УДК: 534.6; 331.45; 613
OECD: 01.03.AA; 10.63.49; 76.01.93

# Моделирование шумообразования специального расточного станка

Гогуадзе М.Г.[1]
[1] Аспирант, Ростовский государственный университет путей и сообщений, Ростов-на-Дону

**Аннотация**

Уровни шума на рабочих местах операторов металлообрабатывающих станков зачастую превышают нормативные значения и достигают уровней звука до 90-95 дБА. Характерной особенностью данного типа станков является наличие двух одновременно работающих борштанг, предназначенных для растачивания отверстий различного диаметра. В этой статье рассмотрен процесс моделирования шумообразования специального расточного станка.

**Ключевые слова:** уровни звука, шум, расточные станки.

## *Simulation of noise generation of a special boring machine*

*Goguadze M.G.*[1]
[1] *Postgraduate, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don*

***Abstract***

*Noise levels in the workplaces of Metalworking machine operators often exceed the standard values and reach sound levels up to 90-95 dBA. A characteristic feature of this type of machine is the presence of two simultaneously working boring bars designed for boring holes of different diameters. This article describes the process of modeling the noise generation of a special boring machine.*

***Keywords:*** *sound levels, noise, boring machines.*

## Введение

Уровни шума на рабочих местах операторов металлообрабатывающих станков зачастую превышают нормативные значения и достигают уровней звука до 90-95 дБА. Между тем рабочие скорости станков с каждым годом возрастают, и это может в ряде случаев приводить к еще большим превышениям уровней шума в цехах и вибраций на рабочих местах, превышающих установленные санитарные нормы. В данной статье рассмотрен процесс моделирования шумообразования специального расточного станка.

Характерной особенностью описываемого типа станков является наличие двух одновременно работающих борштанг, предназначенных для растачивания отверстий различного диаметра. Эта особенность учитывается в аналитическом задании силового воздействия после суммы сил резания от каждой борштанги. На каждой борштанге при одинаковой подаче глубина и скорость резания различны и, следовательно, различны частоты стружкообразования, которые по данным выполняемых работ задаются ниже представленным образом.

*E-mail: maratlex@mail.ru (Гогуадзе М.Г.)

## 1. Моделирование виброакустической динамики корпусов

На станке обрабатываются корпуса идентичной конфигурации, но имеющие различные геометрические размеры и, что особенно важно, различные значения изгибной жесткости обрабатываемых изделий. Поэтому ниже рассмотрены два варианта моделей виброакустической динамики растачиваемых корпусов:

1. Как шарнирно-опертой оболочки
2. Оболочки с жестко закрепленными краями.

Выбор модели зависит от соотношения изгибной жесткости обрабатываемой детали и жесткости опор.

Поскольку сила резания представляет собой силовые возмущения, перемещающиеся вдоль обрабатываемой заготовки со скоростью подачи, то с учетом данных работы [1] уравнения изгибных колебаний представим в следующем виде:

$$\left.\begin{aligned} EJ_x\frac{\partial^4\xi}{\partial x^4}-\rho J_x\frac{\partial^4\xi}{\partial x^2\partial t^2}+\rho F_c\frac{\partial^2\xi}{\partial t^2}=P_y(t)\delta(x-x_0)\\ EJ_y\frac{\partial^4\varepsilon}{\partial x^4}-\rho J_y\frac{\partial^4\varepsilon}{\partial x^2\partial t^2}+\rho F_c\frac{\partial^2\varepsilon}{\partial t^2}=P_z(t)\delta(x-x_0)\end{aligned}\right\}, \tag{1}$$

где $E, J_{x,y}$ – модуль упругости, Па, и моменты инерции обрабатываемой детали в направлении соответствующих осей координат, м$^4$;

$\xi$, $\varepsilon$ - продольные перемещения от силового воздействия в направлении осей координат (ОУ и ОХ);

$F_c$ - площадь поперечного сечения, м$^2$;

$\rho$ – плотность материала, кг/м$^3$;

$P_{\text{y,z}}$ – составляющие силы резания, $H$;

$\delta(x-x_0)$ – дельта функция, смещенная по координате $x_0$.

