УДК: 534.835.464
OECD: 01.03.AA

Вывод зависимостей скоростей колебаний узла обработки для определения акустических характеристик металлообрабатывающих станков

Курченко П.С.
Соискатель, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

Проведённый анализ условий труда операторов металлообрабатывающих шлифовальных станков показал, что среди комплекса опасных и вредных производственных факторов именно уровни шума чаще всего превышают санитарные нормы на указанных рабочих местах. Защита от шума на рабочих местах операторов шлифовальных станков металлообрабатывающих предприятий является актуальной научно-практической задачей. Снижение шума на пути распространения и применение средств индивидуальной защиты не дают желаемого результата, поэтому необходимо снижать уровни шума непосредственно в самих источниках. При этом Основными источниками шума являются инструмент и заготовка. Анализ повышения уровня безопасности труда операторов и улучшение эксплуатационных характеристик станков представляет собой актуальную задачу в связи с внедрением научно-обоснованных методик. Усугубляет ситуацию, устаревший парк станочного оборудования, в результате показатели безопасности труда превышают норму, и в большинстве случаев уровень шума. В статье определены уровни виброскорости из дифференциальных уравнений колебаний для двух ситуаций, связанных с соотношениями изгибной жесткости консольной части узла резания и осескоростей шпиндельных узлов оправки.

Ключевые слова: уровень шума, виброскорости, звуковое поле, колебания, демпфирование.

Derivation of dependences of the processing unit oscillation rates for determining the acoustic performance of metalworking machines

Kurchenko P.S.
Applicant, Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

Abstract

The analysis of the working conditions of the metalworking grinding machine operators showed that among the complex of dangerous and harmful production factors, it is the noise levels that most often exceed the sanitary standards at these workplaces. Noise protection in the workplace of the grinding machine operators at metalworking enterprises is an urgent scientific and practical task. Noise reduction on the propagation path and using personal protective gear do not give the desired result, so it is necessary to reduce noise levels directly in the sources themselves. In this case, the main sources of noise are the tool and the workpiece. The analysis of increasing the level of the operators' safety and improving the operational characteristics of machine tools is an urgent task in connection with the introduction of the scientifically based methods. The situation is aggravated

E-mail: sevi3211@gmail.com (Курченко П.С.)

by an outdated machinery fleet, as a result of which the safety indicators exceed the norm and in most cases the noise level. The article determines the vibration velocity levels from the vibration differential equations for two situations related to the relationships of the bending stiffness of the cantilever part of the cutting unit and the axial velocities of the mandrel spindle units.

Keywords: *noise level, vibration velocity, sound field, vibration, damping.*

Введение

Проведённый автором анализ условий труда операторов металлообрабатывающих шлифовальных станков показал, что среди комплекса опасных и вредных производственных факторов уровни шума чаще всего превышают санитарные нормы на рабочих местах операторов. Были идентифицированы источники шумообразования, звуковое излучения, которых и создает уровни звукового давления на рабочих местах операторов, превышающие нормативные величины. Значения виброскоростей шлифовального круга определяются из дифференциальных уравнений колебаний для двух ситуаций, связанных с соотношениями изгибной жесткости консольной части узла резания и осескоростей шпиндельных узлов оправки.

1. Определение сил, действующих на инструмент

При малой длине консольной узла шпинделя ($l < 3d_{\text{шпд}}$) можно предположить, что шлифовальный круг представляет собой консольно-закрепленный элемент. В этом случае при шлифовании на режущий инструмент действуют следующие силы:

$F_{\text{и}}$ – сила инерции, Н;

$F_{\text{у}}$ – сила упругости, Н;

$F_{\text{д}}$ – сила демпфирования, Н;

$F_{\text{р}}$ – сила резания, Н.

