

Список литературы: 1.Руковицников Л.Г. Труды Горьковского политехнического института, 1973, 29, с.67-70. 2.R. Raddl, "British Foundryman", №4, 1974, p.95-115. 3.Вейник А.И. Теория затвердевания отливок. М., Машгиз, 1960, с.435. 4.M. Salcudean, Revue of Romanis Science Technique Metallurgie, T.17, №1, p.30-49. 5.Чиркин В.С. Теплопроводность промышленных материалов, М., Машгиз, 1987. 6.Демидович Б.П. и др. Численные методы анализа, М., Наука, 1967.

Сдано в редакцию 26.04.05
Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВОЗБУДИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ВИБРОМАШИНЫ ИНЕРЦИОННОГО ТИПА

**Букин С.Л. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина),
Машиниченко А.Г. (ДонНИИ, г.Горловка, Украина)**

In work was executed the analysis of vibrating system in common with electric motor of unbalance vibration exciter driving gear. Received expressions permit to investigate interaction between vibration exciter and inductive electric motor of driving gear, to realize calculation of resistance force moment taking into account linear vibrations and angular oscillations of vibromachine mobile mass, to implement motor check in accordance with starting moment and irregularity of rotation.

Одним из важных этапов создания новой вибромашины является обоснованный выбор электродвигателя привода возбудителя колебаний, включающий в себя определение необходимой мощности, средней угловой скорости вращения и проверок выбранного электродвигателя на неравномерность вращения и условия пуска.

Составим уравнения движения одномассовой вибромашины с дебалансным вибровозбудителем (рис. 1), присоединенный к подвижной массе. Возбудитель колебаний приводится во вращение асинхронным электродвигателем, момент вращения двигателя передается на вал возбудителя колебаний без преобразования и потерь, т.е. через трансмиссию типа «карданный вал».

Вибровозбудитель имеет массу неуравновешенных частей m_b , эксцентризитет g и центральный момент инерции I_b^* . С инерционным элементом массой m^* и центральным моментом инерции I^* связываются две системы координат: неподвижная ХОY и подвижная (жестко связанная с инерционным элементом) UOV. Системы координат совпадают с положением равновесия системы. Начало координат О выбираем в центре масс инерционного элемента (с учетом масс возбудителя колебаний, соединенных с ним). В системе координат UOV центр жесткостей O_2 имеет координаты $x = e$ и $y = s$, а ось вибровозбудителя O_1 : $x = 1$ и $y = h$.

Предполагаем, что машина имеет продольную плоскость симметрии, т.е. изучаем движение тела только в этой плоскости, инерционный элемент абсолютно жесткий, а упругие силы линейны, т.е. восстанавливающая сила, возникающая в упругом элементе, пропорциональна вызывающей ее деформации (закон Гука). Упругая связь, соединяющая рассматриваемый инерционный элемент с основанием, имеет три составляющие жесткости, соответствующие ее главным осям жесткости

(продольная C_x , поперечная C_y и поворотная C_ψ). Все составляющие упругой связи приложены в центре жесткостей \mathbf{O}_2 , координаты которого определяются по формулам

$$e = \left(\sum_{i=1}^N C_{y_i} x_i \right) / \sum_{i=1}^N C_{y_i}, \quad s = \left(\sum_{i=1}^N C_{x_i} y_i \right) / \sum_{i=1}^N C_{x_i},$$

где C_x, C_y - коэффициенты жесткостей i -го упругого элемента упругой связи в направлении осей X и Y ; x_i, y_i - координаты центра жесткостей i -го упругого элемента упругой связи; N - количество упругих элементов в упругой связи.

