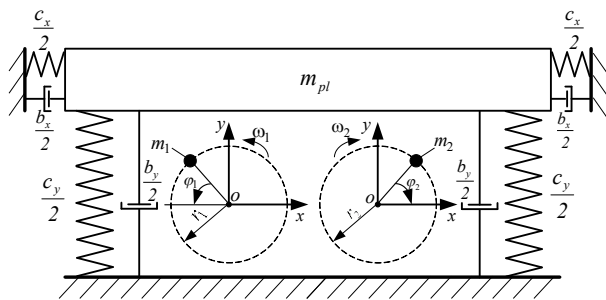


Рисунок 1 – Схема механической части виброплощадки

Дифференциальные уравнения, описывающие движение одномассовой виброплощадки направленно-го действия, можно представить в следующем виде:

$$m_{pl}x'' + b_x x' + c_x x = F_{1x} - F_{2x};$$

$$m_{pl}y'' + b_y y' + c_y y = F_{1y} + F_{2y};$$

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_{em1} - M_{vibr1} - m_1 r_1 g \sin \omega_1 t - M_{mex1}; \quad (1)$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_{em2} - M_{vibr2} - m_2 r_2 g \sin \omega_2 t - M_{mex2},$$

где x, y – перемещение вибрационной площадки по оси X и Y (виброперемещение) соответственно;

$x' = \frac{dx}{dt}, y' = \frac{dy}{dt}$ – скорость вибрационной площадки по оси X и Y (виброскорость) соответственно;

$x'' = \frac{d^2x}{dt^2}, y'' = \frac{d^2y}{dt^2}$ – ускорение вибрационной площадки по оси X и Y (виброускорение) соответ-

ственно; m_{pl} – масса виброплощадки с формой и бетонной смесью; b_x, b_y – коэффициенты горизонтального и вертикального демпфирования соответственно; c_x, c_y – коэффициенты горизонтальной и вертикальной жесткости соответственно; $F_{1x} = m_1 r_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1, F_{2x} = m_2 r_2 \omega_2^2 \sin \varphi_2$ – вынуждающие силы, создаваемые первым и вторым дебалансом на ось X соответственно; $F_{1y} = m_1 r_1 \omega_1^2 \cos \varphi_1, F_{2y} = m_2 r_2 \omega_2^2 \cos \varphi_2$ – вынуждающие силы, создаваемые первым и вторым дебалансом на ось Y соответственно; $m_1 = m_2 = m$ – массы первого и второго дебалансов соответственно; $r_1 = r_2 = r$ – расстояние первого и второго дебаланса от оси вращения соответственно; ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения первого и второго дебалансов соответственно; $\varphi_1 = \int \omega_1(t) dt, \varphi_2 = \int \omega_2(t) dt$ – углы поворота дебалансных масс; J_1, J_2 – приведенный момент инерции первого и второго двигателя соответственно; M_{em1}, M_{em2} – электромагнитный момент на валу первого и второго двигателя соответственно; M_{vibr1}, M_{vibr2} – вибрационный момент на валу первого и второго двигателя соответственно; g – ускорение свободного падения; $m_1 r_1 g \sin \omega_1 t, m_2 r_2 g \sin \omega_2 t$ – моменты сопротивления на валу первого и второго двигателя соответственно, вызванные весом дебалансов; M_{mex1}, M_{mex2} – момент сопротивления на валу

первого и второго двигателя, обусловленный механическими потерями.

Вибрационный момент первого и второго двигателя состоит из двух составляющих: $M_{vibr1Y} = F_{1x}y$ – составляющая, обусловленная наличием смещения системы по оси Y и проекции центробежной силы двигателя на оси X ; $M_{vibr1X} = F_{1y}x$ – составляющая, обусловленная наличием смещения системы по оси X и проекции центробежной силы двигателя на оси Y . Тогда результирующее значение вибрационного момента, приложенного к валам первого и второго двигателя, определяется по выражениям:

$$M_{vibr1} = \sqrt{(F_{1x}y)^2 + (F_{1y}x)^2} = m_1 r_1 \omega_1^2 \sqrt{y^2 \sin^2 \phi_1 + x^2 \cos^2 \phi_1} \quad (2)$$

$$M_{vibr2} = \sqrt{(F_{2x}y)^2 + (F_{2y}x)^2} = m_2 r_2 \omega_2^2 \sqrt{y^2 \sin^2 \phi_2 + x^2 \cos^2 \phi_2}$$

Первое и второе уравнения системы (1) представляют собой уравнения сил при горизонтальном и вертикальном перемещении системы. В левой части уравнений приведены инерционная, вязкая и упругая силы сопротивления перемещению системы, а в правой – вертикальные вынуждающие силы, создаваемые при вращении первого и второго дебалансов.

