

УДК 62-868-551.43-58(045)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛИРУЕМОГО ДЕБАЛАНСНОГО ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ ПРИ ПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

В. В. Осадчий

Запорожский национальный технический университет

ул. Жуковского, 64, г. Запорожье, 69063, Украина. E-mail: w.osadchiy@gmail.com

Повышение энергоэффективности виброагрегатов возможно путем применения управляемых вибрационных машин. Регулируемый дебалансный вибровозбудитель, выгодно отличающийся массогабаритными и стоимостными показателями от электромагнитного, в чисто механическом исполнении не получил должного развития ввиду сложности кинематических связей. В то же время заданное взаимное расположение вращающихся дебалансов, являющееся основой регулирования возмущающей силы, может быть достигнуто средствами автоматизированного электропривода. В большинстве случаев оси вращения дебалансов не совпадают с центром масс подвижной платформы. Возникающий при этом вращательный момент исключает возможность рассмотрения регулируемого дебалансного вибровозбудителя как материальной точки, поэтому исследование взаимодействия вращающихся дебалансов при плоскопараллельном движении платформы является актуальной задачей. Предложена математическая модель регулируемого вибровозбудителя, учитывающая вращательный момент, создаваемый дебалансом, ось вращения которого не совпадает с центром масс платформы. Указанная модель может быть использована при разработке системы управления регулируемым вибровозбудителем.

Ключевые слова: вибровозбудитель, дебаланс, угловое положение, плоскопараллельное движение, система управления.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РЕГУЛЬОВАНОГО ДЕБАЛАНСНОГО ВІБРОЗБУДЖУВАЧА ПРИ ПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНОМУ РУСІ

В. В. Осадчий

Запорізький національний технічний університет

вул. Жуковського, 64, м. Запоріжжя, 69063, Україна. E-mail: w.osadchiy@gmail.com

Підвищення енергоефективності виброагрегатів можливе шляхом використання керованих вібраційних машин. Регульований дебалансний вібровозбудувач, що вигідно відрізняється ефективністю енергоперетворення від електромагнітного, у суто механічному виконанні не отримав належного розвитку, зважаючи на складність кінематичних зв'язків. У той же час змінювання взаєморозташування дебалансів, які обертаються, що є основою регулювання збурення, може бути реалізоване засобами керованого електропривода. У більшості випадків осі обертання дебалансів не співпадають із центром мас рухомої платформи. При цьому виникає обертальний момент, який зводить нанівець можливість подання регульованого дебалансного вібровозбудувача матеріальною точкою. Отже дослідження взаємодії дебалансів, що обертаються, при плоскопаралельному русі платформи є актуальною задачею. Запропонована математична модель регульованого дебалансного вібровозбудувача дозволяє враховувати обертальний момент, що створюється дебалансом, вісь обертання якого не співпадає із центром мас платформи. Зазначена модель може бути використана при розробці системи керування регульованим вібровозбудувачем.

Ключові слова: вібровозбудувач, дебаланс, кутове положення, плоскопаралельний рух, система керування.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Вибротехнологии применяются в различных отраслях промышленности [1–3]. Регулирование параметров вибрации в совокупности с автоматическим управлением режимами работы виброагрегатов позволяет интенсифицировать технологические процессы и повысить качество выпускаемой продукции [4–6].

В регулируемом дебалансном вибровозбудителе [6, 7] требуемая амплитуда вибрации обеспечивается за счет поддержания заданного фазового сдвига вращающихся дебалансов. Следует отметить, что конструктивно очень сложно и в большинстве случаев нецелесообразно совмещать оси вращения дебалансов с центром масс подвижной платформы [8]. В результате этого появляется момент, вызывающий вращательные колебания вокруг указанного центра масс, что исключает возможность рассмотрения регулируемого дебалансного вибровозбудителя как материальной точки, поэтому исследование взаимо-

действия вращающихся дебалансов при плоскопараллельном движении платформы является актуальной задачей.

Целью данной работы является исследование процессов в регулируемом вибровозбудителе с учетом вращательного момента, создаваемого дебалансом, ось вращения которого не совпадает с центром масс платформы.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ. Положение подвижной платформы (рис. 1) в неподвижной системе координат x y задано координатами ее центра масс x_{nl} , y_{nl} (точка А) и углом поворота относительно указанного центра масс φ_{nl} . Положение оси вращения дебаланса (точка В) задано в подвижной системе координат x_p y_p , оси которой жестко связаны с платформой, а начало координат находится в точке А.

