

УДК 677.11.051.151.254

ДИНАМИЧЕСКИЕ ЯВЛЕНИЯ ПРИ ИЗЛОМЕ СТЕБЛЕЙ В МЯЛЬНОЙ ПАРЕ

В.А. ДЬЯЧКОВ, Р.В. КОРАБЕЛЬНИКОВ

(Костромской государственный технологический университет)

Процесс излома стеблей тресты в мяльной паре представляет собой периодический процесс воздействия рифлей верхнего и нижнего валцов на обрабатываемый материал, что обуславливает возникновение в системе нижний валец – стеблевой слой – верхний валец динамических нагрузок. Покажем это.

Как в [1...5] составим математическую модель исследуемого объекта и проведем анализ влияния параметров мяльной пары и стеблевого слоя на величину нагрузки на верхний валец.

Система нижний валец – стеблевой слой – верхний валец в процессе работы должна удовлетворять следующим требованиям:

- при обработке слоя с расчетной (нормативной) плотностью силы давления пружин и веса верхнего вальца должны обеспечивать технологические воздействия на стебли слоя при стабильной величине межосевого расстояния, без подъема верхнего вальца;

- для исключения забивок верхний валец должен подниматься вверх, когда в мяльную пару поступает слой чрезмерно большой плотности.

Эти требования конструктивно реализуются по схеме кинематической функциональной, показанной на рис. 1, где 1 – мяльная пара; 2 – стеблевой слой; 3 – прижимная пружина.

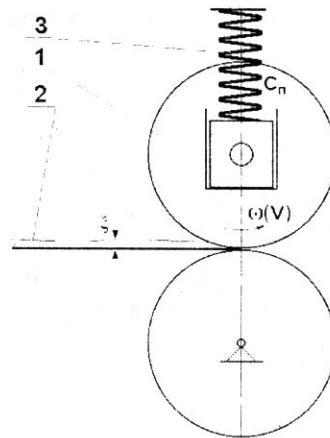


Рис. 1

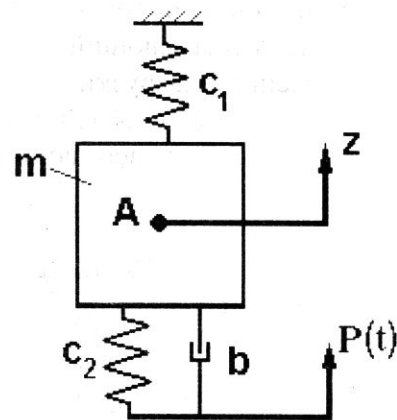


Рис. 2

В динамической модели рассматриваемой схемы (рис. 2) примем, что жесткость $c_1=2c_{\text{п}}$, а верхний подвижный валец массой m , приведенной к точке А, взаимодействует через стеблевой слой (жесткость c_2 ,

коэффициент демпфирования b) с нижним вальцом. Толщина слоя не превышает регламентированную.

Излому стеблей слоя предшествует их изгиб. Изгибную жесткость стеблевого слоя можно определить из выражения

$$c_2 = 48K \frac{EI}{(t_x / \sin \beta)^3},$$

где K – коэффициент, учитывающий сопротивление, возникающее при перемещении стебля по кромке рифли. Его значение зависит от свойств обрабатываемого материала, в частности, от коэффициента трения, толщины слоя. Проведенные исследования показали, что при отсутствии поперечного обжатия слоя силы сопротивления от скользящего изгиба стебля на кромке примерно в два раза увеличивают усилие деформации стебля при его промине; E – приведенный модуль упругости обрабатываемого материала; EI – приведенная изгибная жесткость сечения стеблевого слоя, которую приближенно определим с помощью уравнения

$$EI = k \sum_1^N EI_1 = kNEI_1,$$

где I_1 – момент инерции сечения стебля; k – коэффициент, учитывающий несинхронность приложения нагрузки к стеблям слоя; N – количество стеблей в сечении слоя, одновременно подвергающихся излому:

$$N = \alpha \frac{L_B}{d_{ст}} = \frac{1000L_B q}{m_{1000}},$$

где L_B – длина вальца (ширина слоя); q – линейная плотность слоя; α – коэффициент загрузки; m_{1000} – масса тысячи стеблей; t_x – шаг рифления вальца по хорде:

$$t_r = \frac{\pi D}{Z},$$

где D – диаметр вальца по вершинам; Z –

число рифлей на вальце; β – угол наклона стеблей к осям мяльных вальцов.

Тогда

$$c_2 = 48K \frac{1000kL_B q (Z \sin \beta)^3 EI_1}{m_{1000} (\pi D)^3}. \quad (1)$$

Коэффициент демпфирования b слоя определен по известной методике [1].