Третье и четвертое уравнения системы (1) описывают равновесие моментов на валу первого и второго двигателя соответственно.

Электроприводная часть виброплощадки, включающая два АД с короткозамкнутым ротором, может быть описана в трехфазной системе координат согласно [6–8].

С целью детализации и уяснения отдельных положений построения математической модели механической части вибрационной площадки представлена ее блок–схема (рис. 2), которая получена на основании выражений (1), (2).

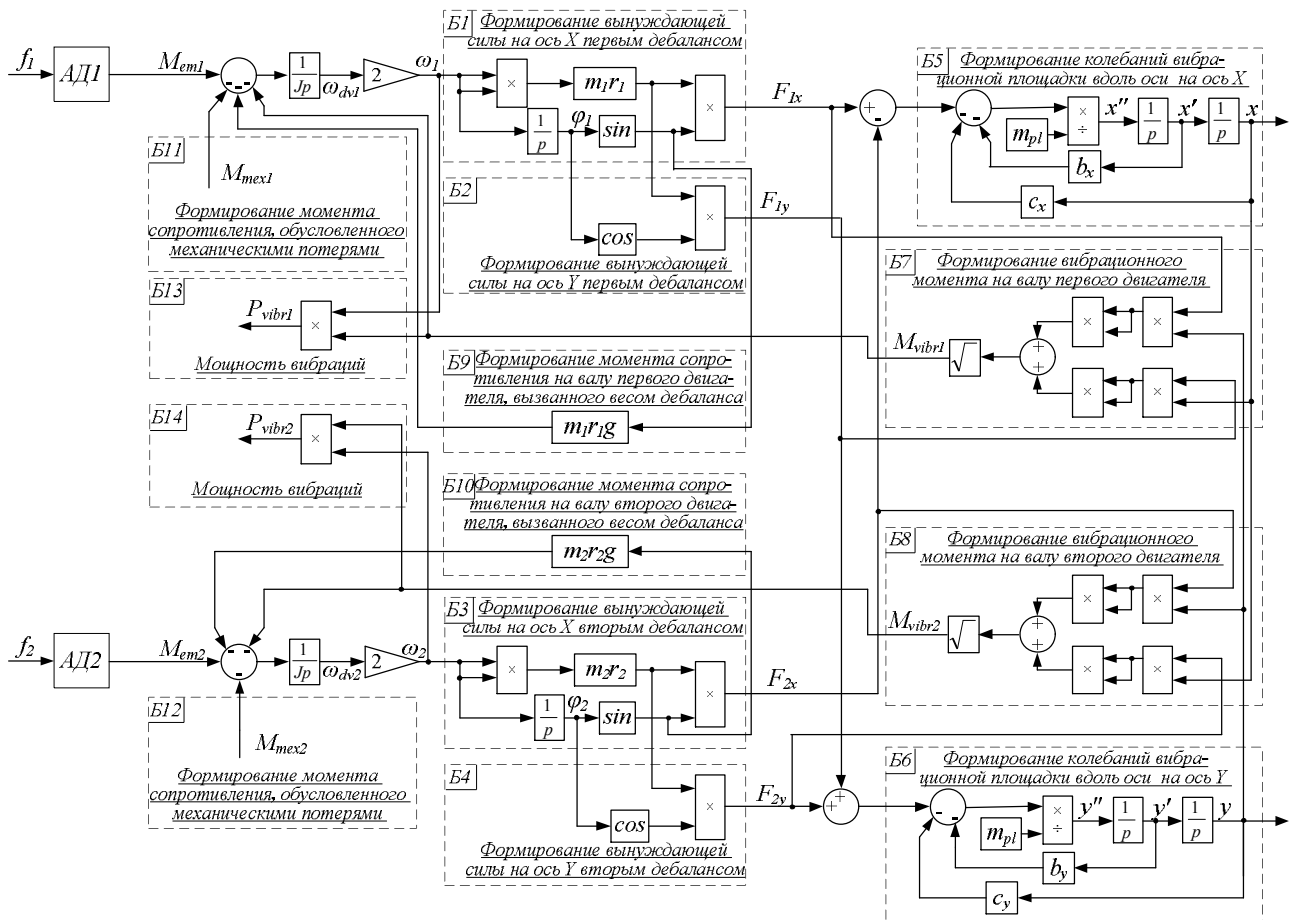


Рисунок 2 – Блок–схема математической модели механической части вибрационной площадки

В блоках B1–B4 осуществляется формирование вынуждающей силы первым и вторым дебалансами на оси X и Y в соответствии с правыми частями первого и второго уравнения системы (1). Блоки B5–B6 реализуют формирование колебаний вибра-

ционной площадки вдоль оси X и Y в соответствии с левыми частями первого и второго уравнения системы (1). В блоках B7–B8 осуществляется формирование вибрационного момента на валу первого и второго двигателей в соответствии с выражения-

ми (2). Блоки Б9–Б10 реалізують моменти спротивлення на валу першого і другого двигателя, вызванні весом дебалансов, а блоки Б11–Б12 реалізують моменти спротивлення, обусловленні механіческими потерями. В блоках Б13–Б14 здійснюється формування потужності вібрацій згідно вираженню:

