

Е. И. Кедрова, П. В. Матвеев, А. Е. Шашурин

МОДЕЛЬ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОЛЬГАНГОВ

Аннотация. Рассмотрены рольганговые механизмы, применяемые для подачи заготовок различной конфигурации в зону обработки различных типов технологических машин, в частности, таких, как кузнечно-прессовое оборудование, металлорежущее и деревообрабатывающее станичное оборудование. Это оборудование создает на рабочих местах производственного персонала повышенные уровни шума и вибрации. Колебательные системы рольгангов для различных технологических машин имеют идентичную компоновку и включают: подающие валки, представляющие собой цилиндрические элементы, несущую систему, представляющую собой сварную конструкцию из швеллеров. Установлено, что различия заключаются фактически в геометрических размерах и количестве элементов, входящих в общую колебательную систему. Вследствие идентичности колебательной системы моделирование процессов виброакустической динамики, на основе которой и определяются уровни вибраций звукового давления, звуковой мощности, выполняется на основе единого методического подхода.

Ключевые слова: рольганг, вибрационная мощность, колебательная система, скорости колебаний, уровни звукового давления, акустические характеристики.

Для цитирования: Кедрова, Е. И. Модель виброакустической характеристики рольгангов / Е. И. Кедрова, П. В. Матвеев, А. Е. Шашурин // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 2. – С. 74–80. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_2_74.

Введение

Приводные роликовые конвейеры часто используются в промышленности для упрощения и автоматизации процессов. Они могут быть установлены на конвейерах и транспортерах, где помогают перемещать грузы. Благодаря своей гибкости и надежности рольганговые механизмы значительно увеличивают эффективность работы в промышленных предприятиях.

Колебательная система рольгангов (рис. 1) включает следующие источники излучения звуковой энергии:

- рама рольганга, представляющая собой систему стержневых элементов;
- подшипниковые узлы валков, которые монтируются в горизонтальных элементах рамы;
- цепную передачу, включающую звездочки и непосредственно саму цепь.

Шум цепных передач обусловлен работой находящихся в зацеплении зубчатых колес и подшипников. Уровни шума цепных передач могут варьироваться в зависимости от различных факторов, таких как конструкция передачи, материалы, используемые для изготовления зубчатых колес и частота вращения. Обычно шум от цепных передач можно разделить на следующие уровни:

– низкий уровень шума – это наиболее желаемый уровень шума для цепных передач, он обычно достигается при использовании высококачественных материалов, точной обработке зубчатых колес и регулярном обслуживании цепной передачи. При таком уровне шума цепная передача обычно считается эффективной и надежной;

– умеренный уровень шума – этот уровень шума может быть свойственен цепным передачам, в которых используются стандартные материалы и технологии производства;

– высокий уровень шума – уровень шума, который может быть вызван неправильной установкой, износом или повреждением цепной передачи. При таком уровне шума передача может работать неэффективно и ненадежно, следовательно, может потребоваться ее замена или ремонт.

Уровни шума цепных передач приведены в работе [1], однако эти данные являются экспериментальными. Теоретические исследования шумообразования в элементах цепных передач рассмотрены в работе [2].

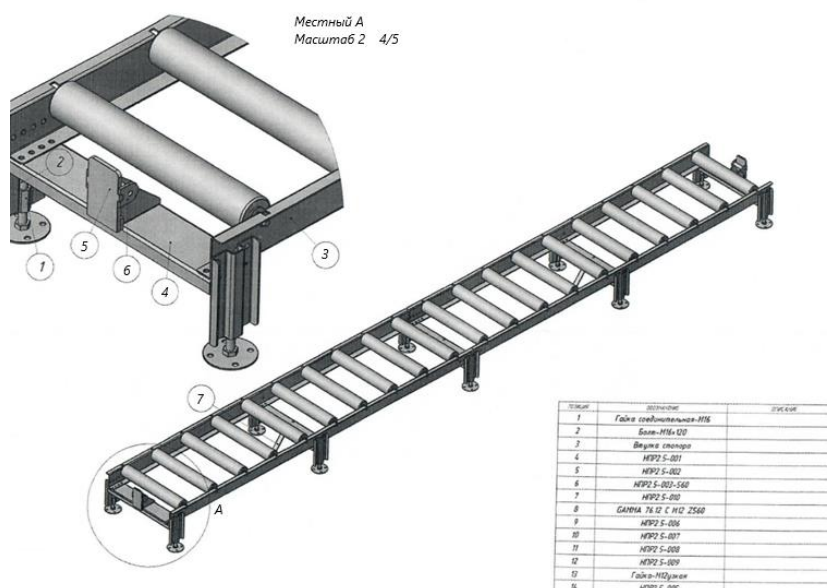


Рис. 1. Компонировка рамы рольгангов:

1 – гайка соединительная ; 2 – болт ; 3 – балка роликовая продольная ;
4 – балка поперечная ; 5 – стопор рольганга ; 6 – втулка стопора ; 7 – стойка балки

Расчет уровней звукового давления системы

Силовое воздействие, определяющее возбуждение вибраций в несущей системе рольгангов, создается цепной передачей.

Аналитическая зависимость силового воздействия по данным работ [4, 6] приведена к виду

$$F(t) = F_0 \sin\left(5 \cdot 10^{-4} \frac{\pi n z^*}{60} t\right) = \frac{2TK}{DS} \sin(5,2 \cdot 10^{-2} n z^* t), \quad (1)$$

где F_0 – амплитуда силового воздействия; N ; T – крутящий момент на звездочке, Нм; K – коэффициент, определяющий условия эксплуатации [6]; S – площадь опорной поверхности шарнира, м²; D – диаметр делительной окружности звездочки, м; n – частота вращения, об/мин; z^* – число зубьев звездочки.

Собственные частоты колебаний звездочки с учетом исследований [3, 4] определяются по формуле

$$f_k = 3 \cdot 10^{-3} \frac{kh}{D^2} \text{ Гц}, \quad (2)$$

где k – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний; h – толщина звездочки, м.

С учетом вышеуказанных работ зависимости, определяющие звуковое давление (P), уровни звукового давления (L_p), звуковую мощность (N), уровни звуковой мощности (L_N) приведены к следующему виду:

$$P = \frac{D^2 f_k v_k}{2}; L_p = 20 \lg \left(\frac{D^2 f_k v_k}{2 \cdot 10^{-5} r} \right) = 40 \lg D + 20 \lg \frac{f_k v_k}{r} + 94 \text{ дБ};$$

$$N = 1,36 \cdot 10^{-2} D^4 (f_k v_k)^2; L_N = 40 \lg \frac{1,36 \cdot 10^{-2} D^4 (f_k v_k)^2}{10^{-2}} = 40 \lg D + 20 \lg f_k v_k + 100, \quad (3)$$

где v_k – скорость колебаний звездочки; r – радиус делительной окружности.

Звездочка цепной передачи представляет собой фактически круглую пластину, закрепленную в центре. Скорости её колебаний с учетом данных работы [5] рассчитываются по формуле

$$V_3 = \frac{1,5 \cdot 10^{-2} TK (hk)^2 n z^* D \eta}{2,7 \cdot 10^{10} (hk)^3 \eta^2 + m^2 D^{-2} S [9 \cdot 10^6 (hk)^2 - 2,5 \cdot 10^{-3} (n z^*)^2 D^4]^2},$$

где η – коэффициент потерь колебательной энергии; m – модуль зацепления.

Участки цепи между двумя звездочками рассматриваются как системы с распределенной массой на двух шарнирных опорах. Собственные частоты колебаний такой системы (как стального элемента) определяются по формуле

$$f_k = 7 \cdot 10^{-3} \frac{k}{l} \sqrt{\frac{J}{F}},$$

где l – длина участка цепи, м; J – момент инерции, м^4 ; F – площадь поперечного сечения, м^2 .

Для звукового давления (P), уровней звукового давления (L_p), звуковой мощности (N), уровней звуковой мощности (L_N) получены следующие зависимости:

$$P = 0,17 v_k \left(\frac{k S_n}{l r} \right)^{0,5} \left(\frac{J}{F} \right)^{0,25}; L_p = 20 \lg \frac{8 \cdot 10^{-2} v_k \left(\frac{k S_n}{l r} \right)^{0,5} \left(\frac{J}{F} \right)^{0,25}}{10^{-5}};$$

$$N = 84 v_k^2 S_n \frac{k}{l} \sqrt{\frac{J}{F}}; L_N = 10 \lg \frac{84 v_k^2 S_n \frac{k}{l} \sqrt{\frac{J}{F}}}{10^{-12}}, \quad (4)$$

где v_k – скорости колебаний на собственных частотах, м/с; S_n – площадь участка цепи между звездочками, м^2 .