Для условий закрепления изделия, соответствующих шарнирно-опорной оболочки, дифференциальные уравнения поперечных колебаний примут вид:

$$\left.\begin{aligned} EJ_x\frac{\partial^4\xi}{\partial x^4}-\rho J_x\frac{\partial^4\xi}{\partial x^2\partial t^2}+\rho F_c\frac{\partial^2\xi}{\partial t^2}=\frac{2P_{y_1}(t)}{l}\sum_{k=1}^{\infty}\sin\frac{\pi kst}{l}\sin\frac{\pi kx}{l}+\frac{2P_{y_2}(t)}{l}\sum_{k=1}^{\infty}\sin\frac{\pi kst}{l}\sin\frac{\pi kx}{l}\\ EJ_y\frac{\partial^4\varepsilon}{\partial x^4}-\rho J_y\frac{\partial^4\varepsilon}{\partial x^2\partial t^2}+\rho F_c\frac{\partial^2\varepsilon}{\partial t^2}=\frac{2P_{z_1}(t)}{l}\sum_{k=1}^{\infty}\sin\frac{\pi kst}{l}\sin\frac{\pi kx}{l}+\frac{2P_{z_2}(t)}{l}\sum_{k=1}^{\infty}\sin\frac{\pi kst}{l}\sin\frac{\pi kx}{l}\end{aligned}\right\}, \tag{2}$$

$l$ – длина растачиваемого отверстия, м;

$s$ – скорость подачи расточного резца, м/с;

$P_z$ и $P_y$ – составляющие силы резания, $H$;

$\omega$ – циклическая координата, $\frac{1}{c}$;

$t$ – время, с.

По данным работы [3] силы резания $P_z$ , $P_y$ зададим в следующем виде:

$\overline{P_{z_1}}=P_{z_1}(1+0{,}3\cos\omega_1 t)$;

$\overline{P_{y_1}}=P_{y_1}(1+0{,}3\cos\omega_1 t)$;

$\overline{P_{z_2}}=P_{z_2}(1+0{,}3\cos\omega_2 t)$;

$\overline{P_{y_2}}=P_{y_2}(1+0{,}3\cos\omega_2 t)$.

Используя метод разделения переменных, получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\left.\begin{array}{l}\rho\left[J_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2+F_c\right]\frac{\partial^2\xi}{\partial t^2}+EJ_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4\xi=\\=\frac{2P_{y_1}}{l}\left\{\sum\limits_{k=1}^{\infty}\sin\frac{\pi ks}{l}t+0{,}15\left[\sin\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_1\right)t+\sin\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_1\right)t\right]\right\}+\\+\frac{2P_{y_2}}{l}\left\{\sum\limits_{k=1}^{\infty}\sin\frac{\pi ks}{l}t+0{,}15\left[\sin\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_2\right)t+\sin\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_2\right)t\right]\right\};\\\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2+F_c\right]\frac{\partial^2\varepsilon}{\partial t^2}+EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4\varepsilon=\\=\frac{2P_{z_1}}{l}\left\{\sum\limits_{k=1}^{\infty}\sin\frac{\pi ks}{l}t+0{,}15\left[\sin\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_1\right)t+\sin\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_1\right)t\right]\right\}+\\+\frac{2P_{z_2}}{l}\left\{\sum\limits_{k=1}^{\infty}\sin\frac{\pi ks}{l}t+0{,}15\left[\sin\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_2\right)t+\sin\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_2\right)t\right]\right\}.\end{array}\right\}. \tag{3}$$

Решение уравнений относительно скоростей колебаний получено в следующем виде:

$$\begin{aligned}\frac{\partial\xi}{\partial t}=\frac{2P_{y_1}}{l}&\left\{\sum_{k=1}^{\infty}\frac{\frac{\pi ks}{l}\cos\frac{\pi ks}{l}t}{EJ_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}\right)^2}+\right.\\&+0{,}15\left[\frac{\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_1\right)\cos\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_1\right)t}{EJ_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_1\right)^2}+\right.\\&\left.\left.+\frac{\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_1\right)\cos\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_1\right)t}{EJ_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_1\right)^2}\right]\right\}+\\+\frac{2P_{y_2}}{l}&\left\{\sum_{k=1}^{\infty}\frac{\frac{\pi ks}{l}\cos\frac{\pi ks}{l}t}{EJ_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}\right)^2}+\right.\\&+0{,}15\left[\frac{\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_2\right)\cos\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_2\right)t}{EJ_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_2\right)^2}+\right.\\&\left.\left.+\frac{\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_2\right)\cos\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_2\right)t}{EJ_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_x\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_2\right)^2}\right]\right\}\end{aligned} \tag{4}$$

