

УДК 621.878.6

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ЦИКЛОВОЙ МАШИНЫ

О. В. ПУЗАНОВА

Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь

Математическая модель динамики цикловой машины чаще всего представляет собой систему дифференциальных уравнений. Эта система включает уравнения движения механической системы и механическую характеристику источника энергии. Применяются источники энергии с идеальными, статическими и динамическими характеристиками. На ранних стадиях проектирования используется идеальная кинематическая характеристика источника энергии. Тогда можно определить движущий момент, а затем исследовать динамику методом кинетостатики.

Если используется статическая характеристика источника энергии, то решается нелинейное уравнение второго порядка, полученное при подстановке статической характеристики в уравнение Лагранжа второго рода

$$a(q)\ddot{q} + \frac{1}{2}a'(q)\dot{q}^2 = F_{cm}[u(t), \dot{q}] + Q_c(q, \dot{q}),$$

где q – обобщенная координата; $a(q)$ – инерционный коэффициент; F_{cm} – обобщенная движущая сила; Q_c – обобщенная сила сопротивления.

Для его решения необходимо задать закон входного параметра управления двигателя $u(t)$, начальные и граничные условия. При установившемся режиме $u = u_0 = \text{const}$.

Если используется динамическая характеристика источника энергии, то необходимо решить систему дифференциальных уравнений вида

$$\begin{cases} a(q)\ddot{q} + \frac{1}{2}a'(q)\dot{q}^2 = Q + Q_c(q, \dot{q}), \\ \tau\dot{Q} + Q = F_{cm}(u_0, \dot{q}), \end{cases} \quad (1)$$

где τ – собственная постоянная времени, характеризующая инерционность процессов источника энергии; Q – обобщенная движущая сила.

Неизвестными являются функции времени $q(t)$ и $Q(t)$. Необходимо определить некоторые частные решения этой системы. Вид решений зависит от знаний и представлений о свойствах объекта. Например, для установившегося режима движения цикловой машины, когда скорость должна совпадать с заданной, можно применить метод последовательных приближений. Для его применения необходимо представить инерционный коэффициент и обобщенную силу сопротивления как сумму постоянных (обозначены индексом «ноль») и переменных (обозначены тильдой) составляющих:

$$a(q) = a_0 + \tilde{a}(q), \quad Q_c(q, \dot{q}) = Q_{c0}(\dot{q}) + \tilde{Q}_c(q, \dot{q}).$$

В качестве нулевого приближения, с учетом постоянной заданной скорости для установившегося режима движения цикловой машины $q_0 = \omega_0 t$, выбираем устойчивое решение уравнения

$$F_{cm}(u_0, \omega_0) + Q_{c0}(\omega_0) = 0. \quad (2)$$

Вопрос устойчивости решается путем составления уравнения в вариациях для решения $q_0 = \omega_0 t$ и линеаризации уравнения (2). Решение устойчивое, если механическая постоянная времени машины больше нуля.

Уравнение перехода системы последовательных приближений имеет вид:

$$\begin{cases} a_0 \ddot{q}^{(k)} - Q^{(k)} - Q_{c0}(\dot{q}^{(k)}) = -\tilde{a}(q^{(k-1)}) \ddot{q}^{(k-1)} - \frac{1}{2} a'(q^{(k-1)}) (\dot{q}^{(k-1)})^2 + \tilde{Q}_c(q^{(k-1)}, \dot{q}^{(k-1)}), \\ \tau \dot{Q}^{(k)} + Q^{(k)} - F_{cm}(u_0, \dot{q}^{(k)}) = 0; \quad k = 0, 1, 2. \end{cases}$$

Для решения технических задач достаточно использовать первое приближение.

Математическая модель (1) применена для динамического анализа пресс-автомата, включающего электродвигатель мощностью 22 кВт, зубчатый редуктор (передаточное отношение 3,9; приведенный к выходу осевой момент инерции 0,4 кг·м²), пятизвенный рычажный механизм (кривошип 0,21 м, 10 кг; шатуны 0,71 и 0,99 м, по 50 кг; коромысло 0,95 м, 48 кг; ползун 50 кг). К ползуну приложена полезная нагрузка, которая изменяется ступенчато от нуля до 5 кН. Первое приближение имеет вид:

$$\begin{cases} J_0 \ddot{q}^{(1)} - Q^{(1)} - Q_{c0} = -\frac{1}{2} J'(\omega_0 t) \omega_0^2 + \tilde{Q}_c(\omega_0 t), \\ \tau \dot{Q}^{(1)} + Q^{(1)} - F_{cm}(u_0, \dot{q}^{(1)}) = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где J_0 – постоянная составляющая приведенного момента инерции системы; J' – производная приведенного момента инерции по обобщенной координате.

Выражение в правой части первого уравнения системы (3) является возмущающим моментом $L(t)$, который характеризует внутреннюю виброактивность системы. Его снижение положительно влияет на динамику.

Определен уровень динамической ошибки по углу поворота и скорости. Коэффициент неравномерности составляет 24 %. Для повышения точности рекомендовано увеличить на 11,2 % маховые массы или обеспечить двигатель отрицательной обратной связью по скорости или положительной по моменту.

Установлено, что в редукторе действует переменный момент, который вызывает упругие колебания, нарушая точность работы. Этот момент приводит к ускоренному износу передачи. Суммарный момент, передаваемый редуктором, изменяется в диапазоне от 2 до –2,3 кН·м. Он изменяет направление с каждым циклом. Это приводит к перекладке зазоров в зацеплениях зубчатого редуктора. Ударные нагрузки ухудшают качество работы и приводят к необоснованной потере энергии, снижая КПД механизма. Для улучшения динамики рекомендуется увеличивать крутизну характеристики среднего момента сопротивления.