

# МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСУЩИХ СИСТЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН\*

*Ю.И. ПОДГОРНЫЙ<sup>1,2</sup>, доктор техн. наук, профессор  
В.Ю. СКИБА<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доцент  
А.В. КИРИЛЛОВ<sup>1,3</sup>, канд. техн. наук, доцент  
В.Н. ПУШНИН<sup>1</sup>, аспирант, И.А. ЕРОХИН<sup>1</sup>, аспирант  
Д.Ю. КОРНЕВ<sup>1</sup>, магистрант  
(<sup>1</sup>НГТУ, г. Новосибирск,  
<sup>2</sup>НТИ (филиал) «МГУДТ», г. Новосибирск,  
<sup>3</sup>НГПУ, г. Новосибирск)*

Поступила: 10 февраля 2014

Рецензирование: 26 марта 2014

Принята к печати: 3 апреля 2014

**Скиба В.Ю.** – 630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20,  
Новосибирский государственный технический университет,  
e-mail: skeeba\_vadim@mail.ru

Рассматриваются вопросы моделирования несущих систем технологических машин с учетом упругих колебаний, вызванных податливостью звеньев, при учете ограничений величин амплитуд частот. Целью данной работы является разработка расчетной модели несущей системы технологической машины (на примере ткацкого станка СТБ) и подтверждение адекватности расчетной модели результатами экспериментальных исследований. Доказано, что расчетная модель несущей системы для станка с заправочной шириной 190 см может быть рекомендована для определения первой частоты свободных колебаний для всей гаммы станков данного типа. Показано, что при проектировании станины станков следует учитывать скоростные режимы рабочих частот главного вала, закладывая при их проектировании отсутствие возможных резонансов. На основе проведенного анализа конструктивных схем гаммы ткацких станков СТБ проведен расчет частотного спектра изгибно-крутильных колебаний несущей системы ткацкого станка СТБ-190. Разработанная расчетная модель является универсальной для гаммы технологического оборудования заправочной шириной 180, 190, 216, 220, 250, 330 см.

**Ключевые слова:** несущая система, технологическая машина, метод конечных элементов, модальный анализ, собственная частота колебаний.

## Введение

Совершенствование существующего и создание нового высокопроизводительного оборудования является одной из основных тенденций развития современного машиностроения. На отечественных предприятиях в различных отраслях промышленности насчитывается множество наименований технологического оборудования. Ряд технологических машин работает в условиях повышенных динамических режимов,

связанных с возникновением значительных динамических нагрузок. Для быстроходных машин и машин с повышенными силовыми нагрузками необходимо учитывать упругие колебания, вызванные податливостью звеньев, амплитуды которых в отдельных случаях бывают соизмеримыми с величинами перемещений от сил инерции. В условиях эксплуатации значения амплитуд и частот колебаний должны быть ограничены технологическими требованиями и требованиями безопасности при эксплуатации оборудования.

\* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 13-08-01102 а.

В связи с этим был проведен анализ работ по исследованию несущих систем текстильных машин, посвященных разработке методик определения и расчету жесткостных характеристик и характеристик колебательного процесса, оценке влияния работы отдельных механизмов ткацких станков на работу несущих систем, а также экспериментальным исследованиям.

Несмотря на то что исследованиям несущих систем ряда технологических машин уделяется значительное внимание, вопросы динамики остовов, определения амплитудно-частотных характеристик, а также выбора режимов эксплуатации освещены недостаточно полно. Основные принципы моделирования несущих систем технологических машин текстильной промышленности изложены в работах отечественных (Белов Ю.В., Захаров Б.М., Хак А.И., Иванов С.М. и др.) и зарубежных авторов (Голец З., Кубяк Х., Томарек З. и др.) [1–4]. Анализ указанных работ показывает:

- несущие системы текстильных машин моделируются регулярной стержневой системой, довольно приближенно отражающей реальную конструкцию, и в ряде случаев расчетные модели не предусматривают учета податливости отдельных конструктивных элементов;

- проблемы, связанные с динамическими характеристиками несущих систем технологических машин текстильной промышленности, недостаточно изучены и нуждаются в дальнейшей разработке;

- создание высокопроизводительного оборудования сдерживается из-за недостаточной разработки методов расчета технического состояния машин в целом и их отдельных узлов, в частности конструкций несущих систем.

В связи с этим целью данной работы является разработка расчетной модели несущей системы технологической машины (на примере ткацкого станка СТБ) и ее апробация на адекватность с результатами экспериментальных исследований.