$$P_{vibr} = M_{vibr} \cdot \omega \quad (3)$$

Расчеты проводились для следующих параметров вибрационной площадки: $m_{pl} = 9140$ кг; $c_x = c_y = 1,841 \cdot 10^7$ Н/м; $b_x = b_y = 11750$ Нс/м; $r_1 = r_2 = 0,1$ м; $m_1 = m_2 = 25$ кг. Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором серии 4А180М4УЗ с паспортными данными: $P_n = 30$ кВт; $n_0 = 1500$ об/мин; $R_1 = 0,16$ Ом; $R_2 = 0,078$ Ом; $X_1 = 0,362$ Ом; $X_2 = 0,513$ Ом; $X_\mu = 15,34$ Ом; $\lambda_p = 1,4$; $\lambda_m = 1$; $\lambda_k = 2,3$; $S_n = 1,9\%$; $S_k = 14\%$; $\eta = 91\%$; $J_d = 0,2245$ кг·м².

С помощью математической модели АД в трехфазной системе координат и модели вибрационной площадки получены кривые изменения перемещения вибросистемы вдоль ось Y , а также момента и частоты вращения двигателя при прямом пуске, которые представлены на рис. 3, 4.

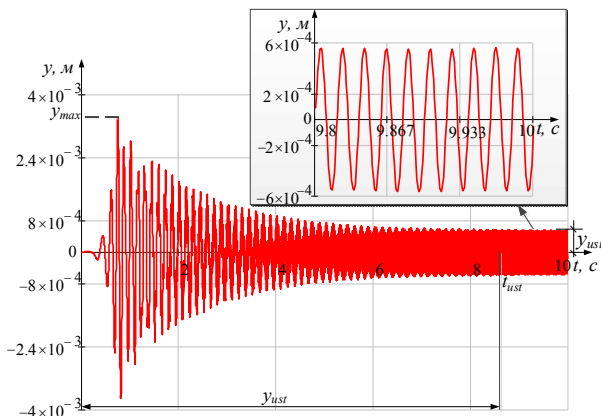


Рисунок 3 – Кривая перемещения виброплощадки вдоль ось Y

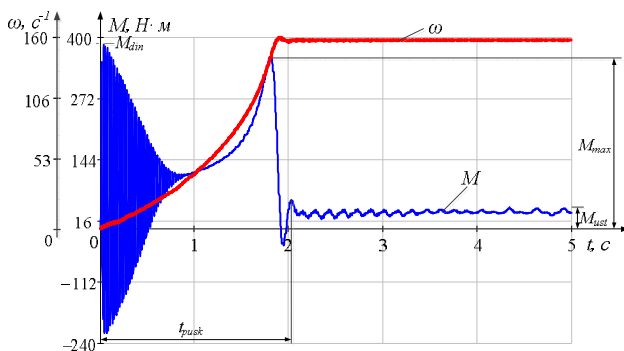


Рисунок 4 – Кривая момента и частоты вращения двигателя

Как видно из рис. 3, во время пуска при прохождении резонансной области наблюдается резкое возрастание амплитуды колебаний виброплощадки, которое в шесть раз превышает амплитуду в рабочей области.

