СТАТЬИ

УДК 677.016.673.22-24

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТКАЦКИХ СТАНКОВ ТИПА СТБ

Аллямов Р.Р., Максимов А.А., Тувин А.А.

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный политехнический университет», Иваново, e-mail: harley-davison47@mail.ru

Воздействие колебательных и деформационных процессов в механизмах ткацких станков можно минимизировать на этапе проектирования или модернизации. Достижение данной цели становится возможным при наличии динамической и математической моделей решения задачи о воздействиях собственных колебаний элементов батанного механизма с учетом характеристик упругости его звеньев. В настоящей статье рассмотрены собственные крутильные колебания подбатанного вала, характерные для фазы подвода и уплотнения уточной нити. Предложено определение частот и форм собственных колебаний путем вывода дифференциального уравнения. Выявлено, что на жесткость подбатанного вала существенное влияние оказывают такие характеристики, как модуль сдвига, длина участка, подверженного крутильным колебаниям, и угол поворота, возникающий при крутящем моменте. Исходя из определения частоты упруго-зафиксированного подбатанного вала появляется возможность оценки влияния обособленных динамических параметров на собственные частоты колебаний системы, конкретно на основную частоту колебаний батана, жесткости подбатанного вала и жесткости его опор. На основании полученных дифференциальных уравнений было разработано программное обеспечение, позволяющее путем виртуального эксперимента спрогнозировать деформации бруса батана при различных вариантах количества и расположения батанных коробок, а следовательно, и производстве тканей с заданными параметрами.

Ключевые слова: ткацкий станок, батан, подбатанный вал, колебания, угол поворота, крутящий момент

DYNAMIC ANALYSIS OF WEAVING LOOMS OF THE TYPE LWS

Allyamov R.R., Maksimov A.A., Tuvin A.A.

Ivanovo State Polytechnical University, Ivanovo, e-mail: harley-davison47@mail.ru

The impact of oscillatory and deformation processes in the loom mechanisms can be minimized at the design or modernization stage. Achievement of this purpose becomes possible in the presence of dynamic and mathematical models of the decision task, the effects of oscillation elements bataans mechanism taking into account elastic properties of its links. This article describes a private podbataans torsional vibrations of the shaft, characteristic of the phase of the inlet and seal the weft yarn. The definition of frequencies and forms of natural oscillations by derivation of the differential equation is proposed. It is revealed that such characteristics as shear modulus, the length of the section subject to torsional vibrations and the angle of rotation arising at the torque have a significant impact on the stiffness of the subbath shaft. On the basis of the determination frequency elastic fixed shaft podbataans it becomes possible to assess the separate influence of dynamic parameters on the natural frequencies of the system, particularly at the basic oscillation frequency of bataan, stiffness podbataans the shaft and the stiffness of the supports. On the basis of the obtained differential equations have developed software that allows by virtual experiment to predict the deformation of the beam of Bataan in various embodiments, the number and location bataans boxes, and, consequently, the production of fabrics with the specified parameters.

Keywords: loom, bataan, podbataans shaft, oscillations, rotation, torque

Батанный механизм находится в числе наиболее нагруженных механизмов ткацких станков типа СТБ [1]. Батанный механизм служит для прибоя нитей утка и реализации процесса тканеформирования, а также для направления движения прокладчика, при прокладывании нити в зев [2]. Статистика учета простоев станков СТБ на предприятиях текстильной промышленности показывает, что 28 % простоев вызвано поломками элементов батанного механизма, при этом наиболее часто наблюдается выход из строя таких элементов, как батанный вал и бердо [1], из этого следует, что возникает необходимость учета динамических нагрузок на стадии проектирования, что позволит выявить необходимое количество упругих опор, в виде батанных коробок, для возможности беспрепятственного формирования ткани с заданными свойствами. Первым этапом динамического анализа является решение задачи о собственных частотах и формах колебаний бруса батана. Схема конструкции батанного механизма ткацкого станка типа СТБ, с учетом его рассматриваемых особенностей, приведена на рис. 1.