Для достижения указанной цели поставлены следующие задачи:

- дан анализ конструктивных схем гаммы ткацких станков СТБ с заправочной шириной 180, 190, 220, 250 и 330 см и подготовлены исходные данные для разработки расчетной модели;

- проведен расчет частотного спектра изгибно-крутильных колебаний несущей системы ткацкого станка СТБ-190;

- подтверждена адекватность разработанной расчетной модели результатам экспериментальных исследований;

- проведен анализ отношений частот вынужденных и свободных колебаний гаммы остовов ткацких станков при частотах вращения главного вала: 200...420 мин<sup>-1</sup>.

## Расчетная модель

На основе проведенного анализа конструктивных схем предлагается расчетная модель несущей системы технологической машины на примере ткацкого станка типа СТБ. Общий вид машины показан на рис. 1, а модель несущей системы – на рис. 2, где основные элементы конструкции станка представлены в упрощенном виде.

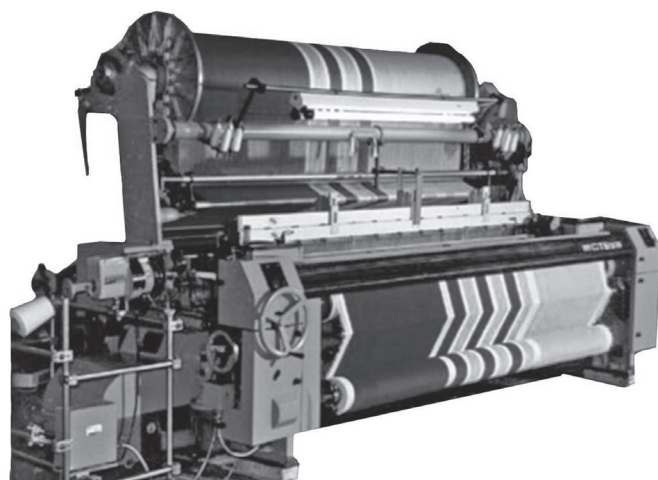


Рис. 1. Общий вид бесчелночного станка СТБ

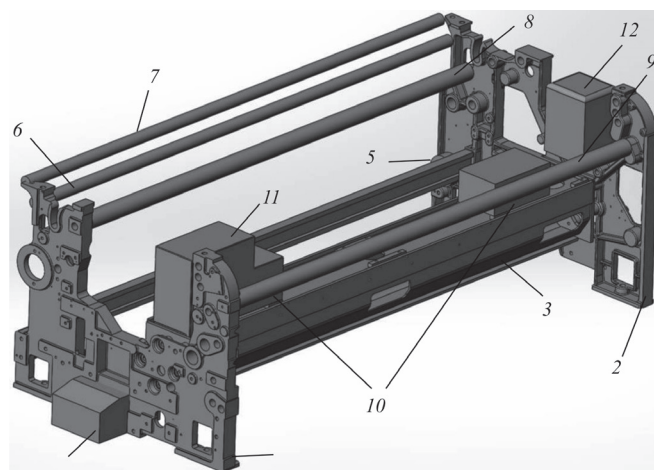


Рис. 2. Физическая модель несущей системы ткацкой машины типа СТБ с основными конструктивными элементами:

1 – рама левая; 2 – рама правая; 3 – передняя связь; 4 – задняя связь; 5 – навой; 6 – подвижное скало; 7 – неподвижное скало; 8 – подскальная труба; 9 – вальян; 10 – батанные коробки; 11 – уточно-боевая коробка; 12 – приемная коробка; 13 – коробка ремизного движения

Для определения частот свободных колебаний остова ткацкого станка необходимо иметь инерционно-массовые характеристики элементов и их расположение относительно принятой системы координат.

Значения нагрузок от собственного веса конструктивных элементов приведены в табл. 1.

Главными элементами расчетной модели, изображенной на рис. 2, являются правая и левая рамы машины, передняя и задняя связи. Рамы

представляют собой континуальные системы с большим количеством ребер жесткости и бобышек, поэтому для расчета несущей системы использован метод конечных элементов (МКЭ) как один из наиболее гибких и универсальных современных методов, применяемых при прочностных расчетах конструкций [5–7].