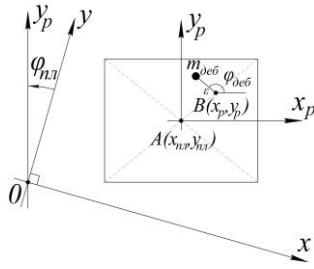


Рисунок 1 – Дебаланс на подвижной платформе

В общем случае при воздействии на платформу нескольких вращающихся дебалансов её движение описывается следующей системой уравнений

$$\begin{cases} m_{nl} \ddot{x}_{nl} = \sum F_x - k_x \dot{x}_{nl} - c_x x_{nl}; \\ m_{nl} \ddot{y}_{nl} = \sum F_y - k_y \dot{y}_{nl} - c_y y_{nl}; \\ J_{nl} \ddot{\phi}_{nl} = \sum M - k_\phi \dot{\phi}_{nl} - c_\phi \phi_{nl}, \end{cases} \quad (1)$$

где m_{nl} – масса платформы; x_{nl} , y_{nl} – координаты центра тяжести платформы; J_{nl} – момент инерции платформы; ϕ_{nl} – угол поворота платформы относительно центра тяжести; F_x , F_y – проекции возмущающей силы, вызванной вращательным движением отдельного дебаланса; M – момент возмущающей силы дебаланса относительно центра тяжести платформы; k_x , k_y , k_ϕ – коэффициенты вязкого трения; c_x , c_y , c_ϕ – коэффициенты жесткости.

Вращательное движение дебаланса имеет вид

$$J_{деб} \ddot{\phi}_{деб} = M_{ДВ} + M_{ВИБ} - k_{деб} \dot{\phi}_{деб}, \quad (2)$$

где $J_{деб}$ – момент инерции дебаланса; $\phi_{деб}$ – угол поворота дебаланса; $M_{ДВ}$ – момент двигателя; $M_{ВИБ}$ – вибрационный момент; $k_{деб}$ – коэффициент вязкого трения дебаланса.

Положение точки платформы в неподвижной системе координат найдем из системы

$$\begin{cases} x = x_{nl} + x_p \cos \phi_{nl} - y_p \sin \phi_{nl}; \\ y = y_{nl} + y_p \cos \phi_{nl} - x_p \sin \phi_{nl}, \end{cases} \quad (3)$$

где x_p , y_p – координаты точки в подвижной системе координат. При этом проекции скорости и ускорения точки описываются системами уравнений:

$$\begin{cases} V_x = \dot{x}_{nl} - \dot{\phi}_{nl} (-x_p \sin \phi_{nl} - y_p \cos \phi_{nl}); \\ V_y = \dot{y}_{nl} - \dot{\phi}_{nl} (-y_p \sin \phi_{nl} + x_p \cos \phi_{nl}) \end{cases} \quad (4)$$

для скорости и

$$\begin{cases} a_x = \ddot{x}_{nl} - \ddot{\phi}_{nl} (-x_p \sin \phi_{nl} - y_p \cos \phi_{nl}) + \\ + \dot{\phi}_{nl}^2 (-x_p \cos \phi_{nl} + y_p \sin \phi_{nl}); \\ a_y = \ddot{y}_{nl} - \ddot{\phi}_{nl} (-y_p \sin \phi_{nl} + x_p \cos \phi_{nl}) + \\ + \dot{\phi}_{nl}^2 (-y_p \cos \phi_{nl} - x_p \sin \phi_{nl}) \end{cases} \quad (5)$$

для ускорения.

Вибрационный момент, возникающий в результате движения оси вращения дебаланса [9], находится согласно выражению

$$M_{ВИБ} = m_{деб} \varepsilon (a_x \sin \phi_{деб} - a_y \cos \phi_{деб}), \quad (6)$$

где $m_{деб}$ – масса дебаланса; ε – эксцентриситет.

Воздействие дебаланса на подвижную платформу определяется системой уравнений

$$\begin{cases} F_x = m_{деб} \varepsilon \dot{\phi}_{деб}^2 \cos \phi_{деб}; \\ F_y = m_{деб} \varepsilon \dot{\phi}_{деб}^2 \sin \phi_{деб}; \\ M = F_x x_p - F_y y_p, \end{cases} \quad (7)$$

где F_x , F_y – проекции возмущающей силы; M – вращательный момент относительно центра тяжести платформы.

В процессе исследования проведено математическое моделирование регулируемого вибровозбудителя с двумя дебалансами, вращающимися в одном направлении. Параметры математической модели приведены в табл. 1. Электропривод представлен параметром M_p (вращательный момент переключения релейного регулятора скорости).

