УДК 621.864.8

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННОГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ ЕГО ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ОБРАБАТЫВАЕМОЙ СРЕДОЙ

Л. Ю. Волкова, И. В. Лупехина, Г. Я. Пановко, С. Ф. Яцун

Рассмотрена динамика взаимодействия виброинструмента, оснащенного дебалансным электроприводом, с обрабатываемой средой (технологической нагрузкой), представленной в виде упруго-вязко-пластической модели. Проанализированы стационарный и нестационарный режимы движения рабочего органа. Установлена качественная и количественная зависимость между электромеханическими параметрами инструмента и характеристиками его движения. Выявлено влияние технологической нагрузки на движение рабочего органа и потребляемую мощность. На основании анализа переходных режимов предложен рациональный закон управления напряжением питания.

Ключевые слова: *вибрационный инструмент, дебалансный вибровозбудитель, электродвигатель ограниченной мощности, технологическая нагрузка, реологическая модель, упруго-пластический элемент.*

Введение

В настоящее время широкое распространение получили вибрационные методы интенсификации технологических процессов. Применяемые при этом вибрационные машины и инструменты чрезвычайно разнообразны: от ручных вибрационных инструментов для механической обработки деталей и сред, вибрационных насосов и инжекторов до многофункциональных вибрационных транспортно-технологических агрегатов для переработки пород и материалов. Особый интерес представляют вибрационные микро- и наномашины, рабочий орган которых способен перемещаться с микронной точностью. Такие устройства находят применение при прецизионном позиционировании деталей на сборочных операциях, в медицинских манипуляциях, при работе с биологическими объектами [1–3].

Источником вибрации таких машин часто является инерционный дебалансный вибровозбудитель, оснащенный электродвигателем постоянного тока, который имеет ограниченную мощность и относится к классу приводов с «неидеальными» источниками энергии [4–8]. Для оптимизации технологических параметров, особенно в случаях обработки биологических объектов или объектов, требующих прецизионной точности, электропривод должен быть регулируемым.

Взаимодействие рабочего органа машины и вращающейся части двигателя может вызывать ряд нелинейных эффектов в их динамике, поэтому машинные агрегаты с электроприводом следует рассматривать как электромеханические системы, совместно решая уравнения механической и электрической частей. Динамике колебательных систем с дебалансным приводом от двигателя ограниченной мощности посвящены работы [9–13]. Например, в [9] представлены результаты исследований динамики инерционного вибровозбудителя, установленного на рабочем органе, с учетом взаимного влияния асинхронного двигателя и механической колебательной системы.

При разработке и проектировании вибрационных машин и устройств необходимо учитывать не только свойства механических и электрических узлов, системы управления, но и свойства взаимодействующей с рабочим органом технологической нагрузки [6, 14]. Однако вопросы этого взаимодействия как при переходных, так и при стационарных режимах работы вибромашины изучены недостаточно полно. Основная проблема заключается в адекватном описании реологических свойств технологической нагрузки (обрабатываемой среды) и их учете при моделировании динамики всей системы «привод–машина–среда». В связи с этим цель настоящих исследований – изучение динамики вибрационной системы с электроприводом ограниченной мощности при учете взаимодействия рабочего органа с внешней средой.

Описание вибромашины

Исследуемый в настоящей работе инструмент относится к классу вибрационных устройств, которым соответствует расчетная схема, изображенная на рис. 1. Инструмент состоит из несущего корпуса *1*, упруго-вязким образом связанного с неподвижным основанием *2*. В полости корпуса расположен дебалансный вибровозбудитель *3* с приводом от электродвигателя ограниченной мощности. Направление движения инструмента и обработки обеспечивается идеальными направляющими *4*. Корпус жестко соединен с рабочим органом, который, в свою очередь, воздействует на обрабатываемую среду *5*.

В общем случае инструмент и направление обработки могут быть ориентированы в пространстве произвольным образом. Однако для определенности в настоящей работе будем рассматривать инструмент, технологическая ось которого и направление обработки совпадают с горизонтальной осью Ox, перпендикулярной направлению действия силы тяжести **g** (см. рис. 1). При выбранной схеме вращение дебаланса вибровозбудителя происходит относительно горизонтальной оси, перпендикулярной плоскости yOx.

Корпус и рабочий орган инструмента моделируются единым абсолютно твердым телом массой m_2, поступательное движение которого описывается координатой x центра масс корпуса (точка O_1), отсчитываемой от недеформированного состояния системы в направлении горизонтальной оси Ox.

Масса m_1 дебаланса центробежного вибровозбудителя сконцентрирована в точке, отстоящей от оси электродвигателя на расстоянии r. Положение дебаланса относительно корпуса будем определять углом φ, отсчитываемым от положительного направления оси Ox против хода часовой стрелки.

Крепление корпуса к основанию описывается реологической моделью тела Кельвина–Фойгта [15] с коэффициентом жесткости c_1 и коэффициентом демпфирования μ_1 Со стороны обрабатываемой среды на рабочий орган инструмента действует сила F_1, свойства которой будут подробно описаны далее.