Используя задание модуля упругости в комплексной форме $\widetilde{E}=E(1+j\eta)$, (где $\eta$ - коэффициент потерь колебательной энергии), получим:

$$
\begin{aligned}
\frac{\partial\varepsilon}{\partial t} = \frac{2P_{z_1}}{l}\Biggl\{\sum_{k=1}^{\infty}&\frac{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\right\}\frac{\pi ks}{l}\cos\frac{\pi ks}{l}t}{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}\right)^2\right\}^2+(\eta EJ_y)^2\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2}+\\
+0{,}15\Biggl[&\frac{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\right\}\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_1\right)\cos\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_1\right)t}{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_1\right)^2\right\}^2+(\eta EJ_y)^2\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2}+\\
+&\frac{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\right\}\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_1\right)\cos\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_1\right)t}{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_1\right)^2\right\}+(\eta EJ_y)^2\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2}\Biggr]\Biggr\}+\\
+\frac{2P_{z_2}}{l}\Biggl\{\sum_{k=1}^{\infty}&\frac{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\right\}\frac{\pi ks}{l}\cos\frac{\pi ks}{l}t}{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}\right)^2\right\}^2+(\eta EJ_y)^2\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2}+\\
+0{,}15\Biggl[&\frac{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\right\}\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_2\right)\cos\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_2\right)t}{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}-\omega_2\right)^2\right\}^2+(\eta EJ_y)^2\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2}+\\
+&\frac{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\right\}\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_2\right)\cos\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_2\right)t}{\left\{EJ_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^4-\rho\left[J_y\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2-F_c\right]\left(\frac{\pi ks}{l}+\omega_2\right)^2\right\}+(\eta EJ_y)^2\left(\frac{\pi k}{l}\right)^2}\Biggr]\Biggr\}.
\end{aligned}
\tag{5}
$$

## 2. Вывод зависимостей уровней шума и вибраций режущего инструмента

Отличие расчета виброакустических характеристик расточных борштанг заключается в том, что в процессе обработки координаты приложения силы резания не изменяются, поэтому борштанги и резцы, имея постоянный осевой момент инерции, аппроксимируются шарнирно-опорными балками постоянного сечения.

В этом случае дифференциальные уравнения борштанг и резцов примут вид

$EJ_1\frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4}+m_{0_1}\frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2}=P_{z_1}\delta(x-x_{0_1});$

$EJ_1\frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4}+m_{0_1}\frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2}=P_{y_1}\delta(x-x_{0_1});$

$EJ_2\frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4}+m_{0_1}\frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2}=P_{z_2}\delta(x-x_{0_2});$

$EJ_2\frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4}+m_{0_1}\frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2}=P_{y_2}\delta(x-x_{0_2}),$

где $E$ - модуль упругости, Па;

$J_1$ и $J_2$ – моменты инерции, м$^4$;

$x_{0_1}$ и $x_{0_2}$– координаты приложения сил резания (соответственно);

$P_z$ и $P_y$ – составляющие силы резания, $H$;

$m_{0_1}$ - распределенная масса единицы длины борштанги, кг/м.

