

А.П. ГУРОВ, А.А. ЧЕРНО, А.С. МИНЧУЛА, Д.Л. БЕЗВЕРХНИЙ

## ОСОБЕННОСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ВИБРАТОРОВ С РЕАКТИВНЫМИ МАССАМИ

© Гуров А.П., Черно А.А., Минчула А.С., Безверхний Д.Л., 2011

*Исследованы вопросы рационального выбора геометрических соотношений, механических параметров и параметров магнитной системы электромагнитного вибратора с двумя реактивными массами. Предложена методика выбора параметров электромагнитных вибраторов.*

*Rational choice of geometric ratio, mechanical and magnetic system parameters of electromagnetic vibrator with two reactive masses has been investigated. Methodology of electromagnetic vibrator parameters choice has been proposed.*

**Постановка проблемы.** Вибрационные технологии широко применяются в различных областях современной техники [1 – 3]. Несмотря на то, что наиболее распространены виброустановки с центробежным электроприводом, наиболее перспективным является электромагнитный вибрационный привод, основные преимущества которого – значительно меньшее энергопотребление при работе в резонансном или околорезонансном режиме; возможность создавать вибрации с частотой более 100 Гц; возможность управлять амплитудой вибрации независимо от частоты [3]. Эффективность работы электромагнитных вибраторов существенно зависит от выбора конструктивных соотношений и параметров магнитной системы. Поэтому создание методики рационального выбора параметров при проектировании электромагнитных вибраторов является актуальной задачей.

**Анализ последних исследований.** В работе [2] предложена конструкция электромагнитного вибратора с двумя симметрично расположенными реактивными массами (рис. 1). В этой конструкции за счет эффекта рычага обеспечивается большая амплитуда колебаний реактивных масс при малой амплитуде якорей электромагнитов, что позволяет использовать малую величину воздушного зазора и за счет этого обеспечивается высокий КПД вибрационного привода. В работе [2] не рассмотрены вопросы рационального выбора параметров электромагнитного вибратора при проектировании.

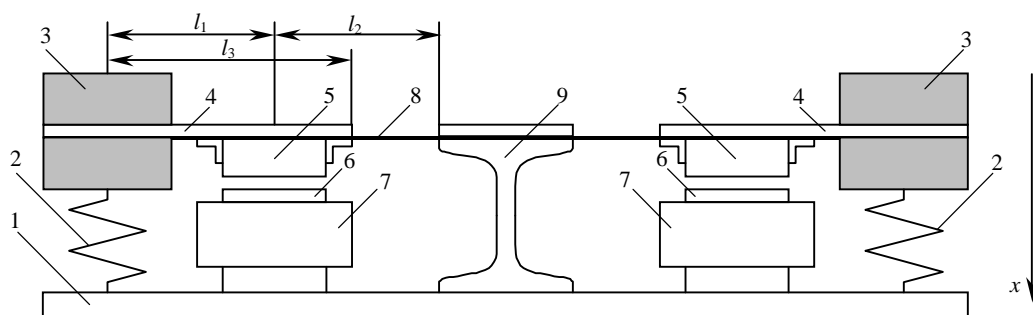


Рис. 1. Электромагнитный вибратор с двумя симметрично расположенными реактивными массами: 1 – основание; 2 – пружина; 3 – реактивная масса; 4 – рычаг; 5 – якорь; 6 – сердечник; 7 – обмотка; 8 – упругая пластина; 9 – стойка

**Цель работы** – формирование методики рационального выбора геометрических соотношений, механических параметров и параметров магнитной системы электромагнитного вибратора с двумя реактивными массами.

**Изложение основного материала.** В исходных данных для проектирования электромагнитного вибратора обычно задают: рабочую частоту; массу рабочего органа с обрабатываемым материалом  $m_2$  (или диапазон ее значений в зависимости от загрузки); жесткость подвеса рабочего органа  $c_2$ ; приближенное значение коэффициента потерь в подвесе рабочего органа и в обрабатываемом материале  $b_2$ ; амплитуду колебаний рабочего органа  $X_2$ ; максимальное значение питающего напряжения  $U_{max}$ ; ограничения по габаритным размерам и массе вибратора.