Следует отметить, что амплитуда может достигать максимального значения несколько позже момента совпадения частоты возмущающей силы с собственной частотой колебательной системы [2].

Проведенные исследования влияния механической части вибрационной площадки на приводные АД показало, что это влияние колеблющихся масс виброплощадки с формой и бетонной смесью выражается в гармонических изменениях момента вибраций (рис. 5). В результате этого момент и скорость двигателя имеют колебательный характер в установленном режиме (рис. 4).

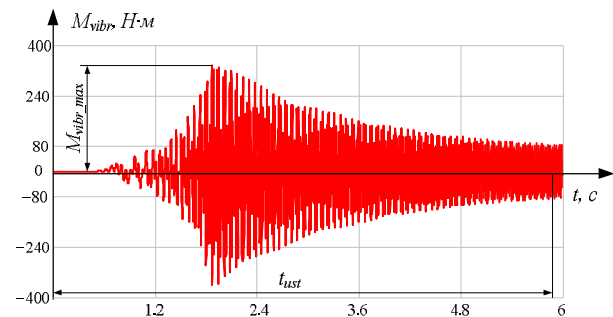


Рисунок 5 – Кривая изменения момента вибраций

В настоящее время разрабатываются требования к построению систем автоматизированного управления ЭП виброплощадок с двухвальными дебалансными вибровозбудителями для обеспечения различных технологических режимов уплотнения бетонных смесей [5, 9], в которые необходимо также включить требования, направленные на повышение надежности и срока службы оборудования.

Так, как было указано ранее, при прохождении резонансной области возникает большая амплитуда колебаний, приводящая к частым поломкам отдельных элементов вибросистемы. Вследствие этого переход на регулируемый ЭП должен осуществляться с учетом указанного негативного фактора.

В настоящей работе проведены исследования при использовании трех законов частотного управления ($\frac{U}{f} = const$; $\frac{U}{f^2} = const$; $\frac{U}{\sqrt{f}} = const$) на пуск вибросистемы и прохождения резонансной области.

Максимальные значения амплитуды колебаний виброплощадки при переходе через резонанс при использовании того или иного частотного закона для различного времени разгона системы ЭП представлены в табл. 2.

Таблица 2 – Влияние частотных законов на максимальное значение перемещения виброплощадки

| Частотный закон | y_{max}, M | Время пуска, с | | | | | |
|------------------------------------|--------------|-----------------------|----------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|-----------------------|
| | | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |
| $\frac{U}{f} = C_1 = 6,22$ | | $3,925 \cdot 10^{-3}$ | $4,41 \cdot 10^{-3}$ | $4,9 \cdot 10^{-3}$ | $5,7 \cdot 10^{-3}$ | $6,08 \cdot 10^{-3}$ | $6,5 \cdot 10^{-3}$ |
| $\frac{U}{f^2} = C_2 = 0,1244$ | | $3,75 \cdot 10^{-3}$ | $3,95 \cdot 10^{-3}$ | $4,086 \cdot 10^{-3}$ | $4,3 \cdot 10^{-3}$ | $4,5 \cdot 10^{-3}$ | $4,648 \cdot 10^{-3}$ |
| $\frac{U}{\sqrt{f}} = C_3 = 43,98$ | | $4,04 \cdot 10^{-3}$ | $4,6 \cdot 10^{-3}$ | $5 \cdot 10^{-3}$ | $5,51 \cdot 10^{-3}$ | $6 \cdot 10^{-3}$ | $6,35 \cdot 10^{-3}$ |

Результаты исследований показали, что при уменьшении темпа нарастания частоты колебаний увеличивается амплитуда в резонансной области при всех трех законах частотного управления (рис. 6). Однако при этом величина максимальной амплитуды значительно меньше, чем при стационарном резонансе (рис. 7).

