

УДК: 534.1
OECD: 1.03.AA

Модель виброакустической динамики подающих валков приводных роликовых конвейеров

Кедрова Е.И.

Преподаватель, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт Петербург, РФ

Аннотация

В работе была рассмотрена колебательная система рольганговых механизмов. Элементы колебательной конструкции представляют собой стержневую конструкцию. Поэтому акустической моделью каждого стенда использован линейный излучатель.

Был произведен расчет скоростей колебаний валков рольганговых механизмов и заготовки. Расчет скоростей колебаний заготовки при перемещении заготовки по валкам основан на допущении, что силовое воздействие от каждого валка остается постоянным в течении всего времени перемещения. При расчете скорости колебаний валков учетом жесткости опор было принято допущение, что жесткости всех опор равны друг другу.

Особо следует отметить учтенный в расчетных зависимостях коэффициент потерь колебательной энергии, поскольку именно эта физическая величина определяет выбор материала и конструкцию системы вибропоглощения и, следовательно, уровней излучаемого шума. Полученные зависимости позволяют фактически определить спектр шума.

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

A model of vibroacoustic dynamics of roller conveying rollers of drive roller conveyors

Kedrova E.I.,

Lecturer, Baltic State Technical University 'VOENMEH', St. Petersburg, Russia

Abstract

In this article the vibrating system of roller table mechanisms was considered. The elements of the vibrating structure are a rod structure. Therefore, the acoustic model of each stand used a linear radiator.

The calculation of the vibration speed of rollers of roller table mechanisms and workpiece was made. Calculation of the vibration speed of the workpiece when moving the workpiece along the rolls is based on the assumption that the force influence from each roll remains constant during the entire movement time. When calculating the speed of oscillation of rolls taking into account the stiffness of the supports, it was assumed that the stiffness of all supports are equal to each other.

Special mention should be made of the vibration energy loss coefficient taken into account in the calculated dependencies, as it is this physical quantity that determines the choice of material and design of the vibration absorption system and, consequently, the emitted acoustic noise levels. The obtained dependencies allow us to actually determine the acoustic noise spectrum.

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

Введение

Рольганговые механизмы 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.

Несмотря на различия их функциональных назначений, конструкция и компоновка колебательной системы позволяют использовать единый методологический подход к теоретическому описанию процессов возбуждения вибраций и процесса шумообразования. Действительно, валки представляют собой цилиндры ограниченной длины, имеющие одинаковый диаметр (в каждом рольганге), а несущая рама представляет собой систему стержневых конструкций. Причём длина каждого стержня намного больше размеров поперечного сечения, что с определёнными допущениями позволяет использовать модель линейного источника.

1. Расчет уровней звукового давления системы

Поскольку подающие валки имеют цилиндрическую форму, причём длина валка намного больше диаметра, в качестве исходного выражения принята зависимость звукового давления [1,2] (рис. 1).

$$P = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \frac{\rho_0 c_0}{R} \frac{B(k \sin \beta)}{\cos \beta H'(k R_k \cos \beta)} \quad (1)$$

$$B_{m_r}(k_0 \sin \beta) = \left(\frac{1}{2\pi}\right)^{1,5} \int_0^{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} (v(\varphi, x) \exp -i(\varphi + k_0 \sin \beta)) d\varphi dx \quad (2)$$