В ходе проектирования необходимо определить: максимальное значение электромагнитной силы, обеспечивающей требуемую амплитуду колебаний; реактивную массу  $m_0$  и жесткость прикрепленной к ней пружины  $c_0$ ; расстояния  $l_1, l_2, l_3$  (рис. 1); толщину  $h$  и ширину  $b$  упругой пластины; геометрические параметры электромагнита  $a_c, b_c, b_я, b_{обм}$  и  $h_{п}$  (рис. 2); массу якоря электромагнита с креплениями  $m_1$ ; начальную величину воздушного зазора  $\delta_0$ ; количество витков обмотки  $W$ ; диаметр обмоточного провода  $d_{пр}$ .

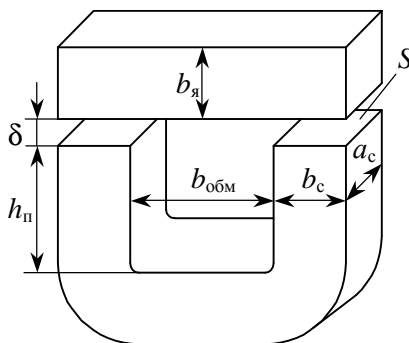


Рис. 2. Магнитная система вибратора

Для описания механических процессов в колебательной системе с электромагнитным вибратором допустим, что колебательная система симметрична, поэтому можно рассматривать только ее половину (один электромагнит, одну реактивную массу и половину массы рабочего органа). Тогда динамику колебательной системы можно описать такими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} m_0 A_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + b_0 A_0 \frac{dx_0}{dt} + (c_0 A_0 - 1)x_0(t) + m_1 A_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} - b_0 A_0 \frac{dx_2}{dt} - (c_0 A_0 - 1)x_2(t) = A_1 F(t); \\ m_0 A_2 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + b_0 A_2 \frac{dx_0}{dt} + c_0 A_2 x_0(t) + m_1 A_3 \frac{d^2 x_1}{dt^2} - x_1(t) - b_0 A_2 \frac{dx_2}{dt} - (c_0 A_2 - 1)x_2(t) = A_3 F(t); \\ m_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{1}{2} m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + \frac{1}{2} b_2 \frac{dx_2}{dt} + \frac{1}{2} c_2 x_2(t) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $b_0$  – коэффициент потерь подвеса реактивной массы;  $x_0, x_1, x_2$  – координаты перемещения реактивной массы, якоря и рабочего органа соответственно;  $F$  – сила, создаваемая электромагнитом;  $A_0, A_1, A_2, A_3$  – коэффициенты, характеризующие упругие свойства системы “рычаг – упругая пластина”.

Коэффициенты  $A_0, A_1, A_2, A_3$  рассчитываются так:

$$A_0 = \frac{l_3^3 - (l_1 + l_2)^3}{3EJ}; \quad A_1 = \frac{l_1 \cdot (l_1^2 - 3(l_2^2 + l_3^2)) + 2(l_3^3 - l_2^3)}{6EJ};$$

$$A_2 = -\frac{l_2^2 \cdot (3l_1 + 2l_2)}{6EJ}; \quad A_3 = -\frac{l_2^3}{3EJ} \quad \text{при } l_3 \leq l_1;$$

$$A_2 = A_1; \quad A_3 = \frac{(l_3 - l_1)^3 - l_2^3}{3EJ} \quad \text{при } l_3 > l_1,$$

где  $l_1$  – расстояние между центрами тяжести реактивной массы и якоря;  $l_2$  – расстояние между центром тяжести якоря и точкой крепления упругой пластины к стойке;  $l_3$  – расстояние между центром тяжести реактивной массы и точкой крепления рычага к упругой пластине (рис. 1);  $E$  – модуль упругости;  $J$  – момент инерции сечения пластины.

Для предварительного определения искомых параметров вибратора допустим, что частота вибрации близка к резонансной, и колебания можно считать гармоническими. Тогда систему (1) можно представить в комплексной форме:

$$\begin{cases} C_{0,0} X_0(j\omega) + C_{0,1} X_1(j\omega) + C_{0,2} X_2(j\omega) = A_1 F_m; \\ C_{1,0} X_0(j\omega) + C_{1,1} X_1(j\omega) + C_{1,2} X_2(j\omega) = A_3 F_m; \\ C_{2,0} X_0(j\omega) + C_{2,1} X_1(j\omega) + C_{2,2} X_2(j\omega) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где  $C_{0,0} = (c_0 - m_0\omega^2 + j\omega b_0)A_0 - 1$ ;  $C_{0,1} = -m_1 A_1 \omega^2$ ;  $C_{0,2} = 1 - (c_0 + j\omega b_0)A_0$ ;  
 $C_{1,0} = (c_0 - m_0\omega^2 + j\omega b_0)A_2$ ;  $C_{1,1} = -(1 + m_1 A_3 \omega^2)$ ;  $C_{1,2} = 1 - (c_0 + j\omega b_0)A_2$ ;  $C_{2,0} = -m_0\omega^2$ ;  
 $C_{2,1} = -m_1\omega^2$ ;  $C_{2,2} = \frac{1}{2}(c_2 - m_2\omega^2 + j\omega b_2)$ ;  $F_m$  – амплитуда первой гармонической составляющей электромагнитной силы;  $\omega$  – частота колебаний;  $j$  – комплексный множитель.

На рис. 3 приведены логарифмические амплитудно-частотные характеристики колебательной системы, полученные в результате решения системы (2). Приняты обозначения:

$$L_0(\omega) = 20 \lg(|X_0(j\omega)|); \quad L_{12}(\omega) = 20 \lg(|X_1(j\omega) - X_2(j\omega)|); \quad L_2(\omega) = 20 \lg(|X_2(j\omega)|).$$

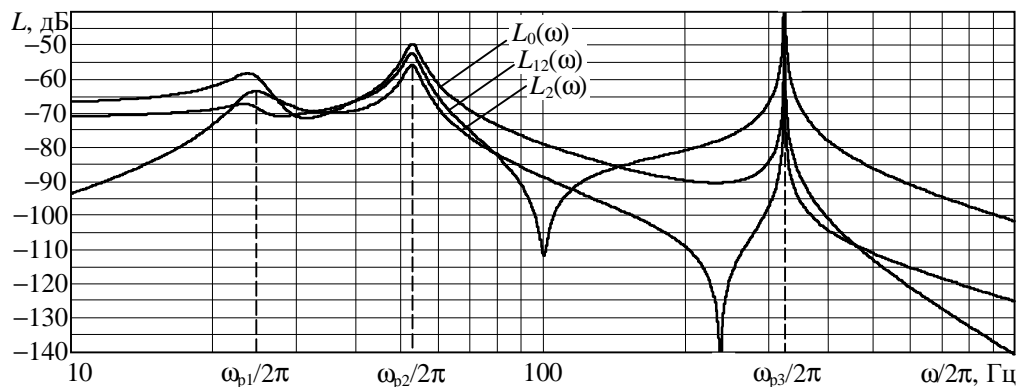


Рис. 3. Логарифмические амплитудно-частотные характеристики колебательной системы

По характеристикам видно, что система имеет три резонансные частоты:  $\omega_{p1}$ ,  $\omega_{p2}$  и  $\omega_{p3}$ . Первый резонанс характеризуется относительно небольшой амплитудой колебаний рабочего органа, а на третьей резонансной частоте амплитуда относительных колебаний якоря и сердечника электромагнита превышает амплитуду вибрации рабочего органа на порядок. Поэтому отношение реактивной массы  $m_0$  к жесткости  $c_0$  надо выбрать так, чтобы частота второго резонанса  $\omega_{p2}$  соответствовала рабочей частоте  $\omega_{раб}$ . Если нагрузка рабочего органа изменяется, то вместе с массой  $m_2$  изменяются и резонансные частоты. В этом случае отношение  $m_0/c_0$  необходимо выбрать так, чтобы частоты  $\omega_{p2}$  и  $\omega_{раб}$  были равны при максимальной нагрузке рабочего органа, т.е.

$$W_{p2 \min} = W_{\text{раб}} \cdot \tag{3}$$

Тогда уменьшение массы обрабатываемого материала будет компенсироваться тем, что резонансная частота “отдаляется” от рабочей и в результате амплитуда колебаний рабочего органа практически не изменяется (рис. 4).

