

УДК 677.052-185

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ПРИВОДА РОВНИЧНОЙ МАШИНЫ*А. Е. ПОЛЯКОВ, В. К. ВАСИЛЬЕВ, К. А. ПОЛЯКОВ**(Московская государственная текстильная академия им. А. Н. Косыгина,
Московский технический университет связи и информатики)*

От привода рабочих органов ровничной машины (РМ) для получения крученой ровницы требуется обеспечение им ступенчатого программного изменения частоты вращения приемного вала в зависимости от диаметра намотки ровницы на паковку, плавного пуска и торможения, при котором исключается скрытая вытяжка ровницы в зонах ее формирования, транспортировки и наматывания.

Изучен однодвигательный привод РМ с целью разработки практических рекомендаций по усовершенствованию крутильно-мотального механизма (КММ) РМ и повышения точности процесса наматывания волокнистого материала на паковку.

Для исследования поведения рабочих органов РМ в переходных режимах составим математическую модель электромеханической системы (ЭМС) в форме обыкновенных дифференциальных уравнений. Рассмотрим при этом кинематические звенья РМ в виде системы с сосредоточенными параметрами. Для вывода уравнений движения ЭМС используем уравнение Лагранжа II рода. Обобщенные координаты представим в виде $q_1 = \varphi_1$; $q_2 = \varphi_2$, где φ_1 , φ_2 — углы поворота соответственно главного вала и нижнего коноида.

Производные по времени от обобщенных координат выразим как

$$\dot{q}_1 = \dot{\varphi}_1 = \omega_1 \quad \text{и} \quad \dot{q}_2 = \dot{\varphi}_2 = \omega_2,$$

где ω_1, ω_2 — частоты вращения главного вала и нижнего коноида.

Кинематическое соотношение для определения частоты вращения катушек, приводимых в движение выходным валом дифференциала, кинематически жестко связанного своими входными валами с главным и приемным валами, имеет вид [1]:

$$\omega_K = i_1 i_2 \omega_1 + i_1 i_3 i_4 \omega_2, \quad (1)$$

где i_1, i_2, i_3, i_4 — передаточные отношения, определяемые соотношениями чисел зубьев шестерен кинематических передач.

Считая каретку уравновешенным звеном, составим выражения для кинематической (T) энергии и обобщенных сил Q_1 и Q_2 :

$$T = 0,5 J_{11} \omega_1^2 + J_{12} \omega_1 \omega_2 + 0,5 J_{22} \omega_2^2, \quad (2)$$

$$Q_1 = M_1 - M_{c1}, \quad Q_2 = M_2 - M_{c2}, \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} J_{11} &= J_1 + J_1^{вп} + J_1^{вр} + J_1^к + J_1^{вк}, \\ J_{12} &= i_1^2 i_2 i_3 J_K, \\ J_{22} &= J_2 + J_2^{кр} + J_2^к, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$M_{c1} = M^{вп}_{c1} + M^{вр}_{c1} + M^{вк}_{c1} + M^к_{c1}, \quad M_{c2} = M^{кр}_{c2} + M^к_{c2} + M^{нк}_{c2}, \quad (5)$$

где $J_1, J_1^{вп}, J_1^{вр}, J_1^к, J_1^{вк}$ — моменты инерции, приведенные к оси вращения главного вала: непосредственно главного вала с шестернями, вытяжных приборов, веретен, катушек, шкива и верхнего коноида вариатора скорости;

$J_2, J_2^{кр}, J_2^к$ — моменты инерции, приведенные к оси вращения приемного вала: непосредственно приемного вала и связанных с ним шестерен и нижнего коноида вариатора скорости, каретки и катушек;

$M^{вп}_{c1}, M^{вр}_{c1}, M^к_{c1}, M^{вк}_{c1}$ — моменты статического сопротивления, приведенные к оси вращения главного вала от вытяжных приборов, веретен, катушек и верхнего коноида вариатора скорости,

$M^{кр}_{c2}, M^к_{c2}, M^{нк}_{c2}$ — моменты сопротивления, приведенные к оси вращения приемного вала от каретки, катушек и нижнего коноида;

M_{c1}, M_{c2} — результирующие моменты сопротивления, примененные к главному и приемному валам, являющиеся функциями частот вращения этих валов;

M_1, M_2 — движущие моменты, примененные к главному и приемному валам со стороны приводов.

