

В. В. ОСАДЧИЙ, к.т.н., доц. ЗНТУ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИБРАЦИОННОГО МОМЕНТА ОТДЕЛЬНОГО ДЕБАЛАНСА РЕГУЛИРУЕМОГО ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ

Введение. В ходе исследований по созданию замкнутой системы управления регулируемого дебалансного вибровозбудителя [1] при решении задачи совместного управления взаимным расположением 4-х вращающихся дебалансов, оси которых жестко связаны с подвижной платформой, выделена подзадача регулирования углового положения единичного дебаланса, вращающегося вокруг подвижной оси. Предложена структура системы управления, обеспечивающая вращающемуся дебалансу заданный фазовый сдвиг относительно прямолинейных колебания его оси [2]. Указанное решение позволяет добиться требуемого взаимного расположения вращающихся дебалансов многодебалансного вибровозбудителя за счет поддержания заданных угловых положений каждого вращающегося дебаланса с помощью однотипных контуров регулирования. В результате математического моделирования 4-х дебалансного вибровозбудителя [3], система управления которого построена по описанному выше принципу, установлено, что при регулировании амплитуды колебаний платформы механическая мощность приводных двигателей дебалансов зависит от режима работы. Причем, максимальным значениям мощности отдельных двигателей соответствуют промежуточные значения амплитуды возмущающей силы. Данное обстоятельство следует учитывать при выборе электродвигателей и силовых преобразователей. Поэтому установление зависимостей, определяющих требования к электроприводу регулируемого вибровозбудителя, является актуальной задачей.

Цель. Получение аналитического выражения зависимости вибрационного момента отдельного дебаланса от параметров и режимов работы регулируемого вибровозбудителя.

Материалы и результаты исследований. Рассмотрим 4-х дебалансный регулируемый вибровозбудитель [1] при расположении осей вращения дебалансов в вершинах квадрата, диагонали которого пересекаются в центре масс подвижной платформы (рис.1.). В случае равных масс дебалансов $m_{деб}$ и эксцентриситетов ϵ регулирование амплитуды прямолинейной возмущающей силы обеспечивается при движении дебалансов в соответствии с выражениями

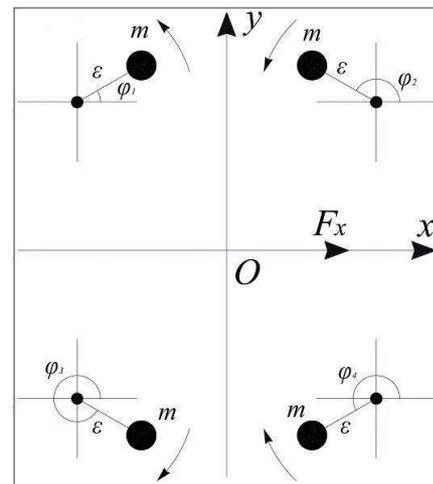


Рисунок 1 – Четырехдебалансный вибровозбудитель

$$\begin{cases} \varphi_1 = \omega_c t + \beta \\ \varphi_2 = \omega_c t - \beta + \pi \\ \varphi_3 = -\omega_c t - \beta \\ \varphi_4 = -\omega_c t + \beta - \pi \end{cases}, \tag{1}$$

где $\varphi_1 \dots \varphi_4$ - заданное угловое положение соответствующего дебаланса; ω_c - синхронная скорость вращения дебалансов β - параметр, обеспечивающий регулирование амплитуды колебаний вдоль оси x .

Учитывая то, что при движении дебалансов в соответствии с (1) сумма проекций возмущающих сил отдельных дебалансов на ось Y и сумма вращательных моментов указанных сил относительно центра масс подвижной платформы равны нулю будем рассматривать механические процессы для системы с одной степенью свободы – движение по оси X (Рис.2). При этом амплитуда суммарной возмущающей силы F_x , изменяющейся по гармоническому закону, с учетом (1) определяется выражением

$$A_F = 4 m_{деб} \epsilon \omega_c \sin \beta. \tag{2}$$

Амплитуда колебаний подвижной платформы, движение которой описывается дифференциальным уравнением

$$m_{пл} \ddot{x}_{пл} + k_x \dot{x}_{пл} + c_x x_{пл} = F_x, \tag{3}$$

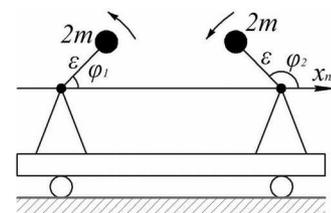


Рисунок 2 – Вибровозбудитель с одной степенью свободы

где m_{nl} - масса платформы, x_{nl} - координата центра тяжести платформы, k_x - коэффициент вязкого трения, c_x - коэффициент жесткости, с учетом (2) определяется выражением

$$A_x = \frac{4 m_{deb} \epsilon \omega_c^2 \sin \beta}{\sqrt{(c_x - m_{nl} \omega_c^2)^2 + k_x^2 \omega_c^2}} \quad (4)$$