Системы уравнений для расчета вклада источников в шумообразование

Несущая система рольгангов представляет собой энергетически замкнутую конструкцию стержневых элементов, представляющих собой швеллера различных геометрических размеров. Согласно рис. 1 приняты следующие обозначения: 1 – передний элемент (со стороны цепной передачи); 2 – задний горизонтальный элемент; 3 – вертикальные стойки; 4 – горизонтальные элементы, расположенные перпендикулярно элементам 1 и 2.

Тогда система уравнений для расчета энергетических потоков примет вид:

$$\begin{aligned} (\delta_1 S_1 + \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{1,2} l_{1,2} + \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{1,4} l_{1,4}) q_1 &= \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,1} l_{1,3} q_3 + \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,1} l_{1,4} q_4 + \sum_{i=1}^{K_2} N_1; \\ (\delta_2 S_2 + \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{2,3} l_{2,3} + \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,1} l_{1,4}) q_2 &= \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,2} l_{3,2} q_3 + \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,2} l_{4,2} q_4 + \sum_{i=1}^{K_2} N_2; \\ (\delta_3 S_3 + \alpha_2 l) q_3 &= \alpha_1 l q_1 + \alpha_3 l q_2; \\ (\delta_4 S_4 + \alpha_2 l) q_4 &= \alpha_1 l q_1 + \alpha_3 l q_2, \end{aligned} \quad (5)$$

где q_i – энергетические потоки в элементах несущей системы, Вт; l – длина линии контакта между элементами несущей системы, м; α_i – коэффициенты вибропередач между элементами несущей системы; δ_i – коэффициент поглощения в элементах конструкции, $\frac{1}{\text{м}}$; S_i – площадь соответствующего элемента, м^2 ; K_1 – количество элементов 3 и 4; K_2 – количество подшипниковых узлов, расположенных в элементах 1 и 2.

Для удобства расчетов (по методу Крамера) система представлена в матричной форме

$$\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,1} l_{1,3} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,1} l_{1,4} \\ 0 & K_2 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,2} l_{3,2} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,2} l_{4,2} \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \sum_{i=1}^{K_2} N_1 \\ \sum_{i=1}^{K_2} N_2 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}, \quad (6)$$

где $K_1 = \delta_1 S_1 + \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{1,2} l_{1,2} + \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{1,4} l_{1,4}$; $K_2 = \delta_2 S_2 + \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{2,3} l_{2,3} + \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,1} l_{1,4}$; $K_3 = \delta_3 S_3 + \alpha_2 l$; $K_4 = \delta_4 S_4 + \alpha_2 l$.

Решение данной системы относительно энергетических потоков определяется зависимостями:

$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} \sum_{i=1}^{K_2} N_1 & 0 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,1} l_{1,3} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,1} l_{1,4} \\ \sum_{i=1}^{K_2} N_2 & K_2 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,2} l_{3,2} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,2} l_{4,2} \\ 0 & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ 0 & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,1} l_{1,3} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,1} l_{1,4} \\ 0 & K_2 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,2} l_{3,2} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,2} l_{4,2} \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}}; \quad (7)$$

$$q_2 = \frac{\begin{vmatrix} K_1 & \sum_{i=1}^{K_2} N_1 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,1} l_{1,3} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,1} l_{1,4} \\ 0 & \sum_{i=1}^{K_2} N_2 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,2} l_{3,2} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,2} l_{4,2} \\ \alpha_1 l & 0 & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & 0 & 0 & K_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,1} l_{1,3} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,1} l_{1,4} \\ 0 & K_2 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,2} l_{3,2} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,2} l_{4,2} \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}}; \quad (8)$$

$$q_3 = \frac{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \sum_{i=1}^{K_2} N_1 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,1} l_{1,4} \\ 0 & K_2 & \sum_{i=1}^{K_2} N_2 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,2} l_{4,2} \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,1} l_{1,3} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,1} l_{1,4} \\ 0 & K_2 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,2} l_{3,2} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,2} l_{4,2} \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}}; \quad (9)$$

$$q_4 = \frac{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,1} l_{1,3} & \sum_{i=1}^{K_2} N_1 \\ 0 & K_2 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,2} l_{3,2} & \sum_{i=1}^{K_2} N_2 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,1} l_{1,3} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,1} l_{1,4} \\ 0 & K_2 & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{3,2} l_{3,2} & \sum_{i=1}^{K_1} \alpha_{4,2} l_{4,2} \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}}. \quad (10)$$

Выражения для потоков энергии, вибропоглощения определяются зависимостями [2]:

$$q_i = 2C_{иi} m_{0i} v_k^2; \quad C_{иi}^2 = 2\pi f_k \sqrt{\frac{EJ}{\rho F}}; \quad \delta = \frac{\pi \eta f_k}{2C_{иi}}, \quad (11)$$

где $C_{иi}$ – скорость распространения изгибной волны, м/с; m_0 – распределенная масса элемента, кг/м; η – коэффициент потерь колебательной энергии.

