

УДК 677.054

СОБСТВЕННЫЕ ИЗГИБНО-КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ БРУСА БАТАНА МЕТАЛЛОТКАЦКОГО СТАНКА НА ФАЗЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ БЕРДА С ОПУШКОЙ ТКАНИ

Тувин А.А.

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный политехнический университет»,
Иваново, e-mail: tuvin@ivgpu.com

Технологический процесс ткачества сетки, учитывая специфические свойства металлонитей, оказывается особенно чувствительным к деформационным свойствам звеньев механизмов, к колебательным процессам в исполнительных механизмах станка. Деформационные и колебательные процессы можно минимизировать на стадии проектирования или модернизации ткацкого оборудования. Решение данных задач можно получить при наличии динамических и математических моделей, учитывающих взаимосвязи между технологическими объектами (нити основы и утка) и исполнительными механизмами. В частности, необходим учет взаимодействия батанного и рапирного механизмов с упругой системой заправки станка, через которую раскрываются согласующие связи работы основных исполнительных механизмов. Разработана математическая модель анализа собственных частот и форм изгибно-крутильных колебаний бруса широких металлотацких станков с n лопастями, соответствующая его уточненной динамической модели. Установлено, что на вибрационные процессы в батанных механизмах металлотацких станков типа СТР влияют изгибная жесткость бруса и его погонная масса, в связи с этим при проектировании или модернизации батанных механизмов нужно стремиться к увеличению изгибной жесткости бруса и снижению его погонной массы.

Ключевые слова: ткацкий станок, батан, брус, опушка ткани, частота колебаний, амплитуда

CALCULATION OF HUMIDITY AND THERMAL PARAMETERS OF THE LOOM WITH CLOSED WORKING SPACE

Тувин А.А.

Ivanovo state polytechnical university, Ivanovo, e-mail: tuvin@ivgpu.com

The technological process of weaving mesh, given the specific properties of metallic threads, is particularly sensitive to deformation properties of parts of mechanisms, oscillatory processes in the actuating mechanisms of the machine. Deformation and oscillatory processes can be minimized at the design stage or modernization of weaving equipment. These objectives can be obtained in the presence of dynamic and mathematical models of the interconnections of the technological objects (warp and weft) and actuating mechanisms. In particular it is necessary to consider the interaction slay and rapier mechanisms with elastic filling system of the machine through which are revealed a matching relation of the work of the main actuating mechanisms. The mathematical model of analysis of natural frequencies and forms of the flexural-torsion vibrations bar of the wide metal-weaving machines with n lobes, corresponding to its specified dynamic model. It is established that vibration processes in slay of the mechanisms metallic machines type СТР affect the aural rigidity of the bar and its linear mass, therefore when designing or upgrading slay mechanisms need to be constructed to increase aural rigidity of the bar and reduce its linear mass.

Keywords: loom, slay, bar, edge of a fabric, oscillation frequency, amplitude

Серийно выпускаемые металлотацкие станки имеют цикловую диаграмму работы кулачкового привода батана типа «выстой – подъем – опускание – выстой» [5, 6]. Этот цикл можно представить состоящим из нескольких фаз: первая фаза – движение батана до зоны формирования сетки (движение батана до момента касания берда с опушкой вырабатываемой сетки); вторая фаза – движение батана в процессе формирования сетки; третья фаза – отход батана от зоны формирования и четвертая фаза – выстой. Поставленная цель требует первоначально решения задачи динамики бруса в первой и второй фазах его движения, т.к. в других фазах колебания бруса батана не влияют на процесс формирования сетки.

В первой фазе движения на брус действуют только инерционные нагрузки. Тем не менее вызываемые ими колебательные процессы приводят к тому, что при подходе к зоне формирования сетки брус теряет первоначальную прямолинейную форму, деформируясь в плоскости касательной к поверхности движения. Кроме того различные сечения бруса будут иметь в этот момент и различные скорости. То есть вторая фаза движения батана, на которой к брусу дополнительно прикладывается сопротивление со стороны опушки вырабатываемой сетки, имеет конкретные начальные условия. Известно [7], что при этом в системе будут возникать свободные, свободные-сопровождающие и вынужденные колебания.