Математическая модель инструмента

Полное движение электромеханической системы вибрационного инструмента описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, которые можно записать в виде (вывод аналогичных уравнений подробно приведен в [6, 13]):

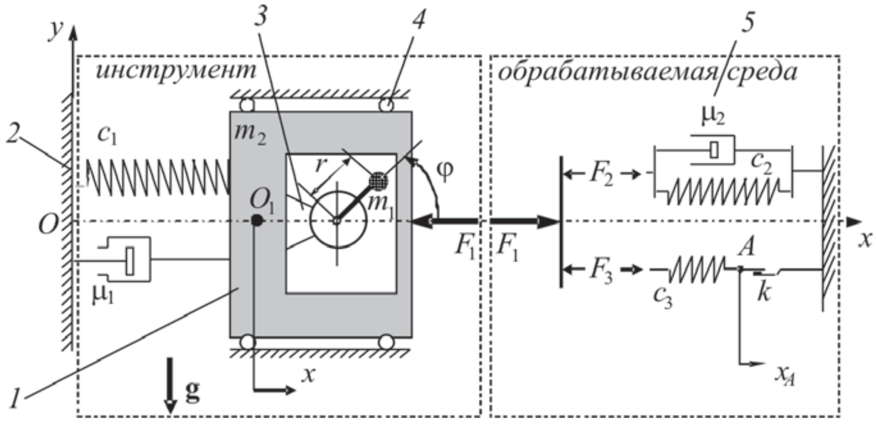


Рис. 1. Расчетная схема вибрационного инструмента и обрабатываемой среды

$$\begin{cases} m\dfrac{d^2x}{dt^2}+\mu_1\dfrac{dx}{dt}+c_1x=m_1r\left[\dfrac{d^2\varphi}{dt^2}\sin\varphi+\left(\dfrac{d\varphi}{dt}\right)^2\cos\varphi\right]+F_1; \\ J\dfrac{d^2\varphi}{dt^2}-m_1r\left(\dfrac{d^2x}{dt^2}\sin\varphi-g\cos\varphi\right)=M(i); \\ L\dfrac{di}{dt}+Ri+C_w\dfrac{d\varphi}{dt}=U(t), \end{cases} \qquad (1)$$

где $m=m_2+m_1$ – общая масса несущего корпуса и дебаланса; $J=J_D+m_1r^2$ – приведенный к оси вращения момент инерции двигателя и дебаланса (J_D – момент инерции двигателя); i – ток в цепи электродвигателя; $M(i)$ – момент, развиваемый электромагнитной системой двигателя; L, R – индуктивность и сопротивление обмотки электродвигателя; C_W – электрическая константа угловой скорости; $U(t)$ – напряжение.

Первое уравнение системы (1) определяет поступательное движение всей модели, второе – вращательное движение ротора двигателя и дебаланса, а третье – закон Кирхгофа в цепи электродвигателя.

Подключение электродвигателя к источнику питания постоянного тока может осуществляться мгновенно (с помощью электронного ключа) или программно-управляемым способом во время пускового режима двигателя. В работе принят следующий закон изменения напряжения питания:

$$U(t)=\begin{cases}\dfrac{U_0}{t_0}t,\ 0<t<t_0; \\ U_0,\ t\geq 0,\end{cases} \qquad (2)$$

где U_0 – постоянное напряжение питания; t_0 – время выхода напряжения на заданный уровень.

Приближенно момент $M(i)$ на валу двигателя допустимо принять в виде линейной функции тока [13]:

$$M(i)=C_Ei\,, \qquad (3)$$

где C_E – коэффициент пропорциональности.

Реологическая модель обрабатываемой среды

Для целей настоящей работы особую роль играет сила взаимодействия рабочего органа с обрабатываемой средой F_1, которая зависит от физико-механических свойств последней. Предполагается, что при взаимодействии со средой происходит ее деформирование (или проникновение в нее рабочего органа), сопровождающееся преодолением различных сил сопротивления среды без нарушения контакта с рабочим органом (т.е. рассматривается безударный режим). Свойства этих сил можно описать при помощи реологической модели, которая в настоящей работе представлена в виде параллельного соединения упруго-пластического тела Бингама и упруго-вязкого тела Кельвина–Фойгта (см. рис. 1). Принятая модель среды описывает ее упруго-вязко-пластические свойства, которые определяются комбинацией элементов и значениями их параметров.

Таким образом, сила взаимодействия рабочего органа с обрабатываемой средой представляет собой сумму сил F_2 и F_3, возникающих в упруго-вязком и упруго-пластическом элементах, т.е.

$$F_1=F_2+F_3\,. \qquad (4)$$

При этом предполагается, что оба упругих элемента модели так же, как и элемент вязкого трения, имеют линейные характеристики, а предельные значения силы трения в пластическом элементе при его деформировании в прямом и обратном направлениях – одинаковые: $F_{fr}(\dot{x})=\mp k$ («–» соответствует случаю $\dot{x}>0$ и, наоборот, «+» при $\dot{x}<0$).

Сила, действующая со стороны упруго-вязкого элемента технологической нагрузки, определяется выражением [6]:

$$F_2=-c_2x-\mu_2\frac{dx}{dt}\,, \qquad (5)$$

где c_2, μ_2 – коэффициенты жесткости и демпфирования, соответственно.

Для описания силы F_3 необходимо определить перемещение точки соединения упругого и пластического элементов (точка A на рис. 1). Ее движение будем описывать координатой x_A, отсчитываемой от недеформированного состояния системы.