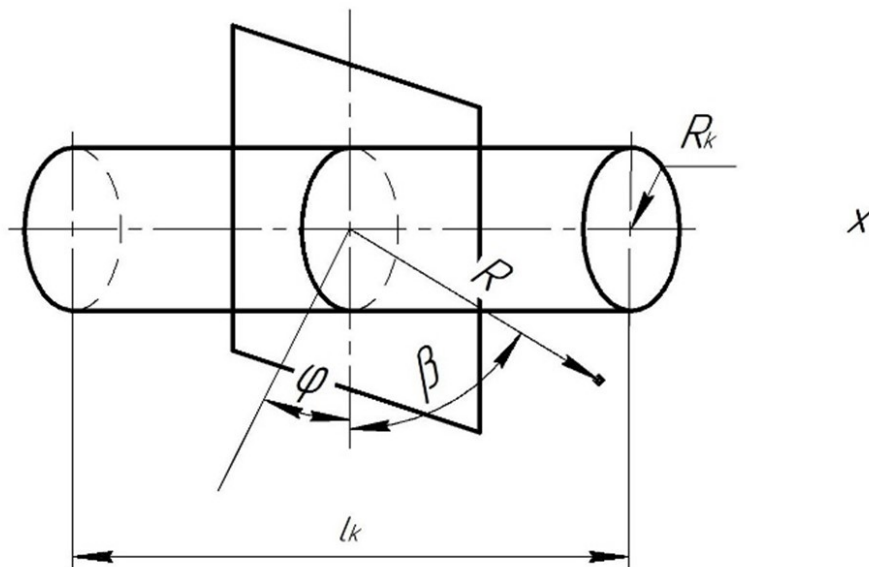


Рис. 1. Расчётная схема валка рольганга как цилиндра ограниченной длины

В зависимости (1) приняты следующие обозначения: ρ_0 – плотность воздуха, кг/м³; c_0 – скорость звука в воздухе, м/с; k_0 – волновое число, м⁻¹; β – угол излучения; R – расстояние от центра источника до расчётной точки, м; $B(k \sin \beta)$ – функция, определяющая амплитудно-фазовое распределение колебательной скорости на

поверхности валка; $v(\varphi, x)$ – скорость колебания валка, м/с; $H'(k_0 R_k \cos \beta)$ – функция Ганкеля первого рода; R_k – радиус валка, м.

Поскольку при колебаниях валков их скорость равна v_k , то аналитически вид функции распределения скорости задано следующим образом:

$$v(\varphi, x) = \begin{cases} v_k \exp i\varphi & \text{при } x \leq |l_k| \\ 0 & \text{при } |l_k| > x \end{cases} \quad (3)$$

где l_k – длина валка, м.

Подставляя зависимость (3) в выражение (2) получено выражение $B(k \sin \beta)$ в следующем виде:

$$B_k = \frac{v_k l_k}{\sqrt{2\pi}} \Phi(\beta), \quad \Phi(\beta) = \frac{\sin \frac{k l_k}{2} \sin \beta}{0,5 k l_k \sin \beta} \quad (4)$$

В интервале углов β от 0 до $\frac{\pi}{2}$ выражение $\Phi(\beta)$ представляет собой первый специальный предел и тогда $\Phi(\beta) = 1$.

Зависимости для расчёта звукового давления и уровней звукового давления получены с учётом выражений асимптотического представлением производной функции Ганкеля для соотношений $k R_k \cos \beta \leq 1$ и $k R_k \cos \beta > 1$.

При выполнении соотношения:

$$\frac{2\pi f_k}{c_0} R_k \cos \beta = 0,018 R_k \cos \beta \leq 1 \quad (5)$$

Выражение модуля звукового давления и уровней звукового давления (исходя из зависимости (1)) примет вид:

$$|P_1| = \frac{3,5 \times 10^{-2} (f_k R_k)^2 v_k l_k}{R} \quad (6)$$

где f_k – собственные частоты колебаний валка, Гц.

При выполнении соотношения $0,018 f_k R_k \cos \beta > 1$ модуль звукового давления определяется следующей формулой:

$$|P_2| = \frac{22 (f_k R_k)^{0,5} v_k l_k}{R} \quad (7)$$

Уровни же звукового давления определяются по известной формуле [3]:

$$L_p = 20 \lg \frac{P}{2 \times 10^{-5}}.$$

Тогда

$$L_{p1} = 20 \lg \frac{3 \times 10^{-2} (f_k R_k)^2 l_k v_k}{2 \times 10^{-5} R} = 40 \lg f_k R_k + 20 \lg \frac{l_k v_k}{R} + 64 \quad (8)$$

$$L_{p2} = 20 \lg \frac{22 l_k v_k (f_k R_k)^{0,5}}{2 \times 10^{-5} R} = 20 \lg f_k R_k + 20 \lg \frac{l_k v_k}{R} + 10 \lg f_k R_k + 121 \quad (9)$$

Валки рольганга представляют собой двух опорный стальной цилиндрический стержень, зависимость для расчета собственных частот колебаний приведена к виду:

$$f_k = 4 \times 10^3 R_k \left(\frac{k}{l} \right)^2 \quad (10)$$

Следует отметить, что, в особенности, для длинных заготовок звуковая энергия излучается несколькими валками, количество которых определяется как $k_B = \frac{l_3}{h_B}$, где l_3 — длина заготовки, м; h_B — шаг расположения валков, м.