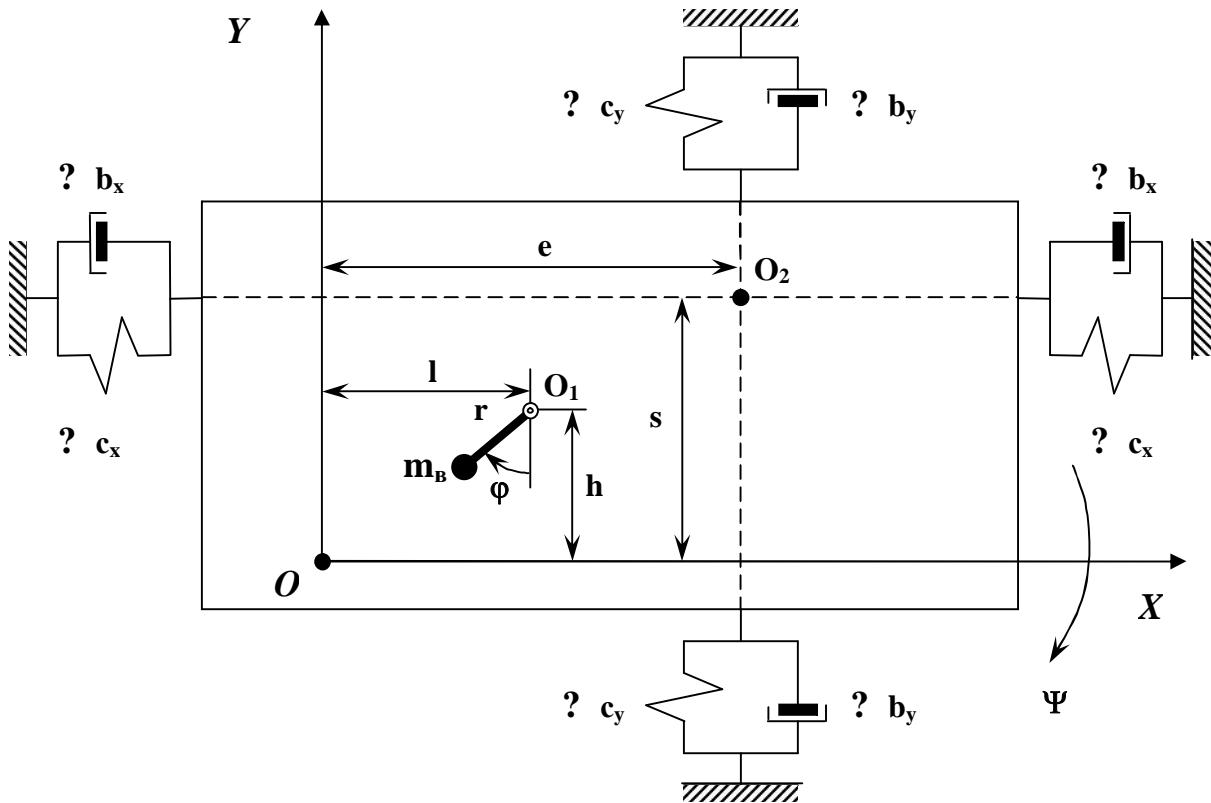


Рис. 1. Расчетная схема вибромашины

Составляющие жесткостей упругой связи равны

$$C_x = \sum_{i=1}^N C_{x_i}, \quad C_y = \sum_{i=1}^N C_{y_i}, \quad C_\psi = \sum_{i=1}^N \left(C_{x_i} y_i^2 + C_{y_i} x_i^2 \right).$$

Предполагаем, что рассеяние энергии колебаний происходит только в упругих элементах, причем диссипативные силы линейные и пропорциональны соответствующим обобщенным скоростям. Диссипативные элементы также имеют три составляющие, соответствующие главным осям жесткости (b_x, b_y и b_ψ).

Учет технологической нагрузки на динамические параметры исследуемой вибромашины произведен посредством эквивалентных значений присоединенной массы \bar{m} рабочего органа, ее момента инерции \bar{I} и коэффициента неупругих

сопротивлений \bar{b} . Тогда приведенные инерционные и диссипативные характеристики вибромашины определяются из выражений

$$m = m^* + \bar{m}; \quad I = I^* + \bar{I} + \bar{m}R^2; \quad b = b^* + \bar{b},$$

где R - расстояние от центра масса рабочего органа до центра массы присоединенной нагрузки.