Если точка соединения обладает инерционными свойствами, т.е. в этой точке сосредоточена некоторая масса m_A, то систему (1) необходимо дополнить дифференциальным уравнением движения массы m_A под действием сил упругости и трения, а именно:

$$m_A\ddot{x}_A+c_3(x_A-x)=F_{fr}\,, \qquad (6)$$

где c_3 – коэффициент жесткости упругого элемента в модели Бингама.

Сила трения F_{fr} представлена известной моделью [1–3]:

$$F_{fr} = -\begin{cases} k\,\mathrm{sgn}\,\dot{x}_A, \ \dot{x}_A \neq 0; \\ F_3, \ \dot{x}_A = 0, |F_3| \leq k; \\ k\,\mathrm{sgn}\,F_3, \ \dot{x}_A = 0, |F_3| > k. \end{cases} \qquad (7)$$

Подстановка (7) в (6) показывает, что при $|F_3| \leq k$ скорость $\dot{x}_A = 0$; а в остальных случаях справедливо уравнение:

$$m_A \ddot{x}_A + c_3(x_A - x) = -k^*, \qquad (8)$$

$$k^* = \begin{cases} k\,\mathrm{sgn}\,\dot{x}_A, \quad \dot{x}_A \neq 0; \\ k\,\mathrm{sgn}\,F_3, \quad \dot{x}_A = 0, |F_3| > k. \end{cases}$$

Если рассмотреть вырожденный случай и в (8) положить $m_A = 0$, то из (8) следует, что $c_3(x_A - x) = -k^*$, т.е. сила упругости пружины не превосходит силу трения покоя, а деформация пружины $\Delta = x - x_A$ сохраняет максимальную величину $|\Delta_{\max}| = \dfrac{k}{c_3}$.

Отметим, что системы с вырожденной массой часто называют системами с «дробным» (или «нецелым») числом степеней свободы [16].

Сила F_3, действующая со стороны упругопластического элемента, зависит как от перемещения несущего корпуса, так и от направления его движения. Нелинейный характер этой силы (см. рис. 2) связан с наличием элемента типа сухого трения, последовательно соединенным с упругим элементом.

Участок 0–1 соответствует перемещению корпуса вправо до тех пор, пока модуль силы упругости пружины остается меньше предельной силы трения покоя. При этом точка *A* пружины (см. рис. 1) остается на месте. Затем, когда сила упругости достигает предельного значения силы трения *k*, происходит срыв точки *A*, которая начинает двигаться так же, как и корпус, причем деформация пружины остается неизменной, а значение $F_3(x)$ = const (участок 1–2). Однако если корпус изменит направление движения, то деформация и модуль силы упругости будут уменьшаться до нуля, а затем возрастать в противоположном направлении (участок 2–3). Точка *A* останется неподвижной до того момента, пока абсолютное удлинение пружины не достигнет предельного значения. В этом случае точка *A* начнет перемещаться в противоположную сторону, также с сохранением деформации (участок 3–4).

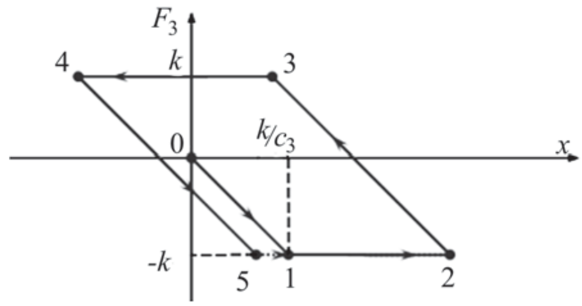


Рис. 2. График зависимости силы F_3 от перемещения корпуса x

Поскольку деформация пружины не превышает ее статическую деформацию под действием постоянной силы, равной по величине максимальному значению силы трения *k* пластического элемента, аналитическую зависимость силы $F_3(x)$ можно представить в виде:

$$F_3(x) = -\begin{cases} c_3\Delta, |\Delta| < \dfrac{k}{c_3}; \\ k\,\mathrm{sgn}\,\Delta, |\Delta| = \dfrac{k}{c_3}. \end{cases} \qquad (9)$$

Таким образом, система уравнений (1) при учете (2)–(5) и (9) представляет собой замкнутую систему нелинейных уравнений относительно трех неизвестных: координаты x, угла поворота φ и тока i. Решение этой системы будем искать численным способом.

Алгоритм численного расчета

Определение тока в обмотках двигателя, линейных и угловых перемещений, скоростей и ускорений рабочего органа выполнялось численно в соответствии со специально разработанным алгоритмом. Моделирование проводилось в среде *MathCAD 2000* при следующих начальных условиях:

$$i(0)=0,\ \frac{d^2\varphi}{dt^2}(0) = 0,\ \frac{d\varphi}{dt}(0) = 0,\ \varphi(0)=0,$$

$$\frac{d^2x}{dt^2}(0) = 0,\ \frac{dx}{dt}(0) = 0,\ x(0) = 0.$$

Результаты записывались в матрицу, которая имеет 9 столбцов (t, $\dfrac{di}{dt}$, i, $\dfrac{d^2\varphi}{dt^2}$, $\dfrac{d\varphi}{dt}$, φ, $\dfrac{d^2x}{dt^2}$, $\dfrac{dx}{dt}$, x) и число строк, равное $\dfrac{T_k}{\Delta t}$, где $T_к$ – конечное время моделирования, Δt – шаг по времени. Для точного определения момента переключения разрывной силы $F_3(x)$ в соответствии с логическими условиями (6) шаг по времени Δt является адаптивным. Счетчик *j* обеспечивает переход на следующую строку матрицы. Величины $\left(\frac{di}{dt}\right)_j$, $\ddot{x}_j$, $\ddot{\varphi}_j$ определяются из системы уравнений (1), для расчета остальных характеристик используется метод интегрирования Верле, в соответствии с которым

