

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ КООРДИНАТНОГО УСТРОЙСТВА ШВЕЙНОГО ПОЛУАВТОМАТА С МПУ ДЛЯ СБОРКИ ПЛОСКИХ ЗАГОТОВОК ВЕРХА ОБУВИ

Асп. Беликов С.А. (ВГУ)

При разработке швейных полуавтоматов с микропроцессорным управлением возникает проблема обеспечения высоких динамических характеристик координатного устройства, которые во многом определяет производительность и техническое совершенство полуавтомата в целом.

Вопросам исследования динамики координатных устройств швейных полуавтоматов посвящен ряд работ. В работе [1] предполагалось, что кинематическая связь между двигателем и исполнительным звеном не подвержена упругим деформациям и не имеет зазоров. При таком допущении скорость двигателя и приведенная к двигателю скорость исполнительного звена равны между собой не только в установившемся режиме, но и во время разгона и торможения. Влияние механизма на работу шагового привода проявляется лишь в том, что механизм определяет характер момента нагрузки на двигателе, а момент инерции системы является суммой моментов инерции двигателя, редуктора и приведенного к двигателю момента инерции исполнительного звена. Изменение момента нагрузки на исполнительное звено в этом случае эквивалентно изменению момента нагрузки на двигателе.

Разработанная в [2] математическая модель механизма программного перемещения учитывает податливость звеньев и диссипацию энергии в них. Однако анализ этой модели из-за громоздкости выражения и большого количества приближенных коэффициентов оказывается довольно сложным. Кроме того, остаются неучтенными зазоры в зубчатых зацеплениях.

При составлении динамической модели координатного устройства, кинематическая схема которого для перемещения по одной из координат приведена на рис. 1а, и определении влияния параметров на динамические характеристики координатного устройства, представим ее как двухмассовую систему. Инерционные свойства двигателя учтем в виде приведенного момента инерции; инерционные и упругие свойства элементов механизма - в виде соответствующих приведенных значений (рис. 2б). При этом будем исходить из условия неизменности (в первом приближении) кинетической и потенциальной энергии колебаний системы, а так же доли рассеянной энергии. В качестве обобщенных координат выберем угол поворота выходного звена φ_1 двигателя и угол поворота входного звена φ_0 передаточного механизма приведенный к валу двигателя.

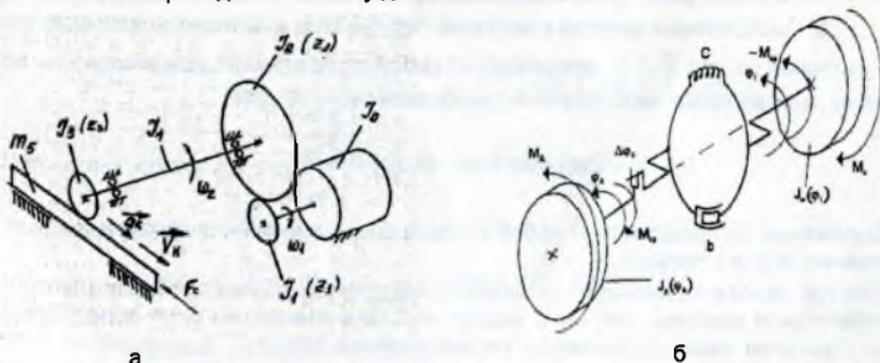


Рис. 1. Кинематическая схема механизма (а) по одной оси и ее динамическая модель (б)

Введем также следующие допущения:

- закон движения ротора двигателя $\varphi_0(t)$ считается заданным, т.е. характеристика двигателя считается идеальной;
- упругие характеристики отдельных участков кинематической цепи линейны;
- зазоры в зубчатых зацеплениях приведены к валу двигателя.

Если бы передаточный механизм был жесткий, то углы φ_0 и φ_1 были бы равны друг другу. Вследствие же податливости передаточного механизма они в процессе движения будут отличаться на величину угловой деформации, приведенной к валу шагового двигателя:

$$\theta = \varphi_1 - \varphi_0 \quad (1)$$

В упруго-диссипативном элементе из-за наличия разности $\varphi_1 - \varphi_0$ создается момент сил:

$$M_{кр} = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_0) + b \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) \quad (2)$$

или с учетом (1)

$$M_{кр} = c \cdot \theta + b \cdot \dot{\theta} \quad (3)$$

где c — жесткость передаточного механизма, приведенная к валу двигателя;

b — коэффициент демпфирования или вязкого сопротивления.