Тогда уровни звукового давления определяются как

$$L_{p\Sigma} = L_p + 10 \lg \frac{l_3}{h_B} \quad (11)$$

2. Расчет скоростей колебаний системы

Наиболее высокие уровни шума при работе рольгангов возникают в ситуациях, когда обрабатываемые изделия скатываются на валки из соответствующих накопителей. Это соответствует условиям скатывания брёвен древесины при подаче в рабочую зону лесопильных рам и стальных прутков, в особенности, большого диаметра. В этом случае возникает два «режима» излучения звуковой энергии. В первой фазе при скатывании заготовок возникает удар о валки, что соответствует импульсному шуму. В следующей фазе вращающиеся валки перемещают заготовку в зону обработки. Этот режим соответствует условиям стационарного шума. При соударении заготовок с валками силовое воздействие определяется зависимостями (3):

$$F(t) = \frac{1,14v_0^2}{k_1\alpha_m} \sin \frac{1,1v_0}{\alpha_m} t \text{ при } t \leq \tau \text{ и } 0 \text{ при } t > \tau, \quad (12)$$

где v_0 — скорость в момент соударения, м/с; τ — время соударения, с.

Величины, входящие в формулу (12), определяются следующими соотношениями [4]:

$$\alpha_m = \left(\frac{5v_0^2}{4k_1k_2} \right)^{0,4}; \quad k_1 = \frac{m_1 + m_2}{m_1m_2};$$

$$k_2 = \frac{q_k^{3/2}}{(\mu_1 + \mu_2)\sqrt{\frac{1}{R_1} + \frac{2}{R_2}}}; \quad \tau = \frac{2,9}{v_0^{0,2}} \left(\frac{1,25}{k_1k_2} \right)^{0,4},$$

где μ_i — коэффициенты Пуассона материала валков и заготовок; R_1 и R_2 — радиусы заготовок и валков, м, (соответственно); q_k — коэффициент, определяемый по данным [4] в зависимости от соотношения R_1/R_2 (для условий контактирования перпендикулярного расположения осей валков и заготовок); m_1 — масса заготовки, кг; m_2 — масса валка, кг.

Скорость в момент соударения определяется из условия равенства кинетической энергии и потенциальной в момент контакта заготовки и валка. Тогда

$$v_0 = \sqrt{\frac{2gm_1H}{m_2}} = 4,4\sqrt{\frac{m_1H}{m_2}},$$

где H — высота падения заготовки на валок, м.

При расчёте скоростей колебаний валков они рассматриваются как системы с распределенными параметрами. Поскольку размеры площадки контакта валка с заготовкой гораздо меньше длины валка, то расчёт скоростей для обоих рассматриваемых фаз определяется из уравнения

$$EJ \frac{\partial^4 J}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = P(t)\delta(x - x_0), \quad (13)$$

где E — модуль упругости валка, Па; J — момент инерции, м⁴; ρ — плотность материала валка, кг/м³; F — площадь поперечного сечения, м²; $\delta(x - x_0)$ — дельта функция, смещенная по координате.

Поскольку валки представляют собой стальной цилиндр, то уравнение (13) примет вид:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 1,7 \times 10^6 d^2 \frac{d^4y}{dx^4} = \frac{1,6P(t) \times 10^{-4}}{d^2} \delta(x - x_0) \quad (14)$$

Рольганги, эксплуатируемые в машиностроении и деревообрабатывающей промышленности, значительно различаются геометрическими размерами, в особенности диаметром валков и их длиной. Поэтому расчет скоростей колебаний выполнен для двух вариантов опор и, соответственно, краевых условий закрепления – шарнирно-опертого стержня при соизмеримых соотношениях жесткости опор и изгибной жесткости валка, а также упругоподатливых опор. Существенное различие в процессах возбуждения вибраций и шумообразования двух фаз заключается в том, что при соударении прутков с валками координата приложения силовой нагрузки является постоянной, а при перемещении заготовки (вторая фаза), учитывается скорость подачи заготовки. С использованием метода разделения переменных [5-9], применительно к рольгангам дифференциальные уравнения примут следующий вид:

Для первой фазы с учетом краевых условий шарнирного закрепления:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 1,6 \times 10^3 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y = \frac{2,28 \times 10^{-4} v_0}{k_1 d_m l} \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{\pi k x_0}{l} \sin \frac{1,1 v_0 t}{d_m},$$

где k – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний валка; k^* – количество собственных частот в нормируемом диапазоне частот ($f \leq 11200$ Гц).

Частотное решение относительно модуля максимального значения действительной части скорости колебаний с учетом действительной функции получено в следующем виде:

$$|Re\{v_k\}| = \frac{2,5 \times 10^{-4} v_0^2}{k_1 d_m^2 l} \sum \frac{1,6 \times 10^3 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \frac{1,1 v_0}{d_m}}{\left[1,6 \times 10^3 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{1,1 v_0}{d_m}\right)^2\right]^2 + 2,56 \times 10^{16} \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^3 d^4} \quad (15)$$

где η – коэффициент потерь колебательной энергии.

Для условий валков с учетом жесткости опор (при допущении, что жесткости всех опор равны друг другу) система уравнений примет вид:

$$\begin{aligned} \frac{d^2y}{dt^2} + 1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y &= \frac{1,7 \times 10^{-4} v_0}{k_1 d_m l} \sum \cos \frac{\pi k x_0}{l} \sin \frac{1,1 v_0 t}{d_m} \\ \frac{d^2y}{dt^2} + 1,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y &= \frac{5,7 \times 10^{-5} v_0}{k_1 d_m l} \sum \cos \frac{3\pi k x_0}{l} \sin \frac{1,1 v_0 t}{d_m} \end{aligned}$$

Общее решение определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} |Re\{v_0\}| &= \frac{1}{j} \left(1,3 \times 10^4 d \left(\frac{k}{l}\right)^2 \cos 1,3 \times 10^4 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^2 t + 1,1 \times \right. \\ &\quad \left. \times 10^5 d \left(\frac{k}{l}\right)^2 \cos 1,3 \times 10^5 \left(\frac{k}{l}\right)^2 t \right), \end{aligned} \quad (16)$$

где j – жесткость подшипниковой опоры, н/м.

Частотное решение определяется следующим выражением:

$$|Re\{v_{k2}\}| = \left| \frac{1,9 \times 10^{-4} v_0^2}{k_1 d_m^2 l} \sum \frac{\left[1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{1,1v_0}{d_m}\right)^2 \right] \cos \frac{1,1v_0}{3\pi d_m} + \cos \frac{\pi k x_0}{l}}{\left[1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{1,1v_0}{d_m}\right)^2 \right] + 2,56 \times 10^{16} \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^3 d^4} + \right. \\ \left. + \frac{6,3 \times 10^{-5} v_0^2}{k_1 d_m^2 l} \sum \frac{\left[1,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{1,1v_0}{d_m}\right)^2 \right] \cos \frac{1,1v_0}{d_m} + \cos \frac{3\pi k x_0}{l}}{\left[1,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{1,1v_0}{d_m}\right)^2 \right]^2 + 1,7 \times 10^{10} \eta^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 d^4} \right| \quad (17)$$

Для фазы, когда заготовка перемещается по валкам при шарнирных опорах дифференциальное уравнение имеет вид:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 1,6 \times 10^3 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y = \frac{2 \times 10^{-3} m}{d^2 l} \sum \sin \frac{\pi k x_0}{l} \sin \frac{\pi k S}{d_m} t, \quad (18)$$

где S – скорость подачи, м/с; m – привязанная к валку масса, кг.

$$|Re\{v_k\}| = \left| \frac{6,3 \times 10^{-3} m S}{(dl)^2} \sum \frac{\left[1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] \cos \frac{\pi k S}{l} t}{\left[1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] + 2,56 \times 10^{16} \eta^2 d^4 \left(\frac{k}{l}\right)^3} \right| \quad (19)$$