Как показали расчеты, реальные значения коэффициента b существенно влияют на определение количественных динамических характеристик анализируемого процесса (амплитуду колебаний, нагрузки в подвижных звеньях) лишь при частоте возмущающего фактора, находящейся вблизи области резонанса колебаний ($\pm 5 \dots 10\%$ от резонансной частоты). В остальных случаях коэффициентом демпфирования можно пренебречь. С учетом этого обстоятельства примем для дальнейших расчетов $b=400 \text{ Н/(м/с)}$.

Реакция P со стороны слоя при изломе его стеблей создает в системе нижний валец – стеблевой слой – верхний валец возмущение. Допустим, что реакция описывается по гармоническому закону

$$P = P_{изл} \sin vt,$$

где $P_{изл}$ – усилие, необходимое и достаточное для излома стеблей слоя, H :

$$P_{изл} = c_2 i_{изл},$$

где $i_{изл}$ – глубина захождения рифлей, при которой изламывается стебель (стрела прогиба балки – рис.2), m :

$$i_{изл} = (t_x / \sin \beta) \cos(\varphi_{изл} / 2),$$

где $\varphi_{изл}$ – угол излома стебля, рад; v – частота возмущений, рад⁻¹:

$$v = Z\omega, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения вальца, рад⁻¹; Z – число рифлей на вальце.

При составлении динамической модели приняты следующие допущения:

– силами трения в опорах вальцов и в местах контакта корпуса подшипника верхнего вальца с направляющими пренебрегаем;

– коэффициенты жесткости c_1 , c_2 и демпфирования постоянные величины;

– промежуток времени между двумя изломами стеблей слоя больше периода собственных колебаний верхнего вальца;

– усилие излома стеблей обеспечивает перемещение верхнего вальца $-Z(t) > 0$, при этом оно приложено вдоль линии перемещения вальца.

Дифференциальное уравнение движения верхнего вальца будет иметь вид

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + (c_1 + c_2)z = P_{\text{изл}} \sin vt.$$

Или после преобразований:

$$z = e^{-nt} (A_1 \cos \omega_0^* t + A_2 \sin \omega_0^* t) + B \sin(vt - \varepsilon), \quad (5)$$

где $\omega_0^* = \sqrt{\omega_0^2 - n^2}$ – частота затухающих колебаний; B – амплитуда вынужденных колебаний;

$$B = \frac{h}{\sqrt{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4n^2 v^2}};$$

ε – сдвиг фаз:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2nv}{\omega_0^2 - v^2};$$

$$z = B e^{-nt} \left[\sin \varepsilon \cos \omega_0^* t + \frac{1}{\omega_0^*} (n \sin \varepsilon - v \cos \varepsilon) \sin \omega_0^* t \right] + B \sin(vt - \varepsilon).$$

Полученное выражение описывает перемещения верхнего вальца при изломе стеблей слоя, причем первый член описывает затухающие колебания, а второй – вынужденные.

Критическая частота v_K возмущений характеризует резонанс, когда $v = \omega_0$, и определяется из выражения

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + \omega_0^2 z = h \sin vt, \quad (3)$$

$$\text{где } h = \frac{P_{\text{изл}}}{m} = \frac{c_2 i_{\text{изл}}}{m} = \frac{c_2 \pi D \cos(\varphi_{\text{изл}} / 2)}{2Zm \sin \beta};$$

$$n = \frac{b}{2m} \text{ – коэффициент затухания;}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m}} \quad (4)$$

– круговая частота собственных колебаний.

Считаем, что $\omega_0 > n$ (малое затухание).

Решение дифференциального уравнения (3) [2...4] запишется в виде

A_1 и A_2 – постоянные, определяемые из начальных условий при $t=0$; $z=0$; $\dot{z}=0$:

$$A_1 = B \sin \varepsilon,$$

$$A_2 = \frac{B}{\omega_0^*} (n \sin \varepsilon - v \cos \varepsilon).$$

Тогда решение уравнения (5) примет вид

$$v_K = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m}},$$

или при холостом ходе

$$v_K = \sqrt{\frac{c_1}{m}}.$$

Скорость вращения вальца, при которой наступает резонанс, определим из выражения

$$\omega_p = \frac{\omega_0}{Z} = \frac{1}{Z} \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m}} \quad (6)$$

Зная амплитуду колебаний вальца, найдем величину нагрузки на стеблевой слой:

$$Q = Bc_2 = \frac{c_2 h}{\sqrt{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4n^2 v^2}}$$

Раскрыв значение h и преобразовав, получим

$$Q = \frac{c_2^2 \pi D \cos(\varphi_{\text{изл}} / 2)}{2Z \sin \beta m \sqrt{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4n^2 v^2}} \quad (7)$$

Без учета демпфирующих свойств обрабатываемого материала

$$Q = \frac{c_2^2 \pi D \cos(\varphi_{\text{изл}} / 2)}{2Z \sin \beta m (\omega_0^2 - v^2)}$$

Полученное выражение позволяет анализировать влияние различных параметров мяльной пары и обрабатываемого материала на величину нагрузки на стеблевой слой. Например, графиками на рис.3 показаны численные значения этой нагрузки применительно к мяльной машине М-100Л. Параметры, при которых построены графики: $c_1 = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; $b = 400 \text{ Н/(м/с)}$; $k = 0,8$; $D = 0,12 \text{ м}$; $L_B = 1 \text{ м}$; $EI = 4 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м}^2$; $m_{1000} = 200 \text{ г}$; $q = 300 \text{ г/м}$; $\varphi_{\text{изл}} = 22^\circ$; $Z = 12, 16, 24$; $K = 2$; $\beta = 45^\circ$.