Согласно закону Даламбера, уравнение колебаний в векторной форме примет вид:

$$\overline{F}_{\text{и}} + \overline{F}_{\text{у}} + \overline{F}_{\text{д}} + \overline{F}_{\text{р}} = 0 \tag{1}$$

Составляющие силовых воздействий определяются соотношениями:

$$\begin{aligned} \overline{F}_{\text{и}} &= -m\frac{d^2z}{dt^2}\overline{i} \\ \overline{F}_{\text{д}} &= \varepsilon\frac{d^2z}{dt^2}\overline{i} \\ \overline{F}_{\text{у}} &= j\frac{d^2z}{dt^2}\overline{i} \end{aligned} \tag{2}$$

i – единичный орт в направлении оси OZ; m – масса шлифовального круга, кг.

Обобщенный коэффициент демпфирования определяется известной зависимостью:

$$\varepsilon = \frac{2m}{T}\delta_0$$

где T – период колебаний, с; δ_0 – эффективный коэффициент потерь колебательной энергии.

Используя уравнение (1) в проекциях на оси координат, получено выражение:

$$m\frac{d^2z}{dt^2} + \varepsilon\frac{dz}{dt} + j_2z = F_p\sin\left(\frac{V_p}{R_{\text{пл}}}t + \varphi\right) \tag{3}$$

Сила резания при шлифовании, согласно нормативам режимов резания, определяется по формуле [3] (согласно скорости резания, составляющей 35 м/с):

$$F(t) = \frac{2{,}65 \cdot 10^3 V_з^{0,5} d^{0,5} S_p^{0,55} b}{70} \sin\left(\frac{70}{d}t + \varphi\right) = 44 \cdot V_з^{0,5} d^{1,2} S_p^{0,55} b \cdot \sin\left(\frac{35}{R_{исх}}t + \varphi\right), \quad (4)$$

где S_p – радиальная подача, мм/об; $V_з$ – скорость вращения заготовки, м/с; d – диаметр шлифовального круга, м; b – ширина шлифования, мм;

$$\varphi = arctg\frac{V_з}{35}.$$

Для расчетов скоростей колебаний целесообразно использовать не периоды колебаний, а собственные частоты, которые для шлифовального круга по данным исследований [3,4] приведены к виду

$$f_k = \frac{k}{2R_{ko}}\sqrt{\frac{E}{\rho h}}.$$

Тогда уравнение (3) примет вид

$$z'' + \delta_0 \frac{k}{R_{kp}}\sqrt{\frac{E}{\rho h}} z' + 10\frac{k^2}{R_k^2}\frac{E}{\rho h} z = F_p \sin\left(\frac{35}{R_{ko}}t + \varphi\right) \quad (5)$$

Общее решение данного уравнения, учитывая, что

$$10\frac{k^2}{R_k^2}\frac{E}{\rho h} > \frac{\delta}{\varphi}\frac{k^2}{R_{kp}}\frac{E}{\rho h}$$

определяется выражением:

$$z_0 = l^{\alpha t}(C_1 \cos\beta t + C_{12} \sin\beta t),$$

$$\beta = 2{,}6\frac{k}{R_{kp}}\sqrt{\frac{E}{\rho h}}; \qquad \alpha = -\frac{k}{R_{kp}}\sqrt{\frac{E}{\rho h}}\delta_0.$$

Частное решение получено в следующем виде:

$$z_2 = \frac{F}{mR_k^2}\frac{(\sin\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi)}{\sqrt{(10\frac{k^2E}{\rho h} - 1{,}2 \cdot 10^3)^2 + 4{,}3 \cdot 10^2 \frac{E}{\rho h}\delta_0^2}}. \quad (6)$$

Постоянные интегрирования определяются для двух вариантов компоновки узла резания. Для условия, когда изгибная жесткость консольной части узла шлифования больше жесткости шпиндельных опор оправки, начальные условия имеет вид:

$t = 0$, $z = \frac{0{,}4F_p l^3}{ER_{kp}^4}$ и $\frac{dz}{dt} = 0$, тогда $C_1 = \frac{0{,}4F_p l^3}{ER_{kp}^4}$.

