

УДК 677.021

**ПРЯМОЛИНЕЙНЫЕ И УГЛОВЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
ВЕРХНЕГО ВАЛКА МЯЛЬНОЙ ПАРЫ
ПРИ КОЛЕБАНИЯХ**

С.Е.МАЯНСКИЙ

(Костромской государственной технологической университет)

В процессе мятья верхние валки мяльных пар мяльной машины совершают вынужденные колебания, при этом наблюдаются как прямолинейные, так и угловые перемещения валков (не считая их вращения вокруг собственных осей). Причинами, вызывающими эти колебания, являются неровнота стеблевого слоя, статическая и динамическая неуравновешенность и биения рифлей верхнего и нижнего валков и др.

В работе [1] при динамическом анализе системы нижний валок – стеблевой слой – верхний валок рассмотрены только прямолинейные вынужденные колебания верхнего валка при их возбуждении силой излома стеблей в поле мятья и показано, что возникающие при этом динамические силы оказывают влияние на процесс мятья.

При исследовании прямолинейных и угловых колебаний верхнего валка мяльной пары используем методику, примененную в [2] для нажимных валиков вытяжных приборов ленточных машин.

Полагая, как в [3], что в слое образовалось утолщение, и учитывая биение нижнего валка, составляем динамическую модель (рис. 1). В этой модели: C_1 и C_2 – жесткости пружин, прижимающих верхний валок к нижнему через стеблевой слой; $C_{сл}$ – жесткость слоя в месте его контакта с валком; x – расстояние от оси левой пружины до утолщения; y_3 – кинематическое перемещение нижнего конца пружины, имитирующей жесткость слоя – кинематическое возмущение системы. Масса валка

– m ; массой слоя и массами пружин пренебрегаем.

Центр тяжести валка находится в его середине. Диссипативные силы в системе, включая трение при перемещении корпусов подшипников валков в направляющих, не учитываем.

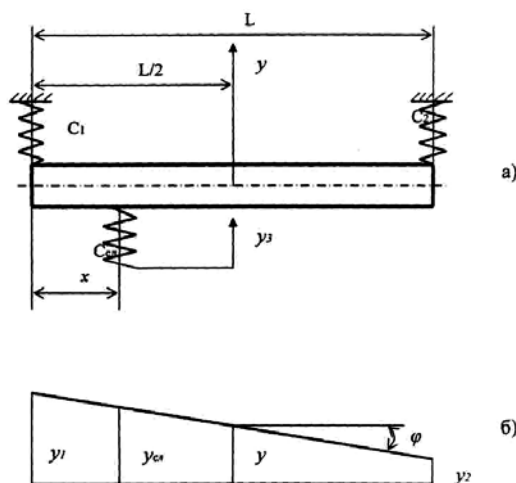


Рис. 1

В этой модели валок будет совершать плоское движение, перемещаясь поступательно со скоростью центра масс и поворачиваясь вокруг центра масс, то есть за обобщенные координаты принимаем: $q = y$; $q = \phi$ (рис. 1-а; на рис. 1 представлена динамическая модель расчета колебаний валка).

Кинетическая энергия валка равна:

$$T = \frac{m\dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\phi}^2}{2}, \quad (1)$$

где J_c – момент инерции вала относительно оси, проходящей через центр масс перпендикулярно плоскости xu .

$$J_c = m \left(\frac{L^2}{12} + \frac{R^2}{4} \right). \quad (2)$$

Принимая валок за однородный цилиндр массой m , длиной L и радиусом R , имеем:

Потенциальная энергия системы состоит из потенциальной энергии силы тяжести вала mg и сил упругости пружин:

$$\Pi = -mgy + \frac{1}{2}C_1y_1^2 - \frac{1}{2}C_1y_{ст}^2 + \frac{1}{2}C_2y_2^2 - \frac{1}{2}C_2y_{ст}^2 + \frac{1}{2}C_{сл}y_{сл}^2 - \frac{1}{2}C_{сл}y_{ст}^2, \quad (3)$$

где $y_{ст}$ – статическая деформация каждой пружины под действием силы тяжести (индексы опущены); $y_1, y_2, y_{сл}$ – перемеще-

ния концов пружин при выводе вала из состояния равновесия на величину y .