Приведенный на рисунке батанный механизм сконструирован следующим образом. Главный вал 10 и кулачки 9 получают вращение от привода станка. Через ролики 8 это движение преобразуется в возвратно-качательное движение двуплечих рычагов 6 подбатанного вала 5, а вместе с ним и лопастей 4, несущих брус 2 и бердо 1. Сопряжение профиля кулачков 9 таково, что при их повороте на некоторых угол батан

во время пролета прокладчику утка через зев находится без движения в заднем положении, то есть имеет соответствующий выстой. Отдельные части подбатанного и главного валов, вращающиеся в подшипниках скольжения 11 и качения 12, соединены между собой муфтами 13. Кулачки 9 являются парными, то есть представляют собой кулачок и контркулачок с геометрически сопряженными профилями.

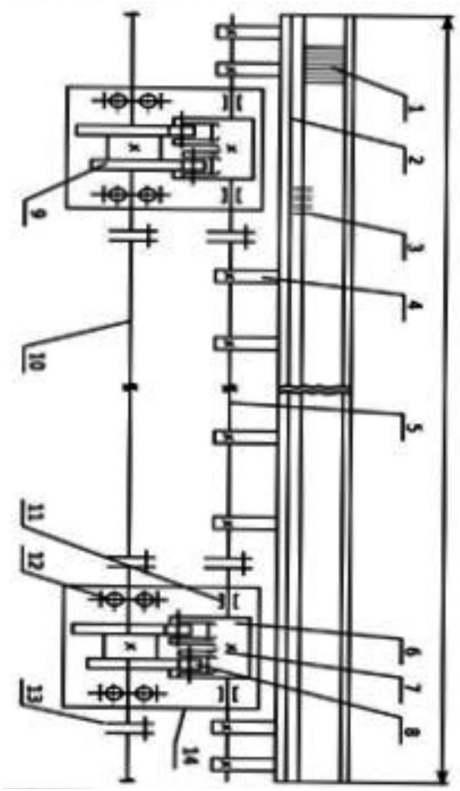

Рис. 1. Схема конструкции батанного механизма – вид со стороны грудницы станка

Цель исследования заключается в разработке методики математического решения задачи о формах и частотах свободных колебаний бруса батана ткацких станков типа СТБ с переменными граничными условиями и характеристиками податливости опор. В этой связи возникает необходимость учета динамических искажений кинематических функций батанного механизма, являющихся следствием упругой деформации его звеньев [3].

Одним из эффективных способов определения нагрузок, действующих на батанный механизм, является кинетостатический метод. В этой связи возникает необходимость учета динамических искажений кинематических функций батанного механизма, являющихся следствием упругой деформации его звеньев [3].

С целью определения частот свободных колебаний батанного механизма ткацких станков типа СТБ, происходящих на фазе подвода и уплотнения уточной нити, рассмотрим расчетную схему поперечного сечения элемента подбатанного вала, изображенную на рис. 2, построенную на основании рис. 1, где поперечные сечения обозначены mn и m'n', а длина подбатанного вала принята за dx. За обобщенный параметр движения принят угол поворота поперечного сечения, условно обозначаемый g (x, t). Зависимость обозначенного перемещения от координат сечения x и времени t, определяется связью угла поворота g (x, t) с крутящим моментом M поперечного сечения, определяется по формуле

$$M = GJ_P \frac{\delta(x,t)}{\delta(x)}, \qquad (1)$$

где G – модуль сдвига, J_P – полярный момент инерции сечения вала.

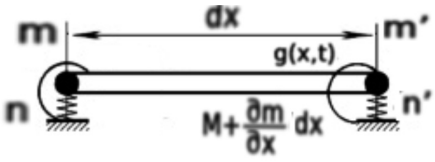

Рис. 2. Расчетная схема динамической модели бруса батана станка СТБ

На основании ранее проведенных нами исследований получены следующие математические модели. В смежном сечении крутящий момент определяется следующим образом:

$$M + dM = GJ_P \frac{\partial g(x,t)}{\partial x} + GJ_P \frac{\partial^2 g(x,t)}{\partial x^2} dx. \qquad (2)$$

Момент сил инерции элементарного участка вала длиной d_x равен

$$-\rho dx \frac{\partial^2 g(x,t)}{\partial t^2}. \qquad (3)$$

Применяя принцип Даламбера, становится возможным выведение дифференциального уравнения движения элемента вала:

$$p \frac{\partial^2 g(x,t)}{\partial t^2} - GJ_P \frac{\partial^2 g(x,t)}{\partial x^2} = 0 \qquad (4)$$