Таблица 1 – Параметры математической модели

Параметр	Значение	Единицы измерения
m_{nl}	40	кг
J_{nl}	1,08	кг·м ²
k_x, k_y	1000	(Н·с)/м
k_ϕ	5	(Н·м·с)/рад
c_x, c_y	355300	Н/м
c_ϕ	26650	(Н·м)/рад
$J_{деб}$	0,025	кг·м ²
$k_{деб}$	0,005	(Н·м·с)/рад
$m_{деб}$	4,44	кг
ε	0,015	м
M_p	15	Н·м
δ_{lim}	$\pi/100$	рад
$\Delta\omega$	2π	рад/с

Заданные угловые положения дебалансов поддерживались одноподсистемами, каждая из которых является двухконтурной следящей системой управления [10]. При этом во внутреннем контуре скорости использовался релейный регулятор [11] вида

$$M_{ДВ}(\delta_\omega) = \begin{cases} M_p, & \text{если } \delta_\omega > 0; \\ 0, & \text{если } \delta_\omega = 0; \\ -M_p, & \text{если } \delta_\omega < 0, \end{cases} \quad (8)$$

где δ_ω – ошибка по угловой скорости дебаланса, а внешний контур реализован на базе пропорционального регулятора с ограничением:

$$\omega_k(\delta_\varphi) = \begin{cases} \Delta\omega, & \text{если } \delta_\varphi > \delta_{lim}; \\ \Delta\omega\delta_\varphi, & \text{если } |\delta_\varphi| < \delta_{lim}; \\ -\Delta\omega, & \text{если } \delta_\varphi < -\delta_{lim}, \end{cases} \quad (9)$$

где ω_k – коррекция заданной скорости вращения дебаланса; δ_φ – ошибка по положению дебаланса; δ_{lim} – ограничение на входе регулятора; $\Delta\omega$ – максимальное по модулю значение выхода регулятора.

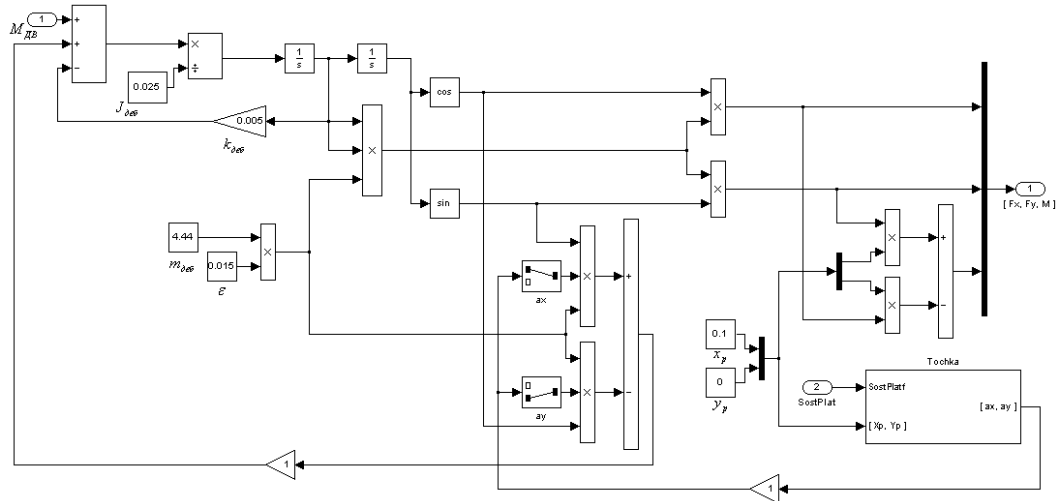


Рисунок 2 – Блок "Debalans"

Задание для контура скорости формировалось в соответствии с выражением

$$\omega_3 = \omega_c + \omega_k, \quad (10)$$

где ω_c – синхронная скорость вращения дебалансов регулируемого вибровозбудителя.

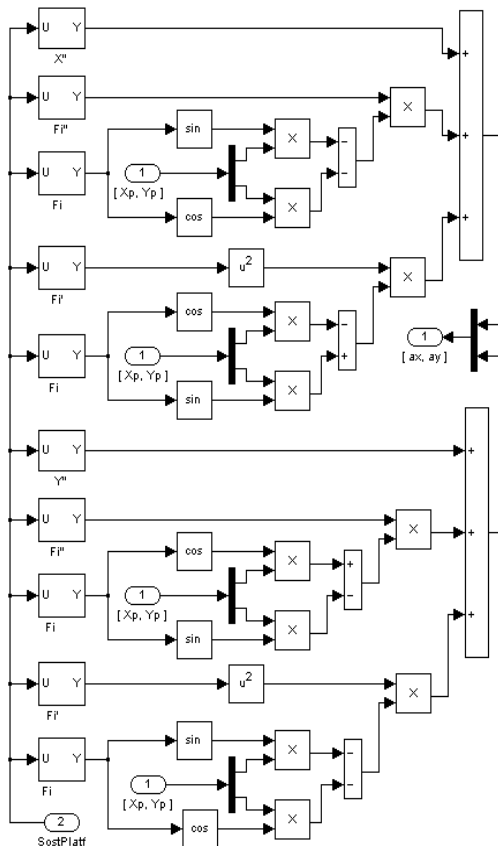


Рисунок 3 – Блок "Tochka"