А поскольку плоскость действия сил технологического сопротивления не является плоскостью расположения линии центров изгиба бруса, то это будут изгибно-крутильные колебания. С точки зрения механики интерес представляют возникающие при этом в системе силы и напряжения. С точки зрения технологии – форма берда (форма линии берда, соприкасающейся с опушкой) в момент отхода его от опушки вырабатываемой сетки.

Брус – равно сечения, поэтому в динамической модели представим его в виде стержня с равномерно распределенной массой интенсивностью μ . Если через m_b обозначим массу бруса в сборе с бердом, то $\mu = \frac{m_b}{l}$ (рис. 1).

доточенными массами m – приведенными к конечным сечениям бруса массами лопасти в сборе с подбатанным валом.

Податливости подшипниковых соединений брус – шатун, шатун – коромысло, главный вал – станина отражаются упругой связью с коэффициентом жесткости c_1 – приведенной к конечным сечениям бруса жесткостью указанных подшипниковых соединений.

Упругое сопротивление системы заправки на фазе формирования сетки моделируется коэффициентом k_n постели [3]. Кроме того, поскольку сопротивление со стороны опушки вырабатываемой сетки действует не в плоскости изгиба бруса, на брус будет действовать распределенный крутящий момент, интенсивностью M_k . Кроме силового возмущения брус испытывает кинематиче-

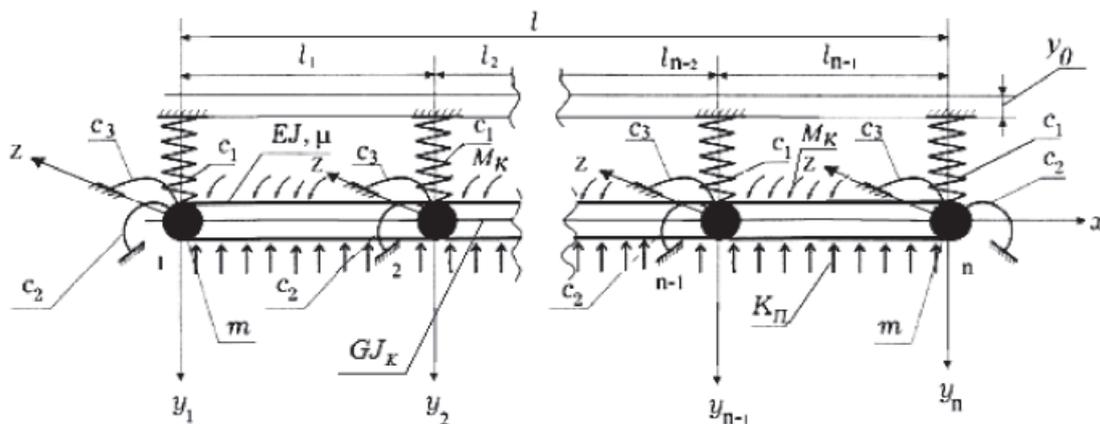


Рис. 1. Динамическая модель бруса батана станка с n – лопастями

Изгибом бруса в плоскости ZOX аналогично [2] будем пренебрегать ввиду его малости. Действующие в этой плоскости инерционные силы существенно ниже инерционных сил и сил технологического сопротивления, действующих в плоскости XOY . При изгибе бруса в плоскости XOY лопасти будут испытывать деформацию кручения, а подбатанный вал будет подвергаться изгибу. Причем на прогиб подбатанного вала под действием моментов со стороны лопастей оказывает влияние не только жесткость самого вала, но и радиальная податливость его подшипниковых опор. Податливость этой системы в динамической модели отражается упругой связью с коэффициентом жесткости c_2 – приведенной к лежащей в плоскости изгиба оси бруса крутильной жесткостью системы лопасть – подбатанный вал – подшипники подбатанного вала, c_3 – приведенный к крутильной коэффициент жесткости лопасти. Лопасти обладают инерционными свойствами, которые моделируются сосре-

ское возмущение – по определяемому профилем кулачков закону $\bar{y}_0(t)$ перемещаются точки крепления упругих связей c_1 . Массами шатунов и коромысел при этом по малости будем пренебрегать. Методика определения коэффициента постели k_n , модуль или жесткость упругого основания – коэффициент пропорциональности между интенсивностью $q(x)$ реакции упругого основания (реакции, приходящейся на единицу длины основания), и прогибом $y(x)$ основания в рассматриваемом сечении, коэффициентов C_1 , C_2 и C_3 изложена в [5].