Решение уравнения в данном случае получено в следующем виде:

$$z = \frac{0{,}4F_p l^3}{ER_{kp}^4} l^{\alpha t} \cos\beta t + \frac{(\sin\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi)}{\sqrt{(10\frac{k^2E}{\rho h} - 1{,}2 \cdot 10^3)^2 + 1{,}4 \cdot 10^4 \frac{E}{\rho h}}}. \quad (7)$$

Скорости колебаний на собственных частотах определяются по формуле:

$$V_k = \sum_{k=1}^{k^x} \frac{1{,}1F_p l^3}{ER_{kp}^5} k\sqrt{\frac{E}{\rho h}} l^{\alpha t} \sin(\beta t - 0{,}37\pi) + \frac{35F_p}{mR_k^3} \frac{(\cos\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi)}{\sqrt{(10\frac{k^2E}{\rho h} - 1{,}2\cdot 10^3)^2 + 4{,}8\cdot 10^3\frac{k^2E}{\rho h}\delta_0^2}} \quad (8)$$

С учетом жесткости опор оправки шлифовального круга скорость колебаний определяется по формуле:

$$\begin{aligned} V_h =& F_p\Big(\sum_{k=1}^{k^x} \frac{(l+l_1)^2}{j_A l_1^2} + \Big(\frac{l}{l_1}\Big)^2 \frac{1}{j_B} + \frac{2\cdot 10^{-12} l^2 l_1}{R_0^4} + \frac{0{,}4l^3}{ER_{kp}^2}\Big) \cdot \frac{k}{2R_{kp}}\sqrt{\frac{E}{\rho h}} l^{\alpha t} \cdot \\ & \cdot \sin(\beta t - 0{,}37\pi) + \frac{35F_p}{mR_k^3} \frac{(\cos\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi)}{\sqrt{(10\frac{k^2E}{\rho h} - 1{,}2\cdot 10^3)^2 + 4{,}8\cdot 10^3\frac{k^2E}{\rho h}\delta_0^2}} \end{aligned} \quad (9)$$

где k^x – коэффициент, характеризующий максимальную собственную частоту колебаний, попадающую в нормативный частотный диапазон (до 11200 Гц); j_A и j_B - жесткости опор оправки шлифовального круга, н/м.

Шлифовальные круги определенных геометрических конструкций следует аппроксимировать не круглыми пластинами, а толстостенными кольцами. В этом случае по данным исследований [4] собственные частоты колебаний определяются по формуле:

$$f_k = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{EJh^2(k^2-1)^2}{m_0R^4(k^2+1)}} - \frac{P_0k^2(k^2-1)}{Rm_0(k^2+1)} \quad (10)$$

Для расчетной схемы (рис. 1) уравнение проекцией сил на радиус имеет вид:

$$dm_0u - Nd\varphi^4 + PS = 0$$

где m_0 – масса единицы длины, кг/м;

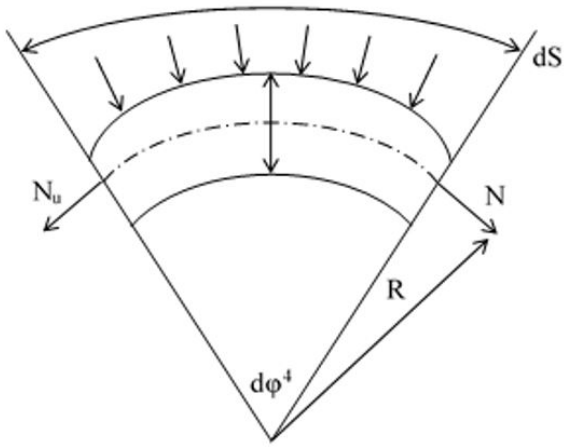

Рис. 1. Расчетная схема

P – давление, определяемое как $P = \frac{\left(F_p \sin\frac{V}{R_{kp}} + \varphi\right)}{\pi D_н}$, $D_н$ – наружный диаметр шлифовального круга, м;

$$m_0 = \frac{\rho h(R_н^2 - R_в^2)}{2R_н}; \qquad R = \frac{R_н + R_в}{2}$$

$R_{\text{в}}$ - внутренний диаметр, м; h – толщина шлифовального круга, м.

Продольное усилие N, выраженное через перемещение кольца, определяется по формуле:

$$N = EF\frac{U}{R},$$

где $F = \pi(R_{\text{н}}^2 - R_{\text{в}}^2)$.