На рис. 2 представлена структура блока "Debalans", реализованного в среде Simulink на основании уравнений (2), (6), (7).

Указанный блок моделирует вращение дебаланса, вращающегося вокруг оси, с координатами x_p, y_p , которая, в свою очередь, находится на подвижной платформе, совершающей плоскопараллельное периодическое движение. Влияние подвижной платформы на движение дебаланса определяется на основании углового положения дебаланса и проекций ускорения оси вращения дебалансов a_x, a_y , полученных с блока "Tochka" (рис. 3). Входной информацией для блока "Tochka", реализующего вычисления в соответствии с (5), является положение оси вращения дебаланса в подвижной системе координат (x_p, y_p) и вектор состояния подвижной платформы $(x_{пл}, \dot{x}_{пл}, \ddot{x}_{пл}, y_{пл}, \dot{y}_{пл}, \ddot{y}_{пл}, \varphi_{пл}, \dot{\varphi}_{пл}, \ddot{\varphi}_{пл})$.

Математическое моделирование вибровозбудителя с двумя дебалансами проводилось для двух вариантов расположения дебалансов (рис. 4). В первом случае оси вращения дебалансов совпадали между собой и были смещены вдоль оси X относительно центра тяжести платформы на 0,1 м (рис. 4,а).

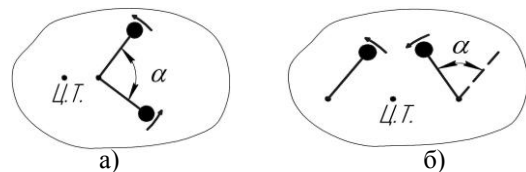


Рисунок 4 – Варианты расположения дебалансов

Запуск производился при заданной синхронной угловой скорости $\omega_c = 37,7 \text{ c}^{-1}$ и угле рассогласования между дебалансами $\alpha = 180^\circ$. Затем угол рассогласования уменьшался до 150° , после чего в течение 3,2 с заданная угловая скорость нарастала до $188,5 \text{ c}^{-1}$. Результаты моделирования приведены на рис. 5. На последнем графике кривая 1 соответствует опережающему по фазе дебалансу, кривая 2 – отстающему.