Ввиду того что конструкции правой и левой рам у ткацких машин СТБ различных заправочных ширин не меняются, а конструкции несущих

Таблица 1

**Значения нагрузок от собственного веса и длин конструктивных элементов для гаммы ткацких станков СТБ с заправочной шириной 180...330 см**

| Наименование конструктивного элемента | Наименование характеристики | Заправочная ширина |        |        |        |        |
|---------------------------------------|-----------------------------|--------------------|--------|--------|--------|--------|
|                                       |                             | 180                | 190    | 220    | 250    | 330    |
| Рама левая                            | Вес, Н<br>(с кареткой)      | 1500               | 1500   | 1500   | 1500   | 1500   |
|                                       |                             | 1492               | 1491,7 | 1491,7 | 1491,7 | 1491,7 |
| Рама правая                           | Вес, Н                      | 1350               | 1350   | 1350   | 1350   | 1350   |
| Передняя связь серийного станка       | Вес, Н                      | 1490               | —      | 1750   | 1750   | 2453   |
|                                       | Длина, мм                   | 2320               | —      | 2725   | 2735   | 3820   |
| Передняя связь нового типа            | Вес, Н                      | 2028               | 2160,8 | 2781,7 | —      | 3839,2 |
|                                       | длина, мм                   | 2328               | 2458   | 2733   | —      | 3828   |
| Задняя связь                          | Вес, Н                      | 421                | 421    | 496    | 558    | 697,4  |
|                                       | Длина, мм                   | 2290               | 2290   | 2695   | 3030   | 3790   |
| Навой                                 | Вес, Н                      | 783,9              | 783,9  | 917,9  | 1021   | 1298   |
|                                       | Длина, мм                   | 2335               | 2235   | 2770   | 3065   | 3865   |
| Подвижное скало                       | Вес, Н                      | 546,2              | 546,2  | 628    | 684,2  | 854    |
|                                       | Длина, мм                   | 2668               | 2660   | 3073   | 3408   | 4168   |
| Неподвижное скало                     | Вес, Н                      | 654                | 654    | 766    | 860    | 1070   |
|                                       | Длина, мм                   | 2500               | 2500   | 2905   | 3240   | 4000   |
| Подскальная труба                     | Вес, Н                      | 600                | 600    | 691    | 765    | 932    |
|                                       | Длина, мм                   | 2805               | 2805   | 3210   | 3545   | 4305   |
| Вальян                                | Вес, Н                      | 576                | 576    | 682    | 644    | 926    |
|                                       | Длина, мм                   | 2282               | 2282   | 2687   | 3022   | 3782   |
| Батанный механизм                     | Вес, Н                      | 1770               | 1770   | 1925   | 2600   | 3016   |
| Уточно-боевая коробка                 | Вес, Н                      | 2859,3             | 2859,3 | 2859,3 | 2859,3 | 2859,3 |
| Приемная коробка                      | Вес, Н                      | 1183               | 1183   | 1183   | 1183   | 1183   |
| Коробка ремизного движения            | Вес, Н                      | 1753,3             | 1753,3 | 1753,3 | 1753,3 | 1753,3 |
| Зевообразовательный механизм          | Вес, Н                      | 790                | 790    | 912    | 1016   | 1358   |
| Транспортер                           | Вес, Н                      | 578,6              | 578,6  | 665,2  | 801    | 1056   |
| Грудница                              | Вес, Н                      | 210                | 210    | 255    | 280    | 380    |
| Телескопические валы                  | Вес, Н                      | 143                | 143    | 156,6  | 183,6  | 131,6  |
|                                       | Длина, мм                   | 1353               | 1353   | 1758   | 2058   | 1203   |



щих систем отличаются только величинами длин передней и задней связей, разработанная расчетная модель, представленная на рис. 2, является универсальной для гаммы ткацких машин СТБ с заправочной шириной 180, 190, 216, 220, 250, 330 и 390 см, в которых были предусмотрены следующие изменения: удалены задняя связь 4, навой 5, подвижное скало 6, неподвижное скало 7, подскальная труба 8, вальян 9, коробка ремизного движения 13.

На основе данных в техническом описании [8] и рабочей документации на ткацкие станки типа СТБ в программном комплексе *SolidWorks* были подготовлены 3D модели базовых элементов ткацких машин. Подготовка геометрии в формате *ANSYS* осуществлялась посредством модуля *ANSYS DesignModeler* [9, 10]. Составление математической модели выполнялось с использованием расчетной платформы *ANSYS Workbench*. На данном этапе работ для проведения конечно-элементного моделирования были выбраны следующие модели: *Static Structural* – статический прочностной анализ (расчет абсолютных/относительных деформаций, напряжений, коэффициента запаса); *Modal* – модальный анализ [11–13].

При подготовке конечноэлементной модели с использованием сеточного генератора *ANSYS Meshing* применялась сетка с использованием следующих типов конечных элементов: *Solid bodies* – твердые тела моделировали 10-узловыми тетраэдрами и 20-узловыми гексаэдрами – *Solid 87* и *Solid 90*; *Surface bodies* поверхностные тела моделировали 4-узловыми 4-угольными оболочковыми элементами – *Shell 57*; *Line bodies* – линейные тела моделировали 2-узловыми линейными элементами *Link 33*. Размер конечных элементов колебался от 10 до 40 мм. Общее количество узлов (*Nodes*) модели составило 390 987, а элементов (*Elements*) – 205 659 (рис. 3). Граничные условия приняты в виде жесткой заделки опорной плоскости левой и правой рам. По всем контактным поверхностям определено неподвижное соединение «*Bonded*». В опции «*Inertial*» выбором «*Standard Earth Gravity*» учтено влияние на конструкцию силы тяжести.