$$i_j = i_{j-1} + \left(\frac{di}{dt}\right)_{j-1} \Delta t,$$

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_j = \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_{j-1} + \left(\frac{d^2\varphi}{dt^2}\right)_{j-1} \Delta t,$$

$$\varphi_j = \varphi_{j-1} + \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_{j-1} \Delta t + \left(\frac{d^2\varphi}{dt^2}\right)_{j-1} \frac{(\Delta t)^2}{2},$$

$$\left(\frac{dx}{dt}\right)_j = \left(\frac{dx}{dt}\right)_{j-1} + \left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)_{j-1} \Delta t,$$

$$x_j = x_{j-1} + \left(\frac{dx}{dt}\right)_{j-1} \Delta t + \left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)_{j-1} \frac{(\Delta t)^2}{2}.$$

Результаты решений тестовых задач показывают, что погрешность данного метода не превышает 2%.

В расчете варьировалось значение относительной массы дебаланса m_1/m_2, которой задавались три значения $m_1/m_2 = 0{,}1;\ 0{,}2;\ 1{,}0$. Соответственно этому, при фиксированной массе дебаланса $m_1 = 0{,}02$ кг, масса рабочего органа составляла m_2 = 0,2; 0,1; 0,02 кг. Приведенная жесткость $c = c_1 + c_2 = 250$ Н/м, приведенный коэффициент вязкости $\mu = \mu_1 + \mu_2$ подвески и технологической нагрузки принимался 2,5 кг/с и 100 кг/с, радиус вращения дебаланса $r = 0{,}01$ м.

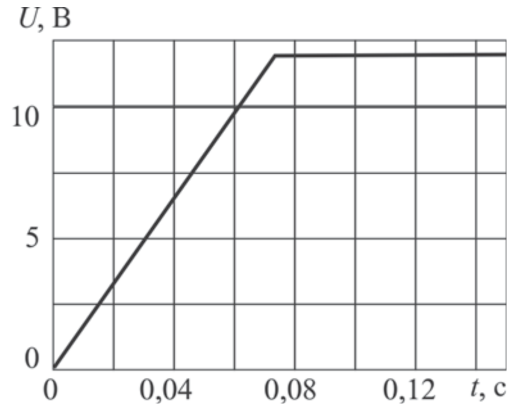
Значения параметров силы F_3 модели обрабатываемой среды: жесткость пружины $c_3 = 1000$ Н/м, предельное значение силы сухого трения $k = 1$ Н.

Параметры электродвигателя соответствуют двигателю постоянного тока *Maxon RE 25*:

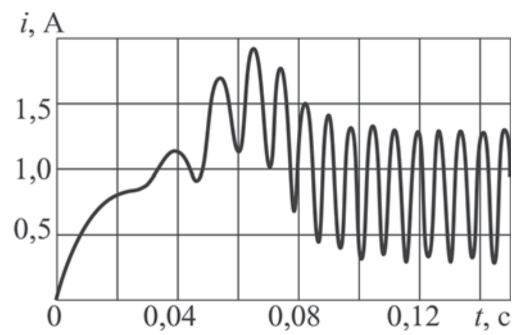
$U_0 = 12$ В; $L = 0{,}24 \cdot 10^{-3}$ Гн; $R = 2{,}18$ Ом;
$C_W = 0{,}023$ В · с/рад; $C_E = 23{,}4 \cdot 10^{-3}$;
$J_D = 1{,}03 \cdot 10^{-6}$ кг·м².

Анализ переходных (разгонных) режимов

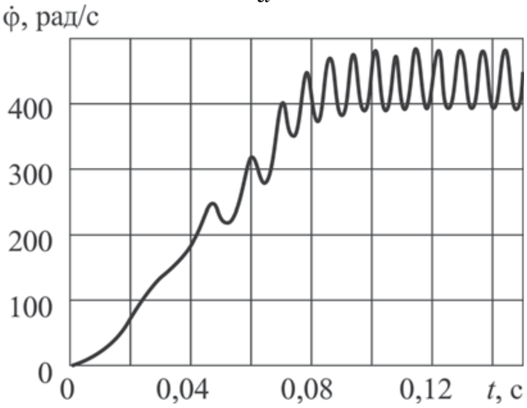
В результате выполненных расчетов получены временные зависимости напряжения U_0, потребляемого тока i, угловой скорости φ дебаланса и перемещения x рабочего органа (рис. 3). Из анализа этих зависимостей следует, что при программно-управляемом пуске



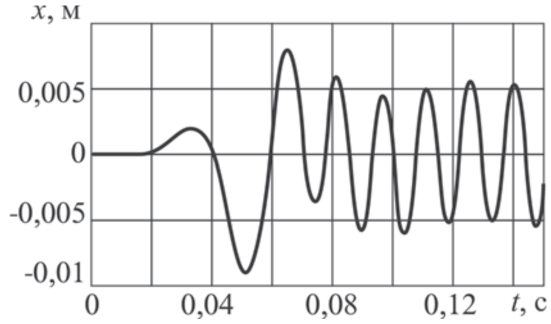
а



б



в



г

Рис. 3. Зависимости напряжения U (а), тока i (б), скорости вращения дебаланса $\dot{\varphi}$ (в) и перемещения корпуса x (г) от времени t при $m_1/m_2 = 1$