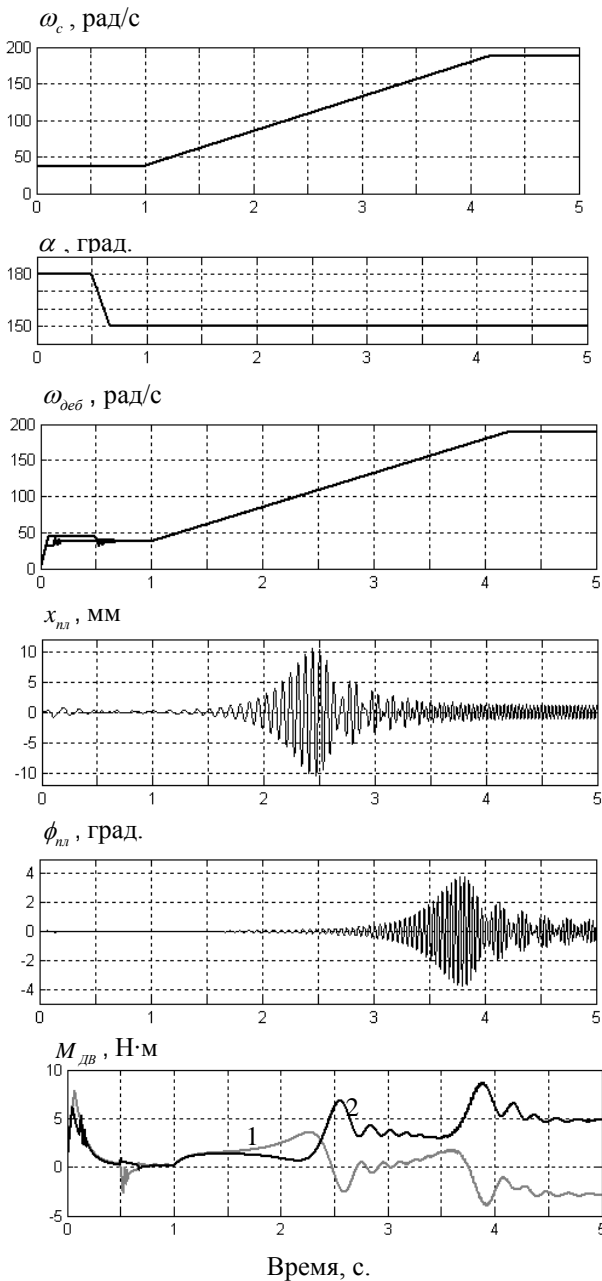


Рисунок 5 – Результаты моделирования при вращении в одном направлении двух дебалансов вокруг одной оси, смещенной относительно центра тяжести платформы

Усреднение моментов двигателей, приводящих в движение дебалансы, производилось аperiodическим звеном первого порядка с постоянной времени 0,1 с. Как видно из графиков, представленных на рис. 5, при прохождении зон резонанса наблюдается увеличение амплитуды колебаний вдоль оси X и вокруг центра тяжести платформы, а также изменение моментов двигателей, обусловленное увеличением мощности потерь вязкого трения и работой регуляторов положения, обеспечивающих заданное угловое рассогласование вращающихся дебалансов.

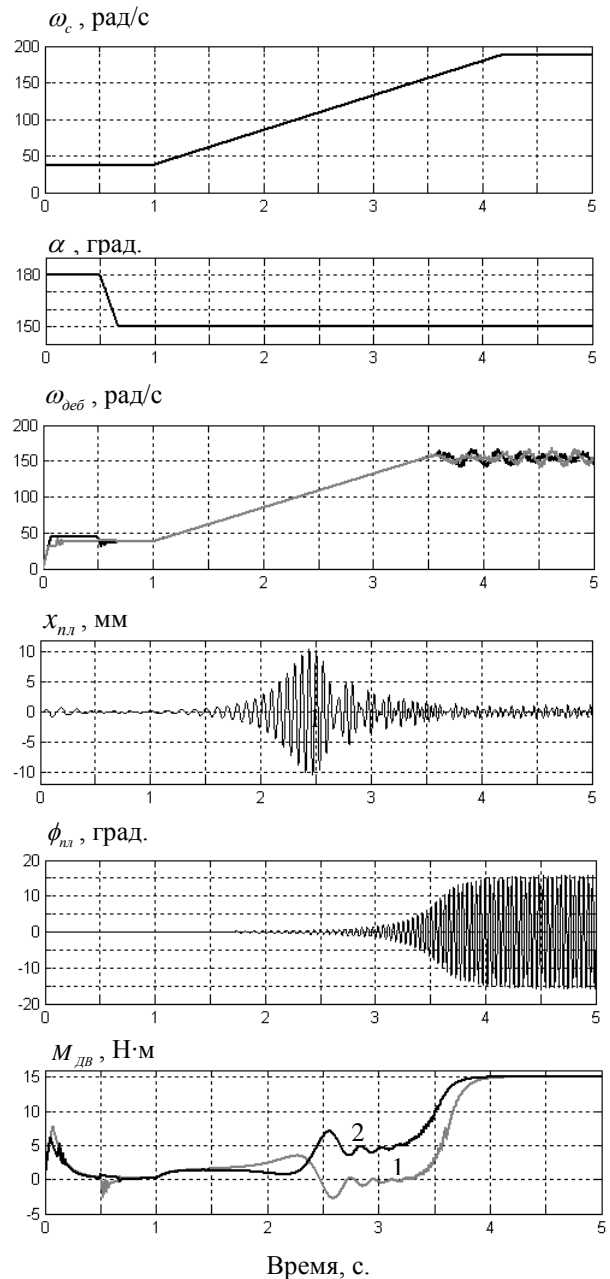


Рисунок 6 – Результаты моделирования при вращении в одном направлении двух дебалансов, оси которых расположены симметрично относительно центра тяжести

Во втором случае оси вращения дебалансов находились на одной оси с центром тяжести платформы и располагались симметрично относительно указанного центра на расстоянии 0,1 м от него (рис. 4,б). Изменение угла рассогласования α и заданной синхронной угловой скорости ω_c производилось аналогично первому случаю. Результаты моделирования для второго случая приведены на рис. 6.