Обозначим через EI_z жесткость поперечного сечения бруса батана при изгибе. Здесь E – модуль упругости первого рода материала бруса; I_z – момент инерции площади поперечного сечения бруса относительно нейтральной оси [1]. Жесткость бруса на кручение обозначим через GI_k , где G – модуль сдвига материала бруса; I_k – момент инерции при кручении. При расчете жесткости лопасти следует иметь в виду, что она

имеет переменное сечение. Поскольку угол $d\varphi$ закручивания элемента dz лопасти под действием момента M_σ со стороны бруса равен

$$d\varphi = \frac{M_\sigma dz}{GI_\kappa(z)},$$

то приведенная жесткость c'_2 лопасти определится выражением

$$c'_2 = \frac{G}{l \int_0^l dz/I_\kappa(z)}, \quad (1)$$

где l – длина скручиваемого участка лопасти.

Рассмотрим схему станка СТР-130-М и представим подбатанный вал в виде четырехпорной статически неопределимой балки, нагруженной сосредоточенными моментами, возникающими от кручения лопастей батана (рис. 1). Приведенный коэффициент жесткости c_2 системы лопасть – подбатанный вал – подшипники подбатанного вала будет равен [5]

$$C_2 = \frac{C'_2 C_{\alpha 1}}{C'_2 + C_{\alpha 1}}. \quad (2)$$

Уравнение движения бруса на различных фазах его движения получим, применяя вариационный принцип Гамильтона – Остроградского [7]. Интеграл действия (интеграл Гамильтона) согласно [7] для системы с распределенными параметрами можно представить в виде

$$I_d = \int_{t_0}^{t_1} (T - U - \Pi + \sum Q_k q_k) dt,$$

где T – кинетическая энергия; U – потенциальная энергия упругой системы; Π – потенция внешних сил; Q_k – обобщенные неконсервативные силы; q_k – обобщенные координаты. Принцип Гамильтона – Остроградского имеет форму $\delta I_d = 0$.

Как отмечалось, в общем случае брус батана подвержен изгибу в плоскости XOY и кручению. На брус действуют:

– инерционное (кинематическое) возмущение интенсивностью

$$q_1 = -\mu \ddot{y}_0(t),$$

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l \left[\mu \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 + \frac{\mu I_z}{F} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x \cdot \partial t} - \frac{\partial \beta}{\partial t} \right)^2 + \frac{\mu I_p}{F} \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} \right)^2 \right] dx;$$

$$U = \frac{1}{2} \int_0^l \left[EI_z \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 dx + xGF\beta^2 + GI_\kappa \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)^2 \right] dx,$$

где $y_0(t)$ – кинематическое перемещение точек крепления упругих связей c_1 на рассматриваемой фазе движения;

– внутреннее неупругое сопротивление [7] интенсивностью

$$q_2 = -EI_z \alpha_2 \frac{\partial^5 y}{\partial x^4 \partial t},$$

где α_2 – модуль вязкости;

– внешнее неупругое сопротивление

$$q_3 = -\alpha_3 \left(\dot{y}(t) + \frac{\partial y}{\partial t} \right),$$

где $y(x, t)$ – прогиб сечений бруса; α_3 – коэффициент пропорциональности;

– внутреннее неупругое сопротивление

$$q_4 = -\alpha_4 \frac{\partial \theta}{\partial x^2 \partial t},$$

где $\theta(x, t)$ – угол поворота сечений бруса при кручении; α_4 – коэффициент пропорциональности;

– внешнее неупругое сопротивление

$$q_5 = -\alpha_5 \frac{\partial \theta}{\partial k},$$

где α_5 – коэффициент пропорциональности;