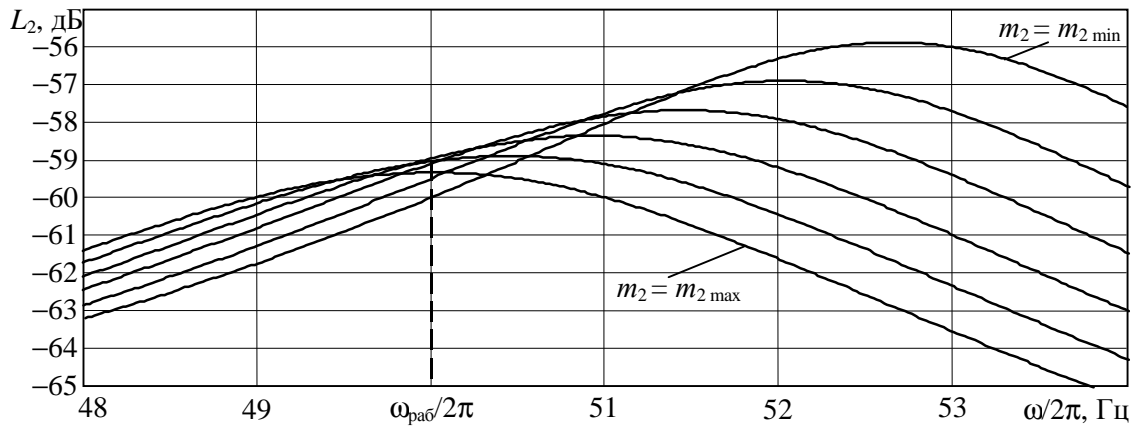


Рис. 4. Резонансные кривые при разной массе обрабатываемого материала

Если вибратор подключен к системе управления, которая автоматически настраивает частоту на резонанс и стабилизирует амплитуду колебаний рабочего органа [1], то уменьшение массы обрабатываемого материала будет сопровождаться увеличением рабочей частоты и уменьшением электромагнитной силы за счет снижения тока в обмотке. Это позволяет уменьшить затраты энергии, когда вибратор работает с малой нагрузкой.

Расстояния  $l_1, l_2, l_3$ , толщину  $h$  и ширину  $b$  упругой пластины выбирают так, чтобы максимальное амплитудное значение нормального напряжения в пластине  $\sigma_{\max}$  не превышало максимально допустимого напряжения при циклической нагрузке  $\sigma_{\text{ц}}$ , которое берут из справочных данных для определенной марки пружинной стали:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{ц}} \tag{4}$$

Необходимо также учитывать ограничения:

$$m_0 \leq m_{0 \max} ; \tag{5}$$

$$2(l_1 + l_2) + l_{\text{р.м}} + l_{\text{ц}} \leq l_{\max} ; \tag{6}$$

$$X_{12} \leq X_{12 \max} , \tag{7}$$

где  $m_{0 \max}$  – максимальное значение реактивной массы, определяемое в зависимости от максимального значения общей массы вибратора;  $l_{\text{р.м}}$  – длина реактивной массы;  $l_{\text{ц}}$  – длина центральной части упругой пластины, прижатой к стойке;  $l_{\max}$  – максимальная длина вибратора;  $X_{12}$  – амплитуда относительных колебаний якоря и сердечника электромагнита:

$$X_{12}(\omega) = |X_1(j\omega) - X_2(j\omega)| ; \tag{8}$$

$X_{12 \max}$  – максимально допустимое значение  $X_{12}$ , определяемое из условия обеспечения высокого КПД вибрационного привода. Значение  $X_{12 \max}$  обычно выбирают в пределах 1..2 мм.

Амплитудное значение нормального напряжения в пластине на расстоянии  $z$  от точки зажима (рис. 1) на частоте  $\omega$  определяется как отношение амплитуды момента изгиба  $M$  к моменту сопротивления при изгибе  $W_c$  [5]:

$$\sigma(\omega, z) = \frac{M(\omega, z)}{W_c} . \tag{9}$$

Для прямоугольного сечения пластины

$$W_c = \frac{2J}{h}. \quad (10)$$

Момент изгиба  $M$  определяется как сумма моментов, создаваемых электромагнитной силой  $F$  и силами реакции реактивной массы и якоря электромагнита  $F_{p0}$  и  $F_{p1}$  соответственно. Определим силы реакции:

$$F_{p0}(j\omega) = (c_0 - m_0\omega^2 + j\omega b_0)X_0(j\omega) - (c_0 + j\omega b_0)X_2(j\omega); \quad (11)$$

$$F_{p1}(j\omega) = -m_1\omega^2 X_1(j\omega). \quad (12)$$

Тогда амплитудное значение момента изгиба определится так:

$$M(\omega, z) = \left| (F_m - F_{p0} - F_{p1})z + (F_{p1} - F_m)l_1 \right|. \quad (13)$$

Максимальное амплитудное значение нормального напряжения обычно наблюдается в точке зажима пластины, т.е. при  $z = 0$ .