Расчет спектров вибраций резцов и расточных борштанг с консольным закреплением основан на том, что координата приложения силового воздействия постоянна относительно места закрепления. Функция, соответствующая краевым условиям, задана следующей зависимостью:

$$
\begin{aligned}
\varphi = {} & \sin^3\frac{\pi k x}{2l}\cos^3\frac{2k-1}{2l}\pi x = \frac{9}{32}\left(\sin\frac{1-2k}{2l}\pi x + \sin\frac{3k-1}{2l}\pi x\right) - \\
& -\frac{3}{32}\left(\sin\frac{k+1}{2l}\pi x + \sin\frac{5k-1}{2l}\pi x\right) + \frac{3}{32}\left(\sin\frac{3-5k}{2l}\pi x + \sin\frac{7k-3}{2l}\pi x\right) - \\
& -\frac{1}{32}\left(\sin 3\frac{1-k}{2l}\pi x + \sin\frac{9k-1}{2l}\pi x\right).
\end{aligned}
\tag{6}
$$

Применительно к борштангам круглого сечения система уравнений примет вид:

$$
\begin{aligned}
\frac{d^2 z_{11}}{dt^2} + 10^7 d_1^2\left(\frac{1-2k}{l}\right)^4 z_{11} &= \frac{10^{-4}P_z}{d_1^2 l}\left(1+0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_{21}}{dt^2} + 10^7 d_1^2\left(\frac{3k-1}{l}\right)^4 z_{21} &= \frac{10^{-4}P_z}{d_1^2 l}\left(1+0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_{31}}{dt^2} + 10^7 d_1^2\left(\frac{k-1}{l}\right)^4 z_{31} &= \frac{0{,}3\cdot 10^{-5}P_z}{d_1^2 l}\left(1+0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_{41}}{dt^2} + 10^7 d_1^2\left(\frac{5k-1}{l}\right)^4 z_{41} &= \frac{0{,}3\cdot 10^{-5}P_z}{d_1^2 l}\left(1+0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_{51}}{dt^2} + 10^7 d_1^2\left(\frac{3-5k}{l}\right)^4 z_{51} &= \frac{0{,}3\cdot 10^{-5}P_z}{d_1^2 l}\left(1+0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_{61}}{dt^2} + 10^7 d_1^2\left(\frac{7k-3}{l}\right)^4 z_{61} &= \frac{0{,}3\cdot 10^{-5}P_z}{d_1^2 l}\left(1+0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_{71}}{dt^2} + 10^7 d_1^2\left(\frac{1-k}{l}\right)^4 z_{71} &= \frac{0{,}15\cdot 10^{-5}P_z}{d_1^2 l}\left(1+0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_{81}}{dt^2} + 10^7 d_1^2\left(\frac{9k-1}{l}\right)^4 z_{81} &= \frac{0{,}15\cdot 10^{-5}P_z}{d_1^2 l}\left(1+0{,}3\cos\omega t\right).
\end{aligned}
\tag{7}
$$

Решения уравнений относительно действительной части скоростей колебаний в направлении оси OZ определяются следующими зависимостями:

$$
\begin{aligned}
|Re\{\nu_{k_{11}}\}| = P_{z_1}\sum_{k=1}^{k*}\Bigg\{ & \frac{10^{-8}l^3}{d_1^3}\left(\frac{1-2k}{l}\right)^2 \sin 3{,}2\cdot 10^3 d_1^2\left(\frac{1-2k}{l}\right)^2 t - \\
& -\frac{3\cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0{,}3\left[10^7 d_1^2\left(\frac{1-2k}{l}\right)^4-\omega^2\right]\sin\omega t}{\left[10^7 d_1^2\left(\frac{1-2k}{l}\right)^4-\omega^2\right]^2 + \left(10^7 d_1^2\eta\right)^2\left(\frac{1-2k}{l}\right)^8}\Bigg\};
\end{aligned}
\tag{8}
$$

$$
\begin{aligned}
|Re\{\nu_{k_{21}}\}| = P_{z_1}\sum_{k=1}^{k*}\Bigg\{ & \frac{10^{-8}l^3}{d_1^3}\left(\frac{3k-1}{l}\right)^2 \sin 3{,}2\cdot 10^3 d_1^2\left(\frac{3k-1}{l}\right)^2 t - \\
& -\frac{3\cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0{,}3\left[10^7 d_1^2\left(\frac{3k-1}{l}\right)^4-\omega^2\right]\sin\omega t}{\left[10^7 d_1^2\left(\frac{3k-1}{l}\right)^4-\omega^2\right]^2 + \left(10^7 d_1^2\eta\right)^2\left(\frac{3k-1}{l}\right)^8}\Bigg\};
\end{aligned}
\tag{9}
$$