Подставляя (1)...(3) в уравнение Лагранжа второго рода, получаем уравнения движения для главного и приемного валов в виде

$$(d/dt) (J_{11} \omega_1 + J_{12} \omega_2) = M_1 - M_{c1}, \quad (6)$$

$$(d/dt)(J_{12}\omega_1 + J_{22}\omega_2) = M_2 - M_{2c}, \quad (7)$$

Учитывая, что J_{11} , J_{12} и J_{22} при исследовании переходных процессов можно считать неизменными (но различными на стадиях наработки паковок), уравнения (6) и (7) представляем в виде, удобном для численного интегрирования на ЭВМ:

$$d\omega_1/dt = A_{11}(M_1 - M_{c1}) - A_{12}(M_2 - M_{c2}), \quad (8)$$

$$d\omega_2/dt = -A_{21}(M_1 - M_{c1}) + A_{22}(M_2 - M_{c2}), \quad (9)$$

где $A_{11} = J_{22}(J_{11}J_{22} - J_{12}^2)^{-1}$;
 $A_{12} = A_{21} = J_{12}(J_{11} - J_{22} - J_{12}^2)^{-1}$;
 $A_{22} = J_{11}(J_{11}J_{22} - J_{12}^2)^{-1}$.

Для учета влияния деформаций гибких звеньев ЭМС РМ на процесс рассогласования скоростей рабочих органов составлены дифференциальные уравнения первого порядка для каждой ветви гибкой передачи между асинхронным электродвигателем (АД) и главным валом (ГП-1) и между верхним и нижним коноидами (ГП-2).

Моменты, развиваемые главным и приемным валом РМ, определены из уравнений [2]:

$$M_1 = R_1 E_1 F_1 n_1 (\varepsilon_3 - \varepsilon_4), \quad M_2 = R_2 E_2 F_2 n_2 (\varepsilon_1 - \varepsilon_2), \quad (10)$$

где R_1 и R_2 — соответственно радиус шкива, установленного на главном валу, и радиус нижнего коноида в начале наработки съема;

E_1 и E_2 — модули упругости гибких передач ГП-1 и ГП-2;

F_1 и F_2 — площади поперечного сечения гибких передач;

n_1 и n_2 — число ремней;

ε_1 , ε_2 , ε_3 , ε_4 — относительные деформации ветвей.

Кроме вращающихся масс, связанных через дифференциал, в ЭМС входят массы, жестко связанные с ротором АД. Уравнение движения этих масс имеет вид

$$J_1 (d\omega_{ад}/dt) = M_{эм} - R_1 E_1 F_1 n_1 (\varepsilon_3 - \varepsilon_4), \quad (11)$$

где $\omega_{ад}$ — угловая частота вращения АД, J_1 — его момент инерции и $M_{эм}$ — электромагнитный момент.

Частота вращения ротора АД, главного и приемного валов взаимосвязаны, что определяется уравнениями динамики гибких передач, которые без учета волновых процессов в гибких связях, запаздывания в передаче, натяжения на шкивах, трения и потерь мощности от трения гибких связей по шкивам записываются в виде [2]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\varepsilon_1}{dt} &= -\frac{R_2}{\alpha_1} \omega_2 \frac{(1+\varepsilon_1)^2}{(1+\varepsilon_2)} + \frac{R_3}{\alpha_2 \alpha_2} \omega_1 (1+\varepsilon_1); \\ \frac{d\varepsilon_2}{dt} &= -\frac{R_3}{\alpha_2 \alpha_2} \omega_1 \frac{(1+\varepsilon_2)^2}{(1+\varepsilon_1)} + \frac{R_2}{\alpha_1} \omega_2 (1+\varepsilon_2); \\ \frac{d\varepsilon_3}{dt} &= \frac{R_{ад}}{\alpha_3} \omega_{ад} (1+\varepsilon_3) - \frac{R_1}{\alpha_4} \omega_1 \frac{(1+\varepsilon_3)^2}{(1+\varepsilon_4)}; \\ \frac{d\varepsilon_4}{dt} &= \frac{R_1}{\alpha_4} \omega_1 (1+\varepsilon_4) - \frac{R_{ад}}{\alpha_3} \omega_{ад} \frac{(1+\varepsilon_4)^2}{(1+\varepsilon_3)}; \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где R_3 — радиус верхнего коноида вариатора скорости в начале наработки съема;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ — длина ветвей ГП-1 и ГП-2.