которое преобразуем в

$$\frac{\partial^2 g(x,t)}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 g(x,t)}{\partial x^2} = 0, \qquad (5)$$

где

$$a^2 = \frac{GJ_P}{\rho}. \qquad (6)$$

Уравнение (5) относится к однородным дифференциальным уравнениям второго порядка в частных производных. Решение данного уравнения может быть выполнено по методу Фурье [4], в таком случае уравнение (5) будет представлено в следующем виде:

$$g(x,t) = y(x)*\sin(\rho t + d), \quad (7)$$

где ρ – круговая частота собственных крутильных колебаний, а y(x) – функция координаты x, характеризующая изменение амплитуд крутильных колебаний по длине вала *a* – начальная фаза колебаний, то уравнение (7) будет отражать форму колебаний вала. В результате подстановки уравнения (7) в уравнение (5) и сокращения на sin(ρt + a) выводится стандартное дифференциальное уравнение:

$$\frac{d^2y(x)}{dx^2} + k^2 y(x) = 0, \quad (8)$$

где

$$k = \frac{\rho}{\alpha}. \quad (9)$$

Решение уравнения (8) выглядит следующим образом:

$$y(x) = C_1 \cos kx + C_2 \sin kx, \quad (10)$$

где C_1 и C_2 – произвольные постоянные.

В случае, если на концах вала батана имеются две упругие опоры жесткостью C_0, функция, определяющая формы колебаний, должна удовлетворять граничным условиям, которые имеют вид, при $x = 0$:

$$GJ_P\left(\frac{dg}{dx}\right) = c_0 g(x,t), \quad (11)$$

при $x = l$

$$GJ_P\left(\frac{dg}{dx}\right) = -c_0 g(x,t). \quad (12)$$

Формы колебаний батана с двумя упругими опорами определяются посредством уравнения (8), после подстановки в него постоянных интегрирования C_1 и C_2, найденных из граничных условий (11) и (12), полученное выражение имеет вид

$$y(x) = \cos kx + \frac{c_0}{kGJ_P}\sin kx, \left(C_2 = \frac{c_0}{kGJ_P}C_1\right). \quad (13)$$

Выполнение граничных условий (11) и (12) позволяет вывести систему однородных уравнений, применительно к коэффициентам C_1 и C_2.

$$\left.\begin{aligned} &c_0 C_1 - kGJ_P C_2 = 0 \\ &-(kGJ_P \sin kl + c_0 \cos kl)C_1 + (kGJ_P \cos kl + c_0 \sin kl)C_2 = 0 \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

С целью выведения уравнения для определения частот собственных колебаний, определитель данной системы необходимо приравнять к нулю, таким образом, получаем

$$tg\mu = \frac{2v \times \mu}{1 - v^2\mu^2}, \left(\mu = kl = \frac{p}{a}l\right), \quad (15)$$

где *v* – отношение жесткости вала батана к жесткости его опор

$$v = \frac{c}{c_0}. \quad (16)$$

При одной упругой опоре на правом конце вала и свободном левом конце (рис. 1) граничными условиями являются:

$$GJ_P\left(\frac{dy}{dx}\right)x_{x=0} = 0,$$

$$GJ_P\left(\frac{dy}{dx}\right)x_{x=l} = -c_0 y(l). \quad (17)$$

Исходя из уравнений (8) и (17) выводим

$$y = \cos kx. \quad (18)$$

Данное уравнение подходит для описания свободных колебаний батана с единой правой упругой опорой.

В случае, когда правый конец вала находится в свободном состоянии, а упругая опора расположена на левом конце, пограничные условия имеют следующий вид

$$\left.\begin{aligned} &GJ_P\left(\frac{dy}{dx}\right)x_{x=0} = c_0 y(0), \\ &GJ_P\left(\frac{dy}{dx}\right)x_{x=l} = 0. \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

Принимая условия уравнения (19) и взяв за основу уравнение (8), становится возможным определение форм свободных колебаний с одной левой упругой опорой:

$$y(x) = \cos kx + tgkl \sin kx, (C_2 = C_1 tgkl). \quad (20)$$

При каждом рассмотренном варианте частное уравнение имеет следующий вид:

$$\mathrm{tg}\mu \frac{1}{\nu \times \mu}, \left(\mu = \frac{\rho l}{a}\right). \quad (21)$$