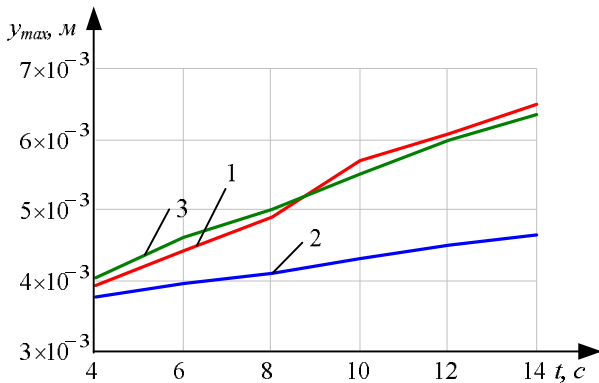


Рисунок 6 – Изменение максимального значения амплитуды колебаний при законах частотного управления: 1 – $\frac{U}{f} = C_1$; 2 – $\frac{U}{f^2} = C_2$;

$$3 - \frac{U}{\sqrt{f}} = C_3$$

Если же увеличить темп нарастания частоты колебаний, то наблюдается уменьшение максимального значения амплитуды при прохождении через резонансную зону, поскольку колебательная система не успевает раскачаться до пикового значения амплитуды, соответствующего резонансному.

Таким образом, снижение максимальной амплитуды колебаний может быть достигнуто только путем использования замкнутой системы автоматического управления регулируемого ЭП для управления углом рассогласования между дебалансами виброплощадки.

В этом случае в момент перехода резонансной зоны необходимо обеспечить максимальный угол рассогласования между дебалансами для уменьшения силы вынуждающих колебаний.

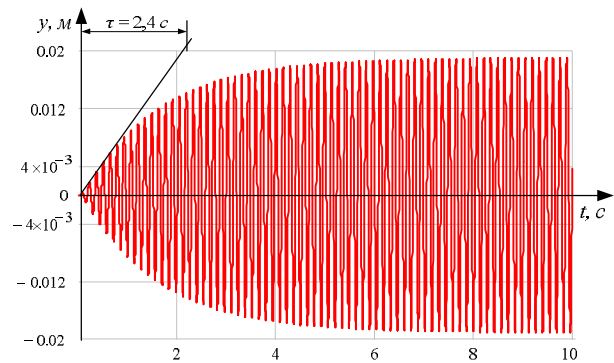


Рисунок 7 – Кривая перемещения вибрационной площадки вдоль оси Y при $\omega = \omega_0$

Как известно из [2, 3] для используемых на практике вибрационных машин определение мощности приводных двигателей направлено именно на прямой пуск и негативное влияние прохождения резонансной области на вибросистему. Вследствие этого двигатели данных установок работают со значительным резервом мощности, которые в установившемся режиме функционируют с существенной недогрузкой, при этом ухудшаются их энергетические показатели.

Следовательно, переход системы на регулируемый ЭП и уменьшение резонансной амплитуды колебаний позволит заменить приводные двигатели на менее мощные.

В работе проведены исследования поведения вибрационной системы при использовании АД серии 4А мощностью 11 и 5,5 кВт, паспортные данные которых представлены в табл. 3 [10], где обозначено: P_n – номинальная мощность двигателя; n_0 – синхронная частота вращения; λ_p – отношение начального пускового момента к номинальному; λ_m – отношение минимального момента к номинальному; λ_k – отношение максимального момента к номинальному; S_n – номинальное скольжение; S_k – критическое скольжение; k_i – отношение начального пускового тока к номинальному; η – КПД; J_d – момент инерции двигателя.

