

УДК: 331.45
OECD: 02.03

Теоретические исследования процессов возбуждения вибраций и шумообразования при абразивной обработке сварных швов рамных конструкций

Чукарин А.Н.¹, Исаев А.Г.^{2*}, Шашурин А.Е.³, Элькин Ю.И.⁴

¹ Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин», Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, РФ

² К.т.н., доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, РФ

³ Д.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет

«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

⁴ Д.т.н., профессор кафедры «Техносферная безопасность», Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), г. Москва, РФ

Аннотация

В данной статье представлены результаты теоретических исследований процессов возбуждения вибраций и шумообразования при абразивной обработке сварных швов рамных конструкций. Сварка относится к одной из наиболее популярных технологий соединения металлических конструкций. Одним из обязательных этапов после выполнения сварочных работ является зачистка сварных соединений. Однако процесс обработки сопровождается сильным шумом, который в основном превышает нормативные значения в рабочей зоне оператора. В работе рассмотрены различные расчетные схемы согласно условиям закрепления этих элементов. Определены скорости колебаний согласно условиям закрепления. Уголки и швеллера по профилю отличаются геометрическими параметрами. Особый интерес представляет отношение моментов инерции по соответствующим осям координат к площади поперечного сечения, т.к. это соотношение в значительной степени определяет теоретические величины собственных частот колебаний, скоростей колебаний и, следовательно, уровней звукового давления. Особенно это характерно для швеллеров, которые имеют большую разницу в моментах инерции в направлении осей ОХ и ОУ. По результатам работы представлено изменения спектра собственных частот колебаний при увеличении профиля.

Ключевые слова: абразивная обработка, уровни звукового давления, спектры шума, спектры вибрации, акустическая система.

Theoretical studies of the processes of vibration excitation and noise generation during abrasive treatment of welds of frame structures

Chukarin A.N.¹, Isaev A.G.^{2*}, Shashurin A.E.³, Elkin Y.I.⁴

¹ DSc, professor, head of the department of Fundamentals of Machine Design, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

² PhD, senior lecturer of the department of Operation of Transport Systems and Logistics, Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia

³ DSc, professor of the department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D. F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

⁴ DSc, professor of the department of Technosphere Safety, Moscow Automobile and Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

Abstract

This article presents the results of theoretical studies of the processes of vibration excitation and noise generation during abrasive processing of welds of frame structures. Welding is one of the most popular technologies for joining metal structures. One of the mandatory steps after welding is to clean the welded joints. However, the processing process is accompanied by strong noise, which generally exceeds the standard values in the operator's work area. The paper considers various design schemes according to the conditions for fixing these elements. The oscillation rates are determined according to the fixing conditions. Corners and channels on the profile differ in geometric parameters. Of particular interest is the ratio of the moments of inertia along the corresponding coordinate axes to the cross-sectional area, since this ratio largely determines the theoretical values of the natural vibration frequencies, vibration velocities, and, consequently.

Keywords: abrasive treatment, sound pressure levels, noise spectra, vibration spectra, acoustic system.

Введение

Акустическая система оборудования, на котором производится абразивная обработка сварных швов, включает следующие источники шума:

- несущая система оборудования, на котором и производится обработка сварных швов;
- обрабатываемое изделие;
- абразивный инструмент – шлифовальный круг.

Можно предположить, что несмотря на многообразие конструктивных исполнений в качестве акустических моделей следует принять круглую пластину, закрепленную в центре, для шлифовального круга и линейный источник для элементов рамных конструкций[1-4]. Уровни звукового давления приведены к следующему виду:

Шлифовальный круг:

$$L = 20lgv_k - 20lgr + 20lgh_k + 40lgk + 95, \quad (1)$$

где v_k - скорость колебаний, м/с; h_k - толщина круга, м; r - расстояние от источника шума до расчетной точки, м; k - коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний круга.