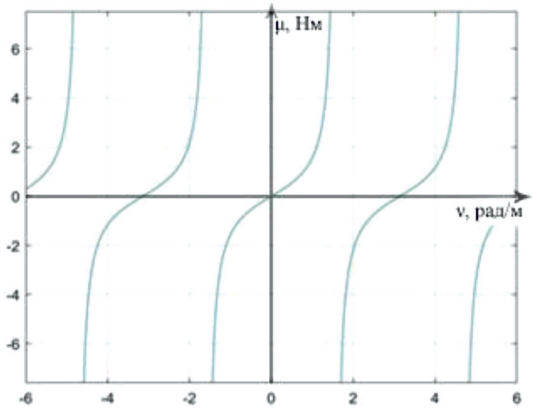

Рис. 3. Графическое решение частотного уравнения (15)

На рис. 3 представлено графическое решение уравнения (15) при различных значениях ν. Как видно из приведенных графиков, увеличение ν ведет к убыванию корня уравнения.

На основании сопоставления уравнений (15) и (21) с результатами расчетов, приведенных в работах других исследователей на смежную тематику [5], приходим к заключению, что при увеличении ν корни уравнений (15) и (21) убывают. При $\nu = 0$ корнями уравнений (15) и (21) принимаем $\mu_1 = \pi$ и $\mu_1 = \pi/2$.

В уравнениях (15) и (21), принимая величины μ_z, появляется возможность вычисления круговых частот колебаний по формуле

$$\rho_z = \mu_z \frac{a}{l} =$$

$$= \frac{\mu_z}{l}\sqrt{\frac{GJ_P}{\rho}} = \mu_z \sqrt{\frac{c}{J}}, (z = 1,2,3\ldots). \quad (22)$$

В том случае, когда жесткость опор c_0 в значительной мере превышает жесткость $c = GJ_P/l$ подбатанного вала, динамическая модель батанного механизма с двумя коробками может быть представлена упругим подбатанным валом, защемленным по концам, с учетом момента инерции единицы длины $\rho = Y/l$. Уравнение форм и частотное уравнение для данного случая может быть получено из выражений (13) и (15). Приняв в формате данных выражений $c_0 = \infty$, получаем

$$y(x) = \sin kx, \quad (23)$$

$$\mathrm{tg}\mu = 0, \left(\mu = \frac{\rho}{a} l\right). \quad (24)$$

Из уравнения (24) следует $\mu_z = z\pi$ и частоты собственных колебаний следует

$$\rho_z = \mu_z \frac{a}{l} =$$

$$= \frac{z\pi}{l}\sqrt{\frac{GJ_P}{\rho}} = z\pi\sqrt{\frac{c}{J}}, (z = 1,2,3\ldots). \quad (25)$$

Для механизма с одной батанной коробкой при $c_0 = \infty$ динамическая модель имеет вид упругого вала, при условии, что масса распределена по длине, с защемлением одного конца вала, и свободного положения другого [6]. Уравнение форм в данном случае принимает вид (18) или (20), аналогично уравнениям вала с упруго закрепленным концом с правой или левой стороны. Частотное уравнение выводится из (21), в нем принимается $\nu = 0$ ($c_0 = \infty$), отсюда:

$$\mathrm{tg}\mu = \infty \quad (26)$$

таким образом получаем $\mu_z = (2z-1)\pi/2$ и частоты колебаний:

$$\rho_z = \mu_z \frac{a}{l} = \frac{(2z-1)\pi}{2l}\sqrt{\frac{GJ_P}{\rho}} =$$

$$= \frac{(2z-1)\pi}{2}\sqrt{\frac{c}{J}}, (z = 1,2,3\ldots). \quad (27)$$

В практических исследованиях наибольшее значение имеют первая, низшая или основная, частота колебаний упругой системы. При выражении батана в качестве упруго зафиксированного вала, приблизительное значение его частоты определяется по формуле, профессора Я.И. Коритысского [7]:

$$\frac{1}{\rho_0^2} = \frac{1}{\rho_3^2} + \frac{1}{\rho_{ж}^2}, \quad (28)$$

где ρ_0 – частота упруго зафиксированного вала; $\rho_з$ – частота жестко зафиксированного вала; ρ – частота упруго зафиксированного жесткого вала.