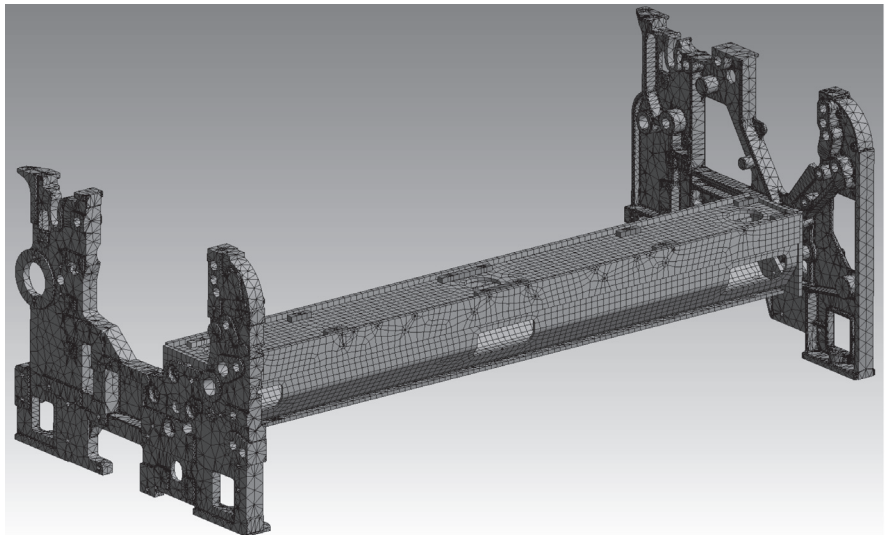


Рис. 3. Конечноэлементная модель базовых элементов станка

## Результаты и обсуждение

Для доказательства адекватности разработанной расчетной модели проведены экспериментальные исследования. Для проведения эксперимента в научно-исследовательской экспериментальной лаборатории ВНИИЛТекмаш (Москва) разработан, изготовлен и смонтирован стенд, имитирующий остов ткацкой машины СТБ с заправочной шириной 190 см с передней связью новой конструкции, на которой были установлены уточно-боевая, приемная коробки и батанный механизм (рис. 4). Испытания проводились в режиме работы главного вала с частотой вращения  $360 \text{ мин}^{-1}$  [14].

Работа основных механизмов ткацкого станка типа СТБ сопровождается значительными знакопеременными ударными нагрузками, вызывающими деформацию как самих элементов механизмов, так и присоединенных связей станка. Под действием ударного возбуждения весь остов и отдельные элементы (корпуса коробок, пластины, стержни) резонируют на собственных частотах. Рамы с жесткой передней связью и установленной на ней уточно-боевой коробкой колеблются как единое целое.

При проведении эксперимента по определению собственных частот колебаний остова использовался комплект виброизмерительной аппаратуры фирмы «Briel & Kjoer» (Дания):

- датчики-акселерометры;
- интегратор типа 2650;
- анализатор типа 2112;
- согласующий усилитель типа 2607;