Фазовый сдвиг между суммарной возмущающей силой F_Σ , равной F_x при условии (1), и колебаниями подвижной платформы определяется выражением

$$\varphi_\omega = -\arg(c_x - m_{nl} \omega_c^2 + j k_x \omega_c) \quad (5)$$

В соответствии с векторной диаграммой (Рис.3.), отражающей на фазовой плоскости взаимное расположение возмущающих сил отдельных дебалансов (F_1, F_2) и координаты центра масс подвижной платформы (x_{nl}), фазовые сдвиги между колебательным движением платформы и вращательными движениями дебалансов определяются для первого дебаланса выражением

$$\Delta_1 = -\varphi_\omega + \beta - \frac{\pi}{2} \quad (6)$$

для второго дебаланса - выражением

$$\Delta_2 = -\varphi_\omega - \beta + \frac{\pi}{2} \quad (7)$$

Учитывая выражения (5-7) и выражение для среднего вибрационного момента дебаланса, полученное в [2]

$$M_{deb.ср} = \frac{1}{2} m_{deb} \cdot \omega_c^2 \cdot \epsilon \cdot r \sin \Delta \quad (8)$$

где r - радиус кривошипа, определяющий амплитуду колебаний оси дебаланса, которая в нашем случае не постоянна, а зависит в соответствии с (4) как от параметра β , так и от параметров вибровозбудителя, запишем вибрационные моменты отдельных дебалансов

$$\begin{cases} M_{deb.ср.1} = -\frac{2 m_{deb}^2 \epsilon^2 \omega_c^4 \sin \beta \sin(-\varphi_\omega + \beta - \frac{\pi}{2})}{\sqrt{(c_x - m_{nl} \omega_c^2)^2 + k_x^2 \omega_c^2}} \\ M_{deb.ср.2} = -\frac{2 m_{deb}^2 \epsilon^2 \omega_c^4 \sin \beta \sin(-\varphi_\omega - \beta + \frac{\pi}{2})}{\sqrt{(c_x - m_{nl} \omega_c^2)^2 + k_x^2 \omega_c^2}} \end{cases} \quad (9)$$

С учетом того, что в установившемся режиме выполняется равенство

$$M_{дв} + M_{deb.ср.1} - k_{deb} \omega_c = 0, \quad (10)$$

где $M_{дв}$ - момент двигателя, приводящего в движение дебаланс, k_{deb} - коэффициент вязкого трения при вращении дебаланса, определим зависимость механической мощности приводных двигателей от параметра регулирования β .

$$\begin{cases} P_{дв.1}(\beta) = \frac{m_{deb}^2 \epsilon^2 \omega_c^5 (\sin(\varphi_\omega - 2\beta) - \sin \varphi_\omega)}{\sqrt{(c_x - m_{nl} \omega_c^2)^2 + k_x^2 \omega_c^2}} + k_{deb} \omega_c^2 \\ P_{дв.2}(\beta) = \frac{m_{deb}^2 \epsilon^2 \omega_c^5 (\sin(\varphi_\omega + 2\beta) - \sin \varphi_\omega)}{\sqrt{(c_x - m_{nl} \omega_c^2)^2 + k_x^2 \omega_c^2}} + k_{deb} \omega_c^2 \end{cases} \quad (11)$$

На Рис.4. представлены полученные зависимости при $\omega_c = 188.5 \text{ с}^{-1}$ и значениях параметров системы, приведенных в таблице 1. Абсолютная максимальная и минимальная механические мощности приводных двигателей, являющиеся экстремумами функций (11), определяются выражениями

$$\begin{cases} P_{max} = \frac{m_{deb}^2 \epsilon^2 \omega_c^5 (1 - \sin \varphi_\omega)}{\sqrt{(c_x - m_{nl} \omega_c^2)^2 + k_x^2 \omega_c^2}} + k_{deb} \omega_c^2 \\ P_{min} = \frac{m_{deb}^2 \epsilon^2 \omega_c^5 (-1 - \sin \varphi_\omega)}{\sqrt{(c_x - m_{nl} \omega_c^2)^2 + k_x^2 \omega_c^2}} + k_{deb} \omega_c^2 \end{cases} \quad (12)$$