Прохождение первой зоны резонанса практически не отличается от первого случая, в то время как во второй зоне резонанса, определяемой собственной частотой колебаний платформы вокруг центра тяжести, наблюдается значительное увеличение амплитуды колебаний и установление максимальных значений моментов двигателей. При этом, несмотря на продолжающееся увеличение заданной синхронной угловой скорости, угловые скорости дебалансов остаются в окрестности значения, определяемого резонансной частотой. Наблюдаемое явление известно как эффект Зоммерфельда [9].

С учетом изложенного выше следует, что в двухдебалансном регулируемом вибровозбудителе вращательный момент, возникающий при несовпадении осей вращения дебалансов с центром тяжести платформы, при определенных условиях может приводить к нежелательному увеличению амплитуды крутильных колебаний, что, в свою очередь, представляет опасность для технологического оборудования.

Отсутствие вращательного момента и, соответственно, исключение связанных с ним нежелательных последствий обеспечивает четырехдебалансный регулируемый вибровозбудитель [7]. В указанном вибровозбудителе регулирование достигается за счет фазового сдвига направленных возмущающих сил, создаваемых двумя парами дебалансов. Результаты математического моделирования работы четырехдебалансного регулируемого вибровозбудителя приведены на рис. 7. При этом дебалансы с равными массами и эксцентриситетами располагались в углах квадрата 200x200 мм, пересечение диагоналей которого совпадает с центром тяжести подвижной платформы.

Задания для подсистем поддержания угловых положений дебалансов определялись системой уравнений

$$\begin{cases} \varphi_1 = \omega_c t + \beta \\ \varphi_2 = \omega_c t - \beta + \pi \\ \varphi_3 = -\omega_c t - \beta \\ \varphi_4 = -\omega_c t + \beta - \pi \end{cases}, \quad (11)$$

где $\varphi_1 - \varphi_4$ – заданное угловое положение соответствующего дебаланса; β – параметр, обеспечивающий регулирование амплитуды колебаний вдоль оси x .

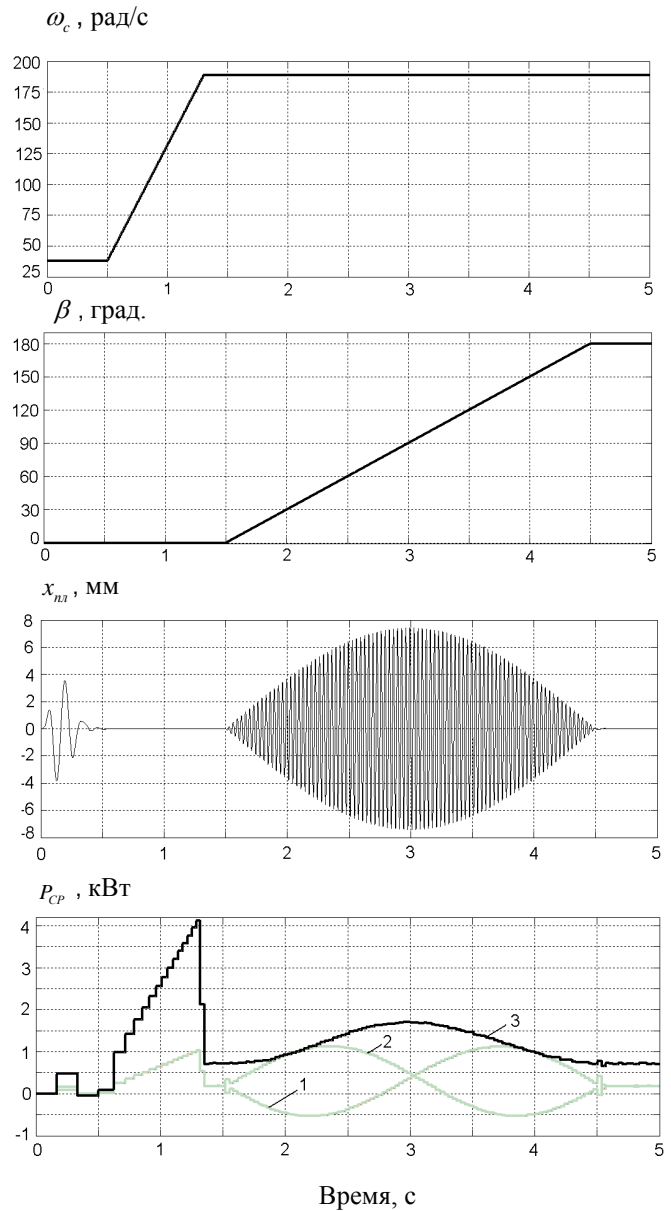


Рисунок 7 – Результаты математического моделирования четырехдебалансного вибровозбудителя