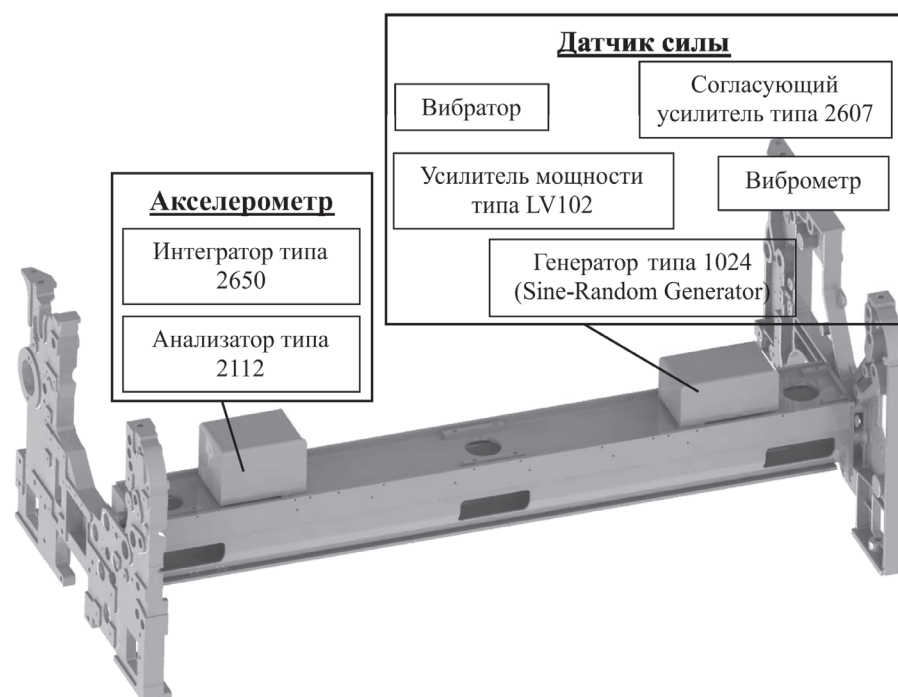


Рис. 4. Схема вибровозбуждения остова станка СТБ-190 и приборное обеспечение эксперимента по определению спектра собственных частот колебаний несущей системы

- усилитель мощности типа LV102;
- генератор типа 1024 (Sine-Random Generator).

Калибровка датчиков осуществлялась при помощи возбудителя вибраций – электродинамического эталонного стола 11 032 (ЕЕТ 101) фирмы «Robotron» (Германия), подающего известное виброускорение. Калибровка датчиков и эксперименты проведены в соответствии со стандартной методикой, достаточно подробно изложенной в имеющейся по данному вопросу литературе.

Для более точной оценки вибрационных процессов, возникающих в остова станка СТБ, важно иметь информацию о собственных частотах всего остова. При исследовании собственных частот колебаний остова станка СТБ-190 использовался метод вибродинамического возбуждения (метод импедансов), позволяющий одновременно получать информацию о динамических податливостях (жесткостях) отдельных элементов остова, выявить возможные формы колебаний поперечных связей станка под действием заданных динамических нагрузок, а также элементы повышенной виброактивности остова [15].

В основном нас интересовал отклик остова станка при приложении нагрузок от батанного механизма. В различных точках конструктивных элементов остова прикладывалась с помощью вибратора гармоническая сила в горизонтальном

направлении, тем самым воспроизводились изгибно-крутильные колебания остова. Наиболее полная характеристика собственных частот получена при непосредственном вибродинамическом возбуждении поперечной связи станка, при приложении нагрузок к опорам батанного вала на коробках. При этом был получен отклик изгибно-крутильных деформаций конструктивных элементов остова.

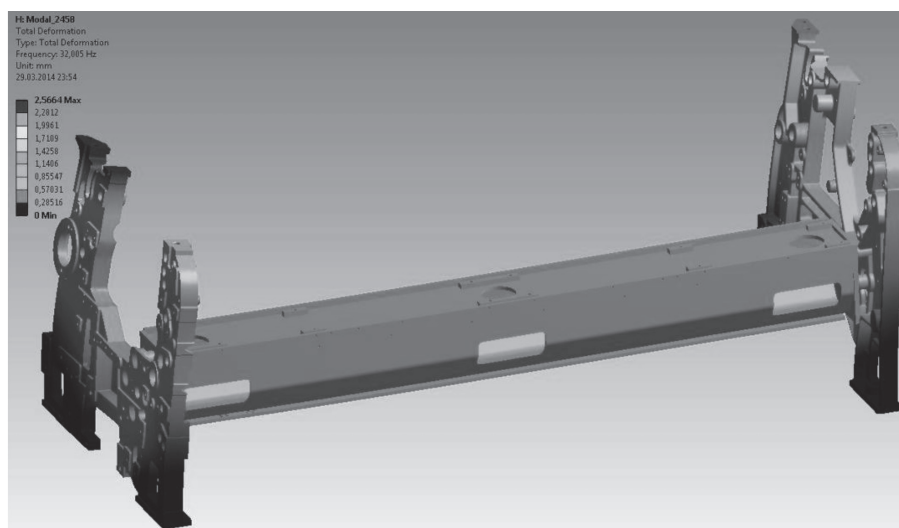
В результате проведенного эксперимента установлено, что несущая система откликается на частоте 32 Гц [14], что достаточно хорошо согласуется с данными теоретического расчета спектра собственных частот изгибно-крутильных колебаний остова в горизонтальном направлении (1-я частота – 32,005 Гц, 2-я частота – 40,069 Гц (рис. 5)). Расхождение между теоретическим и экспериментальным значением первой собственной частоты составило 0,016 %.

Результаты моделирования собственных частот для гаммы станков СТБ с заправочной шириной от 180 до 330 см представлены в табл. 2.