Таблица 3 – Паспортные данные асинхронных двигателей серии 4А

| Двигатель | P_n , кВт | n_0 , об/мин | λ_p | λ_m | λ_k | S_n , % | S_k , % | k_i | η , % | J_d , кг·м ² |
|-----------|-------------|----------------|-------------|-------------|-------------|-----------|-----------|-------|------------|---------------------------|
| 4А132М4УЗ | 11 | 1500 | 2,2 | 1,7 | 3 | 2,8 | 19,5 | 7,5 | 87,5 | 0,0463 |
| 4А112М4УЗ | 5,5 | 1500 | 2 | 1,6 | 2,2 | 3,6 | 25 | 7 | 85,5 | 0,0206 |

Результаты исследований процессов вибросистемы при использовании двигателей меньшей мощности приведены в табл. 4, куда включены следующие обозначения: M_{din} – момент динамический; M_{max} – максимальный момент; M_{ust} – момент двигателя в установившемся режиме; t_{push} – время пуска; y_{max} – максимальное значение пере-

мещения; y_{ust} – значение перемещения в установившемся режиме; t_{ust} – время установления виброколебаний.

Анализ полученных результатов показал, что с уменьшением мощности приводных двигателей увеличивается время разгона, тем не менее перемещение виброплощадки в установившемся режиме практически остается неизменным.

Таблица 4 – Параметры процессов вибросистемы при использовании двигателей разной мощности

| Двигатель | M_{din} , Н·м | M_{max} , Н·м | M_{ust} , Н·м | t_{push} , с | y_{max} , м | y_{ust} , м | t_{ust} , с |
|-----------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|----------------------|----------------------|---------------|
| 4А180М4УЗ | 385 | 358 | 25 | 2 | $3,43 \cdot 10^{-3}$ | $5,6 \cdot 10^{-4}$ | 9,3 |
| 4А132М4УЗ | 205 | 163 | 12 | 2,5 | $3,63 \cdot 10^{-3}$ | $5,57 \cdot 10^{-4}$ | 6,7 |
| 4А112М4УЗ | 123,4 | 83 | 8,8 | 4 | $4,66 \cdot 10^{-3}$ | $5,57 \cdot 10^{-4}$ | 6,8 |

ВЫВОДЫ. Исследования поведения электро-механической системы возбуждения колебаний в машине виброуплотнения бетонной смеси позволили:

– выявить режимы, определяющие работоспособность системы;

– установить факт малой загруженности электроприводных систем, что позволило сделать вывод о возможности снижения установившейся мощности приводных двигателей в 2–5 раз;

– в системах виброуплотнения возможно использование современных систем электропривода, в частности, частотного асинхронного электропривода с соответствующими законами управления для реализации целого ряда функций, в частности, изменения в ту или иную сторону частоты вибраций, что может иметь положительный эффект в плане создания наиболее рациональных режимов уплотнения бетонной смеси;

– наиболее напряженным для вибросистем режимом является прохождение резонансной частоты при разгоне системы привода. В области резонанса наблюдаются многократные увеличения виброперемещения. При этом установлено, что время установления квазистатического режима в резонансной зоне составляют до 6 с, причем переходный процесс носит аperiodический характер с постоянной времени $\tau = 2,4$ с. Этот результат показывает, что использование известных законов частотного регулирования, обеспечивающих снижение темпа разгона системы электропривода, приводит к росту виброотклонения во всем диапазоне изменения времени пуска $14 \text{ с} > t_p > 4 \text{ с}$ для любого из законов частотного

управления ($\frac{U}{f} = C_1$; $\frac{U}{f^2} = C_2$; $\frac{U}{\sqrt{f}} = C_3$). Этот

результат показывает, что решение задачи «мягкого» прохождения резонансной зоны средствами частотного привода без придания ему специфических свойств в части формирования вибросилы исключается;

– на основании выполненных исследований сделан вывод о том, что реальный путь совершенствования приводных систем виброплощадок заключается в исключении жесткой связи между валами – синхронизаторов и такого управления частотными приводами, при котором имеется возможность управления амплитудой вектора вибросилы с сохранением его вертикального направления;

– установлено, что замена двигателей на менее мощные не приводит к изменению качественной и количественной картины прохождения резонансной зоны;

– анализ вопроса создания систем привода с указанными выше возможностями указал на необходимость оборудования виброплощадок системой датчиков вибраций, скорости вращения валов и вычислительным комплексом для реализации функций синхронизации валов. Этот вывод определяет направление дальнейших исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. – М.: Машиностроение, 1968. – 362 с.
2. Вибрации в технике: справочник. В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. – 509 с.
3. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.
4. Гусев Б.В., Зазимко В.Г. Вибрационная технология бетона. – К.: Будівельник, 1991. – 160 с.
5. Ноженко В.Ю. Управление параметрами вы-

нуждающей силы двухвального дебалансного вибровозбудителя вибрационной площадки // *Електромеханічні і енергозберігаючі системи*. – Кременчук, 2013. – Вип. 4/2013 (24). – С. 37–44.

6. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин. – М.: Высшая школа, 2001. – 327 с.

7. Сипайлов Г.А., Лоос А.В. Математическое моделирование электрических машин (АВМ). – М.: Высшая школа, 1980. – 176 с.

8. Фильц Р.В. Математические основы теории электромеханических преобразователей. – К.: Нау-

кова думка, 1979. – 207 с.

9. Ноженко В.Ю. К построению систем автоматизированного управления электроприводом виброплощадок с двухвальными дебалансными вибровозбудителями // *Проблемы энергоресурсосбережения в электротехнических системах*. Наука, освіта і практика. – Кременчук: КрНУ, 2014. – Вип. 1/2014 (2). – С. 178–180.

10. Кравчик А.Э., Шлаф М.М., Афонин В.И., Соболенская Е.А. Асинхронные двигатели серии 4А: справочник. – М.: Энергоиздат, 1982. – 504 с.

PROCESSES ELECTROMECHANICAL SYSTEMS VIBRATORY COMPACTING CONCRETE MIXTURES UNBALANCE EXCITER VIBRATING

V. Nozhenko, D. Rodkin, V. Chenchevoy

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

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

Vibrational platform with two-shaft unbalance vibration exciters, applicable to production of concrete products for sealing concrete mixtures in the form. Marked major shortcomings such vibratory platforms, most of which are associated with the passage of the resonance zone at start. To optimize the performance of vibrating platforms offered gap mechanical connection between the shafts of the drive motors and the use of regulated electric drive. A mathematical model of movement along the axis *Y* vibroplatform. The results of modeling movement of the vibration system, torque and speed of the drive motors, vibratory torque applied to the shaft engines for direct start. The effect of the three laws of frequency control on the vibration platform and start passing the resonance region. Determined that in order to reduce the amplitude of oscillations when passing through the resonance zone you want to control the angle of misalignment between the unbalance masses.

Key words: unbalance vibration exciter, vibrations, resonance zone, vibration amplitude.

REFERENCES

1. Bykhovskiy, I.I. (1968), *Osnovy teorii vibratsionnoy tekhniki* [Fundamentals of the theory of vibration technology], Mashinostroenie, Moscow. (in Russian)

2. *Vibratsii v tekhnike: spravochnik* [Vibrations in the technique, reference book] (1981), Mashinostroeniye, Moscow. (in Russian)

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

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

5. Nozhenko, V.Yu. (2013), "Control the parameters of the driving force double-shaft unbalance exciters vibration platforms", *Electromekhanichni i energozberigayuchi systemy*, Vol. 4, no. 24, pp. 37–44. (in Russian)

6. Kopylov, I.P. (2001), *Matematicheskoe modelirovanie elektricheskikh mashin* [Mathematical modeling of electrical machines], Vysshaya shkola, Moscow. (in Russian)

7. Sipaylov, G.A. and Loos, A.V. (1980), *Matematicheskoe modelirovanie elektricheskikh mashin (AVM)* [Mathematical modeling of electrical machines (ACM)], Vysshaya shkola, Moscow. (in Russian)

8. Filts, R.V. (1979), *Matematicheskie osnovy teorii elektromekhanicheskikh preobrazovateley* [Mathematical foundations of the theory of electromechanical converters], Naukova dumka, Kiev. (in Russian)

9. Nozhenko, V.Yu. (2014), "To construction management systems electric drive vibrating platforms with the twin-shaft unbalance exciters vibrating", *Problemy energoresursozberezhennya v elektrotekhnichnykh systemakh*. *Nauka, osvita i praktyka*, Vol. 1, no. 2, pp. 178–180. (in Russian)

10. Kravchik, A.E., Shlaf, M.M., Afonin, V.I. and Sobolenskaya, Ye.A. (1982), *Asinkhronnye dvigateli serii 4A: spravochnik* [Induction motors series 4A], Energoizdat, Moscow. (in Russian)

Стаття надійшла 28.05.2014.