Для элементов рамных конструкций:

$$L = 20lgB - 20lgr + 10lgf_k + 51lgF(z) + 119, \quad (2)$$

где f_k - собственные частоты колебаний источника шума, Гц;

$B = \int_0^1 v_k(z) \exp(-ik_0 z \cos \beta) dz$ – функция, определяющая распределение скоростей колебаний по длине источника шума; $F(z)$ – площадь поперечного сечения источника, м²; k_0 – волновое число, 1/м; β – угол излучения; r – то же, что и в формуле (1).

Элементы рамы, такие как уголки, швеллера, двутавровый профиль имеют постоянное значение площади поперечного сечения по длине и могут рассматриваться как стержневые системы, имеющие различные значения моментов в направлении осей координат OX и OY (рис. 1).

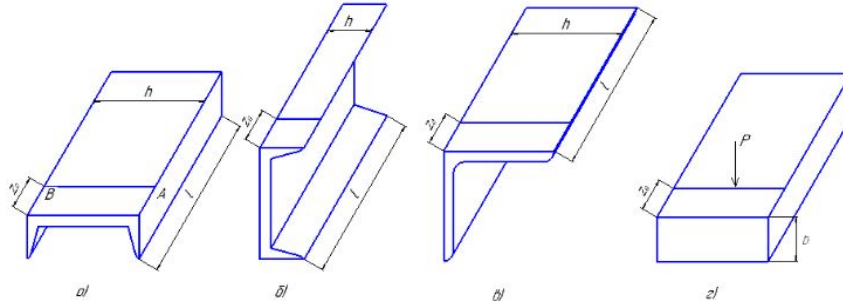


Рис. 1. Расчетные схемы элементов рамных конструкций при шлифовании сварных швов

Различия в подходе моделирования скоростей колебаний в выше представленных схемах заключаются в следующем. В вариантах а, б и в технологическая нагрузка имеет постоянную координату по оси OZ (z_0), т.к. шлифовальный круг перемещается поперек элемента рам, а в схеме г – вдоль элемента рамы [2,3,5].

1. Определение скоростей колебаний

Скорость колебаний определяются из дифференциальных уравнений.

Фактически процесс возбуждения вибраций при шлифовании представляет собой совокупность распределенных случайным образом дельтообразных внешних возбуждений от абразивных зерен. В этом случае силу резания с учетом нормативов режимов обработки шлифованием с достаточной для инженерных расчетов точностью можно представить следующую зависимость.

$$P = \frac{1000 C_N V \tau^* t^{x^x} S^{y^y} D^{q-1}}{\pi n} \sin(K_c f t + \tau), \quad (3)$$

где C_N , τ^* , x^x , y^y , q – коэффициенты и показатели степеней, выбираемые по нормативам режимов обработки; t – глубина шлифования, мм; V – скорость резания, м/мин; S – подача заготовки или шлифовального круга, мм; n – частота вращения шлифовального круга, об/мин; D – внешний диаметр шлифовального круга, мм; K_c – коэффициент зернистости; f – собственные частоты колебаний, с⁻¹.

При широкополосном возбуждении система «заготовка – шлифовальный круг» возбуждается на собственных формах колебаний, что позволяет существенно упростить акустический расчет и свести его к определению собственных частот колебаний отдельных элементов системы, а на этих частотах определить скорость колебаний и уровни звукового давления.

$$E J_x \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = P_y(z, t), \quad (4)$$

$$E J_y \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^4} + \rho F \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} = P_x(z, t), \quad (5)$$

где E – модуль упругости изделия, Па; $J_{x,y}$ – моменты инерции в направлении осей координат OX и OY , m^4 ; F – площадь поперечного сечения, m^2 ; P_y и P_x – составляющие силового воздействия в направлении осей OX и OY ; η и ε – деформации изгиба изделия в направлении осей OX и OY (соответственно), м; ρ – плотность материала заготовки kg/m^3 .