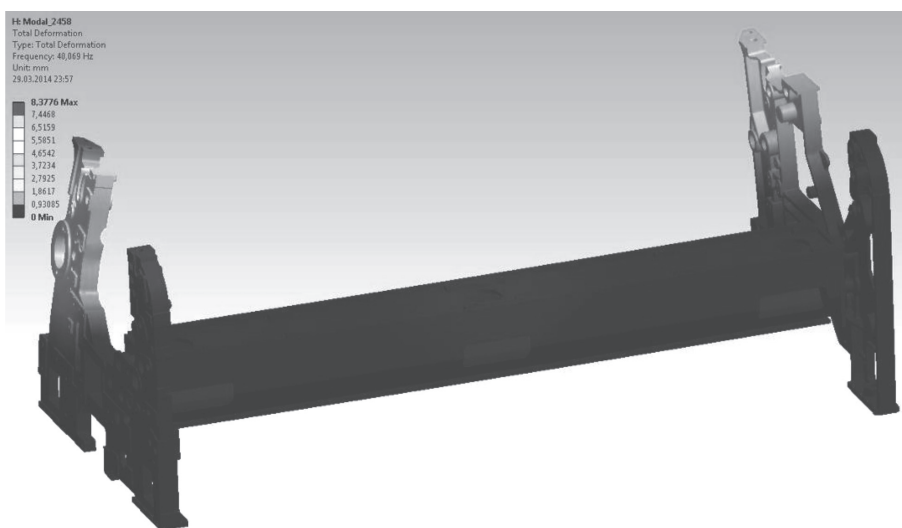
В связи с тем что рабочие частоты станков СТБ находятся в широком диапазоне – от 200 до 420 мин<sup>-1</sup>, для оценки правильности выбора остова или режимов работы оборудования необходимо знать значения отношения частот вынужденных и свободных колебаний. Так, например, рабочие режимы гаммы станков могут находиться в пределах от 200 до 420 мин<sup>-1</sup>, что составляет диапазон угловых частот от 21 до 44 с<sup>-1</sup>. Диапазон первых частот свободных колебаний составляет от 204 до 136 с<sup>-1</sup>.

Анализ отношения частот вынужденных и свободных колебаний указывает на то, что они находятся в пределах от 0,154...0,32 при ширине заправки 330 см и до 0,1...0,21 при ширине заправки 190 см.

Полученные значения частот свободных колебаний позволят в дальнейшем анализировать поведение остова бесчелночных ткацких станков СТБ и их механизмов в диапазоне частот, полученных на основании расчетной модели.



*a*



*б*

Рис. 5. Расчетные значения первой и второй собственных частот колебаний:

*a* – первая частота – 32,005 Гц; *б* – вторая частота – 40,069 Гц

#### Расчетные значения собственных частот колебаний для гаммы станков

| Собственные частоты колебаний, Гц | Заправочная ширина |        |        |        |
|-----------------------------------|--------------------|--------|--------|--------|
|                                   | 180                | 190    | 220    | 330    |
| Первая частота                    | 32,637             | 32,005 | 30,665 | 21,672 |

#### Выводы

1. Предложена расчетная модель несущей системы ткацкого станка СТБ 190, адекватность которой подтверждается незначительным расхождением значения первой частоты свобод-

ных колебаний, полученной расчетом и экспериментально. Так, теоретическое значение частоты свободных колебаний остова составило 32,005 Гц, а полученное экспериментально 32 Гц.

2. Впервые предложена универсальная расчетная модель несущей системы для гаммы бесчелночных станков СТБ, которую можно рекомендовать для определения первых частот свободных изгибно-крутильных колебаний для всей гаммы станков данного типа с заправочными ширинами 180, 190, 220, 330 см. Значения первых частот свободных колебаний для гаммы станков с указанными заправочными ширинами, полученных

теоретически на основании предложенной расчетной модели, составили 32,637; 32,005, 30,665; 21,672 Гц соответственно.

3. Диапазон рабочих угловых частот гаммы станков находится в пределах от 21 до 44 с<sup>-1</sup>, а диапазон первых частот свободных колебаний – от 204 до 136 с<sup>-1</sup>. Отношения частот вынужденных и свободных колебаний составляют от 0,154...0,32 при ширине заправки 330 см и до 0,1...0,21 при ширине заправки 190 см, что указывает на удовлетворительные отношения частот свободных и вынужденных колебаний по сравнению с возможными отношениями при резонансах.

