

А.И.БОХОНСКИЙ, Е.В.ХРОМОВ Севастопольский национальный
технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ПЕРЕМОТКЕ ПРОВОЛОК И ПРЯДЕЙ В КАНАТНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Виконано дослідження вимушених коливальних процесів, які виникають при включенні приводів в канатному виробництві.

Investigate torsion oscillations in act of twist ropes of ropeweaving machines

Анализ сложных смешанных крутильных колебаний питающих катушек при перемотке проволок либо свивке прядей в канат в канатовьющем производстве приведен в [1,2]. В [1] исследована возможность использования управляемых динамических гасителей колебаний катушки и показано, что применение динамического гасителя позволяет эффективно устранять крутильные колебания катушек за достаточно малый промежуток времени.

Исследования переходных процессов при включении и выключении двигателей в системах перемотки длинномерных изделий и при изготовлении прядей либо канатов до настоящего времени не проводилось.

Теории смешанных колебаний существенно нелинейных механических систем, взаимодействующих с источником энергии, посвящена, например, работа [3], в которой исследуется поведение автоколебательных систем, а также систем, в которых возможны одновременно автоколебания и параметрические колебания.

В данной статье исследуется поведение автоколебательной системы с двумя степенями свободы с нелинейной характеристикой трения при наличии источника энергии (привода – асинхронного двигателя). Для описания колебательных процессов необходимо задать силовую характеристику $M = M(\omega)$, где M – крутящий момент; ω – угловая скорость вращения ротора двигателя. С этой целью графики зависимости $M = f(\omega)$, приведенные в [4], аппроксимировались аналитической функцией вида:

$$M = M_H \left[\frac{(a\omega^3 - b)e^{-a\omega}}{b} + 1 \right], \quad (1)$$

где M_H – вращающий момент в установившемся режиме; ω – угловая скорость вращения ротора двигателя; a, b – константы, которые находятся с использованием процедуры замены реальной характеристики асинхронного двигателя аналитической функцией (1). На рис. 1 изображена зависимость M/M_H от частоты вращения ротора.

Если задать только постоянную полезную нагрузку на валу (постоянный момент) и пропорциональное скорости сопротивление вращению, то дифференциальное уравнение вращения ротора запишется как:

$$J \frac{d\omega}{dt} = f(\omega) - k\omega - M_*, \quad (2)$$

где J – физический момент инерции; k – коэффициент сопротивления; M_* – полезная постоянная нагрузка (момент). Для уравнения (2) аналитическое решение не найдено. Поэтому было получено численное решение с использованием метода Рунге-Кутты IV-го порядка (Mathcad).

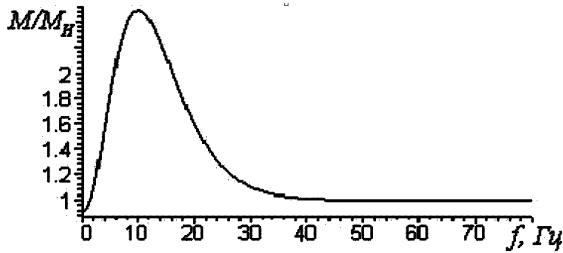


Рисунок 1 – График зависимости относительного момента от частоты вращения ротора ($M/M_H = M/M_H(f)$).

Пример. Исходные данные: $J = 1 \text{ кгм}^2$; $a = 0,3 \text{ с}^3$; $b = 10,0$; $M_H = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_* = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $k = 2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{с}$. Начальное условие: при $t = 0$, $\omega(0) = 0$. График зависимости $\omega = \omega(t)$ изображен на рис. 2,а; график зависимости угла поворота от времени $\varphi = \varphi(t)$ изображен на рис. 3.

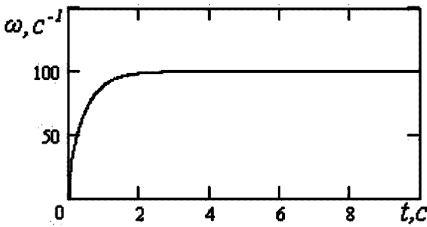


Рисунок 2 – График функции $\omega = \omega(t)$.

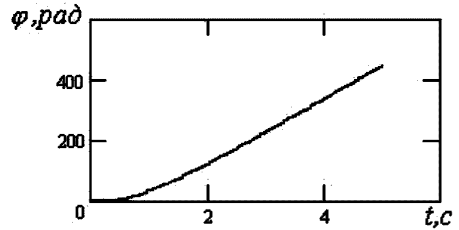


Рисунок 3 – График функции $\varphi = \varphi(t)$.