Поскольку шлифовальный круг вращается с частотой $w = VR$, то на него воздействует радиальная сила:

$$F_{\text{пад}} = m_0(VR)^2 u$$

тогда уравнение колебаний примет вид:

$$\ddot{u} + \Big[\frac{EF}{m_0R^2} - (VR)^2\Big]u = \frac{F_p}{2R_{\text{н}}}\sin\left(\frac{V}{R_{kp}}t + \varphi\right) \tag{11}$$

Действительная часть скорости колебаний определяется выражением:

$$R_e\{V\} = \frac{F_pV}{2R_{\text{н}}^2}\frac{\left[\frac{EF}{m_0R^2} - (VR)^2\right]\cos\left(\frac{V}{R_{\text{н}}}t + \varphi\right)}{\left[\frac{EF}{m_0R^2} - (VR)^2\right]^2 + \left(\frac{EF\eta}{m_0R^2}\right)^2} \tag{12}$$

2. Определение виброскоростей инструмента консольной части узла резания и осескоростей шпиндельных узлов оправки

2.1. Вывод зависимостей скоростей колебаний оправки шлифовального круга

При длине консольной части оправки, значительно превышающей толщину шлифовального круга, ее целесообразно рассматривать как консольно-закрепленную систему с распределенной массой. На свободном конце оправки приложено силовое воздействие, координата которого неизменна относительно координаты закрепления. В этом случае колебания оправки описываются системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
\frac{d^2z_1}{dt^2} + 10^7d_0^2\Big(\frac{10k-1}{l}\Big)^4 z_1 &= \frac{2\cdot10^{-4}F_p}{d_0^2l}\sin\Big(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\Big)\\
\frac{d^2z_2}{dt^2} + 10^7d_0^2\Big(\frac{6k+1}{l}\Big)^4 z_2 &= \frac{2\cdot10^{-4}F_p}{d_0^2l}\sin\Big(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\Big)\\
\frac{d^2z_3}{dt^2} + 10^7d_0^2\Big(\frac{6k-1}{l}\Big)^4 z_3 &= \frac{8\cdot10^{-4}F_p}{d_0^2l}\sin\Big(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\Big)\\
\frac{d^2z_4}{dt^2} + 10^7d_0^2\Big(\frac{6k-1}{l}\Big)^4 z_4 &= \frac{8\cdot10^{-4}F_p}{d_0^2l}\sin\Big(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\Big)\\
\frac{d^2z_5}{dt^2} + 10^7d_0^2\Big(\frac{10k-1}{l}\Big)^4 z_5 &= \frac{3{,}2\cdot10^{-4}F_p}{d_0^2l}\sin\Big(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\Big)
\end{aligned} \tag{13}$$

Решение уравнений относительно модуля действительной части скоростей колебаний с учетом коэффициентов потерь колебательной энергии получены в следующем виде:

$$\{R_eV_{k1}\} = \frac{7\cdot 10^{-3}F_p}{d_0^2 l R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] \cos\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right)}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{10k-1}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right]^2 + 10^{14} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{10k-1}{l}\right)^8}$$

$$\{R_eV_{k2}\} = \frac{7\cdot 10^{-3}F_p}{d_0^2 l R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] \cos\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right)}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right]^2 + 10^{14} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{6k+1}{l}\right)^8}$$

$$\{R_eV_{k3}\} = \frac{2{,}8\cdot 10^{-2}F_p}{d_0^2 l R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] \cos\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right)}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] + 10^{14} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{6k-1}{l}\right)^8} \tag{14}$$

$$\{R_eV_{k4}\} = \frac{2{,}8\cdot 10^{-2}F_p}{d_0^2 l R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] \cos\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right)}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] + 10^{14} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{2k+1}{l}\right)^8}$$

$$\{R_eV_{k5}\} = \frac{1{,}1\cdot 10^{-2}F_p}{d_0^2 l R_{kp}} \sum_{k=1}^{k^x} \frac{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] \cos\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right)}{\left[10^7 d_0^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right] + 10^{14} d_0^4 \eta^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^8}$$