двигателя со временем выхода на постоянное напряжение $t_0 = 5T$, где $T = \dfrac{2\pi}{\omega}$ (ω – средняя угловая скорость вращения дебаланса в установившемся режиме), разгон двигателя и выход всей системы на установившийся режим происходит примерно в 2,5 раза медленнее, чем при мгновенном его подключении к источнику питания, когда $t_0 = 0$. В то же время программно-управляемый пуск двигателя позволяет снизить пиковые значения тока почти в три раза: с 5,5 А при $t_0 = 0$ до 1,9 А при $t_0 = 5T$. Отметим, что время t_0 выхода напряжения питания на номинальное значение $U_0 = 12$ В практически не влияет на характеристики последующего стационарного режима движения системы.

Определенный интерес представляет зависимость расчетных параметров виброинструмента от относительной массы m_1/m_2 дебаланса. Как показали результаты расчетов, при изменении относительной массы дебаланса от 0,1 до 1 угловая скорость его вращения уменьшается (примерно в 3 раза) при одновременном увеличении пиковых значений тока (в среднем на 30%).

Количественная оценка пиковых значений тока позволяет выбрать рациональный закон управления напряжением питания, обеспечивающий долговечность работы двигателя.

Анализ установившихся режимов

Анализ установившихся режимов колебаний проводился при различных значениях постоянного напряжения питания U_0. На низковольтных режимах $U_0 = 1$ В при малых средних угловых скоростях ω = 35–50 рад/с колебания рабочего органа носят выраженный полигармонический характер (рис. 4), что связано с наличием гармонических составляющих в угловой скорости вращения дебаланса.

Рис. 4 . Перемещение рабочего органа при $m_1/m_2 = 0,2$, U_0=1 В

Возникновение колебаний в угловой скорости обусловлено переменностью момента дебаланса относительно оси его вращения в поле силы тяжести и колебаниями самой оси вращения. При этом чем больше относительная масса дебаланса, тем больше оказывается амплитуда гармонических составляющих в законе изменения угловой скорости и, соответственно, в законе колебаний рабочего органа. Точно так же влияет и технологическая нагрузка от взаимодействия с обрабатываемой средой: по сравнению со случаем, когда сила $F_3 = 0$, амплитуды дополнительных гармоник увеличиваются.

С ростом напряжения питания средняя угловая скорость вращения дебаланса монотонно увеличивается (рис. 5). При этом оказалось, что значение суммарной силы вязкого трения незначительно влияет на характер зависимости ω(U_0).

С повышением напряжения питания средняя угловая скорость возрастает, и по мере приближения к области резонанса закон колебаний рабочего органа приближается к гармоническому, а амплитуда его колебаний увеличивается.

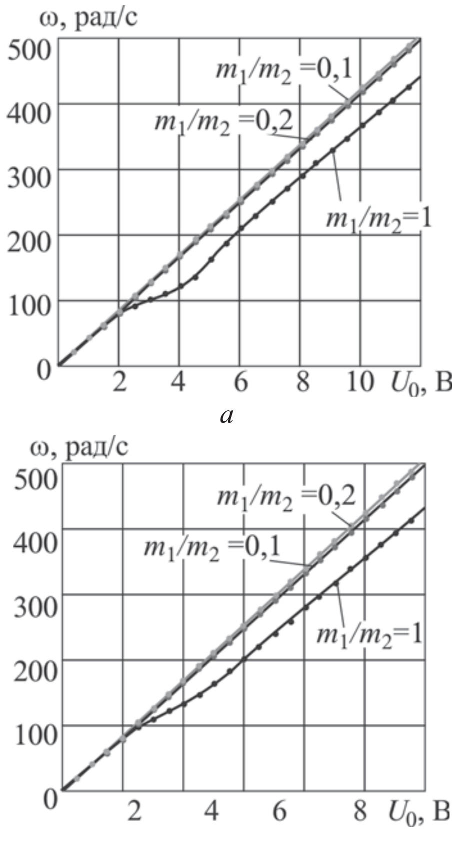


Рис. 5. Зависимости средней угловой скорости вращения дебаланса от напряжения: а – $F_1 = F_2$; б – $F_1 = F_2 + F_3$

При достижении напряжении питания значения $U_0 = 12$ В и выходе системы в зарезонансную область колебаний движение рабочего органа становится почти гармоническим, несмотря на полигармонический характер изменения угловой скорости $\dot{\varphi}$, что вызвано увеличением влияния колебаний оси дебаланса.

Частотные зависимости амплитуды колебаний рабочего органа $X(\omega)$ приведены на рис. 6.

С увеличением относительной массы дебаланса m_1 / m_2 резонансная амплитуда $X_{\max}$ и частота ω_{res} увеличиваются (рис. 7, *а* и *б*); при этом для поддержания резонансных колебаний подаваемое напряжение U_0 должно быть больше (рис. 7, *в*). Увеличение резонансной амплитуды связано с ростом силы инерционного возбуждения при уменьшении массы рабочего органа.