### Список литературы

1. *Иванов С.М.* Динамическое моделирование текстильных машин ротационного типа // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. – 1991. – № 6. – С. 94–97.
2. *Расчет остова иглопробивной машины с учетом усилий прокалывания / Б.М. Захаров, Ю.В. Белов, А.Р. Мартма, А.И. Хак* // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. – 1993. – № 5. – С. 81–85.
3. *Минасян С.Р., Белецкий Л.К.* Определение форм мод изгибных колебаний элементов конструкции остовов крутильных и тростильно - крутильных машин // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. – 1993. – № 3. – С. 83–85.
4. *Zastosowanie metody elementow skonczonej (MES) w dynamicznej analizie krosna. / Golec Zbigniew, Kubiak Henryk, Strzalko Jaroslaw, Tomarek Zygmunt* // Przegląd Włokienniczy. - 1989. - 43, NO 1. – pp. 26 - 28.
5. *Bathe K., Вилсон Е.* Численные методы анализа и метод конечных элементов / пер. с англ. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.
6. *Bathe K.-J.* Finite element procedures / K.-J. Bathe. USA: Prentice Hall, Pearson education, Inc., 2006. – 1037 p.
7. *Атапин В.Г., Скиба В.Ю.* Численное моделирование бескаркасных арочных покрытий // Обработка металлов: технология, оборудование, инструменты. – 2012. – № 4(57). – С. 23–27.
8. *Станки ткацкие бесчелночные с малогабаритными прокладчиками утка СТБ: техническое описание и инструкция по эксплуатации, настройке, регулировке и ремонту.* – М.: Техмашэкспорт, 1991. – 115 с.
9. *Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Ч. 1: учеб. пособие / В.А. Бруяк, В.Г. Фокин, Е.А. Солдунов, Н.А. Глазунов, И.Е. Адвянов.* – Самара: Самарский гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.
10. *Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Ч. 2: учеб. пособие / В.А. Бруяк, В.Г. Фокин, Я.В. Кураева.* – Самара: Самарский гос. техн. ун-т, 2013. – 149 с.
11. *Cheng L.L.* The finite element and experimental analysis of the natural frequency of the cantilever sheet and model verification based on levy method // Applied Mechanics and Materials – 2013. – V. 344. – pp. 132–135.
12. *Michalak B., Wirowski A.* Dynamic modelling of thin plate made of certain functionally graded materials // Meccanica – 2012. – Vol. 47, Iss. 6 – pp. 1487–1498.
13. *Zhang X., Chen Y., Yao W.* Relationship between bridge natural frequencies and foundation scour depth based on IITD method // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology – 2013. – Vol. 6, Iss. 1 – pp. 102–106.
14. *Кириллов А.В.* Исследование и разработка конструктивных элементов остовов ткацких станков СТБ [Текст]; дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13: защищена 25.04.2002.: утв. 12.07.2002. – М., 2002. – 187 с.
15. *Подгорный Ю.И., Афанасьев Ю.А., Кириллов А.В.* Исследование и выбор параметров при синтезе и эксплуатации механизмов технологических машин: монография. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2002. – 196 с.

### OBRAOTKA METALLOV

(METAL WORKING AND MATERIAL SCIENCE)

N 2(63), April – June 2014, Pages 91–99

### Modeling of the technological machines support systems

**Podgornyj Yu. I.**<sup>1,2</sup>, D.Sc. (Engineering), Professor, e-mail: pjui@mail.ru

**Skeeba V. Yu.**<sup>1</sup>, Ph.D. (Engineering), Associate Professor, e-mail: skeeba\_vadim@mail.ru

**Kirillov A.V.**<sup>1,3</sup>, Ph.D. (Engineering), Associate Professor, e-mail: kirillovalvs@mail.ru

**Pushnin V.N.**<sup>1</sup>, Post-graduate Student

**Erohin I.A.**<sup>1</sup>, Post-graduate Student

**Kornev D.Yu.**<sup>1</sup>, Undergraduate Student



<sup>1</sup>Novosibirsk State Technical University, 20 Prospect K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation

<sup>2</sup>Novosibirsk Technological Institute (branch) Moscow State University of Design and Technology, 35 Krasny prospect ( 5 Potaninskaya st.), Novosibirsk, 630099, Russian Federation

<sup>3</sup>Novosibirsk State Pedagogical University, 28 Viluiskaya st., Novosibirsk, 630126, Russian Federation

### Abstract

The issues of modeling of the technological machines support systems with allowance for technological machines elastic vibrations caused by the compliance of units and limitations of amplitude values of frequencies are considered in the article. The aim of the work is to develop computational models of the technological machine support systems (for example, loom STB) and confirm the proposed computational model by experimental results. It is proved that the computational model of the support system for a loom filling the width of 190 cm may be recommended to determine the first frequency of natural oscillations for the whole range of machines of this type. It is shown that while designing of the machines' frame works, speed modes of the main shaft operating frequencies and absence of possible resonances should be taken into account. Based on the analysis of machine arrangements of range looms STB the frequency spectrum of the flexural-torsional oscillations of the loom STB-190 support systems is calculated. Developed computational model is a universal range of technological equipment filling the width of 180, 190, 216, 220, 250, 330 cm.