Таблица 1 – Параметры системы

| Параметр | Значение | Единицы измерения |
|------------|----------|-------------------|
| m_{nl} | 40 | кг |
| k_x | 1000 | (Н·с)/м |
| c_x | 355300 | Н/м |
| m_{deb} | 4.44 | кг |
| ϵ | 0.015 | м |
| k_{deb} | 0.005 | (Н·м·с)/рад |

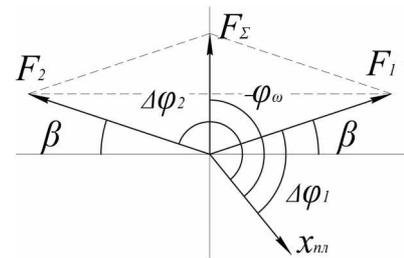


Рисунок 3 – Векторная диаграмма

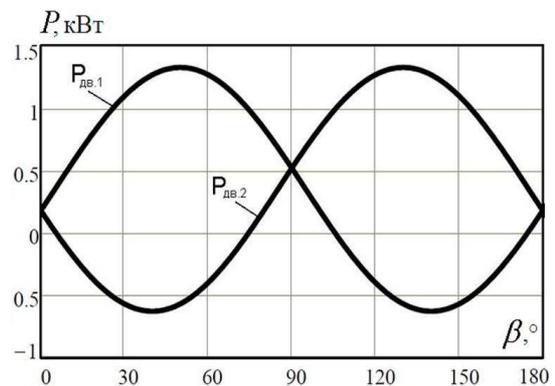


Рисунок 4 – Зависимость мощности двигателей от параметра регулирования

и для указанных ранее значений параметров системы составляют 1.32 кВт и -0.63 кВт соответственно.

Выводы:

1. Зависимости (11), графически представленные на рис.4., совпадают с аналогичными зависимостями, полученными путем математического моделирования [3].

2. Аналитические выражения (9), (11), (12), связывающие моменты и мощности приводных двигателей с параметрами системы и режимами ее работы, могут быть использованы для определения требований к элементам электропривода при создании регулируемого дебалансного вибровозбудителя.

3. С целью подтверждения полученных зависимостей необходимо создание на их основе механической части вибровозбудителя, выбор электропривода, программно-аппаратная реализация предложенных законов управления [2] и, в конечном итоге, проведение физического эксперимента.

Список литературы: 1. *Осадчий В.В., Батраченко И.В., Мыктыюк Д.В.* Регулируемый электропривод дебалансного вибровозбудителя // *Електромеханічні і енергозберігаючі системи*. – Кременчук, 2012. – Вип. 3 (19). – С. 194–197. 2. *Осадчий В.В.* Регулирование углового положения дебаланса, вращающегося вокруг подвижной оси // Спецвыпуск Вестника НТУ «ХПИ» – Харьков: ХПИ. – 2013. – № 36– С. 213-214. 3. *Осадчий В.В.* Математическая модель регулируемого дебалансного вибровозбудителя при плоскопараллельном движении // *Електромеханічні і енергозберігаючі системи*. – Кременчук, 2015. – Вип. 2 (30). – С. 17–23.

Bibliography (transliterated): 1. Osadchiy, V.V., Batrachenko, I.V. and Mykytyuk, D.V. (2012) Reguliruyemy elektroprivod debalansnogo vibrovobudatelya [Adjustable electric drive of unbalance vibro-exciter]. *Electromekhanichni I energozberigayuchi systemy* – Ukraina, Kremenchuk., 2012, Vol. 3, no. 19, pp. 194–197. (in Russian).

2. Osadchiy V.V. Regulirovanie uglovogo polozheniya debalansa, vraschayushegosya vokrug podvizhnoy osi [Regulation of the angular position of the unbalance of the rotating around movable axis]. *Spetsvipusk Vestnika NTU "HPI" - Ukraina, Kharkiv: KhPI*, 2013, vol.36, pp. 213-214 (In Russian). 3. Osadchiy V.V. Matematicheskaya model reguliruyemogo debalansnogo vibrovobudatelya pri ploskoparallelnom dvizhenii [A math model of adjustable unbalanced vibro-exciter by plane-parallel motion]. *Electromekhanichni I energozberigayuchi systemy* – Ukraina, Kremenchuk., 2015, Vol. 2, no. 30, pp. 17–23. (in Russian).

Поступила (received) 23.08.2015