Упруго-вязко-пластическое взаимодействие инструмента с обрабатываемой средой (случай $F_1 = F_2 + F_3$), по сравнению с упруго-вязким (случай $F_1 = F_2$), приводит к увеличению резонансной частоты (см. рис. 7, *а*) и уменьшению резонансной амплитуды (см. рис. 7, *б*). Резонанс при меньших напряжениях без действия упругопластической силы F_3 технологической нагрузки объясняется отсутствием потерь энергии на сухое трение, спад АЧХ в этом случае менее пологий.

В зарезонансной области увеличение относительной массы дебаланса приводит к уменьшению амплитуды колебаний рабочего органа, которая оказалась практически не зависящей от действия технологической нагрузки.

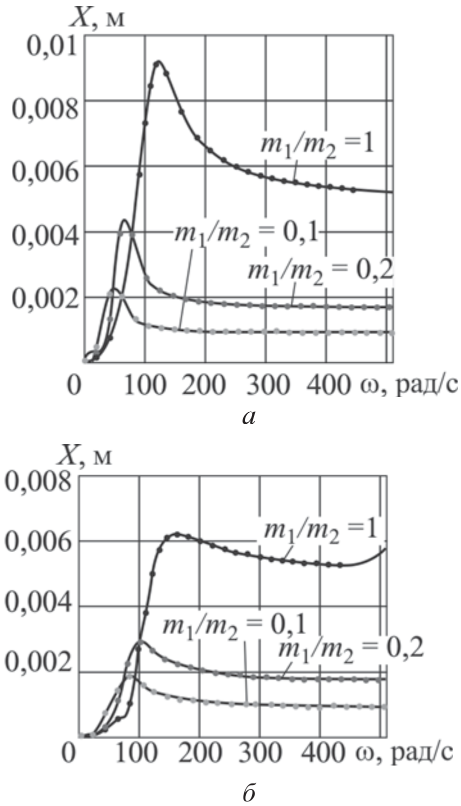


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики системы:
а – $F_1 = F_2$; *б* – $F_1 = F_2 + F_3$

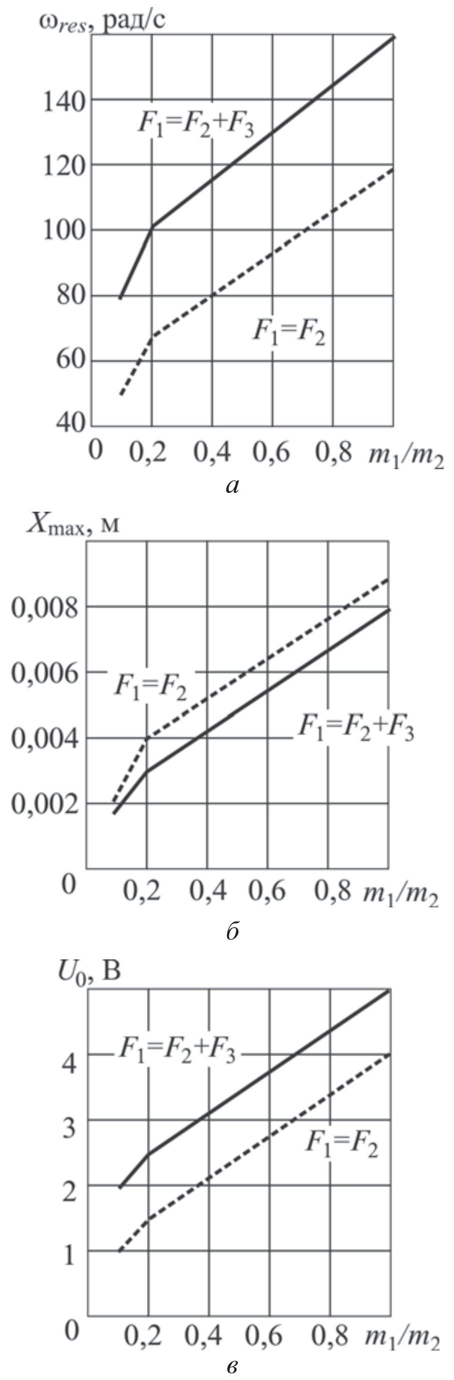


Рис. 7. Зависимости резонансной частоты ω_{res} (а) и резонансной амплитуды $X_{\max}$ (б) колебаний рабочего органа и подаваемого напряжение U_0 от относительной массы дебаланса m_1/m_2: 1 – $F_1=F_2$; 2 = $F_1=F_2+F_3$

Анализ силовых и энергетических характеристик

Механическая характеристика двигателя $M_н(\omega)$, где $M_н$ – момент нагрузки, как функция его угловой скорости ω, строилась на основе решения системы (1) с учетом функциональной связи $\dot{\varphi} = f(i)$ (рис. 8).

Расчет средних значений за период T=2ϖ/ω крутящего момента (момента, развиваемого электромагнитной системой двигателя) и потребляемой мощности определялись по известным формулам:

$$M = C_E \frac{1}{T}\int_0^T i\,dt,\ P = \frac{1}{T}U_0\int_0^T i\,dt. \qquad (11)$$

Как следует из анализа полученных зависимостей, с увеличением скорости вращения дебаланса момент сил сопротивления резко увеличивается в зоне резонанса (рис. 9, *а*). Особенно это заметно при относительно больших значениях дебаланса ($m_1/m_2 = 1{,}0$). Учет влияния упругопластических сил от технологической нагрузки приводит к незначительному увеличению суммарного момента сопротивления (рис. 9, *б*)

Особый практический интерес вызывает значение потребляемой мощности, графики которой представлены на рис. 10 в виде зависимости от средней угловой скорости вращения при малом коэффициенте вязкости μ=2,5 кг/с.