Скорость колебаний оправки шлифовального круга, которая подставляется в зависимости уровней звукового давления и звуковой мощности, определяется как:

$$V_k = \sum_{1}^{5} V_{ki} \tag{15}$$

2.2. Вывод зависимостей скоростей колебаний узла колесных пар

Силовое воздействие т.е. сила резания при шлифовании имеет гармонический характер. Колеса относительно опор колесной оси расположены симметрично. При шлифовании одного колеса амплитуду смещения представим в виде [4]:

$$y = \sum_{k=1}^{\infty} y_k(x) f_k(t), \tag{16}$$

где $y_k(x)$ – прогиб при k-том нормальном колебании; $f_k(t)$ – функции времени, определяемая из уравнения:

$$f_k(t) + \alpha^2 f_k(t) = \psi_k(t) \tag{17}$$

где $\psi_k(t)$ - выражается в зависимости от возмущающей сил формулой:

$$\psi_k(t) = \frac{\sum_{k=1}^{\infty} y_k(x) f_k(t)}{\int_0^l y_k^2(x)dx \cdot m_0} \tag{18}$$

где в числителе стоит сумма произведений возмущающих сил на перемещение точек их приложений при k-том нормальном колебании. Для балки на двух шарнирных опорах:

$$y_k(z) = \sin\frac{\pi k x}{l}$$

Таким образом:

$$\int_0^l y_k^2(z)dz = \frac{m_0 l}{2}; \qquad y_k = \sin\frac{\pi k l_1}{2l}$$
$$\psi_k(t) = \frac{2\sin\frac{\pi k l_1}{2l}}{m_0 l}; \qquad P(t) = \frac{2\sin\frac{\pi k l_1}{2l}}{m_0 l}\sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right) \tag{19}$$

Для стальной конструкции уравнение, определявшее функцию $f_k(t)$, примет вид:

$$f_k''(t) + 1{,}3\cdot 10^7\left(\frac{k}{l}\right)^4\frac{d_k^3}{h_k} = \frac{2{,}6\cdot 10^{-4}F_p}{h_k l}\sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right) \tag{20}$$

Решение уравнения относительно действительной части скорости колебаний получено в следующем виде:

$$V_k = \frac{9\cdot 10^{-3}F_p}{h_k l R_{kp}}\sum_{k=1}^{k^x}\sin\frac{\pi k l_1}{l}\frac{\left[1{,}3\cdot 10^7\left(\frac{k}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right]\cos\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right)}{\left[1{,}3\cdot 10^7\left(\frac{k}{l}\right)^4 - \frac{1{,}2\cdot 10^3}{R_{kp}^2}\right]^2 + 1{,}7\cdot 10^{14}\eta^2\left(\frac{k}{l}\right)^8\frac{d_k^6}{h_k^2}} \tag{21}$$

где h_k – толщина обода колеса, м; d_k – диаметр колеса, м.

При одновременном шлифовании двух колес на систему действуют возмущающие силы, которые можно принять равными по амплитуде и частоте. Поскольку в данном случае рассматривается процесс шумообразования, то можно ограничится только изгибными колебаниями и предложить, что смещение масс m_1 и m_2 происходят в плоскости OY и OZ. Такое допущение может быть принято в силу того, что изгибная жесткость такой системы намного меньше продольной (в направлении оси OX). Вследствие высокой жесткости такая система имеет высокочастотный спектр собственных форм колебаний [5].

Дифференциальное уравнение, определяющее функцию f_k, определяется следующим образом:

$$f_k'' + R_k^2 = T_k P_k \sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right) \tag{22}$$

где величины T_k определяются следующим образом:

$$T_k = \frac{P_0 V_k}{P_k^2\sum m_i y_{i_k}^2}$$

Решение данного уравнения имеет вид:

$$f_k(t) = T_k\frac{P_k^2}{P_k^2 - \omega^2}\sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right) \tag{23}$$