Из рис. 1-а следует:

$$y_1 = y + \frac{L}{2}\varphi + y_{ст}, \quad y_2 = y - \frac{L}{2}\varphi + y_{ст}, \quad y_{сл} = y + \left(\frac{L}{2} - x \right)\varphi + y_{ст} - y_3, \quad (4)$$

где y_3 – перемещение нижнего конца пружины 3, определяющее кинематическое возмущение системы.

Подставляя (4) в (3) и исключая члены, соответствующие статическому равновесию системы, найдем выражение для потенциальной энергии:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2}(C_1 + C_2 + C_{сл})y^2 + \frac{1}{8} \left[C_1L^2 + C_2L^2 + 4C_{сл} \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 \right] \varphi^2 + \\ & + \frac{1}{2} \left[C_1L - C_2L + 2C_{сл} \left(\frac{L}{2} - x \right) \right] y\varphi + \frac{1}{2}C_{сл}y_3^2 - C_{сл}yy_3 - C_{сл} \left(\frac{L}{2} - x \right) \varphi y_3. \end{aligned} \quad (5)$$

На основании уравнений Лагранжа второго рода, используя (1) и (5), получим

дифференциальные уравнения движения вала:

$$m\ddot{y} + (C_1 + C_2 + C_{сл})y + \left[\frac{1}{2}C_1L - \frac{1}{2}C_2L + C_{сл} \left(\frac{L}{2} - x \right) \right] \varphi = C_{сл}y_3, \quad (6)$$

$$J_c\ddot{\varphi} + \left[\frac{C_1L^2}{4} + \frac{C_2L^2}{4} + C_{сл} \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 \right] \varphi + \left[\frac{C_1L}{2} - \frac{C_2L}{2} + C_{сл} \left(\frac{L}{2} - x \right) \right] y = C_{сл} \left(\frac{L}{2} - x \right) y_3. \quad (7)$$

В случае отсутствия возмущения в системе (при $y_3=0$) уравнения (6) и (7) будут описывать свободные колебания верхнего вала, рассмотренные ранее в [3].

Две частоты этих колебаний находятся из биквадратного уравнения:

$$b = \frac{C_1L^2}{4} + \frac{C_2L^2}{4} + C_{сл} \left(\frac{L}{2} - x \right)^2, \quad (9)$$

$$d = \frac{C_1L}{2} - \frac{C_2L}{2} + C_{сл} \left(\frac{L}{2} - x \right).$$

$$k_{1,2} = \sqrt{\frac{mb + J_c a}{2J_c m} \pm \sqrt{\frac{(mb + J_c a)^2}{4J_c^2 m^2} - \frac{(ab - d^2)}{J_c m}}}, \quad (8)$$

Положим, что кинематическое возбуждение верхнего вала, вызываемое биениями нижнего вала, можно представить в виде:

где $a=C_1 + C_2 + C_{сл}$,

$$y_3 = e \sin(\omega t + \alpha), \quad (10)$$

где e – максимальная величина биения;
 $\omega = \frac{\pi n}{30} Z$ – частота возбуждения; n – частота вращения валка; Z – число рифлей валка.

Тогда частные решения уравнений (6) и (7), определяющие вынужденные колебания валка, будем искать в виде:

$$y = A \sin(\omega t + \alpha), \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & -m A \omega^2 \sin(\omega t + \alpha) + (C_1 + C_2 + C_{\text{сн}}) A \sin(\omega t + \alpha) + \\ & + \left[C_1 \frac{L}{2} - C_2 \frac{L}{2} + C_{\text{сн}} \left(\frac{L}{2} - x \right) \right] B \sin(\omega t + \alpha) = C_{\text{сн}} e \sin(\omega t + \alpha), \\ & -J_c B \omega^2 \sin(\omega t + \alpha) + \left[\frac{C_1}{4} L^2 + \frac{C_2}{4} L^2 + C_{\text{сн}} \left(\frac{L}{2} - x \right)^2 \right] B \sin(\omega t + \alpha) + \\ & + \left[C_1 \frac{L}{2} - C_2 \frac{L}{2} + C_{\text{сн}} \left(\frac{L}{2} - x \right) \right] A \sin(\omega t + \alpha) = C_{\text{сн}} \left(\frac{L}{2} - x \right) e \sin(\omega t + \alpha). \end{aligned}$$