$$|Re\{\nu_{k_{31}}\}| = P_{z_1}\sum_{k=1}^{k*}\left\{\frac{10^{-8}l^3}{d_1^3}\left(\frac{k-1}{l}\right)^2\sin 3{,}2\cdot 10^3 d_1^2\left(\frac{k-1}{l}\right)^2 t - \right.$$
$$\left. -\frac{3\cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0{,}3\left[10^7 d_1^2\left(\frac{k-1}{l}\right)^4-\omega^2\right]\sin\omega t}{\left[10^7 d_1^2\left(\frac{k-1}{l}\right)^4-\omega^2\right]^2+\left(10^7 d_1^2\eta\right)^2\left(\frac{k-1}{l}\right)^8}\right\}; \tag{10}$$

$$|Re\{\nu_{k_{41}}\}| = P_{z_1}\sum_{k=1}^{k*}\left\{\frac{10^{-8}l^3}{d_1^3}\left(\frac{5k-1}{l}\right)^2\sin 3{,}2\cdot 10^3 d_1^2\left(\frac{5k-1}{l}\right)^2 t - \right.$$
$$\left. -\frac{3\cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0{,}3\left[10^7 d_1^2\left(\frac{5k-1}{l}\right)^4-\omega^2\right]\sin\omega t}{\left[10^7 d_1^2\left(\frac{5k-1}{l}\right)^4-\omega^2\right]^2+\left(10^7 d_1^2\eta\right)^2\left(\frac{5k-1}{l}\right)^8}\right\}; \tag{11}$$

$$|Re\{\nu_{k_{51}}\}| = P_{z_1}\sum_{k=1}^{k*}\left\{\frac{10^{-8}l^3}{d_1^3}\left(\frac{3-5k}{l}\right)^2\sin 3{,}2\cdot 10^3 d_1^2\left(\frac{3-5k}{l}\right)^2 t - \right.$$
$$\left. -\frac{3\cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0{,}3\left[10^7 d_1^2\left(\frac{3-5k}{l}\right)^4-\omega^2\right]\sin\omega t}{\left[10^7 d_1^2\left(\frac{3-5k}{l}\right)^4-\omega^2\right]^2+\left(10^7 d_1^2\eta\right)^2\left(\frac{3-5k}{l}\right)^8}\right\}; \tag{12}$$

$$|Re\{\nu_{k_{61}}\}| = P_{z_1}\sum_{k=1}^{k*}\left\{\frac{10^{-8}l^3}{d_1^3}\left(\frac{7k-3}{l}\right)^2\sin 3{,}2\cdot 10^3 d_1^2\left(\frac{7k-3}{l}\right)^2 t - \right.$$
$$\left. -\frac{3\cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0{,}3\left[10^7 d_1^2\left(\frac{7k-3}{l}\right)^4-\omega^2\right]\sin\omega t}{\left[10^7 d_1^2\left(\frac{7k-3}{l}\right)^4-\omega^2\right]^2+\left(10^7 d_1^2\eta\right)^2\left(\frac{7k-3}{l}\right)^8}\right\}; \tag{13}$$

$$|Re\{\nu_{k_{71}}\}| = P_{z_1}\sum_{k=1}^{k*}\left\{\frac{10^{-8}l^3}{d_1^3}\left(\frac{1-k}{l}\right)^2\sin 3{,}2\cdot 10^3 d_1^2\left(\frac{1-k}{l}\right)^2 t - \right.$$
$$\left. -\frac{3\cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0{,}3\left[10^7 d_1^2\left(\frac{1-k}{l}\right)^4-\omega^2\right]\sin\omega t}{\left[10^7 d_1^2\left(\frac{1-k}{l}\right)^4-\omega^2\right]^2+\left(10^7 d_1^2\eta\right)^2\left(\frac{1-k}{l}\right)^8}\right\}; \tag{14}$$