В процессе моделирования на интервале 0–0,5 с производился запуск при заданной синхронной угловой скорости $\omega_c = 37,7 \text{ с}^{-1}$ и параметре $\beta = 0^\circ$. После этого происходил разгон, во время которого заданная синхронная угловая скорость ω_c увеличивалась до $188,5 \text{ с}^{-1}$. Затем, при постоянстве ω_c , параметр β в течение трех секунд линейно нарастал от 0 до 180° . При этом мощности двигателей, усредненные за период вращения дебалансов, определялись в соответствии с выражением

$$P_{CP} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} M_{ДВ} \omega_{деб} dt, \quad (12)$$

где Δt – длительность одного оборота дебаланса;
 $\omega_{\text{деб}}$ – скорость вращения дебаланса.

На основании результатов моделирования путем исключения времени получены зависимости мощности двигателей от параметра β (рис. 8). Следует отметить, что значение максимума для суммарной механической мощности дебалансов (кривая 3) значительно ниже учетверённого значения максимума для отдельного дебаланса (кривые 1 и 2). Указанное обстоятельство не позволяет определять требуемую мощность двигателей отдельных дебалансов регулируемого вибровозбудителя путем равномерного распределения необходимой суммарной мощности.

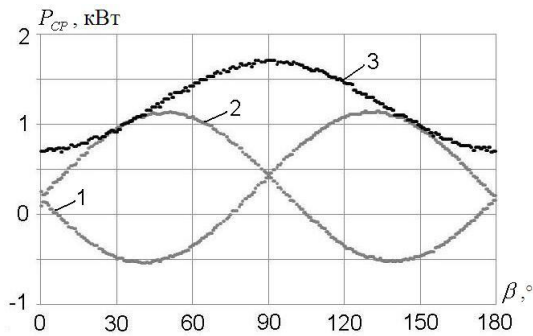


Рисунок 8 – Зависимость мощности от параметра β

ВЫВОДЫ. Предложенная математическая модель, учитывающая вращательный момент, создаваемый дебалансом, ось вращения которого не совпадает с центром масс платформы, позволяет исследовать процессы взаимодействия вращающихся дебалансов, находящихся на платформе, совершающей плоскопараллельное движение, и может быть использована при разработке системы управления регулируемым вибровозбудителем.

В случае несовпадения осей вращения дебалансов вибровозбудителя с центром тяжести платформы расположение осей дебалансов и законы управления их угловым рассогласованием должны выбираться из условия обеспечения нулевого суммарного вращательного момента относительно центра тяжести платформы во всем диапазоне регулирования возмущающей силы.

Использование предложенных регуляторов скорости (8) и положения (9) при заданном в соответствии с (11) взаимном расположении вращающихся дебалансов для указанных параметров объекта управления (табл. 1) обеспечивает устойчивость системы управления четырехдебалансным вибровозбудителем и позволяет регулировать амплитуду колебаний от нуля до максимума.

Наличие значительных отрицательных значений механической мощности отдельных дебалансов свидетельствует о существенной взаимосвязи подсистем поддержания их угловых положений, что, в свою очередь, требует рассмотрения регулируемого

дебалансного вибровозбудителя как единой системы с внутренними перекрестными связями.

Полученные путем моделирования зависимости (рис. 8) позволяют определить необходимую мощность двигателей регулируемого дебалансного вибровозбудителя и требуют дальнейших исследований в направлении поиска аналитических выражений для определения значений экстремумов указанных зависимостей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. – Т. 4: Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.
2. Чубик Р.В., Ярошенко Л.В. Керовані вібраційні технологічні машини. – Вінниця: ВНАУ, 2011. – 355 с.
3. Despotovic Z.V., Stojiljkovic Z.V. (2007). Power Converter Control Circuits for Two-Mass Vibratory Conveying System with Electromagnetic Drive: Simulations and Experimental Results // IEEE Transactions on Industrial Electronics. – Iss. 1/2007 (54). – PP. 453–466.
4. Осадчий В.В. Повышение быстродействия электромеханической системы многокомпонентного весового дозирования // Научно-прикладный журнал «Технічна електродинаміка». – К.: Інститут електродинаміки НАН України, 2010. – Вип. 4/2010. – С. 48–53.
5. Черно А.А., Гуров А.П., Новогрецкий С.Н. Совместное управление электромагнитным приводом и динамическим виброгасителем трехмассовой вибрационной установки // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – 2012. – Вип. 3/2012 (19). – С. 345–349.
6. Ноженко В.Ю. Управление параметрами вынуждающей силы двухвального дебалансного вибровозбудителя вибрационной площадки // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – Кременчук, 2013. – Вип. 4/2013 (24). – С. 37–44.
7. Осадчий В.В., Батраченко И.В., Мыктыюк Д.В. Регулируемый электропривод дебалансного вибровозбудителя // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – Кременчук, 2012. – Вип. 3/2012 (19). – С. 194–197.
8. Потураев В.Н., Франчук В.П., Червоненко А.Г. Вибрационные транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1964. – 272 с.
9. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем – М.: Наука, 1971. – 894 с.
10. Осадчий В.В. Регулирование углового положения дебаланса, вращающегося вокруг подвижной оси // Спецвыпуск Вестника НТУ «ХПИ». – Харьков: ХПИ, 2013. – Вып. 36/2013. – С. 213–214.
11. Садовой А.В., Сухинин Б.В., Сохина Ю.В., Дерез А.Л. Релейные системы оптимального управления электроприводами. – Днепропетровск: ДГТУ, 2011. – 337 с.