Положение тела на вертикальной продольной плоскости в любой момент времени однозначно определяется совокупностью обобщенных координат: абсолютными смещениями центра массы X и Y , а также абсолютным углом поворота (галопированием) вокруг центра массы O - ψ . Положение неуравновешенных частей вибровозбудителя (дебалансов) определяется углом φ . Коэффициент σ учитывает направление вращения вибровозбудителя.

Приведем уравнения движения твердого тела вибромашины в окончательном виде

$$M\ddot{x} + m_B h\ddot{\psi} + b_y(\dot{x} + s\dot{\psi}) + c_y(x + s\psi) = m_B r\sigma(\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \ddot{\varphi} \cos \varphi); \quad (1)$$

$$M\ddot{y} - m_B l\ddot{\psi} + b_x(\dot{y} + e\dot{\psi}) + c_1(y + e\psi) = -m_B r\sigma(\dot{\varphi}^2 \cos \varphi + \ddot{\varphi} \sin \varphi); \quad (2)$$

$$\begin{aligned} m_B(h\ddot{x} - l\ddot{y}) + I\ddot{\psi} + [b_y s\dot{x} - b_x e\dot{y} + (b_x e^2 + b_y s^2 + b_\psi)\dot{\psi}] + c_2 s x - c_1 e y + \\ + (c_1 e^2 + c_2 s^2 + c_3)\psi = m_B r\sigma[(h \cos \varphi + l \sin \varphi)\ddot{\varphi} - (h \sin \varphi - l \cos \varphi)\dot{\varphi}^2], \end{aligned} \quad (3)$$

а уравнение, описывающее движение вибровозбудителя, будет иметь вид

$$I_B \ddot{\varphi} - m_B r\sigma[(\ddot{x} + h\ddot{\psi}) \cos \varphi - (\ddot{y} - l\ddot{\psi} + g) \sin \varphi] = M_d - M_T, \quad (4)$$

где $M = m + m_B$; $I = I^* + m_B(h^2 + l^2)$; $I_B = I_B^* + m_B r^2$;

M_d - момент вращения электродвигателя, приведенный к валу возбудителя колебаний;

M_T - момент сил сопротивления на валу вибровозбудителя, в свою очередь равный

$$M_T = 0,5 f d m_B r \dot{\varphi}^2,$$

здесь f - коэффициент трения качения, приведенный к диаметру внутреннего кольца подшипника; d - диаметр внутреннего кольца подшипника.

Чтобы система (1...4) была замкнутой, необходимо задать момент M_d . Способ задания вращающего момента определяет степень идеализации двигателя.

Наиболее простой математической моделью двигателя является его статическая характеристика, т.е. зависимость $M_d(\varphi)$, полученная при условии $\dot{\varphi} = \text{const}$, которая позволяет решить ряд задач, где рассматриваются режимы колебаний, близкие к стационарным. Данная модель используется для исследований многих вибрационных систем, в основном тогда, когда механическая постоянная времени превосходит электромагнитную постоянную асинхронного электродвигателя. При решении конкретных задач статические характеристики серийных электродвигателей

рассчитывались по специальной методике, учитывающие электромагнитные параметры электродвигателя на основе каталожных данных /2/.

Для изучения переходных процессов, в которых скорость вращения двигателя изменяется достаточно быстро и в широких пределах, используется динамические характеристики электродвигателя. В работе /3/ установлено, что динамическая характеристика первого порядка не дает преимуществ по сравнению со статическими характеристиками и не может быть использована для расчетов пуска асинхронного двигателя. Численное моделирование пуска асинхронного двигателя с использованием его различных характеристик позволило установить, что лишь динамические характеристики четвертого порядка качественно верно описывают осцилляцию вращающего момента в начале пуска. Однако применение такой модели требует сложную вычислительную схему, которая может быть оправдана лишь для ограниченного круга задач.