Уравнения (8), (9) и (11), а также система уравнений (12) образуют замкнутую систему и позволяют исследовать динамические свойства ЭМС РМ.

Переходные процессы РМ в режимах пуска, торможения, изменения скорости при намотке очередного прослойка и колебаниях питающего напряжения исследовались путем решения полученных дифференциальных уравнений. Система уравнений преобразовывалась к виду, удобному для численного интегрирования [3], и решалась по разработанной программе методом Рунге—Кутта на ПЭВМ IBM-386.

По результатам расчета пусковых и тормозных режимов получены зависимости изменения частот вращения главного вала и приемного вала нижнего коноида при различных значениях относительного напряжения. При этом рассчитывались скорость v_1 выпуска ровницы, скорость v_2 ее наматывания на паковки и рассогласование указанных скоростей $\Delta v = v_2 - v_1$.

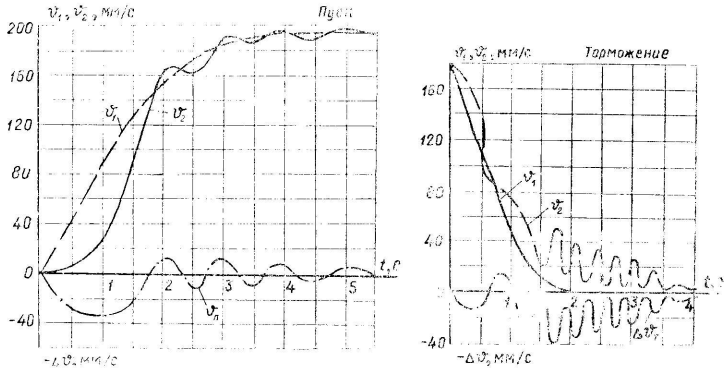


Рис. 1.

Анализ кривых рассогласования (рис. 1) показал, что при пуске в начальный момент появляется значительное рассогласование ($\Delta v_{\text{п}}$) скоростей v_1 и v_2 , которое снижает натяжение, утолщение и вызывает некоторое провисание ровницы. В конце переходного режима $\Delta v_{\text{п}}$ упадет практически до нуля. Рассогласование ($\Delta v_{\text{т}}$) скоростей v_1 и v_2 при торможении имеет колебательный характер, что обусловлено появлением периодической неровноты, изменением натяжения и линейной плотности ровницы.

ВЫВОДЫ

1. Предложено математическое описание ЭМС, позволяющее осуществлять анализ статических и динамических характеристик рабочих органов роговчатой ровничной машины.

2. Выявлена нестабильность работы устройства управления крутильно-мотальным механизмом РМ, приводящая к отклонению скоростных режимов от нормированных и ухудшению качества наматывания ровницы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мергольд А. К., Черкинская И. И. Сокращенная система гребенного прядения шерсти и химических волокон. — М.: Легкая индустрия, 1967. С. 184.
2. Сапронов М. И. Некоторые вопросы динамики взаимодействия упругорастяжимого материала с транспортирующими роликами/Сб.: Автоматизация технологических процессов текстильной промышленности. — М., МТИ, 1976, вып. 1. С. 42..46.
3. Дэннис Д. Численные методы безусловной оптимизации и решения нелинейных уравнений. — М.: Наука, 1988. С. 364.

Рекомендована кафедрой электротехники МГТА. Поступила 26.06.96.
