

УДК 677.054.324.23

**ПРИБЛИЖЕННЫЙ АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГИБКОЙ РАПИРЫ
МЕХАНИЗМА ПРОКЛАДЫВАНИЯ УТКА**

**THE APPROXIMATE ANALYSIS OF A FLEXIBLE RAPIER MOVEMENT
OF THE MECHANISM OF WEFT MAKING**

А.А. ТУВИН, Р.В. ШЛЯПУГИН
A.A. TUVIN, R.V. SHLJAPUGIN

(Ивановская государственная текстильная академия)
(Ivanovo State Textile Academy)
E-mail: ttp@igta.ru

Определены частоты собственных изгибных колебаний ленты гибкой рапиры, динамическая модель которой представлена в виде стержня на трех опорах, совершающего возвратно-поступательное движение. На стержень действует продольная сила, вызванная силой инерции головки рапиры.

Frequencies of own flexural fluctuations of the flexible rapier tape which dynamic model is presented in the form of a core on three feet, making back and forth motion, are defined herein. The longitudinal force caused by the inertia force of a rapier's head operates on a core.

Ключевые слова: ткацкий станок, гибкие рапиры, динамика, изгибные колебания.

Keywords: a loom, flexible rapiers, dynamics, flexural fluctuations.

При создании механизмов прокладывания утка с помощью гибких рапир представляет интерес вопрос об устойчивости

движения рапиры, для чего требуется исследование ее вынужденных колебаний. В качестве первого этапа решения этой зада-

чи можно рассматривать задачу определения собственных чисел [1] гибкой ленты при ее движении в зеве.

Ленты для гибких рапир выполняются из легких композитных пластиков, обладающих большой износостойкостью и эластичностью. Рапирная лента является носителем зажима, в котором закрепляется уточина. В числе основных требований, которым должна удовлетворять лента рапиры для ее надежного функционирования при подаче уточной нити в рабочую зону станка [2]: устойчивость первоначальной формы (изгибная жесткость ленты должна обеспечивать выполнение технологических требований к перемещению рапиры).

Рассмотрим, например, механизм прокладывания утка с одной гибкой рапирой, примененный в металлткацком станке DM-2000-M, задача кинематического анализа которого решена в [3]. Уточная проволока зажимается в головке рапиры, закрепленной на гибкой перфорированной ленте. Привод ленты осуществляется от звездочки через рычажную систему (рис. 1 – схема движения рапиры).

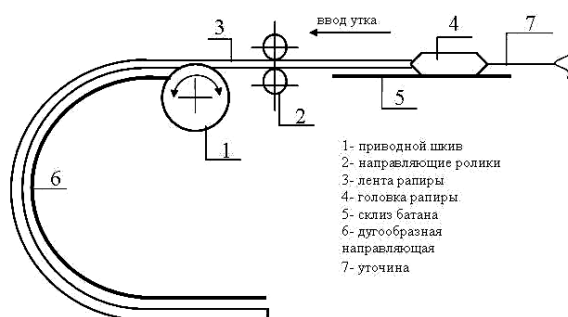


Рис. 1

До входа в зев лента 3 с прикрепленной к ней головкой 4 перемещается в направляющих роликах 2, а в зеве головка опирается на склиз батана 5. При составлении динамической модели можно считать:

- приводную звездочку 1 как шарнирную опору (поскольку контакт ленты со звездочкой оставляет возможность поворота сечения ленты в этой зоне);

- направляющие ролики 2 как шарнирную опору;

- головку рапиры 4 как сосредоточенную массу;

- кинематическую пару, состоящую из склиза батана 5 и головки рапиры 4, в зависимости от конструктивных особенностей как шарнирную опору или как пару скольжения (поскольку в зависимости от размеров нижней плоскости головки может оставаться возможность поворота сечения ленты в этой паре, что соответствует динамической модели, показанной на рис. 2-а, либо контактировать всей поверхностью – модель по рис. 2-б).