### Keywords:

support system, technological machine, finite element method, modal analysis, natural frequency.

### References

1. Ivanov S.M. Dinamicheskoe modelirovanie tekstil'nykh mashin rotatsionnogo tipa [Dynamic modeling of textile machinery rotary type]. *Izvestiia vuzov. Tekhnologiya tekstil'noi promyshlennosti – The News of higher educational institutions. Technology of Light Industry*, 1991, no. 6, pp. 94–97.
2. Zakharov B.M., Belov Iu. V., Martma A.R., Khak A.I. Raschet ostova igloprobivnoi mashiny s uchetom usilii prokalyvaniia [Calculation of core needle punched machine, taking into account the efforts of picking]. *Izvestiia vuzov. Tekhnologiya tekstil'noi promyshlennosti – The News of higher educational institutions. Technology of Light Industry*, 1993, no. 5, pp. 81–85.
3. Minasian S.R., Beletskii L.K. Opredelenie form mod izgibnykh kolebani elementov konstruktssii ostovov krutil'nykh i trostil'no – krutil'nykh mashin [Determination of mode shapes of bending vibrations of structural elements and cores torsional and doubling-and-twisting machines]. *Izvestiia vuzov. Tekhnologiya tekstil'noi promyshlennosti – The News of higher educational institutions. Technology of Light Industry*, 1993, no. 3, pp. 83–85.
4. Zbigniew G., Henryk K., Jaroslaw S., Zygmunt T. Zastosowanie metody elementow skonczonech (MES) w dynamicznej analizie krosna. *Przeglad Wlokienniczy*, 1989. Vol. 43, no. 1, pp. 26–28.
5. Bathe K.J., Wilson E.L. *Numerical Methods in Finite Element Analysis*. Englewood Cliffs NJ, Prentice-Hall, 1976. (Bate K., Wilson E. *Chislennyye metody analiza i metod konechnykh elementov*. Moscow, Stroiizdat Publ., 1982. 448 p.)
6. Bathe K.J. *Finite Element Procedures*. USA, Prentice-Hall, Pearson Education, Inc, 2006. 1037 p.
7. Atapin V.G., Skeebe V.Yu. Chislennoe modelirovanie beskarkasnykh arochnykh pokrytii [Numerical simulation of frameless arched covers]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) – Metal Working and Material Science*, 2012, no. 4(57), pp. 23–27.
8. Shuttleless looms with small-size plotters weft STB: technical description and user's manual, setup, adjustment and repair. Moscow, Tekhmasheksport Publ., 1991. 115 p. (In Russ.)
9. Bruiak V.A., Fokin V.G., Soldusov E.A., Glazunov N.A., Advianov I.E. *Inzhenernyi analiz v ANSYS Workbench. Chast' 1: Uchebnoe posobie* [Engineering analysis in ANSYS Workbench. Part 1: Textbook]. Samara, Samara State Technical University, 2010. 271 p.
10. Bruiak V.A., Fokin V.G., Kuraeva Ya.V. *Inzhenernyi analiz v ANSYS Workbench. Chast' 2: Uchebnoe posobie* [Engineering analysis in ANSYS Workbench. Part 2: Textbook]. Samara, Samara State Technical University, 2013. 149 p.
11. Cheng, L.L. The finite element and experimental analysis of the natural frequency of the cantilever sheet and model verification based on levy method. *Applied Mechanics and Materials*, 2013, Vol. 344, pp. 132–135.
12. Michalak, B., Wirowski, A. Dynamic modelling of thin plate made of certain functionally graded materials. *Meccanica*, 2012, Vol. 47, Iss. 6, pp. 1487–1498.



13. Zhang, X., Chen, Y., Yao, W. Relationship between bridge natural frequencies and foundation scour depth based on IITD method. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 2013, Vol. 6, Iss. 1, pp. 102–106.

14. Kirillov A.V. *Issledovanie i razrabotka konstruktivnykh elementov ostovov tkatskikh stankov STB*. Diss. kand. tekhn. nauk [Research and development of structural elements cores looms STB. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 2002. 187 p.

15. Podgornyi Yu.I., Afanas'ev Yu.A., Kirillov A.V. *Issledovanie i vybor parametrov pri sinteze i ekspluatatsii mekhanizmov tekhnologicheskikh mashin: monografiia* [Research and selection of parameters in the synthesis and operation mechanisms of technological machines: Monograph]. Novosibirsk, NSTU Publ., 2002. 196 p.

### Funding

The reported study was partially supported by RFBR, research project No. 13-08-01102 a.

Received 10 February 2014

Revised 26 March 2014

Accepted 3 April 2014