Из графиков на рис. 10 следует, что при большой массе рабочего органа и m_1/m_2 =0,1 наблюдается немонотонный характер изменения потребляемой мощности при учете силы F_3. С уменьшением массы корпуса (m_1/m_2 =0,2) потребляемая мощность при включении упругопластического элемента возрастает на 15%. При m_1/m_2 =1 видно, что при упруговязком взаимодействии с технологической нагрузкой имеет место резонансный пик, соответствую-

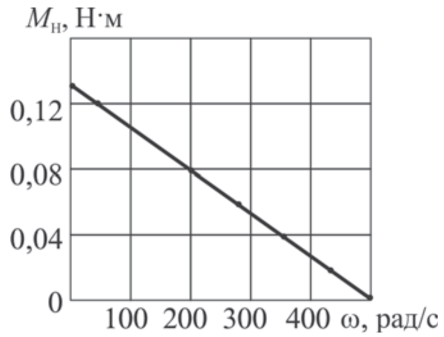


Рис. 8. Механическая характеристика двигателя постоянного тока

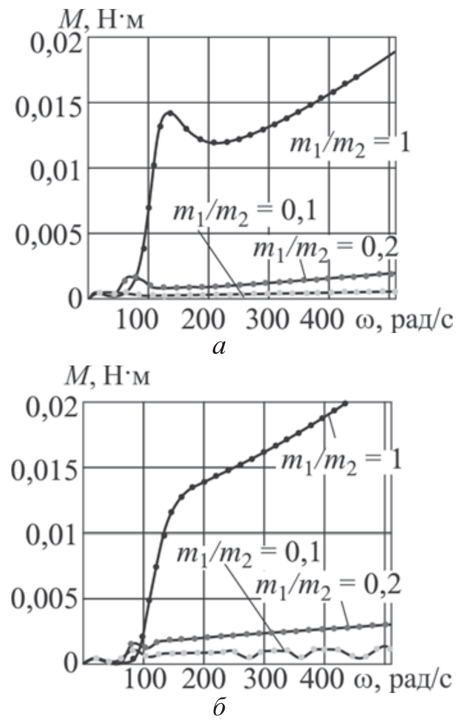


Рис. 9. Зависимость момента сил сопротивления от скорости вращения:
а – $F_1 = F_2$; *б* – $F_1 = F_2 + F_3$

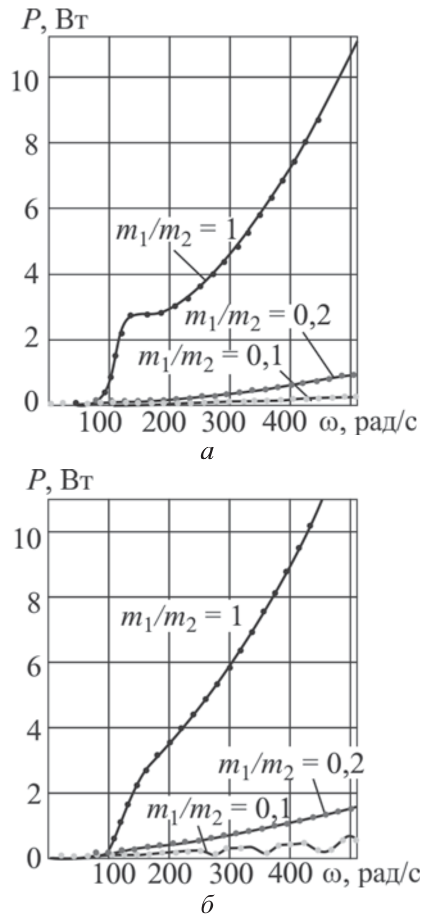


Рис. 10. Зависимость потребляемой мощности от средней скорости вращения:
а – $F_1 = F_2$; *б* – $F_1 = F_2 + F_3$

щий резонансу на АЧХ (см. рис. 6). С учетом упругопластического элемента пик сглаживается и при частотах выше ω=100 рад/с мощность нарастает практически линейно. Для большой вязкости μ=100 кг/с при подключении упругопластического элемента характер зависимости $P(\omega)$ практически не меняется.

На рисунке 11 в пространстве параметров относительной массы m_1/m_2 и питающего напряжения U_0 представлена граница областей, в которых реализуется упругое или пластическое деформирование обрабатываемой среды.

Рисунок показывает, что при напряжениях, превышающих критическое значение (область *2*), происходит упругопластическая деформация обрабатываемой среды, а при меньших напряжениях (область *1*) имеет место упругая деформация.

Заключение

В работе была рассмотрена динамика виброинструмента, оснащенного дебалансным электроприводом, рабочий орган которого взаимодействует с обрабатываемой средой.

Результаты численного интегрирования нелинейных дифференциальных уравнений позволили проанализировать как нестационарное, так и стационарное движение рабочего органа, и влияние на движение свойств электропривода и параметров модели технологической нагрузки.