– сила сопротивления со стороны упругой системы заправки станка (УСЗ)

$$q_6 = -k_n (y_0(t) + y(x, t) + \theta(x, t) a);$$

– момент сопротивления со стороны УСЗ

$$q_7 = q_6 \alpha = -k_n a (y_0(t) + y(x, t) + \theta(x, t) a).$$

Вид выражений для кинетической и потенциальной энергий системы зависит от принимаемой теории. При анализе крутильных колебаний в данном случае применима техническая теория. При анализе поперечных колебаний мы будем опираться на уточненную теорию изгибных колебаний стержней – теорию С.П. Тимошенко [7]. В нашем случае, согласно [7], поправки, учитывающие влияние инерции поворотов и сдвигов, могут иметь большое значение. Тогда пренебрегая для данного сечения бруса смещением линии центров изгиба относительно центральной оси, будем иметь следующие выражения для кинетической и потенциальной энергий бруса батана:

где F – площадь поперечного сечения бруса; I_p – полярный момент инерции площади поперечного сечения относительно центра масс; β – средний угол сдвига; x – численный коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения.

где $S_z = \int_F y dF$ – статический момент относительно нейтральной оси Z части поперечного сечения, отсеченного плоскостью $y = \text{const}$; b – ширина поперечного сечения на уровне $y = \text{const}$.

Интеграл действия в общем случае принимает вид

$$I_{\Delta} = \int_0^t \left\{ \frac{1}{2} \int_0^1 \left[\mu \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 + \frac{\mu I_z}{F} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x \cdot \partial t} - \frac{\partial \beta}{\partial t} \right)^2 + \frac{\mu I_0}{F} \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} \right)^2 - EI_z \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 - xGF\beta^2 - GI_k \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)^2 + 2q_6 y + 2q_7 \theta \right] dx + (q_1 + q_2 + q_3)y + (q_4 + q_5)\theta \right\} dt,$$

то есть

$$I_{\Delta} = \int_{t_0}^t \left\{ \int_0^L L \left(t, x, y, \beta, \theta, \frac{\partial y}{\partial t}, \frac{\partial \beta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \beta}{\partial x}, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \frac{\partial^2 y}{\partial x \cdot \partial t} \right) dx + L_1(y) + L_2(\theta) \right\} dt.$$

Уравнения Эйлера – Пуассона [4] примут вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial y} + \frac{\partial L_1}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\partial L}{\partial \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)} \right] + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[\frac{\partial L}{\partial \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)} \right] + \frac{\partial^2}{\partial x \cdot \partial t} \left[\frac{\partial L}{\partial \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x \cdot \partial t} \right)} \right] &= 0; \\ \frac{\partial L}{\partial \beta} - \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\partial L}{\partial \left(\frac{\partial \beta}{\partial t} \right)} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial L}{\partial \left(\frac{\partial \beta}{\partial x} \right)} \right] &= 0; \\ \frac{\partial L}{\partial \theta} + \frac{\partial L_2}{\partial \theta} - \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\partial L}{\partial \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} \right)} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial L}{\partial \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)} \right] &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Имея результаты частотного анализа изгибных и крутильных колебаний бруса на второй фазе движения батана [3], можно оценить и влияние связанности этих колебаний. При этом мы не будем учитывать возникающую при кручении депланацию поперечного сечения бруса. Если пренебречь силами неупругого сопротивления, то на основании уравнений (3) уравнения, описывающие собственные изгибно-крутильные колебания бруса на второй фазе движения батана, будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + k_n y + k_n a \theta &= 0, \\ GI_p \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \mu \frac{I_p}{F} \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + k_n a^2 \theta + k_n a y &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Принимая решение в виде $y = \sum_i X_i(x) \sin(p_i t + \alpha_i)$ и $\theta = \sum_i \varphi_i(x) \sin(p_i t + \alpha_i)$, для балки, рис. 1, получим

$$\left. \begin{aligned} EIX_{ji}^{IV} - \mu p_i^2 X_{ji} + k_n X_{ji} + k_n a \varphi_{ji} &= 0; \\ GI_p \varphi_{ji}'' - \mu \frac{I_p}{F} p_i^2 \varphi_{ji} + k_n a^2 \varphi_{ji} + k_n a X_{ji} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где j – номер участка балки (от 1 до $n-1$).