Как следует из графиков, переходный процесс состоит в плавном достижении постоянной скорости в установившемся режиме; при этом, естественно, что угол поворота возрастает практически линейно (до бесконечности).

Предварительно рассмотрена известная автоколебательная система с двумя степенями свободы, представляющая собой твердое тело на непрерывной нерастяжимой ленте транспортера (рис. 4); учитывается линейно-вязкое сопротивление и сухое трение. Вращающий момент двигателя принят в виде (1). Дифференциальные уравнения системы (рис. 4) имеют следующий вид:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + cx = q(\text{sign}(r\dot{\varphi} - \dot{x}) - \alpha_1(r\dot{\varphi} - \dot{x}) + \alpha_3(r\dot{\varphi} - \dot{x})^3) - k_1 \dot{x},$$

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M(\dot{\varphi}) - k_3 \dot{\varphi} - r[\text{sign}(r\dot{\varphi} - \dot{x}) - \alpha_1(r\dot{\varphi} - \dot{x}) + \alpha_3(r\dot{\varphi} - \dot{x})^3], \quad (3)$$

где x, φ – соответственно перемещение груза и угол поворота ротора; m – масса груза; c – коэффициент жесткости упругой связи; q, α_1, α_3 – константы; J – момент инерции ротора асинхронного двигателя и других вращающихся вместе с ним частей; r – радиус шкива; k_1, k_3 – коэффициенты демпфирования; $M(\dot{\varphi})$ – вращающий момент, как функция угловой скорости ротора асинхронного двигателя (согласно зависимости (1)).

Пример. Исходные данные: $c = 10^5$ Н/м; $r = 0,2$ м; $m = 100$ кг; $J = 0,133$ кг · м²; $\alpha_1 = 0,2$ кг/с; $\alpha_3 = 0,1$ кг · с²/м²; $q = 0,005$; $k_1 = 6,325$ кг/с; $k_3 = 12,649$ кг · м²/с²; $M_u = 2000$ Н · м; $a = 0,3$; $b = 10,0$. Начальные условия: при $t = 0, x(0) = 0, \dot{x}(0) = 0; \varphi(0) = 0; \dot{\varphi}(0) = 0$, т.е. система движется из состояния покоя.

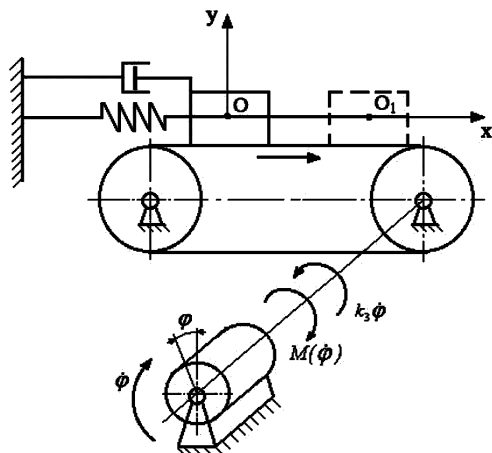


Рисунок 4 – Схема фрикционной автоколебательной системы.

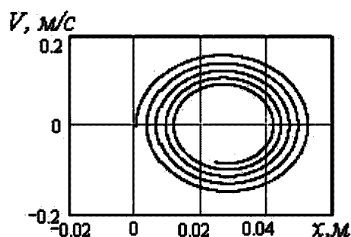


Рисунок 5 – Фазовый портрет движения груза ($V = V(x)$).

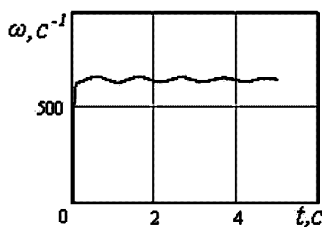


Рисунок 6 – График зависимости угловой скорости вращения ротора двигателя от времени $\omega = \omega(t)$.

Дифференциальные уравнения, описывающие процесс перематки проволоки (рис. 7), записываются в виде:

$$\begin{aligned} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + c(r_2\varphi_2 - r_1\varphi_1)r_1 + n_0fr_0(\text{sign}\dot{\varphi}_1 - \alpha_1\dot{\varphi}_1 + \alpha_2\dot{\varphi}_1^3) &= m_1ge_1 \sin(\dot{\varphi}_1t), \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + k\dot{\varphi}_2 - c(r_2\varphi_2 - r_1\varphi_1)r_2 &= M(\dot{\varphi}_2), \end{aligned} \quad (4)$$

где J_1 – момент инерции катушки; J_2 – момент инерции катушки, ротора двигателя и всех дополнительно вращающихся частей; φ_1, φ_2 – углы поворота катушек; $c = EF/l$ – коэффициент жесткости перематываемой проволоки; F – площадь поперечного сечения проволоки; l – расстояние между центрами катушек; r_1, r_2 – радиусы катушек; r_0 – радиус тормозного шкива; n_0 – давление в тормозной колодке; f – коэффициент трения скольжения; α_1, α_2 – положительные константы; масса катушки; e_1 – возможный эксцентриситет катушки (несовпадение центра масс катушки с осью ее вращения); g – ускорение силы тяжести; k – коэффициент демпфирования; $M(\dot{\varphi}_2)$ – вращающий момент двигателя, принимаемый согласно зависимости (1).