Для элементов, различия толщины которых не превышают 20–25 %, величина α принята равной 0,32.

Тогда скорости колебаний соответствующих элементов определяются по формуле

$$v_k = \sqrt{\frac{q_i}{2C_{иi} m_{0i}}}. \quad (12)$$

Учитывая, что элементы несущей системы изготавливаются из стального проката, то зависимости (11) примут вид

$$q_i = 4 \times 10^{12} \left(\frac{k}{l_i}\right)^2 J v_k^2; \quad C_{иi}^2 = 2,5 \times 10^8 \left(\frac{k}{l_i}\right)^2 \frac{J}{F}; \quad \delta_i = 1,6\eta \left(\frac{k}{l_i}\right),$$

где l_i – длина соответствующего элемента, м.

Вводимая от подшипниковых узлов вибрационная мощность определяется на основе реакции в подшипниковых узлах. Звездочка располагается относительно подшипниковых узлов консольно, поэтому расчет основан на схеме, приведенной на рис. 2.

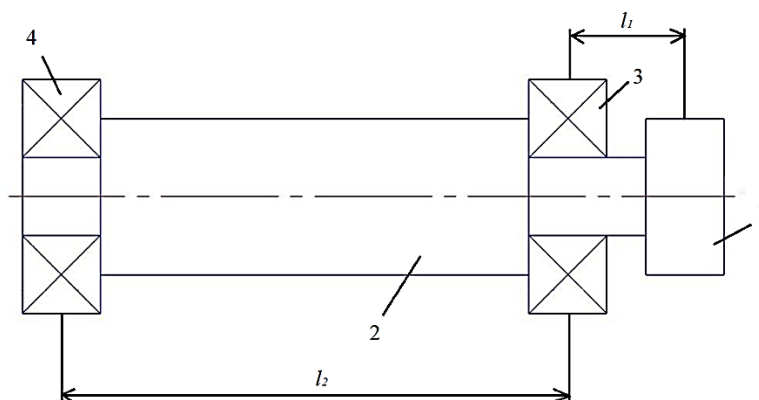


Рис. 2. Расчетная схема вводимой вибрационной мощности:

1 – звездочка, 2 – валок, 3 и 4 – подшипниковые узлы

Вводимая вибрационная мощность определяется как

$$N = R(t) \frac{dR(t)}{dt},$$

где $R(t)$ – реакция в подшипнике, Н.

Согласно компоновке (рис. 3):

$$R_3(t) = \frac{P(t)(\lambda+1)}{\lambda}; \quad R_4(t) = \frac{P(t)}{\lambda},$$

где $\lambda = \frac{l_2}{l_1}$.

В этом случае

$$N_1 = \frac{P^2 n z^* (\lambda+1)^2 \sin \frac{\pi n z^*}{30} t \cdot 0,025}{i_3 \lambda^2};$$

$$N_2 = \frac{0,025 P^2 n z^* \sin \frac{\pi n z^*}{30} t}{i_4 \lambda^2},$$

где i_3 и i_4 – жесткости соответствующих подшипниковых узлов, Н/м.

Скорости колебаний определяются из дифференциального уравнения

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 2,6 \frac{J}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 y = \frac{5 \cdot 10^{-3} TK}{DSFI} \sin(5,2 \cdot 10^{-3} n z^* t).$$

Решение данного уравнения в виде действительной части скорости колебаний:

$$\text{Re} \{v_k\} = \frac{10^{-4} TK n z^*}{DSFI} + \sum_{k=1}^{k^*} \frac{\left[10^9 \frac{J}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 10^{-3} (n z^*)^2 \right] \cos 5,2 \cdot 10^{-2} n z^* t}{\left[10^9 \frac{J}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - 10^{-3} (n z^*)^2 \right]^2 + 10^{18} \left(\frac{J}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8},$$

где k^* – количество собственных частот, попадающих в нормируемый диапазон.