Решение уравнений форм (5) для каждого j -го участка ищется в виде

$$X_{ji}(x) = C_{ji} j e^{\lambda_{ji} x}; \quad \varphi_{ji}(x) = D_{ji}(x) = D_{ji} e^{\lambda_{ji} x}, \quad (6)$$

где C_{ji}, D_{ji} – постоянные коэффициенты форм.

Подставляя (6) в (5), будем иметь

$$\left. \begin{aligned} EI \lambda_{ji}^{IV} C_i + (k_n - \mu p_i^2) C_i + k_n a D_i &= 0, \\ GI_p \lambda_{ji}^2 D_i + \left(k_n a^2 - \mu \frac{I_p}{F} p_i^2 \right) D_i + k_n a C_i &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Для получения частотного уравнения системы (7) воспользуемся граничными условиями участков балки:

при изгибе

$$\left. \begin{aligned} EI_z X_i''(x=0) - c_2 X_i'(x=0) &= 0; \\ EI_z X_i'''(x=0) + (c_1 - m p_i^2) X_i(x=0) &= 0; \\ EI_z X_i''(x=l) + c_2 X_i'(x=l) + c_3 X_i'(x=l) &= 0; \\ EI_z X_i'''(x=l) - (c_1 - m p_i^2) X_i(x=l) - \mu \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} X_i(x=l) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

при кручении

$$\left. \begin{aligned} \varphi(x=0, t) &= X'(x=0, t); \\ \varphi(x=l, t) &= X'(x=l, t); \\ GI_p \varphi''(x=0, t) &= c_3 \varphi(x=0, t); \\ GI_p \varphi'(x=l, t) &= -c_3 \varphi(x=l, t) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

и условиями сопряжения участков:

$$\left. \begin{aligned} X_i(x_1=l_1) - X_{i+1}(x_2=0); \\ X_i'(x_1=l_1) - X_{i+1}'(x_2=0); \\ \varphi_i(x_1=l_1) = \varphi_{i+1}(x_2=0); \\ GI_p \varphi_i'(x_1=l_1) = GI_p \varphi_{i+1}'(x_2=0), \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

при этом согласно первому уравнению системы (5) имеем

$$\begin{aligned} \varphi_i &= -\frac{EI_z}{k_n a} X_i^{IV} + \frac{\mu p_i^2}{k_n a} X_i - \frac{1}{a} X_i; \\ \varphi_i' &= -\frac{EI_z}{k_n a} X_i^V + \left(\frac{\mu p_i^2 - k_n}{k_n a} \right) X_i'. \end{aligned}$$

Таким образом, получено 12 уравнений, соответствующие граничным условиям и условиям сопряжения участков бруса багана, которые можно представить в виде следующей системы:

$$\left. \begin{aligned} a_{11ji} C_{ji} + a_{12ji} D_{ji} &= 0, \\ a_{21ji} C_{ji} + a_{22ji} D_{ji} &= 0. \end{aligned} \right\}$$

В результате решения данной системы уравнений с помощью формул Крамера [4] получаем коэффициенты форм C_{ji}, D_{ji} .

С использованием разработанной методики расчета собственных изгибно-крутильных колебаний применительно к станку СТР-100-М были получены результаты, аналогичные приведенным в работе [5]. Первые три формы собственных изгибно-крутильных колебаний бруса багана станка СТР-100-М приведены на рис. 2.

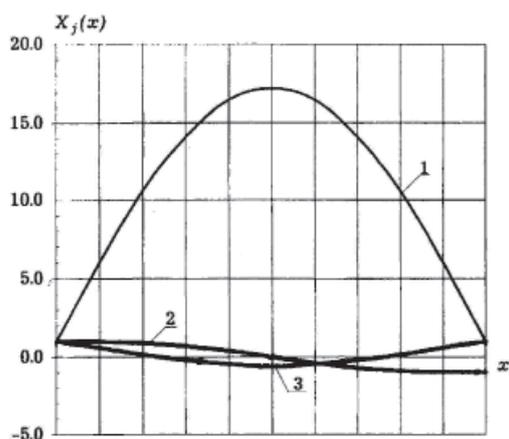


Рис. 2. Первые три формы собственных изгибно-крутильных колебаний бруса батана металлотакающего станка СТР-100-М