Максимальное значение электромагнитной силы первоначально находят как удвоенное амплитудное значение основной гармонической составляющей:

$$F_{\max} = 2F_m. \quad (14)$$

В зависимости от этого значения определяется требуемая площадь сечения сердечника электромагнита:

$$S = \frac{\mu_0 F_{\max}}{(k_\delta B_{\max})^2}, \quad (15)$$

где  $B_{\max}$  – максимальное значение магнитной индукции, которое определяется по кривой намагничивания электротехнической стали;  $k_\delta = 1,6..1,7$  – коэффициент, учитывающий распределение магнитного поля в воздушном зазоре. По площади  $S$  выбирают стандартный сердечник с якорем, определяют параметры  $a_c$ ,  $b_c$ ,  $b_{я}$ ,  $b_{обм}$  и  $h_{п}$ , рассчитывают массу якоря  $m_{я}$  и массу  $m_1 \approx 2m_{я}$ .

Выбирая начальную величину воздушного зазора  $\delta_0$ , необходимо учитывать, что электромагнитная сила имеет постоянную составляющую, приближенно равную амплитудному значению основной гармонической составляющей  $F_m$ . Поэтому перемещение якоря относительно сердечника также имеет постоянную составляющую:

$$X_{12 \text{ пост}} = \lim_{\omega \rightarrow 0} |X_1(j\omega) - X_2(j\omega)|. \quad (16)$$

Тогда максимальное относительное перемещение якоря в сторону сердечника определится как сумма постоянной и переменной составляющих:

$$X_{12 \text{ max}} = X_{12 \text{ пост}} + X_{12}. \quad (17)$$

Начальную величину воздушного зазора выбирают несколько большей, чем максимальное относительное перемещение якоря, чтобы избежать ударов якоря по сердечнику:

$$\delta_0 = X_{12 \text{ max}} + \delta_c, \quad (18)$$

где  $\delta_c = 0,5..1$  мм – запас по величине воздушного зазора.

Для определения параметров обмотки  $W$  и  $d_{пр}$ , а также проверки правильности выбора остальных параметров вибратора необходимо составить динамическую модель, описывающую электромагнитные и механические процессы в их взаимосвязи. Запишем уравнение электрической цепи обмотки вибратора:

$$U(t) = I(t)R + \frac{d\psi}{dt}, \quad (19)$$

где  $U$  – напряжение, подаваемое на обмотку;  $R$  – активное сопротивление обмотки;  $\psi$  – потокосцепление. Умножив обе части (19) на  $W$ , после преобразований получаем выражение для МДС обмотки  $lW$ :

$$IW(t) = \frac{W}{R} \left( U(t) - \frac{d\psi}{dt} \right). \quad (20)$$

Мгновенные значения потокосцепления  $\psi$  и электромагнитной силы  $F$  определяются в зависимости от мгновенных значений МДС и величины воздушного зазора путем расчета магнитного поля. Для их определения в программе “Maxwell” составлено расчетную модель, с помощью которой методом конечных элементов рассчитаны массивы значений  $\psi$  и  $F$  при варьировании величинами  $IW$  и  $\delta$ . Интерполяция данных массивов кубическими сплайнами позволяет получить непрерывные функции  $\psi(IW, \delta)$  и  $F(IW, \delta)$ . На основании этих функций с учетом уравнения (20) и системы дифференциальных уравнений (1) создано динамическую модель, позволяющую рассчитывать электромеханические процессы в колебательной системе с электромагнитным вибратором. В этой модели рассчитывается также действующее значение плотности тока в обмотке согласно выражению:

$$D = \frac{4}{pd_{\text{пр}}^2} \sqrt{\frac{2p}{w} \int_0^w I^2(t) dt}.$$

Для того, чтобы избежать перегрева обмотки, плотность тока должна удовлетворять условию:

$$\Delta \leq \Delta_{\text{max}}, \quad (21)$$

где  $\Delta_{\text{max}}$  – максимально допустимое значение плотности тока, которое определяется в зависимости от условий охлаждения, температуры окружающей среды и класса изоляции [4].

