

УДК 621.778

Хромов Е. В., Хромов О. В., Леонтьев В. В., Ковбун О. А.

ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССОВ РАССЕЙНИЯ ЭНЕРГИИ НА КОЛЕБАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ПОДВИЖНОЙ ФРИКЦИОННОЙ СВЯЗЬЮ

Механизмы с подвижными фрикционными связями относятся к разряду систем, при движении которых могут возникать автоколебания [1, 2]. К подобным системам относятся, в частности, питающие и приемные устройства намоточных станков, а также питающие устройства (каретки) свивающих машин для производства стальных канатов. В известных работах [3, 4] моделирование и численный анализ колебаний подобных устройств выполнялся без учета собственных демпфирующих свойств, т. е. процессов рассеяния энергии. Одной из причин такого состояния прикладных исследований является отсутствие соответствующих экспериментальных данных. В лаборатории кафедры технической механики и машиноведение СевНТУ разработана специальная методика для определения параметров приведенной силы трения на натуральных образцах отдельных узлов намоточных станков и свивающих машин [5]. Полученные результаты положены в основу описанных ниже теоретических исследований.

Целью работы является исследование влияния процессов рассеяния энергии на колебания механической системы с подвижной фрикционной связью.

Исследования выполнены в приложении к каретке канатовьющей машины сигарного типа. Внешний вид кареток показан на рис. 1.

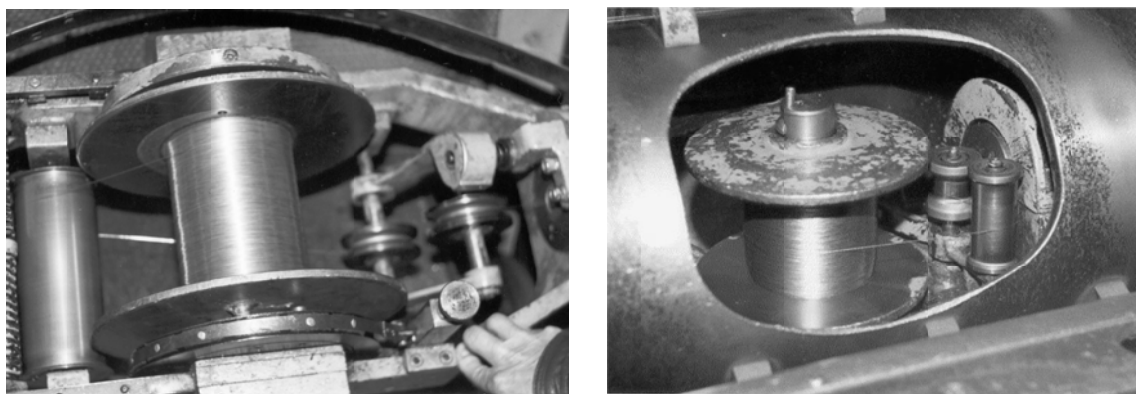


Рис. 1. Внешний вид каретки канатовьющей машины с горизонтальным и вертикальным расположением питающей катушки

Расчетная схема показана на рис. 2. Предполагается, что питающая катушка вместе с несущим валом и тормозным диском представляют одно твердое тело, установленное на подшипниковых опорах с возможностью вращения (систему с одной степенью свободы). В процессе работы свивающей машины длинномерное изделие (проволока или пряжа) сматывается с питающей катушки при некотором натяжении F_0 . Для создания и регулирования величины технологического натяжения катушка снабжена фрикционным тормозом ленточного или веревочного типов (подвижная фрикционная связь). Свободный отрезок намотанного на катушку длинномерного изделия выполняет роль односторонней упругой связи. Катушка вращается с постоянной угловой скоростью ω_0 и может совершать крутильные колебания около положения статического равновесия.

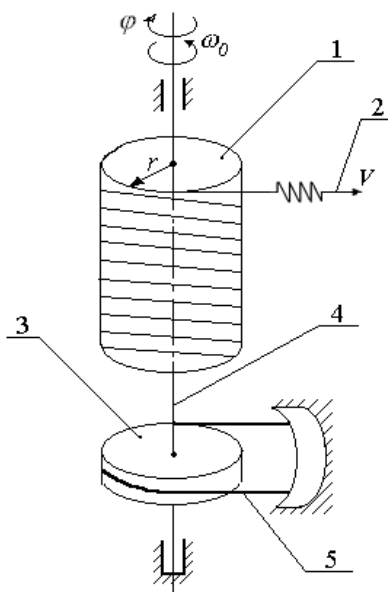


Рис. 2. Расчетная схема:

1 – питающая катушка; 2 – длинномерное изделие (проволока); 3 – тормозной диск; 4 – несущий вал; 5 – тормозной элемент