Для условий с учётом жесткости опор:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 1,6 \times 10^3 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y = \frac{1,5 \times 10^{-3} m}{d^2 l} \sum \cos \frac{\pi k x_0}{l} \cos \frac{\pi k S}{l} t \\ \frac{d^2 y}{dt^2} + 1,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 y = \frac{5 \times 10^{-4} m}{d^2 l} \sum \cos \frac{3\pi k x_0}{l} \cos \frac{3\pi k S}{l} t \quad (20)$$

Частное решение определяется формулой:

$$|Re\{v_{k2}\}| = \left| \frac{4,7 \times 10^{-3} m S}{(dl)^2} \sum \frac{\left[1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] \sin \frac{\pi k S}{l} t \cos \frac{\pi k x_0}{l}}{\left[1,6 \times 10^8 d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{\pi k S}{l}\right)^2 \right] + 2,56 \times 10^{16} \eta^2 d^4 \left(\frac{k}{l}\right)^4} + \right. \\ \left. + \frac{1,5 \times 10^{-3} m S}{(dl)^2} \sum \frac{\left[1,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{3\pi k S}{l}\right)^2 \right] \sin \frac{3\pi k S}{l} t \cos \frac{3\pi k x_0}{l}}{\left[11,3 \times 10^{10} d^2 \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{3\pi k S}{l}\right)^2 \right]^2 + 1,7 \times 10^{10} \eta^2 d^4 \left(\frac{k}{l}\right)^8} \right| \quad (21)$$

$$v_k = v_0 + v_2$$

Перемещаемые рольгангом заготовки могут иметь форму, отличную от цилиндрической. При подаче в зону реализации технологического процесса проката в качестве акустической модели заготовки целесообразно принять линейный источник, аналитическая зависимость звукового давления которого по данным работ [2, 5] приведена к виду:

$$P = 70 v_k a \sqrt{\frac{f_k}{r}}, \quad L_p = 20 \lg v_k a + 10 \lg \frac{f_k}{r} + 131,$$

где a – размер поперечного сечения заготовки, м.

Аналогично рольгангам для заготовки также следует рассмотреть две «фазы». В первой «фазе» следует учесть, что взаимодействие заготовки происходит с несколькими валками.

В этом случае согласно зависимости (12) уравнение колебаний имеет вид:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 6 \frac{EJ}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 y = \frac{1,14 K_B v_0^2}{k_1 \alpha_m} \sin \frac{1,1 v_0}{\alpha_m} t ,$$

где K_B – количество валков.

Решение в виде модуля действительной части максимального значения скорости колебаний получено в следующем виде:

$$|Re\{v_k\}_{max}| = \frac{1,25 K_B v_0^3}{k_1 \alpha_m^2} \sum \frac{\left[6 \frac{EJ}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \frac{1,2 v_0^2}{\alpha_m^2} \right]}{\left[6 \frac{EJ}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - \frac{1,2 v_0^2}{\alpha_m^2} \right]^2 + 36 \left(\frac{EJ}{\rho F} \eta_3 \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} ,$$

где η_3 – коэффициент потерь колебательной энергии заготовки.

Расчет скоростей колебаний заготовки при перемещении заготовки по валкам основан на допущении, что силовое воздействие от каждого валка остается постоянным в течении всего времени перемещения.

В этом случае дифференциальное уравнение колебаний имеет вид:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 6 \frac{EJ}{\rho F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 y = \frac{2PK_B}{\rho F l_3} \sum_1^{K_B} \sin \frac{\pi k l_i}{l_3} ,$$

где l_3 – длина заготовки, м; l_i – координата расположения i -го валка в рольганге, м.

В этом случае скорости колебаний заготовки определяются следующим выражением:

$$|v_k|_{max} = \sum \frac{2m_3 K_B l_3 \rho F k^2}{EJ(1 + \eta_3^2)} .$$

Для определения звукового давления полученное значение скорости колебаний необходимо подставить в зависимость (6) или (7), исходя из условий, заданных в выражении (3), а уровни звукового давления определяются выражениями (8) или (9). Уровень звукового давления всей системы определяется при помощи выражения (11). Вести расчет имеет смысл для собственных частот валка рольганга.