$$|Re\{\nu_{k_{81}}\}| = P_{z_1}\sum_{k=1}^{k*}\left\{\frac{10^{-8}l^3}{d_1^3}\left(\frac{9k-1}{l}\right)^2\sin 3{,}2\cdot 10^3 d_1^2\left(\frac{9k-1}{l}\right)^2 t - \right.$$
$$\left. -\frac{3\cdot 10^{-5}\omega}{d_1^2 l} + \frac{0{,}3\left[10^7 d_1^2\left(\frac{9k-1}{l}\right)^4-\omega^2\right]\sin\omega t}{\left[10^7 d_1^2\left(\frac{9k-1}{l}\right)^4-\omega^2\right]^2+\left(10^7 d_1^2\eta\right)^2\left(\frac{9k-1}{l}\right)^8}\right\}. \tag{15}$$

Скорости колебаний борштанги в направлении оси OX определяются заменой $P_{z_1}$ на $P_{x_1}$.

Аналогичным образом определяются скорости колебаний в направлении соответствующих осей второй борштанги. Поскольку она имеет другой диаметр и работает при воздействии сил резания, отличных от первой борштанги, то в системе уравнений и в решениях относительно скоростей колебаний $d_1$ и $P_{z_1}$, $P_{x_1}$ заменяются на $d_2$ и $P_{z_2}$, $P_{x_2}$.

Собственные частоты колебаний борштанг $f_k$, Гц, как консольно-закрепленных стержней круглого сечения определяются следующей зависимостью:

$$f_k = 5 \cdot 10^2 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 d. \tag{16}$$

где $l$ - длина растачиваемого отверстия, м;

$k$ – жесткость, кг/с$^2$;

$d$ - диаметр цилиндра, м.

Резцы на специальном осетокарном станке имеют сечение прямоугольной формы с размерами $b \times h$ $(h > b)$. Моменты инерции $J_1$ и $J_2$, м$^4$, в направлении соответствующих осей координат определяются как:

$$J_1 = \frac{hb^3}{12} \quad \text{и} \quad J_2 = \frac{bh^3}{12}.$$

Тогда уравнения колебаний резца в направлении оси OZ определяются следующим образом:

$$\begin{aligned}
\frac{d^2 z_1}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left(\frac{1-2k}{l}\right)^4 z_1 &= \frac{7 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl}\left(1 + 0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_2}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left(\frac{3k-1}{l}\right)^4 z_2 &= \frac{7 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl}\left(1 + 0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_3}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left(\frac{k-1}{l}\right)^4 z_3 &= -\frac{2 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl}\left(1 + 0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_4}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left(\frac{5k-1}{l}\right)^4 z_4 &= -\frac{2 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl}\left(1 + 0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_5}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left(\frac{3-5k}{l}\right)^4 z_5 &= \frac{2 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl}\left(1 + 0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_6}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left(\frac{7k-3}{l}\right)^4 z_6 &= \frac{2 \cdot 10^{-5} P_z}{bhl}\left(1 + 0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_7}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left(\frac{1-k}{l}\right)^4 z_7 &= -\frac{10^{-5} P_z}{bhl}\left(1 + 0{,}3\cos\omega t\right); \\
\frac{d^2 z_8}{dt^2} + 2 \cdot 10^6 h^2 \left(\frac{9k-1}{l}\right)^4 z_8 &= -\frac{10^{-5} P_z}{bhl}\left(1 + 0{,}3\cos\omega t\right).
\end{aligned} \tag{17}$$

Собственные частоты колебаний резца $f_k$, Гц, определяются как:

$$f_k = 5 \cdot 10^4 \left(\frac{2k-1}{l}\right)^2 h. \tag{18}$$

где $k$ и $l$ то же, что в формуле (16);

$h$ - размер штанги, м.

При растачивании отверстий внутренний воздушный объём возбуждается колебаниями борштанги и при оценке уровней шума в рабочей зоне следует учитывать излучение звуковой энергии из торцов отверстия.