**A MATH MODEL OF ADJUSTABLE UNBALANCED VIBRO-EXCITER
BY PLANE-PARALLEL MOTION**

V. Osadchiy

Zaporizhziya National Technical University

ul. Zhukovskogo, 64, Zaporozhye, 69063, Ukraine. E-mail: w.osadchiy@gmail.com

Improving the energy efficiency of vibrating units is possible through the usage of adjustable vibratory drives. Adjustable unbalanced vibroexciter, which is cheaper and have more efficient dimensional and weight-related characteristics than the electromagnetic vibratory drive has, was not paid an appropriate attention due to the complexity of the kinematic connections. At the same time mutual position of rotating unbalances, which is the basis in regulation of the disturbing force, can be controlled by means of automated electric drives. In most cases rotation axes of the unbalances does not match the movable platform's center of mass. Further speculations on the adjustable unbalanced vibroexciter as like it is a single mass point are impossible because of the resulting torque. That's why the investigation of interaction between rotating unbalances upon plain-parallel movement of the platform is a problem of current interest. The suggested mathematical model of adjustable vibroexciter considers the resulting torque of unbalance whose axes of rotation does not match the platform's centre of mass. This model can be used in further development of adjustable unbalanced vibroexciter control system.

Key words: vibroexciter, unbalance, angular position, plane-parallel movement, control system.

REFERENCES

1. Lavendel, E.E. (1981), *Vibratsii v tekhnike: spravochnik, Vibratsionnyie protsessy i mashiny* [Vibrations in the technique: Reference book. In 6 vol., Vol. 6, Vibrational processes and machines], Mashinostroenie, Moscow. (in Russian)
2. Chubik, R.V. and Yaroshenko, L.V. (2011), *Kerovani vibratsiyni tekhnologichni mashyny* [Controlled vibration technology machines], VNAU, Vinnitsya. (in Ukrainian)
3. Despotovic, Z.V. and Stoyilykovic, Z.V. (2007), "Power Converter Control Circuits for Two-Mass Vibratory Conveying System with Electromagnetic Drive: Simulations and Experimental Results", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 54, no. 1, pp. 453–466.
4. Osadchiy, V.V. (2010), "Improving performance of electromechanical systems of multicomponent weight dosing", *Tekhnichna elektrodynamika*, Vol. 4, pp. 48–53. (in Ukrainian)
5. Chernov, A.A., Gurov, A.P. and Novogretsky, S.N. (2012), "Simultaneous control of three-mass vibration device electromagnetic drive and the dynamic vibration absorber", *Electromechanical and energy saving systems*, Vol. 3, no. 19, pp. 73–82. (in Russian)
6. 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)
7. 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)
8. Poturaev, V.N., Franchuk, V.P. and Chervonenko, A.G. (1964), *Vibratsionnie transportiruyuschie mashiny* [Vibrational transporting machines], Mashinostroenie, Moscow. (in Russian)
9. Blehman, I.I. (1971), *Sinhronizatsiya dinamicheskikh system* [Synchronization of dynamical systems], Nauka, Moscow. (in Russian)
10. Osadchiy, V.V. (2013), "Regulation of the angular position of the unbalance of the rotating around movable axis", *Spetsvipusk Vestnika NTU "KhPI"*, vol. 36, pp. 213–214. (in Russian)
11. Sadovoy, A.V., Suhinin, B.V., Sohina, U.V. and Derets, A.L. (2011), *Releynie sistemi optimalnogo upravleniya elektroprivodami* [Relay system of optimal control of electric drives], DGTU, Dneprodzerzhinsk, (in Russian)

Стаття надійшла 13.05.2015.