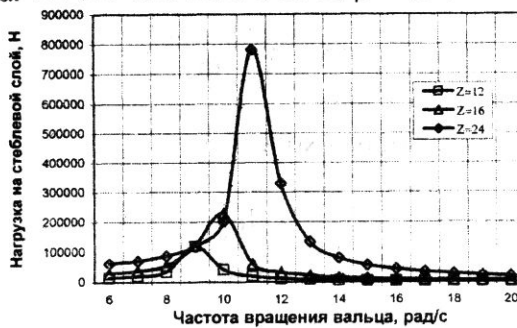


Рис. 3

Регламентированный режим для машины М-100Л предполагает нагрузку пружин на подшипники верхнего вальца 10000...15000Н. Как видно из рис. 3, с учетом динамических процессов, обусловленных периодичностью излома стеблей слоя, нагрузка на слой может быть намного большей.

Статическое усилие излома стеблей слоя определяется выражением $P_{\text{изл}} = c_2 i_{\text{изл}}$. Тогда динамический коэффициент

$$K_D = \frac{Q}{P_{\text{изл}}}$$

или после преобразований с учетом выражений (1) и (7):

$$K_D = \frac{c_2}{m \sqrt{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4n^2 v^2}}$$

Значения динамического коэффициента показаны графиками на рис. 4. Исходные данные те же, что и при построении графиков на рис. 3.



Рис. 4

Из графиков на рис.3 и 4 видно, что область параметров, определяющих резонанс в системе нижний валец – стеблевой слой – верхний валец машины М-100Л, совпадает с областью, обусловленной технологическими параметрами процесса мятья. При обработке реального слоя всегда будут иметь место условия, при которых будет выполняться равенство $v_p = \omega_0$. При резонансе резко возрастают нагрузки на обрабатываемый материал. При этом техно-

логическое воздействие – излом стеблей слоя – будет обеспечен в результате приложения к обрабатываемому материалу внутренних инерционных сил, которые могут быть намного больше по величине, чем сила давления пружин нажимного устройства, что требует минимальной мощности для привода валцов мьяльной пары.

С этой точки зрения использование резонансных явлений в системе нижний валец – стеблевой слой – верхний валец является привлекательным. Отметим, что пики нагрузок на стеблевой слой располагаются в нижней части диапазона рабочих частот вращения вальца машины М-100Л. При увеличении жесткости слоя на изгиб, например, из-за увеличения линейной плотности слоя, резонансные частоты будут смещаться в сторону увеличения частоты вращения вальца. При этом для потребляемой машиной мощности линейная плотность слоя становится индифферентной величиной.

О наличии при мятке динамических нагрузок косвенно свидетельствует практика эксплуатации машин М-100Л в производственных условиях. Замечено при этом, что нагрузка на верхний валец со стороны пружин нажимного устройства не влияет на технологические результаты процесса мятки и на многих льнозаводах предварительную деформацию пружин нажимного устройства не создают, нарушая тем самым регламентированный режим мятки, мотивируя это тем, что при образовании

намотов много времени тратится на их ликвидацию.

Как показали расчеты, усилия для промина стеблей слоя создают инерционные силы, вполне достаточные по величине, чтобы успешно реализовать излом стеблей слоя, не создавая предварительного нагружения пружин нажимного устройства.

ВЫВОДЫ

Осуществлен динамический анализ системы нижний валец – стеблевой слой – верхний валец, который вскрывает причину потребления малой мощности мьяльной машиной М-100Л (порядка 2кВт [6]).

ЛИТЕРАТУРА

1. *Лейн Г.* Физика колебаний и волн. – М.: Мир, 1975.
2. *Яблонский А.А., Норейко С.С.* Курс теории колебаний. – М.: Высшая школа, 1975.
3. *Корабельников А.Р., Корабельников Р.В., Ширяев А.В.* // Вестник КГТУ. – Кострома, КГТУ, 2002, №5.
4. *Корабельников А.Р., Корабельников Р.В., Ширяев А.В.* // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2002, №2. С.23...26.
5. *Кузнецов Г.К., Титов С.Н.* // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2000, №5. С.125...127.
6. *Смирнов Б.И. и др.* Проектирование машин первичной обработки лубяных волокон. – М.: Машиностроение, 1967.

Рекомендована кафедрой технологии производства льняного волокна. Поступила 06.02.03.