Для нашего случая ($\dot{\phi} = \text{const}$, $\dot{\phi} = \omega t$, $\ddot{\phi} = 0$) частные периодические решения дифференциальных уравнений (1...3), описывающие движение колеблющейся массы, отыскиваем в виде

$$x = a_1 \sin(\omega t + \Theta_1); y = a_2 \sin(\omega t + \Theta_2); \psi = a_3 \sin(\omega t + \Theta_3).$$

Подставив выражения

$$\ddot{x} = -a_1 \omega^2 \sin(\omega t + \Theta_1); \ddot{y} = -a_2 \omega^2 \sin(\omega t + \Theta_2); \ddot{\psi} = -a_3 \omega^2 \sin(\omega t + \Theta_3)$$

в уравнение (4), получим

$$I_B \frac{d\omega}{dt} + M_c + M_1 \sin \omega t + M_2 \sin(2\omega t + \gamma) = M_d, \quad (5)$$

где обозначено:

$$\begin{aligned} M_c &= 0,5m_B r \omega^2 (\varepsilon_1 + fd), \quad M_1 = m_B r g, \quad M_2 = 0,5m_B r \omega^2 (\varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2)^{1/2}, \quad \gamma = \arctg(\varepsilon_2 / \varepsilon_3), \\ \varepsilon_1 &= a_1 \sin \Theta_1 - a_2 \cos \Theta_2 + a_3 (h \sin \Theta_3 - l \cos \Theta_3), \\ \varepsilon_2 &= a_1 \cos \Theta_1 - a_2 \sin \Theta_2 + a_3 (h \cos \Theta_3 - l \sin \Theta_3), \\ \varepsilon_3 &= a_1 \sin \Theta_1 + a_2 \cos \Theta_2 + a_3 (h \sin \Theta_3 + l \cos \Theta_3). \end{aligned}$$

Средний момент сил сопротивления M_c учитывает потери в колебательной системе и в подшипниках вибровозбудителя.

Момент двигателя M_d при периодической нагрузке может быть описан выражением

$$M_d - T \frac{dM_d}{dt} = a_0 (\omega_0 - \omega),$$

из которого находим

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{1}{a_0} \left(T \frac{d^2 M_d}{dt^2} + \frac{dM_d}{dt} \right), \quad (6)$$

где: T – электромагнитная постоянная времени двигателя; a_0 – крутизна его статической характеристики; ω_0 – угловая скорость идеального холостого хода.

После подстановки (6) в уравнение (5), получим

$$\frac{d^2M_{\Delta}}{dt^2} + \frac{1}{I_B^*} \frac{dM_{\Delta}}{dt} + \frac{a_0}{I_B^* T} M_{\Delta} = \frac{a_0}{I_B^* T} [M_c + M_1 \sin \omega t + M_2 \sin(2\omega t + \gamma)]. \quad (7)$$

Частное решение уравнения (7) ищем в виде

$$M_{\Delta} = M_0 + M_1^* \sin(\omega t + \gamma_1^*) + M_2^* \sin(2\omega t + \gamma_2^*). \quad (8)$$

Взяв первые и вторые производные выражения (8) и совместно с ним подставив в уравнение (7), получим

$$M_0 = M_c; M_1^* = a_0 M_1 \left[(a_0 - I_B^* T \omega^2)^2 + \omega^2 \right]^{1/2}; M_2^* = a_0 M_2 \left[(a_0 - 4I_B^* T \omega^2)^2 + 4\omega^2 \right]^{1/2};$$

$$\operatorname{tg} \gamma_1^* = \omega \left(I_B^* T \omega^2 - a_0 \right)^{-1}; \quad \operatorname{tg} \gamma_2^* = \operatorname{tg} \gamma_1^* + 2\omega \left(4I_B^* T \omega^2 - a_0 \right)^{-1}.$$

Из уравнения (6) определяется угловая скорость и неравномерность вращения вала вибровозбудителя

$$\dot{\phi}(t) = \omega - \frac{1}{a_0} M_{\Delta} + \frac{T}{a_0} \frac{dM_{\Delta}}{dt}. \quad (9)$$

Мощность электродвигателя вибромашины на холостом ходу (без технологической нагрузки) равна

$$N_x = M_{cp} \omega 10^{-3} / \eta,$$

где η - КПД передачи.