Подставляя функцию $f_k(t)$ в выражение для смещений, получим:

$$u = f_1(t)y_1 + f_2(t)y_2 = T_1\frac{V_1}{1 - \frac{\omega^2}{P_k^2}}\sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right) + T_2\frac{V_2}{1 - \frac{\omega^2}{P_k^2}}\sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t + \varphi\right)$$
$$T_1 = \frac{P_0 V_1}{P_k(my_{11}^2 + my_{21}^2)} = \frac{F_0 l^3}{96EJ}; \quad T_2 = \frac{P_0 V_2}{P_k(my_{12}^2 + my_{22}^2)} = \frac{F_0 l^3}{786EJ} \tag{24}$$

$$u_1 = \frac{F_0 l^3}{96EJ}\frac{1}{1-\frac{\omega^2}{P_k^2}}\sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t+\varphi\right) + \frac{F_0 l^3}{786EJ}\frac{1}{1-\frac{\omega^2}{P_k^2}}\sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t+\varphi\right)$$
$$u_{21} = \frac{F_0 l^3}{96EJ}\frac{1}{1-\frac{\omega^2}{P_k^2}}\sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t+\varphi\right) - \frac{F_0 l^3}{786EJ}\frac{1}{1-\frac{\omega^2}{P_k^2}}\sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t+\varphi\right) \tag{25}$$

Максимальные значения скоростей колебаний определяются следующими зависимостями:

$$V_{kmax} = \frac{3{,}5\cdot 10^{-12}}{d_k^4 R_{kp}}\sum_{k=1}^{k^x}\sin\frac{\pi k l_1}{l}\frac{(1+\eta^2)^{-0{,}5}k^2 h_k^3}{k^2 h_k^3 - 2{,}4\cdot 10^{-4} d_k^6} \tag{26}$$

Дифференциальное уравнение колебаний оси имеет вид:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{EJ}{m_0}\frac{\partial^4 y}{\partial t x^4} = \frac{P(t)}{m_0}\delta(x-x_0) \tag{27}$$

где m_0 – распределенная масс оси, кг/м; x_0 – координата приложения силового воздействия.

Для стальной оси с постоянными значениями координат приложения силового воздействия уравнение примет вид:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 1{,}7\cdot 10^6 d^2\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = P(t)\delta(x-x_0) \tag{28}$$

Используя метод разделения переменных для условий шарнирного закрепления получены следующее уравнение колебаний и его решение относительно модуля действительной части максимальных значений скоростей колебаний:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 1{,}7\cdot 10^8 d^2\left(\frac{k}{l}\right)^4 y = 2P(t)\left[\sin\frac{\pi k l_1}{l} + \sin\frac{\pi k(l_1+l_2)}{l}\right] sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t+\varphi\right) \tag{29}$$

где m – масса оси, кг; l_1 и l_2 – координаты приложения силового воздействия, м; l – длина оси, м.

$$|R_e\{V_k\}| = \frac{2P}{MR_{V_i}}\sum\frac{\left[1{,}7\cdot 10^8 d^2\left(\frac{k}{l}\right)^4 - 1{,}2\cdot 10^3\right]\left[\sin\frac{\pi k l_1}{l} + \sin\frac{\pi k(l_1+l_2)}{l}\right]}{\left[1{,}7\cdot 10^8 d^2\left(\frac{k}{l}\right)^4 - 1{,}2\cdot 10^3\right] + 2{,}9\cdot 10^{16} d^4\eta^2\left(\frac{k}{l}\right)^8} \tag{30}$$

где η – коэффициент потерь колебательной энергии.

Для условий упруго диссипативных опор уравнений колебаний и их решения получены в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} + 1{,}7\cdot 10^8 d^2\left(\frac{k}{l}\right)^4 y_1 = \frac{1{,}5P}{M}\left[\cos^3\frac{\pi k l_1}{l} + \cos^3\frac{\pi k(l_1+l_2)}{l}\right] sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t+\varphi\right) \\ \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} + 1{,}3\cdot 10^{12} d^2\left(\frac{k}{l}\right)^4 y_2 = \frac{0{,}25P}{M}\left[\cos^3\frac{\pi k l_1}{l} + \cos^3\frac{\pi k(l_1+l_2)}{l}\right] sin\left(\frac{35}{R_{kp}}t+\varphi\right) \end{cases}$$