В общем случае на катушку действуют: $M_y = if(\varphi < 0, 0, -c\varphi \cdot r^2)$ – момент силы упругости, зависящий от деформации односторонней упругой связи (r – радиус намотки изделия на катушку, c – жесткость изделия); $M_\phi = M_0 \text{sign}(\omega_0 - \omega)$ – момент трения со стороны подвижной фрикционной связи (M_0 предполагается постоянным); $M_{mn} = -F_{mn} \cdot r$ – момент приведенной силы трения, обусловленный рассеянием энергии в перематываемом изделии; M_{me} – приведенный момент трения, обусловленный рассеянием энергии в опорном узле и катушке; $M_e = mg \cdot e_k \cdot \sin(\omega_0 t)$ – момент, возникающий за счет эксцентриситета центра масс катушки с горизонтальным расположением оси вращения (m – масса катушки с намотанным на нее изделием).

Дифференциальное уравнение крутильных колебаний катушки имеет вид:

$$J\ddot{\varphi} = M_y + M_e + M_\phi - M_{mn} - M_{me} \quad (1)$$

или

$$J\ddot{\varphi} = if(\varphi < 0, 0, -c\varphi \cdot r^2) + mg \cdot e_k \cdot \sin(\omega_0 t) + M_0 \text{sign}(\omega_0 - \omega) - r(B_{1n} \text{sign}(\dot{\varphi}) + B_{2n} \dot{\varphi} \cdot r + B_{3n} \text{sign}(\dot{\varphi}) \dot{\varphi}^2 r^2) - (C_1 \text{sign}(\dot{\varphi}) + C_2 \dot{\varphi} + C_3 \text{sign}(\dot{\varphi}) \cdot \dot{\varphi}^2). \quad (2)$$

В этом уравнении по аналогии с работой [5] для отображения различных видов процессов рассеяния энергии используется нелинейная комбинированная функция трения. На основе численного решения уравнения (2) можно получить функцию, описывающую крутильные колебания катушки $\varphi(t)$ и затем исследовать изменение технологического натяжения согласно зависимости:

$$F_y(t) = if(\varphi < 0, 0, -c\varphi \cdot r). \quad (3)$$

Оценка эффективности описанной модели выполнена на примере решения двух задач. Исходные данные показаны на рис. 3. Задачи решались в стандартном математическом пакете. Конечные результаты численного анализа представлены в виде расчетных осциллограмм колебаний натяжения проволоки на рис. 4–6.

В первом примере исследовали поведение системы при отсутствии возмущения $e_k = 0$. Известно [1, 2], что при отсутствии рассеяния энергии (упрощенная модель $M_{mn} = M_{me} = 0$), приемная катушка должна совершать незатухающие автоколебания с постоянной амплитудой, зависящей только от начальных условий. Расчетные осциллограммы колебаний натяжения на рис. 4 подтверждают данное положение. Например, если движение начинается из состояния статического равновесия, т. е. $\varphi(0) = \varphi_s = 0,067$ рад, то колебания отсутствуют (рис. 4, а). При увеличении начального угла амплитуда колебаний также возрастает. Например, при $\varphi(0) = 0,26$ рад амплитуда достигает значения $F_{\max} = 39$ Н (рис. 4, в) и приближается к разрывному усилию проволоки $F_p = 57$ Н.

- вид изделия: проволока	$d := 0.2$	(мм)			
- жесткость поперечного сечения	$cf := 0.6 \cdot 10^4$	(Н)			
- длина изделия	$l := 2$	(м)			
- жесткость изделия $c := \frac{cf}{l}$	$c = 3 \times 10^3$	$\left(\frac{Н}{м}\right)$			
- радиус сматывания изделия	$r := 0.1$	(м)			
- начальное натяжение проволоки	$F0 := 20$	(Н)			
- масса катушки	$mk := 24$	(кг)			
- суммарный момент инерции системы	$J := 0.142$	$(кг \cdot м^2)$			
- собственная частота и период колебаний катушки	$k := \sqrt{\frac{c \cdot r^2}{J}}$	$k = 14.535$	$\left(\frac{1}{с}\right)$	$ns := \frac{30k}{\pi}$	$ns = 138.799$ $\left(\frac{об}{мин}\right)$
	$T := \frac{2\pi}{k}$	$T = 0.432$	(с)		
- линейная скорость изделия	$v0 := 1.7$	$\left(\frac{м}{с}\right)$			
- скорость вращения катушки	$\omega0 := \frac{v0}{r}$	$\omega0 = 17$	$\left(\frac{1}{с}\right)$	$n0 := \frac{30 \cdot \omega0}{\pi}$	$n0 = 162.338$ $\left(\frac{об}{мин}\right)$
- эксцентриситет	$ek := 0.002$	(м)			
Коэффициенты трения для приведенной силы:	$B1п := 0$	$B2п := 0.3$	$B3п := 10$		
Коэффициенты трения для приведенного момента:	$C1 := 0.0057$	$C2 := 0.153$	$C3 := 0.087$		

Рис. 3. Фрагмент исходных данных для динамического анализа

Предложенная модель, учитывающая рассеяние энергии в элементах системы ($M_{mn} \neq 0$ и $M_{me} \neq 0$), дает принципиально иные расчетные осциллограммы, показанные на рис. 5. Здесь, как и в реальном процессе, колебания натяжения быстро затухают, а характер осциллограмм слабо зависит от начальных условий.