Мощность электродвигателя с учетом технологической нагрузки равна

$$N = N_x + N_m,$$

где N_t – мощность, расходуемая на технологический процесс.

После выбора электродвигателя привода вибровозбудителя по номинальной мощности и требуемой скорости вращения необходимо осуществить его проверку по пусковому моменту и неравномерности вращения.

Для состоявшегося пуска требуется обеспечить переход центра масс вибровозбудителя через зенит траектории его вращения. Вследствие большой инерционности подвижной массы вибромашины допустимо предположить, что ускорение этого тела пренебрежимо мало, момент двигателя равен его пусковому моменту $M_{\Delta} = M_{\Pi}$, а момент сил трения в подшипниках вибровозбудителя равен статическому моменту сил трения

$$M_{TC} = 0,5 f_{\Pi} dm_{\Pi} rg,$$

где f_{Π} – коэффициент трения покоя.

Тогда для начала пуска уравнение (4) примет вид

$$I_B^* \dot{\phi} d\phi = (M_{\Pi} - M_{TC} - m_B rg \sin \phi) d\phi. \quad (10)$$

Проинтегрировав (10) при начальных условиях $\phi = 0$ и $\dot{\phi} = 0$, получим

$$I_B^* \dot{\varphi}^2 = 4m_B rg \left[k\varphi - \sin^2(\varphi/2) \right],$$

где $k = (M_{II} - M_{TC})/2m_B rg$.

Пуск вибровозбудителя возможен при выполнении неравенства /3/

$$k\varphi \geq \sin^2(\varphi/2).$$

Следовательно, значение пускового момента электродвигателя, приведенного к валу вибровозбудителя, должно удовлетворять неравенству

$$M_{II} \geq (0,726 + 0,5 f_{II} d) m_B rg.$$

Таким образом, полученные выражения позволяют производить исследования взаимодействия инерционного вибровозбудителя с асинхронным электродвигателем привода, осуществлять расчет момента сил сопротивления с учетом линейных и угловых колебаний подвижной массы вибромашины, выполнять проверку двигателя по пусковому моменту и неравномерности вращения.

Список литературы: 1. Букин С.Л. Математическая модель колебательного процесса одномассового бигармонического виброгрохота. // Научные труды ДонНТУ, выпуск 27, Донецк, 2001.- С. 89-93. 2. Владимирский электромоторный завод: Технический каталог, Владимир, 2000. –74 с. 3. Хухлович Л.Г. Исследование динамики вибрационных систем с учетом электромагнитных процессов в асинхронных двигателях возбудителей колебаний. Автореф. дисс... к.т.н. - Рига, 1986. – 16 с. 4. Пресняков В.К., Филер З.Е. Динамика машинного агрегата в случае, когда приведенные моменты инерции и сил сопротивления периодически зависят от координаты вращения. // Углеобогатительное оборудование: Труды ин-та Гипромашуглеобогащение. Т. 3. - М.: Недра, 1971. - С. 340-344.

Сдано в редакцию 06.04.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Керекеш Т.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДВУХМЕРНОЙ АЛГЕБРЫ ГРУПП ПРИ СИНТЕЗЕ МНОГОНОМЕНКЛАТУРНЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМ

Буленков Е. А., Михайлов А. Н. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The common properties of generic rotor systems are investigated insufficiently full. It does not allow using them at designing of generic master schedules of manufacturing of items. The cost of designing of these technical systems is augmented because of it. Routing of items in generic rotor systems, which one allows making processing of several items in each working stand are investigated in this article. The influencing of routing of items on a constitution of generic rotor systems also is studied in this article

В настоящее время общие свойства многономенклатурных роторных систем исследованы недостаточно полно, что не позволяет учитывать их особенности при разработке многономенклатурных технологических процессов изготовления изделий и приводит к увеличению затрат на проектирование данных технических систем. В условиях растущей сложности многономенклатурных роторных систем [1, 2] и уменьшения сроков морального старения, связанных с развитием рыночных отношений