Учитывая то, что момент $M_{кр}$, возникающий в упруго-диссипативном элементе может рассматриваться как движущий момент и как момент сил сопротивления, приложенный к ротору шагового двигателя, представим уравнения движения механических систем двигателя и координатного устройства в виде уравнений Лагранжа второго рода:

$$\left. \begin{aligned} J_D(\varphi_0) \cdot \ddot{\varphi}_0 &= M_D - b \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) - c \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) \\ J_M(\varphi_1) \cdot \ddot{\varphi}_1 &= b \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) + c \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) + M_c \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Для определения влияния крутящего момента на ротор шагового двигателя, рассмотрим только уравнение движения координатного устройства (4). Введя обозначения:

$$\frac{b}{J_M} = 2n \quad \text{и} \quad \frac{c}{J_M} = k^2$$

где J_M — момент инерции нагрузки приведенный к валу двигателя;

n — коэффициент, учитывающий диссипативные свойства системы;

k — собственная частота колебаний системы без учета сил сопротивления.

и учитывая то, что $\ddot{\varphi}_0(t)$ представляет собой управляющее воздействие на всю систему, сделав также необходимые преобразования получим:

$$\ddot{\theta} + 2n\dot{\theta} + k^2\theta = -\ddot{\varphi}_0(t) + \frac{M_c}{J_M} \quad (5)$$

Выражение (6) представляет собой неоднородное линейное дифференциальное уравнение второго порядка.

Наличие зазора в динамической модели нарушает линейность рассматриваемой колебательной системы, так как в зазоре восстанавливающая сила обращается в ноль. При этом зазор проявляется как нелинейный элемент, влияющий на собственную частоту системы. Однако в случае, когда переход через зазор происходит

лишь несколько раз за период кинематического цикла в зоне смены знака реакции, за исключением малых зон переключения, система сохраняет линейные свойства и реагирует на зазор, как некоторое импульсное возмущение.

Таким образом, динамический эффект, связанный с наличием зазора в динамической модели, учтем в первом приближении в форме некоторого скачка первой производной передаточной функции управляющего воздействия [3].

На отрезке времени, где функция $\varphi(t)$, а так же ее первая и вторая производные не имеют разрывов, решение уравнения (5) имеет вид:

$$\theta = \theta_1 + \theta_2 \quad (6)$$

Общее решение дифференциального уравнения (5) с учетом начальных условий, связанных с наличием зазоров в зубчатых зацеплениях координатного устройства, будет иметь вид:

$$\theta_1 = e^{-nt} (\Delta\varphi \cdot \cos k_1 t + \frac{\Delta\dot{\varphi} + n \cdot \Delta\varphi}{k_1} \sin k_1 t) \quad (7)$$

где $\Delta\varphi$ - величина зазора в зубчатых зацеплениях координатного устройства, приведенная к ротору шагового двигателя,

$\Delta\dot{\varphi}$ - угловая скорость ротора шагового двигателя по окончании выбора зазора;

$k_1 = \sqrt{k^2 + n^2}$ - собственная частота системы с учетом сил сопротивления.

Поскольку в реальных механизмах $\frac{n}{k} \leq 1$ примем $k_1 = k$ [3].

При произвольном виде управляющего воздействия $\ddot{\varphi}_0(t)$, частное решение неоднородного дифференциального уравнения (5) можно искать в виде так называемого интеграла Дюамеля [4]:

$$\theta_2 = \frac{1}{k} \int_0^{t_p} \left[\ddot{\varphi}(t) + \frac{M_c}{J_m} \right] \cdot e^{-n(t-t_p)} \cdot \sin k_1(t-t_p) dt \quad (8)$$

где t_p - время разгона координатного устройства полуавтомата.

Для анализа влияния задаваемого закона ускорения шаговому двигателю на крутящий момент, рассмотрим два варианта: с постоянным угловым ускорением и с ускорением по синусоидальному закону.

При разгоне ротора шагового двигателя с постоянным угловым ускорением $\ddot{\varphi}_0(t) = \varepsilon = \text{const}$

$$\theta_2 = \frac{1}{k} \int_0^{t_p} \left[-\varepsilon_0 + \frac{M_c}{J_m} \right] \cdot e^{-n(t-t_p)} \cdot \sin k_1(t-t_p) dt \quad (9)$$

Проинтегрировав это уравнение по частям получим:

$$\theta_2 = \frac{-\varepsilon_0 + \frac{M_c}{J_m}}{k^2} \cdot \left[1 + e^{-nt} \left(\cos kt + \frac{n}{k} \sin kt \right) \right] \quad (10)$$

и полное решение уравнения (5) будет иметь вид:

$$\theta = e^{-nt} \left(\Delta\varphi \cos kt + \frac{\Delta\dot{\varphi} + n\Delta\varphi}{k} \cdot \sin kt \right) + \frac{-\varepsilon_0 + \frac{M_c}{J_M}}{k^2} \left[1 + e^{-nt} \left(\cos kt + \frac{n}{k} \cdot \sin kt \right) \right] \quad (11)$$