При определении частоты собственных колебаний батана по формуле (28), батан должен быть представлен в виде совокупности двух систем упругой с жесткой фиксацией, жесткой системы с упругой фиксацией [8].

Частота колебаний системы с жесткой фиксацией для упругого вала, замещенного

по концам, определяется по формуле (25) при z = 1 [9], таким образом, получаем

$$\rho_з = \frac{\pi}{l}\sqrt{\frac{GJ_P}{\rho}} = \pi\sqrt{\frac{c}{J}}. \qquad (29)$$

Для упругого вала, один конец которого зафиксирован, а другой находится в свободном положении частоту колебаний системы с жесткой заделкой следует определять по формуле (27), при z = 1 получаем

$$\rho_з = \frac{\pi}{2l}\sqrt{\frac{GJ_P}{\rho}} = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{c}{J}}. \qquad (30)$$

Из уравнений (29) и (30), становится, очевидно, что во втором случае частота колебаний получается вдвое ниже [10].

Частота колебаний жесткой системы с упругой фиксацией определяется по формуле

$$\rho_ж = \sqrt{\frac{c_{оз}}{J}}, \qquad (31)$$

где $c_{оз}$ – суммарная жесткость опор батана на кручение.

Формула (28) позволяет без проведения натурных испытаний оценить воздействие отдельных динамических параметров на собственные частоты колебаний исследуемой системы, в частности оценить влияние на основную частоту колебаний батана жесткости подбатанного вала и жесткости его опор.

Для разработанной математической модели была составлена программа расчета на ЭВМ применительно к батанным механизмам ткацких станков СТБ-220 (рис. 4).

Использование разработанного программного обеспечения позволяет путем виртуального эксперимента определить возможность выработки на ткацком станке типа СТБ ткани с заданными параметрами. Это становится возможным за счет прогнозирования деформации бруса батана при различных вариантах количества и расположения батанных коробок, а следовательно, и производстве тканей заданного ассортимента. Применение данной методики повышает гибкость производства в плане быстрой смены ассортимента и может позволить избежать брака в процессе экспериментальной выработки новых артикулов ткани.

В результате применения приведенной методики, к батанным механизмам ткацких станков СТБ 220, были получены результаты, подтверждающие эффективность предложенной методики. В частности, на рис. 5 изображено графическое выражение форм собственных колебаний элементов батанного механизма станка СТБ-220.