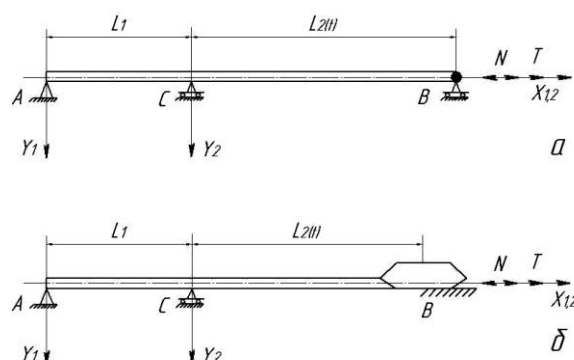


Рис. 2

Пренебрегая силами трения в кинематических парах и направляющей, примем динамическую модель рапиры в виде стержня переменной на трех опорах А, В и С (рис. 2), совершающего возвратно-поступательное движение. На стержень действует продольная переменная по направлению сила, вызванная силой инерции рапиры (N) и натяжения утка (T). При этом будем исходить из условия, что головка рапиры при своем движении находится в постоянном контакте со склизом батана.

Если пренебречь силами инерции вращения элемента стержня и влиянием на прогиб поперечной силы, то дифференциальное уравнение форм изгибных колебаний стержня примет вид [4]:

$$X^{IV} \pm a^2 X'' - k^4 X = 0, \quad (1)$$

где знак "+" соответствует растяжению стержня, а знак "-" – сжатию.

$$k = \sqrt[4]{\frac{m_0 p^2}{EJ}}, \quad (2)$$

$$a = \sqrt{\frac{T \pm N}{EJ}}, \quad (3)$$

где m_0 – удельная масса рапиры; p – собственное число; $EJ = \text{const}$ – приведенная жесткость поперечного сечения ленты ра-

пиры (рис. 4 – частота собственных колебаний ленты при массе головки 0,2 кг в зависимости от толщины ленты на холостом ходу (по второй модели)).

В случае растяжения решение уравнения (1) для упругой линии 1-го участка АС и второго участка СВ рассматриваемого стержня будет выглядеть следующим образом [4]:

$$X_1 = C_1 \text{sh}(s_1 x) + C_2 \text{ch}(s_1 x) + C_3 \sin(s_2 x) + C_4 \cos(s_2 x), \quad (4)$$

$$X_2 = C_5 \text{sh}(s_1 x) + C_6 \text{ch}(s_1 x) + C_7 \sin(s_2 x) + C_8 \cos(s_2 x), \quad (5)$$

где C_1, C_2, \dots, C_8 – неизвестные постоянные интегрирования;

$$s_{1,2} = \sqrt{\sqrt{\frac{a^4}{4} + k^4} \pm 0,5a^2}.$$

В случае сжатия будем иметь:

$$X_1 = D_1 \text{sh}(s_2 x) + D_2 \text{ch}(s_2 x) + D_3 \sin(s_1 x) + D_4 \cos(s_1 x), \quad (6)$$

$$X_2 = D_5 \text{sh}(s_2 x) + D_6 \text{ch}(s_2 x) + D_7 \sin(s_1 x) + D_8 \cos(s_1 x). \quad (7)$$

где D_1, D_2, \dots, D_8 – неизвестные постоянные интегрирования.

Составим граничные условия и условия сопряжения участков ленты.

Рассмотрим первый участок АС (рис. 2), соответствующий изменению аргумента x_1 в пределах:

$$0 \leq x_1 \leq l_1.$$

Условия закрепления стержня в сече-

нии А (при $x_1=0$):

$$X_1(0) = 0, \quad (8)$$

$$X_1''(0) = 0. \quad (9)$$

Сечения стержня на участке ВС определяются координатой x_2 , изменяющейся в пределах $0 \leq x_2 \leq l_2$. Условия сопряжения первого и второго участков рассматриваемого стержня (сечение С) выглядят следующим образом.

$$X_1(x_1) = X_2(x_2) = 0; \quad X_1'(x_1) = X_2'(x_2); \quad X_1''(x_1) = X_2''(x_2). \quad (10)$$

Условия закрепления стержня в сечении В для модели, представленной на рис. 2-а:

$$X_2(x_2 = L_2) = 0, \quad (11)$$

$$X_2''(x_2 = L_2) = 0, \quad (12)$$

для модели рис. 2-б:

$$X_2(x_2 = L_2) = 0; \quad (13)$$

$$X_2'(x_2 = L_2) = 0. \quad (14)$$

Собственные числа ленты получим из условия равенства нулю определителя, составленного из сомножителей при неизвестных C_i, D_i .