Сокращая в этих выражениях $\sin(\omega t + \alpha)$ и используя обозначения (9), получим два уравнения для определения A и B :

$$A(-m\omega^2 + a) + Bd = C_{\text{сн}} e, \quad (14)$$

$$Ad + B(-J_c \omega^2 + b) = C_{\text{сн}} \left(\frac{L}{2} - x \right) e.$$

Решая систему уравнений (14) в предположении, что ее определитель $\Delta(\omega^2)$ не равен нулю, находим амплитуды вынужденных прямолинейных A и угловых B колебаний валка:

$$A = \frac{C_{\text{сн}} e (-J_c \omega^2 + b) - d C_{\text{сн}} \left(\frac{L}{2} - x \right) e}{(-m\omega^2 + a)(-J_c \omega^2 + b) - d^2}, \quad (15)$$

$$B = \frac{(-m\omega^2 + a) C_{\text{сн}} \left(\frac{L}{2} - x \right) e - C_{\text{сн}} e d}{(-m\omega^2 + a)(-J_c \omega^2 + b) - d^2}, \quad (16)$$

$$\varphi = B \sin(\omega t + \alpha). \quad (12)$$

При этом

$$\ddot{y} = -A \omega^2 \sin(\omega t + \alpha), \quad (13)$$

$$\ddot{\varphi} = -B \omega^2 \sin(\omega t + \alpha).$$

С учетом (11), (12) и (13) дифференциальные уравнения (6) и (7) запишутся:

$$\text{где } \Delta(\omega^2) = (-m\omega^2 + a)(-J_c \omega^2 + b) - d^2 \neq 0. \quad (17)$$

Подставляя найденные значения амплитуд в (11) и (12), получим искомые уравнения прямолинейного перемещения центра масс валка и поворота валка относительно центра масс при вынужденных колебаниях.

При совпадении частоты возмущения ω с одной из частот k свободных колебаний валка (формула (8)) в системе возникает резонанс и амплитуды резко возрастают.

Статические линейные и угловые отклонения валка найдем, подставив в формулы (15) и (16) $\omega=0$:

$$A_0 = \frac{C_{\text{сн}} e b - d C_{\text{сн}} \left(\frac{L}{2} - x \right) e}{(ab - d^2)}, \quad (18)$$

$$B_0 = \frac{a C_{\text{сн}} e \left(\frac{L}{2} - x \right) - C_{\text{сн}} e d}{(ab - d^2)}. \quad (19)$$

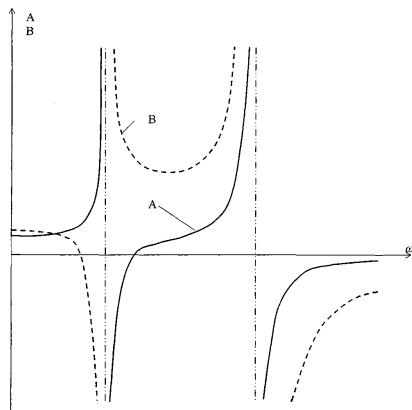


Рис. 2

В качестве примера на рис. 2 построены зависимости амплитуд прямолинейных А и угловых В перемещений валка от частот возмущения ω в системе для частного случая положения утолщения в слое $x=0,2$ м при следующих исходных данных [3]: $K = 2$; $\kappa = 0,8$; $L = 1$ м; $\beta = 45^\circ$; $C_1 = C_2 = 1 \cdot 10^5$ Н/м; $EI = 4 \cdot 10^{-4}$ Н·м; $m_{1000} = 200$ г; $q = 300$ г/м; $D = 2R = 0,12$ м; $m = 60$ кг; $Z = 12$; $\ell = 0,2$ м; $n = 5$; $e = 0,5$ мм. Отметим также, что частоты свободных колебаний валка в этом случае равны $k_1 = 200$ рад/с и $k_2 = 79$ рад/с.

ВЫВОДЫ

Получены зависимости для определения прямолинейных и угловых перемещений верхнего валка мяльной пары при колебаниях, вызываемых биениями рифлей нижнего валка. С использованием указанных зависимостей появляется возможность осуществить численную оценку изменения интерсекции рифлей валков в процессе промина, необходимую для учета параметров структуры слоя на выходе из мяльной машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьячков В.А., Корабельников Р.В. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2003. – № 5. – С.19-23.
2. Коритыцкий Я.И. Колебания в текстильных машинах. – М.: Машиностроение, 1973.
3. Маянский С.Е. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2006. – № 4С. – С.84-88.

Рекомендована кафедрой теоретической механики и сопротивления материалов. Поступила 31.05.07.