Заключение

Таким образом, полученные теоретические зависимости позволяют определить октавные уровни звукового давления, создаваемые одновременным звуковым излучением всей системы источников, а также определить количественный вклад каждого источника в формирование акустических характеристик рольганга. Эти данные фактически и определяют технические решения по доведению уровней звукового давления до предельно допустимых величин. Количественный вклад каждого источника в формирование акустических характеристик рольганга позволяет определить, какой источник является основным по генерации звука и какие дополнительные источники вносят наибольший вклад в формирование характеристик рольганга. Эти данные помогают инженерам и проектировщикам выбрать и настроить

ить соответствующее оборудование, а также провести необходимые корректировки для достижения требуемых уровней звукового давления.

Список литературы

- 1 **Устиновский, Е. П.** Проектирование цепных передач с применением ЭВМ : учебное пособие / Е. П. Устиновский, Е. В. Вайчулис, А. В. Ковнацкий ; под ред. Е. П. Устиновского. – Челябинск : Издательский центр ЮУрГУ, 2017. – 132 с.
- 2 **Кедрова, Е. И.** Модель виброакустической динамики подающих валков приводных роликовых конвейеров / Е. И. Кедрова // *Noise Theory and Practice*. – 2024. – Том 10, № 1 (36). – С. 38–45. – EDN UFCRCG.
- 3 **Никифоров, А. С.** Акустическое проектирование судовых конструкций : справочник / А. С. Никифоров. – Ленинград : Судостроение, 1990. – 200 с.
- 4 **Чукарин, А. Н.** Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки / А. Н. Чукарин. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2005. – 152 с. – EDN QNAZWX.
- 5 **Кирпичников, В. Ю.** Вибрация и шумоизлучение обтекаемых корпусных конструкций при резонансных и автоколебательных процессах / В. Ю. Кирпичников. – Санкт-Петербург : ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2022. – 262 с. – ISBN 978-5-903002-54-2.
- 6 **Тюняев, А. В.** Детали машин : учебник / А. В. Тюняев, В. П. Звездаков, В. А. Вагнер. – 2-е изд., испр. и доп. – Санкт-Петербург : Лань, 2022. – 736 с. – ISBN 978-5-8114-1461-1.
- 7 **Чукарин, А. Н.** Исследования эффективных коэффициентов потерь энергии колебаний в стержневых конструкциях / А. Н. Чукарин, А. П. Сычев, С. Ф. Подуст // *Вестник машиностроения*. – 2015. – № 7. – С. 35–37. – EDN WFAOQH.
- 8 **Безопасность технологических процессов и производств : учебник / С. С. Борцова, Л. Ф. Дроздова, Н. И. Иванов [и др.].** – Москва : Логос, 2016. – 608 с. – ISBN 978-5-98704-844-3.
- 9 **Иванов, Н. И.** Защита от шума и вибрации : учебное пособие / Н. И. Иванов, А. Е. Шашурин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург : Печатный цех, 2019. – 282 с. – ISBN 978-5-6042448-3-8.
- 10 **Шашурин, А. Е.** Проблемы современной инженерной акустики / А. Е. Шашурин, С. С. Борцова, В. К. Васильева // *Защита от повышенного шума и вибрации : сборник трудов*