Звуковое давление во внутреннем воздушном объеме с жесткими стенками (корпус растачиваемой детали) определяется из волнового уравнения [2].

$$\frac{\partial^2 P}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial P}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 P}{\partial \varphi^2}+\frac{\partial^2 P}{\partial x^2}=\frac{1}{c_0^2}\frac{\partial^2 P}{\partial t^2}-\rho_0\frac{\partial}{\partial t}(Q\psi_N\exp^{-i2\pi f_N t}), \tag{19}$$

где $P$ – звуковое давление, Па;

$\rho_0$ и $c_0$ – плотность воздуха, кг/м$^3$, и скорость звука в воздухе, м/с;

$Q$ – производительность источника шума, м/с;

$\psi_N$ – значение фундаментальной функции для цилиндрического объема.

Решение этого уравнения для среднеквадратичного звукового давления имеет вид [2]:

$$P^2=\frac{V_0^2 c_0^4}{2V}\sum_N\sum_k\frac{\omega_k^2 Q_k^2}{(2\omega_N\delta_N)^2+(\omega_N^2-\omega_k^2)}, \tag{20}$$

где $\omega_k$ - круговые собственные частоты колебаний борштанги, с$^{-1}$;

$\omega_N$ - круговые собственные частоты колебаний воздушного объема растачиваемого отверстия, с$^{-1}$;

$\delta_N$ – коэффициент затухания звуковой волны, $\frac{l}{c}$.

Применительно к параметрам растачиваемого отверстия для собственных частот колебаний воздушного объема и коэффициентов затухания получены следующие зависимости:

$$f_N=\frac{c_0}{2}\sqrt{\left(\frac{n_x}{l}\right)^2+\frac{4n_x+2m+1}{2d_0}}, \tag{21}$$

$$\delta_N=\frac{c_0}{2l}\frac{\alpha}{1-\left(\frac{m}{n_x}+\frac{m}{2}+\frac{1}{4}\right)^2}, \tag{22}$$

где $\alpha$ – коэффициент звукопоглощения;

$l$, $d_0$ – длина и диаметр отверстия, м;

$n_x$ и $m$ – целые числа, характеризующие соответствующую моду колебаний воздушного объема[4].

Производительность источника шума $Q_k$, м$^3$/с, (в данном случае борштанги):

$$Q_k=\pi d_б l_б \nu_{k_б}, \tag{23}$$

где $d_б$ и $l_б$ – диаметр и длина борштанги, м;

$\nu_{k_б}$ – среднеквадратичная скорость колебаний борштанги, м/с.

## Заключение

В статье показана проблема повышенного уровня шума на рабочих местах операторов металлообрабатывающих станков. Разработана математическая модель виброакустической динамики корпуса. Выполнено моделирование зависимостей шума от вибрации конструкций. Фактически сравнение расчетных уровней звукового давления с предельно-допустимыми значениями позволит на стадии проектирования

[3] оценить ожидаемые величины превышений акустических характеристик на рабочих местах операторов над санитарными нормами и обосновать параметры конструкций систем шумозащиты по изначальному выполнению нормативных величин. Пользуясь представленной методикой, в будущем, можно будет моделировать процессы шумообразования на других металлообрабатывающих станках.

## Список литературы

1. Колесников И.В. Способы снижения шума и вибраций при проектировании, производстве и эксплуатации железнодорожного подвижного состава / И.В. Колесников, С.Ф. Подуст, С.С. Подуст, А.Н. Чукарин // Монография. – М.: ВИНИТИ РАН, 2015. – 216 с.

2. Звукоизлучение при токарной обработке / Чукарин А.Н. Каганов В.С.// Борьба с шумом и звуковой вибрацией: материалы семинара. – М., 1993.

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

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

## References

1. Kolesnikov I.V. Sposoby snizheniya shuma i vibracij pri proektirovanii, proizvodstve i ekspluatacii zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava / I.V. Kolesnikov, S.F. Podust, S.S. Podust, A.N. CHukarin – M.: VINITI RAN, 2015. – p. 216.

2. Zvukoizluchenie pri tokarnoj obrabotke / CHukarin A.N. Kaganov V.S.// Bor'ba s shumom i zvukovoj vibraciej: materialy seminara. – M., 1993.

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

4. Analysis of the experimental study of the axle lathe machine vibroacoustic characteristics for workplace noise reduction, A. Shashurin M. Goguadze A. Chukarin, AKUSTIKA, Volume 34, 2019, pp. 104-107 ISSN 1801-9064