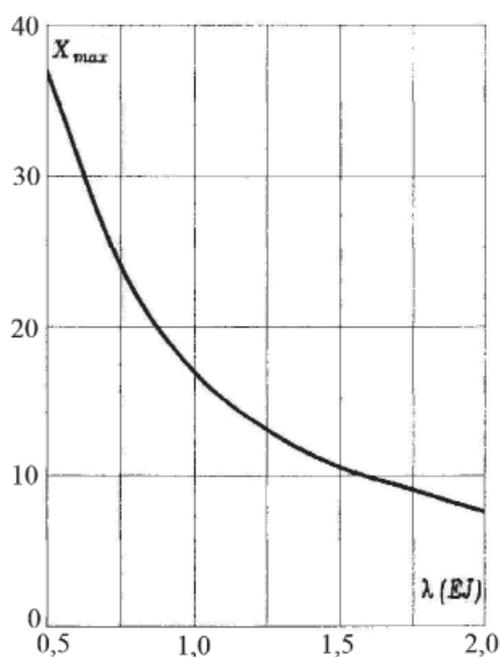


Рис. 3. Влияние жесткости бруса на амплитуду первой формы изгибно-крутильных колебаний бруса батана металлотакающего станка СТР-100-М

Как следует из рис. 2, максимальное отношение между амплитудами колебаний различных сечений бруса при реализации первой формы. Максимальный прогиб при этом будет иметь место в сечении $x = l/2$. Относительные амплитуды колебаний при второй и третьей формах имеют небольшие значения. При этом нужно отметить, что высокочастотные колебания затухают значительно быстрее, т.е. в первую очередь при анализе динамики батанного механизма нужно обращать внимание на колебания, соответствующие первой гармонике. Влияние

жесткости бруса батана на максимальные значения относительной амплитуды при реализации первой формы колебаний приведено на рис. 3. Ввиду незначительности (< 1) данной зависимости по второй и третьей формам они не показаны, а по первой форме видно значительное снижение амплитуды колебаний при увеличении жесткости бруса батана.

Необходимо отметить, что хотя абсолютные значения амплитуд колебаний сечений бруса батана определяются анализом вынужденных колебаний, однако и анализ собственных изгибно-крутильных колебаний показывает, что при проектировании (или модернизации) бруса батанного механизма металлотакающих станков необходимо стремиться к реализации возможностей увеличения первой собственной частоты колебаний, тем самым – к увеличению изгибной жесткости бруса.

Выводы

1. Разработана математическая модель собственных частот и форм изгибно-крутильных колебаний бруса широких металлотакающих станков с n лопастями, соответствующая его уточненной динамической модели бруса на фазе взаимодействия берда с опушкой вырабатываемой сетки.

2. Установлено, что на вибрационные процессы в батанных механизмах металлотакающих станков типа СТР влияют изгибная жесткость бруса и его погонная масса, в связи с этим при проектировании или модернизации батанных механизмов нужно стремиться к увеличению изгибной жесткости бруса и снижению его погонной массы.

Список литературы

1. Беляев, Н.М. Сопротивление материалов. – 15-е изд. перераб. – М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука». – 1976. – С. 608.
2. Мельяченко Ж.В. Взаимосвязь технологических параметров ткачества и параметров строения вырабатываемых тканей / Ж.В. Мельяченко, С.Д. Николаев // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1991. – № 1. – С. 47–50.
3. Мигушов И.И. Механика текстильной нити и ткани. – М.: Легкая индустрия, 1980. – 160 с.
4. Смирнов В.И. Курс высшей математики: учебное пособие для вузов: В 6-ти т. Т.1. – М.: Наука, 1965. – 480 с.
5. Суров В.А. Динамика упругих систем батанного механизма металлотакающих станков / В.А. Суров, А.А. Тувин. – Иваново: ИГТА, 2004. – 188 с.
6. Суров В.А. Исследование батанного механизма металлотакающих станков типа СТР с выстоем в момент приоя / В.А. Суров, А.А. Тувин, А.В. Ковалевский, В.Г. Чумиков // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1996. – № 3. – С. 90–93.
7. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.