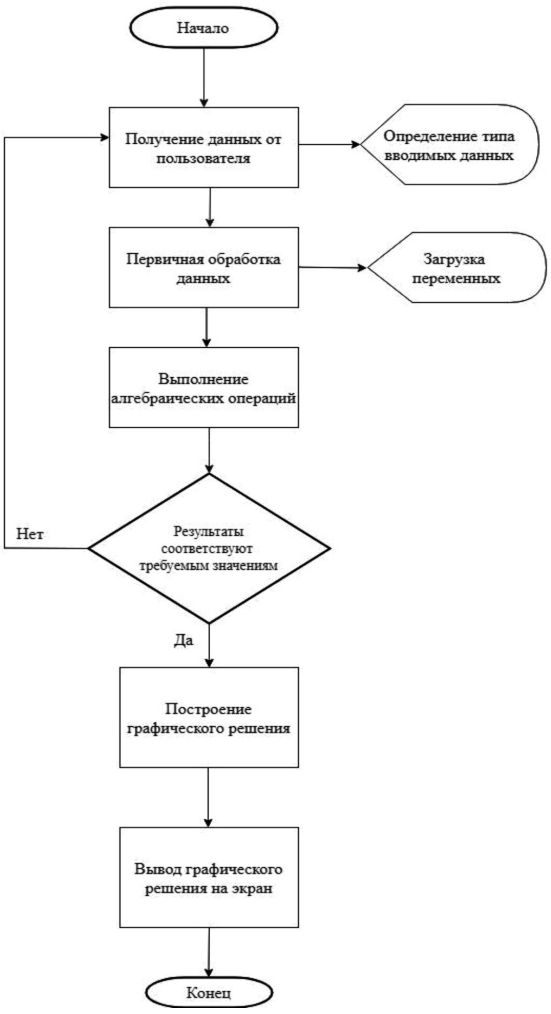

Рис. 4. Блок-схема разработанного программного обеспечения

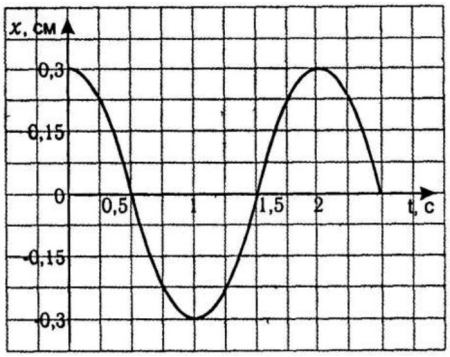

Рис. 5. Графическое изображение частотных колебаний

Выражения (13), (18) и (20), определяющие формы колебаний батана при различных граничных условиях, могут быть использованы для динамического анализа различных конструктивных схем, с учетом динамических искажений кинематических

функций батанного механизма, являющихся следствием упругой деформации его звеньев. Использование данной методики на стадии проектирования батанного механизма позволит точнее определить, количество лопастей, а также количество и расположение упругих опор, что существенно повлияет на работу механизма и станка в целом.

Используя разработанное программное обеспечение для ткацкого станка СТБ-220, имеющего одну батанную коробку, были получены значения собственных частот $p_1 = 1374{,}9\ с^{-1}$. При частоте вращения главного вала n = 260 об/мин его угловая скорость составляет $\omega = 24{,}5\ с^{-1}$, следовательно, для всех собственных частот выполняются первичные условия гармоники $\omega \leq p$.

Результаты виртуального эксперимента, полученные с помощью разработанного программного обеспечения, позволяют упростить определение эффективности работы станка СТБ при заданном соотношении количества и расположения батанных коробок с параметрами вырабатываемой ткани, что предоставит возможность предотвращения отказа батанного механизма при недостаточном для производства ткани с заданными параметрами количестве батанных коробок.

Достоверность представленных в статье результатов, подтверждается логической непротиворечивостью с результатами более ранних исследований по данной тематике [11].

Выводы

1. Предложен способ математического решения задачи о формах и частотах свободных колебаний бруса батана ткацких станков типа СТБ, происходящих на фазе подвода и уплотнения уточной нити.

2. Получены дифференциальные уравнения для определения частотных характеристик батанных механизмов различных конструктивных моделей с переменными граничными условиями и характеристиками податливости опор.

Список литературы

1. Назарова М.В. Автоматизированный расчет технико-экономических показателей ткацкого производства // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2008. № 4. С. 118–126.

2. Тувин А.А. Развитие научного и методического обеспечения процессов проектирования оборудования и технического контроля производства тканых металлических сеток: дис. ... докт. техн. наук. Иваново, 2012. 335 с.

3. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л.: Машиностроение. 1976. 328 с.

4. Дерендяев Н.В., Калинин А.В., Проекционный метод Фурье: учебно-методическое пособие. Нижний Новгород: ННГУ им. Н.И. Лобачевского, 2012. 75 с.

5. Суров В.А., Тувин А.А. Динамика упругих систем батанных механизмов металлоткацких станков: монография. Иваново: ИГТА, 2004. 184 с.

6. Иванов С.М., Романов Е.С., Шмелева Т.В. Решение статически неопределимых балок по курсу «Сопротивление материалов». Иваново: ИГТА, 2011. 40 с.

7. Борисов А.И., Журавлёва О.С., Макаров В.А., Хозина Е.Н. Определение оптимального срока службы механизмов ткацких машин // Дизайн и технологии. 2016. № 51 (93). С. 84–89.

8. Тувин А.А., Шляпугин Р.В., Пирогов Д.А. Автоматизированный расчет кулачково-стержневых механизмов: учеб. пособие для студ. направления подгот. бакалавров 15.03.02: Иваново: ИВГПУ, 2018. 224 с.

9. Макаров В.А., Хозина Е.Н., Лебзак А.В. Методика анализа законов движения, применяемых в приводе зевообразующих механизмов (ЗОМов) ткацкого станка // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2004. № 5. С. 76–80.

10. Белобрагин В.Я. Основы технического регулирования: учебное пособие. 2-е изд., испр. и доп. М.: РИА «Стандарты и качество», 2008. 422 с.

11. Тувин А.А. Собственные изгибно-крутильные колебания бруса батана металлоткацкого станка на фазе взаимодействия берда с опушкой ткани // Современные наукоемкие технологии. 2015. № 9. С. 86–91.