Параметры обмотки с помощью разработанной динамической модели определяют так. Задают диаметр провода  $d_{\text{пр}}$  из ряда стандартных обмоточных проводов. С учетом коэффициента заполнения  $k_3$  рассчитывают количество витков  $W$ , которые могут поместиться в обмоточное окно:

$$W = \frac{4k_3 b_{\text{обм}} h_{\text{п}}}{pd_{\text{пр}}^2}.$$

В динамической модели в качестве входного сигнала задают синусоидальное напряжение с амплитудой  $U_{\text{max}}$  и рассчитывают все величины, описывающие электромеханические процессы. Далее значения  $d_{\text{пр}}$  и  $W$  корректируют так, чтобы амплитуда вибрации рабочего органа соответствовала заданной и выполнялись условия (3) – (7), (21).

**Выводы.** Сформирована методика рационального выбора параметров электромагнитного вибратора с двумя реактивными массами. Согласно этой методике, предварительные значения параметров  $m_0, c_0, l_1, l_2, l_3, h, b, a_c, b_c, b_y, b_{\text{обм}}, h_{\text{п}}, m_1$  и  $\delta_0$  выбирают с помощью (2), (8) – (18) так, чтобы выполнялись условия (3) – (7), а затем, с помощью разработанной динамической модели, корректируют эти значения и выбирают параметры обмотки  $d_{\text{пр}}$  и  $W$ , удовлетворяющие условиям (3) – (7), (21).

Предложенную методику можно использовать при инженерном проектировании электромагнитных вибраторов для вибротехнологических установок, а разработанную динамическую модель применить для исследования электромеханических процессов в колебательных системах, а также при анализе и синтезе систем автоматического управления электромагнитными вибрационными приводами.

1. Гуров А.П., Черно А.А. Алгоритмы управления резонансными вибрационными электроприводами с автопараметрической виброзащитной системой // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету ім. М. Остроградського. – 2008. – Вип. 3, ч. 2. – С. 59 – 63. 2. Гуров А.П., Черно А.А. Энергосберегающий вибрационный привод на основе электромагнитного

вibratora c реактивними масами // Вісник Кременчуцького державного університету ім. М. Остроградського. – 2010. – Вип. 3, ч. 2. – С. 86 – 89. 3. Ланець О.С. Високоєфективні між-резонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): моногр. – Львів: Видавництво Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2008. – 324 с. 4. Сливинская А. Г. Электромагниты и постоянные магниты. – М.: Энергия, 1972. – 248 с. 5. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – К.: Наук. думка, 1988. – 736 с.

УДК 621.01

В.М. ГУРСЬКИЙ, Я.В. ШПАК

Національний університет “Львівська політехніка”,

## АНАЛІЗ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ

© Гурський В.М., Шпак Я.В., 2011

*Наведено математичні моделі та здійснено порівняльний аналіз електромеханічних характеристик роботи резонансних вібраційних систем з декількома електромагнітними віброзбуджувачами, ввімкнених за реактивною схемою живлення. Порівняно результати коливань двомасових систем за статичних і динамічних характеристик електромагнітного привода.*

*The article describes the mathematical models and the comparative analysis of electromechanics descriptions of work of the resonance vibratory systems with a few electromagnetic vibroexciters, included after the reactive chart of feed. The results of vibrations of the two-mass systems are compared at static and dynamic descriptions of electromagnetic drive.*

**Вступ.** Використання сучасних засобів автоматизації для керування багатомасовими резонансними вібраційними системами з фінансового погляду не завжди є виправданим, хоч операції налагодження механічної коливальної системи (забезпечення власних частот) під відповідні частоти збурення на практиці є вкрай трудомісткими, особливо для великогабаритних технологічних вібромашин. З цієї позиції більшість вібраційних систем за компонуванням структури є двомасовими, оскільки мають один робочий резонанс.

**Постановка проблеми.** Для забезпечення ефективної роботи вібраційних систем у резонансних режимах роботи важливо передусім змоделювати її роботу з урахуванням специфіки функціонування привода. Використання електромагнітного привода для збурення механічних систем у резонансних режимах має певні особливості, зумовлені схемами живлення електромагнітів – наявність постійної складової тягового зусилля в одноконтурних і реактивних схемах; поява гармонік параметрів силового кола (сили струму, змінного тягового зусилля). Через ті особливості змінне тягове зусилля може трактуватися як неідеалізоване джерело збурення, від якого суттєво залежить робота вібраційного пристрою. Окрім цього, важливим є вивчення особливостей впливу роботи механічної системи на динаміку привода.