Если не учитывать упругие свойства перематываемой проволоки и ее возможное провисание, то система, изображенная на рис. 7, обладает одной степенью свободы и ее поведение в переходном процессе близко к поведению системы, описываемой уравнением (2). При учете упругости перематываемого изделия исследование переходного процесса при интегрировании уравнений численным методом вызывает некоторые трудности в связи с наличием относительно «медленных» движений (разгон системы) и достаточно «быстрых» колебаний перематываемого изделия при наличии нелинейной характеристики трения.

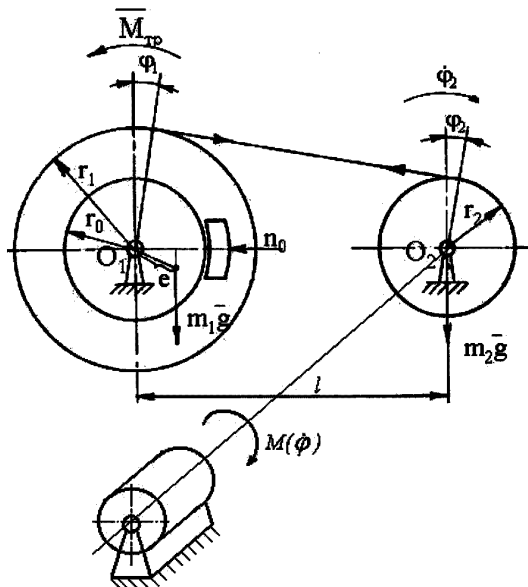


Рисунок 7 – Схема перематки проволоки в канатовьюющем производстве.

При проведении численных экспериментов с использованием метода Рунге-Кутты для интегрирования уравнений (4) использовались исходные данные, приведенные в [1,2]. Один из графиков зависимости $\varphi_1 = \varphi_1(t)$ в переходном процессе, когда движение начинается из состояния покоя и проволока не натянута, изображен на рис. 8. Характерно, что при непрерывном нарастании угловой скорости и угла φ_1 малые изменения φ_1 в связи с колебаниями практически не заметны на графике. Поэтому вполне обоснованным было изучение колебательных процессов в работах [1,2] в установившемся режиме перемотки проволок и прядей около некоторого квазистатического положения равновесия.

При численном эксперименте в диапазоне возможного изменения параметров процесса перемотки проволок (при рабочем натяжении) не выявлено заметного изменения частоты вращения ротора двигателя (колебаний) в установившемся режиме в связи с автоколебаниями катушек, которые обусловлены нелинейной характеристикой трения.

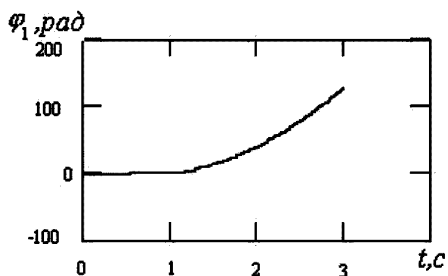


Рисунок 8 – График зависимости угла поворота катушки от времени.

В будущем определенный теоретический и практический интерес представляет задача исследования переходных процессов в канатовьюющих машинах, возникающих при сбоях в электронике.

Список литературы: 1. *Бохонский А.И., Хромов Е.В.* Анализ колебательных процессов при перемотке длинномерных изделий // Оптимизация производственных процессов. – Вестник СевГТУ, Вып. 3. – Севастополь, 2000. – С.70-73. 2. *Бохонский А.И., Хромов Е.В.* Колебания катушек в канатовьюющих машинах // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: Зб.наук.пр. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. – Харків, 2001. – Вып. 25. – С.53-56. 3. *Алифов А.А., Фролов К.В.* Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источником энергии. – М.: Наука, 1985. – 328 с. 4. *Брускин Д.Э.* и др. Электрические машины. Часть первая. / Д.Э. Брускин, А.Е. Зорохович, В.С. Хвостов. – М.: Высшая школа, 1987. – 319 с.

Поступила в редколлегию 05.01.04