Заключение

Фактически учтены необходимые геометрические, физико-механические характеристики и условия эксплуатации. Особо следует отметить учтенный в расчетных зависимостях коэффициент потерь колебательной энергии, поскольку именно эта физическая величина определяет выбор материала и конструкцию системы вибропоглощения и, следовательно, уровней излучаемого шума.

Список литературы

1. Шендеров Е. Л. Волновые задачи гидроакустики. – Ленинград: Судостроение, 1972. – 349с.

2. Чукарин А. Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки. – Ростов на Дону: Издательский центр ДГТУ, 2005. – 152с.
3. Н. И. Иванов, А. Е. Шашурин. Защита от шума и вибрации: учебное пособие [для вузов] – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Печатный Цех, 2019. - 282 с.
4. В. Гольдсмит. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. – М.: Стройиздат, 1965. – 448с.
5. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. – Ленинград: 1990. – 200с.
6. Ivanov, N. The method of sequential transformation of the sound fields / N. Ivanov, G. Kurtsev, A. Shashurin // Akustika. – 2021. – Vol. 39. – P. 143-149. – DOI 10.36336/akustika202139141. – EDN ZUXXUM.O
7. Theoretical study of the vibration excitation and noise generation processes of the grinding wheels of thread-and spline grinding machines / A. Shashurin, P. Kurchenko, Z. Razakov, A. Chukarin // Akustika. – 2021. – Vol. 39. – P. 175-178. – DOI 10.36336/akustika202139173. – EDN LTWOOD.
8. Экспериментальное исследование эффективности вибропоглощающего покрытия / В. Ю. Кирпичников, А. И. Сятковский, Л. Ф. Дроздова, А. Е. Шашурин // Безопасность жизнедеятельности. – 2019. – № 2(218). – С. 33-39. – EDN YWLECD.
9. Использование метода преобразования звуковых полей для расчёта эффективности шумозащитных конструкций / Н. И. Иванов, Н. В. Тюрина, А. Е. Шашурин, П. С. Курченко // Noise Theory and Practice. – 2020. – Т. 6. – № 4(22). – С. 128-134. – EDN AIQXUC.

References

1. Shenderov E. L. Wave problems of hydroacoustics. – Leningrad: Shipbuilding, 1972. – 349s.
2. Chukarin A. N. Theory and methods of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing. – Rostov on Don: Publishing Center of DSTU, 2005. – 152s.
3. N. I. Ivanov, A. E. Shashurin. Protection from noise and vibration: a textbook [for universities] – 2nd ed., reprint. and additional – St. Petersburg: Printing Shop, 2019. - 282 p.
4. V. Goldsmith. Hit. Theory and physical properties of impacted bodies. – М.: Stroyizdat, 1965. – 448s.
5. Nikiforov A.S. Acoustic design of ship structures. – Leningrad: 1990. – 200s.
6. Ivanov, N. The method of sequential transformation of the sound fields / N. Ivanov, G. Kurtsev, A. Shashurin // Akustika. – 2021. – Vol. 39. – P. 143-149. – DOI 10.36336/akustika202139141. – EDN ZUXXUM.About
7. Theoretical study of the vibration excitement and noise generation processes of the grinding wheels of thread-and spline grinding machines / A. Shashurin, P. Kurchenko, Z. Razakov, A. Chukarin // Akustika. – 2021. – Vol. 39. – P. 175-178. – DOI 10.36336/akustika202139173. – EDN LTWOOD.
8. Experimental study of the effectiveness of a vibration-absorbing coating / V. Y. Kirpichnikov, A. I. Syatkovsky, L. F. Drozdova, A. E. Shashurin // Life safety. – 2019. – № 2(218). – Pp. 33-39. – EDN YWLECD.
9. Using the method of converting sound fields to calculate the effectiveness of noise-proof structures / N. I. Ivanov, N. V. Tyurina, A. E. Shashurin, P. S. Kurchenko // Noise Theory and Practice. – 2020. - Т. 6. – № 4(22). – Pp. 128-134. – EDN AIQXUC.