Во втором примере исследовался околорезонансный процесс сматывания проволоки с катушки (соотношение частот $z = \frac{\omega_0}{k} \approx 1$) при эксцентриситете центра масс $e_k = 0,002$ мм. Катушка совершает вынужденные колебания.

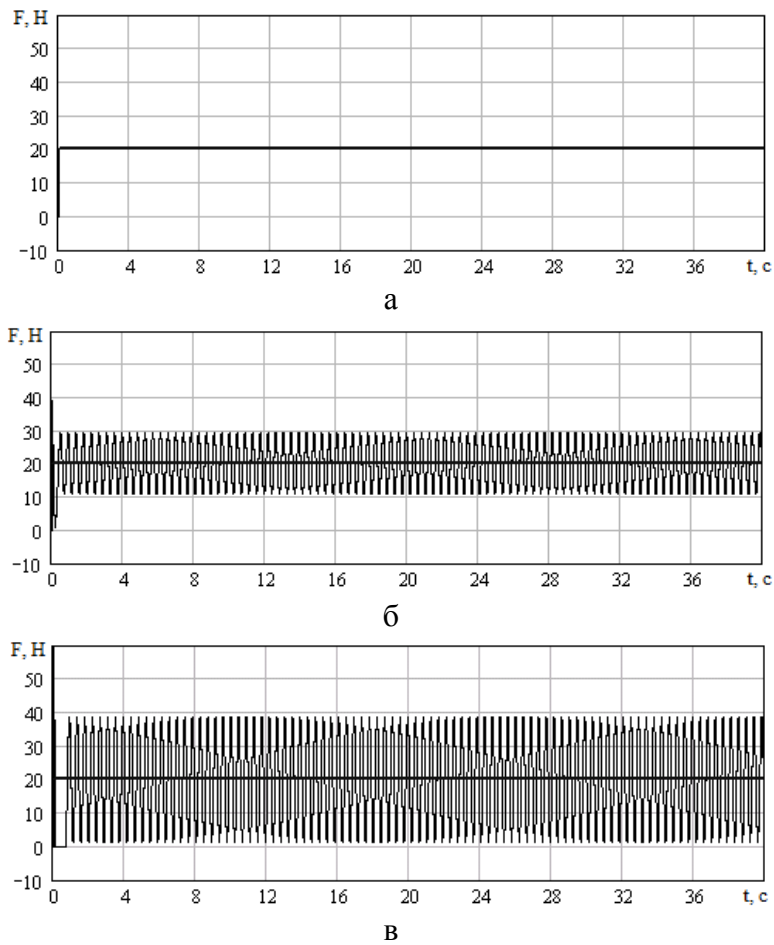


Рис. 4. Расчетные графики колебаний натяжения проволоки для модели, не учитывающей процессы рассеяния энергии:

а – при $\varphi(0) = \varphi_s = 0,067$; б – при $\varphi(0) = 0,13$; в – при $\varphi(0) = 0,26$ рад

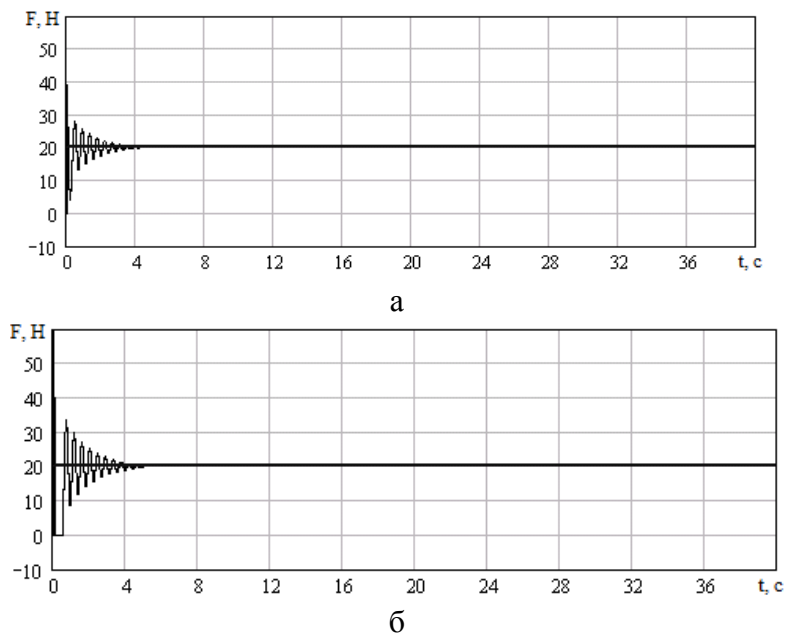


Рис. 5. Расчетные графики колебаний натяжения проволоки для модели, учитывающей процессы рассеяния энергии:

а – при $\varphi(0) = 0,13$; б – при $\varphi(0) = 0,26$ рад

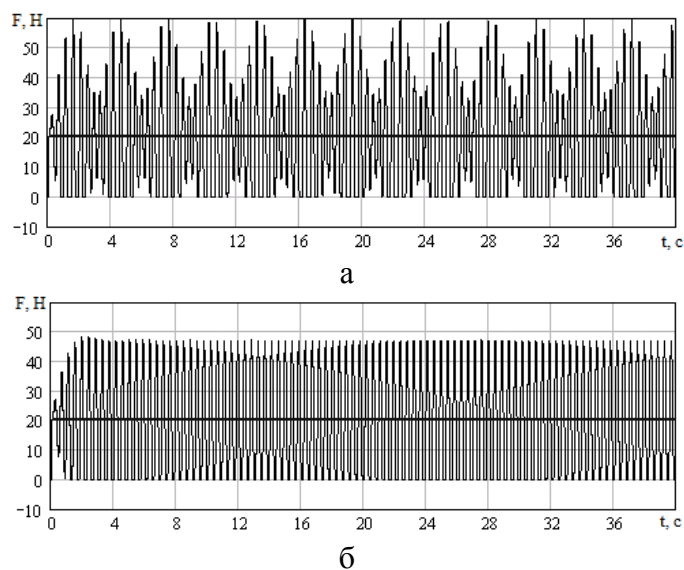


Рис. 6. Расчетные графики околорезонансных колебаний натяжения проволоки при наличии эксцентриситета центра масс катушки:

а – без учета; б – с учетом рассеяния энергии, соответственно

Численные эксперименты показали, что характер колебаний в данном случае также существенно зависит от принятой модели. Согласно упрощенной модели, не учитывающей рассеяние энергии, амплитуда колебаний периодически изменяется (биения). Осциллограмма колебаний натяжения показана на рис. 6, а. Здесь максимальное значение натяжения достигает $F_{\max} = 60 \text{ Н}$, т. е. превышает разрывное усилие проволоки $F_p = 57 \text{ Н}$. На практике это означало бы, что при выбранных параметрах стабильный процесс работы устройства невозможен. Однако, более точная модель, учитывающая рассеяние энергии, дает другой результат (рис. 6, б). В установившемся режиме амплитуда колебаний стабильная и не превышает разрывного усилия $F_{\max} = 48 \text{ Н} < F_p$.

ВЫВОДЫ

Процессы рассеяния энергии или собственные демпфирующие свойства элементов механической системы с подвижными фрикционными связями оказывают существенное влияние на характер и величину амплитуды колебаний.

Построение эффективных динамических моделей для теоретического анализа работы технологического оборудования сталеканатных заводов возможно только на основе экспериментального изучения процессов рассеяния энергии.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крагельский И. В. Фрикционные автоколебания / И. В. Крагельский, Н. В. Гитис. – М.: Наука, 1987. – 181 с.
2. Хромов Е. В. Колебания тела, обусловленные силой трения нелинейно зависящей от скорости скольжения / Е. В. Хромов // *Механика гироскопических систем. Вестник НТУ КПИ*. – Киев, 2001. – Вып. 17. – С. 202–207.
3. Бохонский А. И. Колебания катушек в канатовьющих машинах / А. И. Бохонский, Е. В. Хромов // *Динамика и прочность машин. Вестник НТУ ХПИ*. – Харьков, 2001. – Вып. 25. – С. 53–56.
4. Хромов Е. В. Компьютерный анализ процесса колебаний технологического натяжения элементов каната при свивке / Е. В. Хромов, О. В. Хромов // *Стальные канаты: сборник научных трудов*. – Одесса, 2008. – № 6. – С. 202–208.
5. Хромов О. В. Экспериментальные исследования характеристик внутреннего демпфирования питающего устройства намоточного станка / О. В. Хромов, Н. В. Клипаков // *Вестник Западно-украинского национального университета им. В. Даля: научный журнал*. – Луганск, 2009. – № 12. – С. 120–123.

Статья поступила в редакцию 02.11.2011 г.