$$|R_e\{V_{k_1}\}| = \frac{1{,}5P}{M}\sum\frac{\left[1{,}7\cdot 10^8 d^2\left(\frac{k}{l}\right)^4 - 1{,}2\cdot 10^3\right]\left[\cos^3\frac{\pi k l_1}{l} + \cos^3\frac{\pi k(l_1+l_2)}{l}\right]}{\left[1{,}7\cdot 10^8 d^2\left(\frac{k}{l}\right)^4 - 1{,}2\cdot 10^3\right] + 2{,}9\cdot 10^{16} d^4\eta^2\left(\frac{k}{l}\right)^8} \tag{31}$$

$$|R_e\{V_{k_2}\}| = \frac{0{,}25P}{M}\sum\frac{\left[1{,}3\cdot 10^{12} d^2\left(\frac{k}{l}\right)^4 - (0{,}1nK_з)^2\right]\left[\cos^3\frac{\pi k l_1}{l} + \cos^3\frac{\pi k(l_1+l_2)}{l}\right]}{\left[1{,}3\cdot 10^{12} d^2\left(\frac{k}{l}\right)^4 - (0{,}1nK_з)^2\right]^2 + 1{,}7\cdot 10^{24} d^4\eta^2\left(\frac{k}{l}\right)^8}$$

2.3. Вывод зависимостей скоростей колебаний при шлифовании осей

При одновременном шлифовании двух участков оси рассмотрены варианты способов закрепления как шарнирно-опертая ось, так и на упруго-диссипативных опорах. В первом случае уравнение и его решение относительно действительной части скоростей колебаний определяются следующим образом:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 1{,}6\cdot 10^8 d^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^4 y = \frac{1{,}6\cdot 10^{-4}P}{d^2 l}\Big\{\sin\Big[\Big(\frac{35}{R_{kp}} + \frac{\pi k V}{l}\Big)t + \varphi\Big] - \sin\Big[\Big(\frac{\pi k V}{l} - \frac{35}{R_{kp}}\Big)t - \varphi\Big]\Big\};$$

$$\begin{aligned}|R_e\{V_k\}| =& \frac{1{,}6\cdot 10^{-4}P}{d^2 l}\sum \frac{1{,}6\cdot 10^8 d^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^4 - \Big(\frac{35}{R_{kp}} + \frac{\pi k V}{l}\Big)^2 \cos\Big[\Big(0{,}1nK_з + \frac{\pi k V}{l}\Big)t + \varphi\Big]}{\Big[1{,}6\cdot 10^8 d^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^4 - \Big(\frac{35}{R_{kp}} + \frac{\pi k V}{l}\Big)^2\Big]^2 + 2{,}56\cdot 10^{16} d^2\eta^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^8}\\ &- \frac{\Big[1{,}6\cdot 10^8 d^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^4 - \Big(\frac{\pi k V}{l} - 0{,}1\frac{35}{R_{kp}}\Big)^2\Big]\cos\Big[\Big(\frac{\pi k V}{l} - 0{,}1nK_з\Big)t - \varphi\Big]}{\Big[1{,}6\cdot 10^8 d^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^4 - \Big(\frac{\pi k V}{l} - 0{,}1\frac{35}{R_{kp}}\Big)^2\Big]^2 + 2{,}56\cdot 10^{16} d^2\eta^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^8},\end{aligned} \tag{32}$$

где η – коэффициент потерь колебательной энергии; V – скорость продольной подачи шлифовального круга; при упруго- диссипативных опорах дифференциальное уравнение и их решение относительно модуля действительной части скоростей колебаний определяются следующим образом:

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} + 1{,}3\cdot 10^{10} d^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^4 y_1 &= \frac{8\cdot 10^{-5}P}{d^2 l}\Big\{\cos\Big[\Big(\frac{35}{R_{kp}} + \frac{3\pi k V}{l}\Big)t + \varphi\Big] +\\ &+ \cos\Big[\Big(0{,}1nK_з - \frac{3\pi k V}{l}\Big)t + \varphi\Big]\Big\};\\ \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} + 1{,}6\cdot 10^8 d^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^4 y_2 &= \frac{8\cdot 10^{-5}P}{d^2 l}\Big\{\cos\Big[\Big(\frac{\pi k V}{l} + 0{,}1nK_з\Big)t + \varphi\Big] +\\ &+ \cos\Big[\Big(0{,}1nK_з - \frac{\pi k V}{l}\Big)t + \varphi\Big]\Big\};\end{aligned} \tag{33}$$

$$\begin{aligned}|R_e\{V_{k_2}\}| &= \frac{8\cdot 10^{-5}P}{d^2 l}\cdot\\ &\cdot\sum \frac{\Big[1{,}6\cdot 10^8 d^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^4 - \Big(\frac{\pi k V}{l} + 0{,}1nK_з\Big)^2\Big]\sin\Big[\Big(0{,}1nK_з + \frac{\pi k V}{l}\Big)t + \varphi\Big]}{\Big[1{,}6\cdot 10^8 d^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^4 - \Big(\frac{\pi k V}{l} + 0{,}1nK_з\Big)^2\Big]^2 + 2{,}56\cdot 10^{16} d^2\eta^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^8} -\\ &- \frac{\Big[1{,}6\cdot 10^8 d^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^4 - \Big(0{,}1nK_з - \frac{\pi k V}{l}\Big)^2\Big]\sin\Big[\Big(0{,}1nK_з - \frac{\pi k V}{l}\Big)t + \varphi\Big]}{\Big[1{,}6\cdot 10^8 d^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^4 - 0{,}1nK_з - \Big(\frac{\pi k V}{l}\Big)^2\Big]^2 + 2{,}56\cdot 10^{16} d^2\eta^2\Big(\frac{k}{l}\Big)^8}.\end{aligned} \tag{34}$$

Полученное значение $V_k = \sqrt{V_{k_1}^2 + V_{k_2}^2}$ подставляется в выражение уровней звукового давления.

Результаты теоретических исследований фактически создают возможность определения октавных уровней звукового давления специальных колесошлифовальных станков на этапе проектирования следует отметить, что на этом этапе возможно определить превышения ожидаемых уровней над предельно допустимыми значениями, а величины превышений и определяют акустическую эффективность систем снижения шума на рабочих местах станочников до санитарных норм.

Заключение

В работе раскрыта взаимосвязь меду спектрами шума на рабочих местах операторов, геометрическими, физико-механическими характеристиками инструмента и заготовок, а также параметрами технологического процесса шлифования.

Получены зависимости для теоретического расчета уровней звукового давления, что и позволяет на этапе проектирования обосновать предпочтительные варианты систем снижения шума до санитарных норм.

Список литературы

1. Shashurin A., Goguadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator‘s workplace sound field. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 100-104 - ISSN 1801-9064.

2. Shashurin A., Goguadze M., Elkin Y., Buzhinskiy K. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 104-107 - ISSN 1801-9064

3. Чукарин, А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки / А.Н. Чукарин . – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. – 152 с.

4. Расчеты на прочность в машиностроении / Под ред. С.Д. Пономарева. - М.: Машгиз, 1959. - 884 с.

5. Иванов АИ., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов. - СПб.: Политехника, 2000. - 482 с.

References

1. Shashurin A., Goguadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator‘s workplace sound field. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 100-104 - ISSN 1801-9064.

2. Shashurin A., Goguadze M., Elkin Y., Buzhinskiy K. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction. AKUSTIKA, Volume 34, 2019, c. 104-107 - ISSN 1801-9064

3. Chukarin, A.N. Teoriya i metody akusticheskih raschetov i proektirovaniya tekhnologicheskih mashin dlya mekhanicheskoj obrabotki / A.N. Chukarin . – Rostov n/D: Izdatel’skij centr DGTU, 2004. – 152 p.

4. Raschety na prochnost’ v mashinostroenii / Pod red. S.D. Ponomareva. - M.: Mashgiz, 1959. - 884 p.

5. Ivanov AI., Nikiforov A.S. Osnovy vibroakustiki: Uchebnik dlya vuzov. - SPb.: Politekhnika, 2000. - 482 p.