References

- 1 **Ustinovsky, E. P.** Design of chain drives using a computer : a tutorial / E. P. Ustinovsky, E. V. Vaichulis, A. V. Kovnatsky ; edited by E. P. Ustinovsky. – Chelyabinsk : Publishing center of SUSU, 2017. – 132 p.
- 2 **Kedrova, E. I.** Model of vibroacoustic dynamics of feed rolls of driven roller conveyors / E. I. Kedrova // *Noise Theory and Practice*. – 2024. – Vol. 10, No. 1 (36). – P. 38–45. – EDN UFCRCG.
- 3 **Nikiforov, A. S.** Acoustic design of ship structures : a reference book / A. S. Nikiforov. – Leningrad : Sudostroenie, 1990. – 200 p.
- 4 **Chukarin, A. N.** Theory and methods of acoustic calculations for design of technological machines for mechanical processing. обработка / A. N. Chukarin. – Rostov-on-Don : DSTU Publishing Center, 2005. – 152 p. – EDN QNAZWX.
- 5 **Kirpichnikov, B. Yu.** Vibration and noise emission of streamlined hull structures during resonant and self-oscillating processes / B. Yu. Kirpichnikov. – Saint Petersburg : FSUE "Krylov State Research Center", 2022. – 262 p. – ISBN 978-5-903002-54-2.
- 6 **Tyunyayev, A. V.** Machine parts : textbook / A. V. Tyunyaev, V. P. Zvezdakov, V. A. Wagner. – 2nd ed., corrected. and add. – Saint Petersburg : Lan, 2022. – 736 p. – ISBN 978-5-8114-1461-1.
- 7 **Chukarin, A. N.** Research of effective coefficients of vibration energy losses in rod structures / A. N. Chukarin, A. P. Sychev, S. F. Podust // *Bulletin of mechanical engineering*. – 2015. – No. 7. – P. 35–37. – EDN WFAOQH.
- 8 **Safety of technological processes and production : textbook / S. S. Bortsova, L. F. Drozdova, N. I. Ivanov [et al.].** – Moscow : Logos, 2016. – 608 p. – ISBN 978-5-98704-844-3.
- 9 **Ivanov, N. I.** Noise and vibration protection : a tutorial / N. I. Ivanov, A. E. Shashurin. – 2nd ed., revised and enlarged. – Saint Petersburg : Printing shop. 2019. – 282 p. – ISBN 978-5-6042448-3-8.
- 10 **Shashurin, A. E.** Problems of modern engineering acoustics / A. E. Shashurin, S. S. Bortsova, V. K. Vasilyeva // *Protection from increased noise and vibration : collection of works of the All-Rus-*

Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 23–25 марта 2021 г. / под редакцией Н. И. Иванова. – Санкт-Петербург : Институт акустических конструкций, 2021. – С. 11–15. – EDN GZHPTE.

sian scientific and practical conference with international participation, Saint Petersburg, March 23–25, 2021 / edited by N. I. Ivanov. – Saint Petersburg : Institute of Acoustic Structures, 2021. – P. 11–15. – EDN GZHPTE.

E. I. Kedrova, P. V. Matveev, A. E. Shashurin

A MODEL OF VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF ROLLER CONVEYORS

Abstract. The article considers roller table mechanisms widely used for feeding blanks of various configurations to the processing zone of various types of technological machines, in particular, such as forging and pressing equipment, metal-cutting and woodworking machine tools. This equipment creates increased levels of noise and vibration at the workplaces of production personnel. The oscillating systems of roller tables for various technological machines have an identical layout and include: feed rolls, which are cylindrical elements, a supporting system, which is a welded structure made of channels. It was found that the differences actually consist in the geometric dimensions and the number of elements included in the common oscillating system. Due to the identity of the oscillatory system, the modeling of vibroacoustic dynamics processes, on the basis of which the vibration levels of sound pressure and sound power are determined, is performed on the basis of a single methodological approach.

Keywords: roller conveyor, vibration power, oscillatory system, vibration speed, sound pressure levels, acoustic characteristics.

For citation: Kedrova, E. I. A model of vibroacoustic characteristics of roller conveyors / E. I. Kedrova, P. V. Matveev, A. E. Shashurin // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2025. – No. 2. – P. 74–80. – DOI 10.46973/0201–727X_2025_2_74.

Сведения об авторах

Кедрова Екатерина Игоревна

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д. Ф. Устинова,
преподаватель,
e-mail: kedrova_ei@voenmeh.ru

Матвеев Петр Владимирович

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д. Ф. Устинова,
декан Естественного факультета,
заведующий кафедрой «Электротехника»,
e-mail: matveev_pv@voenmeh.ru

Шашурин Александр Евгеньевич

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д. Ф. Устинова,
ректор,
e-mail: 7596890@mail.ru

Information about the authors

Kedrova Ekaterina Igorevna

Baltic State Technical University
"VOENMEKH" named after D. F. Ustinov,
Lecturer,
e-mail: kedrova_ei@voenmeh.ru

Matveev Petr Vladimirovich,

Baltic State Technical University
"VOENMEKH" named after D. F. Ustinov,
Dean of the Faculty of Natural Sciences,
Head of the Chair of Electrical Engineering,
e-mail: matveev_pv@voenmeh.ru

Shashurin Aleksandr Evgenievich,

Baltic State Technical University
"VOENMEKH" named after D. F. Ustinov,
Rector,
e-mail: 7596890@mail.ru