При синусоидальном законе ускорения ротора шагового двигателя

$$\ddot{\varphi}_0(t) = \varepsilon \cdot \sin\left(\frac{2\pi \cdot t}{t_p}\right) \text{ и полное решение уравнения (5) будет иметь вид [5]:}$$

$$\theta = e^{-nt} \left(\Delta\varphi \cos kt + \frac{\Delta\dot{\varphi} + n\Delta\varphi}{k} \cdot \sin kt \right) + \left[-\frac{\varepsilon}{k^2} \cdot \sin \frac{\pi}{t_p} \cdot t + \frac{2 \cdot \pi \cdot \varepsilon}{k^3 \cdot t_p} \cdot e^{-nt} \cdot \sin kt \right] \cdot \frac{M_c}{J_M} \quad (12)$$

Первая группа слагаемых в выражениях (11) и (12) описывает свободные колебания, амплитуда которых зависит от начальных условий; вторая группа определяет так называемые сопровождающие и вынужденные колебания.

Зная закон изменения $\theta(t)$, определив $\dot{\theta}(t)$ и подставив их в выражение (3), найдем изменение крутящего момента за время разгона (рис. 2) с учетом следующих параметров координатного устройства швейного полуавтомата:

$$t_p = 0,006 \text{ с}; \varepsilon = 6000 \text{ с}^{-2}; J_M = 6,9 \cdot 10^{-5} \text{ кг/м}^2; k = 15388 \text{ Гц}; n = 121,6; \\ c = 16337,6 \text{ Н·м}; \Delta\varphi = 6,6 \cdot 10^{-3} \text{ рад}; \Delta\dot{\varphi} = 0,83 \text{ с}^{-1}; M_c = 0,125 \text{ Н·м};$$

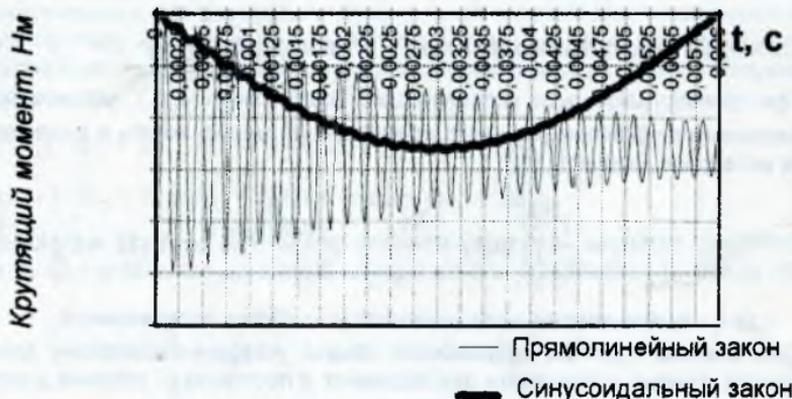


Рис 2. Изменение крутящего момента за время разгона при различных законах движения

Как видно из рис. 2 величина крутящего момента, являющегося моментом сил сопротивления, приложенным к ротору шагового двигателя при разгоне по закону с постоянным ускорением в 2 раза выше, чем при разгоне по синусоидальному закону. При этом в координатном устройстве возникают вынужденные колебания, которые в первом случае за время его разгона не затухают, во втором - возникают только в начале процесса и имеют существенно меньшую амплитуду.

Очевидно, что колебания такой же амплитуды, вызванные скачком третьей производной от угла поворота ротора шагового двигателя, возникнут и по окончании разгона.

Литература:

1. Дусматов Х.С. Разработка и исследование механизмов вышивального полуавтомата с микропроцессорным управлением: Дисс. канд. тех. наук: 05.02.13 / Науч. рук. д.т.н., проф. Сункуев Б.С., ВГТУ - Витебск, 1995 - 303 с.
2. Латышев В.В., Полухин В.П., Шеремет У.И., Беликов С.А. Математическая модель механизма программного перемещения короткошовного полуавтомата с микропроцессорным управлением. / в кн. «Пути совершенствования технологических процессов в машиностроении». Мн.: Университетское, 1990 - стр. 107-109.
3. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л.: Машиностроение, 1976 - 328 с.
4. Динамика машин и управление машинами. Справочник / под. ред. Г.В. Крейна. М.: Машиностроение, 1988 - 240 с.
5. Коловский М.З. Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. - 236 с.

Бібліотека •
Віцебск. Дзяржаўнага
эканамічнага ўніверсітэта
інв. № 318280