Решения уравнений получены с помощью ЭВМ численным методом с применением указанной методики для рапирного механизма станка DM-2000-М.

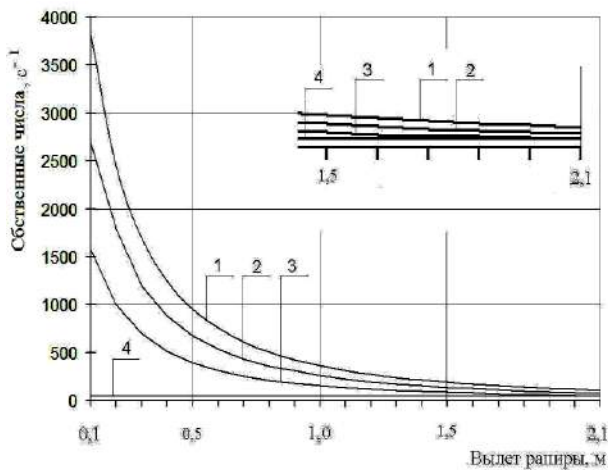


Рис. 3

На рис. 3 (частота собственных колебаний ленты при массе головки 0,2 кг в зависимости от толщины ленты на холостом ходу (по первой модели)) в качестве примера приведены соответствующие первой собственной функции зависимости от вылета рапиры собственных чисел ленты при различной ее толщине: 1,4 мм – кривая 1; 2,4 мм – кривая 2; 3,4 мм – кривая 3; для динамической модели, показанной на рис. 2-а.

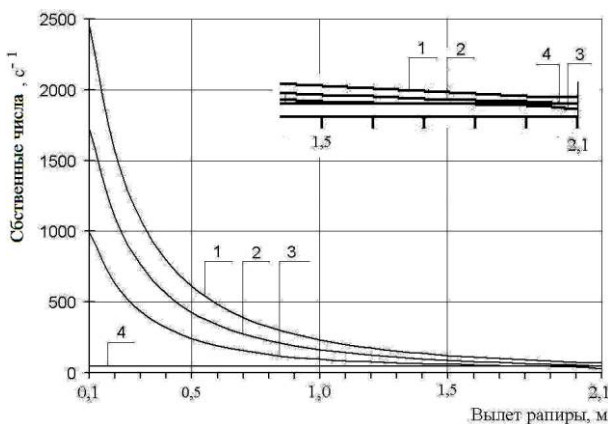


Рис. 4

На рис. 4 приведены те же зависимости для динамической модели, показанной на рис. 2-б. Сравнение результатов по моделям рис. 2-а и б показывает большие значения собственных чисел для модели, соответствующей рис. 2-а, на 36%. То есть конструкцию головки желательно иметь такой, чтобы меньшая вероятность отрыва от склиза ее "хвостовой части".

Прямая 4 соответствует частоте вращения главного вала станка, то есть частоте возмущающего воздействия. По ее значению можно дать предварительное заключение о возможности возникновения нежелательных вибраций. Например, согласно рис. 3 при толщине ленты менее 2,4 мм собственные числа, соответствующие первой собственной функции, при вылете рапиры более 1,8 м близки к частоте возмущения. В этом случае для анализа возникающих динамических процессов требуется решение задачи динамики рапиры как объекта переменной длины.

Если система работает по схеме рис. 2-б, то толщина ленты согласно рис. 4 может быть несколько меньшей.

В Ы В О Д Ы

Разработана математическая модель для определения собственных чисел изгибных колебаний ленты рапиры и программа их расчета. Для обеспечения устойчивой работы рапиры указанного станка DM-2000-М при частоте вращения главного вала 45 мин⁻¹ в первом приближении толщина ленты должна быть не менее 2,4 мм.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Горошко О.А., Савин Н.Г. Введение в механику одномерных тел переменной длины. – Киев.: Наукова думка, 1971.
2. Елфимов В.М. Проектирование полимерного композита для гибкой перфорированной ленты // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2005, №1. С. 107...111.
3. Тувин А.А., Шляпугин Р.В. Кинематическое исследование механизма прокладывания утка металлотакающего станка DM 2000-М // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2007, №2. С. 92...96.
4. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – 4-е изд., перераб. и доп. – Л.: Политехника. 1990.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильных машин. Поступила 24.01.11.