Установлено, что при малых коэффициентах вязкости и небольшой относительной массе дебаланса влияние технологической нагрузки проявляется в немонотонном характере изменения средней мощности от средней скорости вращения в виде резонансного пика, а при значительных массах дебаланса происходит сглаживание резонансного пика.

Анализ переходных режимов движения рабочего органа позволил установить зависимости между пиковыми значениями тока в обмотках электродвигателя и его пусковым режимом и выбрать рациональный закон управления напряжением питания.

Установлена качественная и количественная зависимость характера движения дебаланса и рабочего органа от относительной массы дебаланса и напряжения, подаваемого на обмотки электродвигателя.

Список литературы

1. Черноусько Ф.Л. Анализ и оптимизация движения тела, управляемого посредством подвижной внутренней массы // ПММ. 2006. Т. 70. С. 136-148.
2. Динамика управляемых движений вибрационных систем / Н.Н. Болотник, И.М. Зейдис, К. Циммерманн, С.Ф. Яцун // Изв. РАН. ТиСУ. 2006. № 5. С. 157–167.
3. Варфоломеос П., Пападопулос Е. Динамика, конструкция и моделирование новой микроавтоматизированной платформы с использованием вибрационных микроприводов // Динамические системы, измерения и управление. 2006. № 128. С. 122–133.
4. Блехман И.И. Вибрационная механика. – М.: Физмалит, 1994. – 400 с.
5. Управление мехатронными вибрационными установками / И.И. Блехман, А.Л. Фрадков и др. – СПб.: Наука, 2001. – 278 с.
6. Пановко Г.Я. Динамика вибрационных технологических процессов. – Ижевск: РХД, 2006. – 158 с.
7. Румянцев С.А. Динамика переходных процессов и самосинхронизация движений вибрационных машин. – Екатеринбург: УрО РАН, 2003. – 134 с.
8. Кононенко В.О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением. – М.: Наука, 1964. – 324 с.

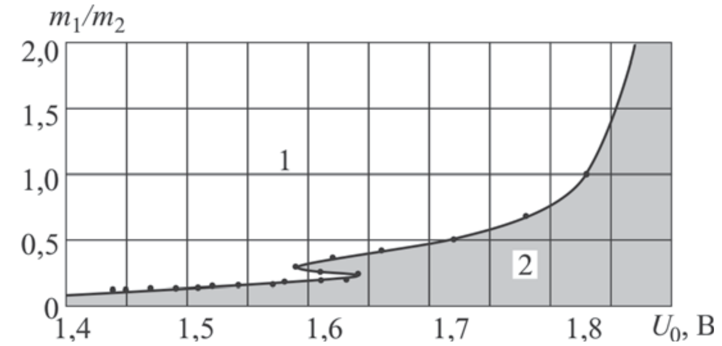


Рис. 11. Граница областей упругих или пластических деформаций обрабатываемой среды: 1 – область упругих деформаций; 2 – область упругопластических деформаций

9. Гортинский В.В., Хвалов Б.Г. Об управлении запуском колебательной системы с инерционным возбудителем // Механика машин. 1991. Вып. 58. С. 42–46.
10. Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. – М.: Наука, 1984. – 352 с.
11. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монография. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456 с.
12. Алифов Ф.Ф., Фролов К.В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии. – М.: Наука, 1985. – 328 с.
13. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1979. – 576 с.
14. Вибрационные машины и технологии / С.Ф. Яцун, Д.И. Сафаров, В.Я. Мищенко, О.Г.Локтионова. – Баку: Элм, 2004. – 408 с.
15. Бленд Д. Теория линейной вязко-упругости. – М.: Мир, 1965. – 199 с.
16. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. – М.: КомКнига, 2006. – 352 с.

Материал поступил в редакцию 30.09.2010

ВОЛКОВА
Людмила Юрьевна

E-mail: **teormeh@inbox.ru**
Тел. **+7 (4712) 52-38-07**

Магистр второго года обучения кафедры теоретической механики и мехатроники Юго-западного государственного университета (ЮЗГУ, Курск).

ЛУПЕХИНА
Ирина Владимировна

E-mail: **teormeh@inbox.ru**
Тел. **+7 (4712) 52-38-07**

Ассистент кафедры теоретической механики и мехатроники Юго-западного государственного университета (ЮЗГУ, Курск). Сфера научных интересов – динамика машин, вибрационная техника.

ПАНОВКО
Григорий Яковлевич

E-mail: **gpanovko@yandex.ru**
Тел. **+7 (499) 135-30-47**

Доктор технических наук, профессор, Заслуженный деятель науки РФ, действительный член Российской инженерной академии, Международной академии наук высшей школы. Заведующий лабораторией вибромеханики Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Сфера научных интересов – динамика машин, вибрационная техника. Автор более 120 научных трудов, в том числе монографии, учебники, патенты на изобретения.

ЯЦУН
Сергей Федорович

E-mail: **teormeh@inbox.ru**
Тел. **+7 (4712) 52-38-07**

Доктор технических наук, профессор, Заслуженный деятель науки РФ, действительный член МАНЭБ. Заведующий кафедрой теоретической механики и мехатроники ЮЗГУ (Курск). Сфера научных интересов – динамика машин, вибрационная техника, мехатроника и робототехника. Автор более 150 научных трудов, в том числе монографии, учебники, патенты на изобретения.