Согласно условиям закрепления (рис. 1) приняты следующие расчетные схемы и соответствующие им краевые условия:

Вариант а) и г) – жестко закрепленная система:

$$\left. \begin{array}{l} z = 0 \\ z = l \end{array} \right\} \begin{array}{l} y(x) = 0 \\ \frac{\partial y(x)}{\partial t} = 0 \end{array} \quad (6)$$

Собственные частоты колебаний определяются по формуле:

$$f_k = \left(\frac{2k+3}{2l} \right)^2 \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{EJ}{m_0}}, \quad (7)$$

где m_0 – распределенная масса, kg/m ; k – коэффициент, определяющий собственные частоты колебания; l – длина источника, м; J – момент инерции детали, m^4 ; E – то же, что и в формуле (4).

Варианты б) и в) – консольно-закрепленная система:

$$\left. \begin{array}{l} z = 0 \\ z = l \end{array} \right\} \begin{array}{l} y(x) = \frac{\rho l^3}{3EJ_y} \frac{\partial y(x)}{\partial z} = 0 \\ y(x) = 0 \quad \frac{\partial y(x)}{\partial z} = 0 \end{array} \quad (8)$$

Функции, удовлетворяющие этим краевым условиям, задаются как:

Вариант а):

$$\varphi(z) = \sin^3 \frac{\pi k z}{l}. \quad (9)$$

Варианты б) и в):

$$\varphi(z) = \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z. \quad (10)$$

Собственные частоты колебаний:

$$f_k = \left(\frac{2k+1}{2l} \right)^2 \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{EJ}{m_0}}. \quad (11)$$

С учетом вышеизложенного система уравнений и задания технологической нагрузки в направлении осей координат OX и OY примет вид

Для варианта а):

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi k z}{l} \cdot \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l};$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi k z}{l} \cdot \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l}.$$

Для вариантов б) и в):

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0;$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0.$$

Тогда для варианта а) система примет вид:

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{3}{4} \sin \frac{\pi k z}{l};$$

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{1}{4} \sin \frac{\pi k z}{l};$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \frac{3}{4} \sin \frac{\pi k z}{l};$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \varepsilon}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} = - \sum_{k=1}^K P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin \frac{3\pi k z}{l},$$

а для вариантов б) и в):

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^{K^x} P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \frac{3}{4} \cos \frac{2k-1}{2l} \pi z;$$

$$EJ_x(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = - \sum_{k=1}^{K^x} P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \frac{1}{4} \cos 3 \frac{2k-1}{2l} \pi z;$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^{K^x} P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \frac{3}{4} \cos \frac{2k-1}{2l} \pi z;$$

$$EJ_y(z) \frac{\partial^4 \eta}{\partial z^4} + \rho F(z) \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = \sum_{k=1}^{K^x} P \sin(K_c f_B t + \varphi) \cdot \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \frac{1}{4} \cos 3 \frac{2k-1}{2l} \pi z.$$

Применяя метод разделения переменных и подставляя для остальных рамных конструкций значения модуля упругости и плотности, системы дифференциальных уравнений приведены к следующему виду:

Вариант а):

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} + 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_x}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 \eta = \frac{10^{-4} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l};$$

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} + 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_x}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 \eta = \frac{3 \cdot 10^{-5} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l};$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} + 2,6 \cdot 10^9 \frac{J_y}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 \varepsilon = \frac{10^{-4} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l};$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} + 2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_y}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 \varepsilon = \frac{3 \cdot 10^{-5} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l}.$$

Варианты б) и в):

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} + 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_x}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 \eta = \frac{10^{-4} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0;$$

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} + 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_x}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 \eta = \frac{3 \cdot 10^{-5} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0;$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} + 1,6 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 \varepsilon = \frac{10^{-4} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0;$$

$$\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial t^2} + 1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_y}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 \varepsilon = \frac{3 \cdot 10^{-5} P}{Fl} \sum \sin(K_c f_B t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0.$$

Используя известный подход представления упругости в комплексной форме, что позволяет учесть диссипативную функцию, определяемую эффективным коэффициентом потерь колебательной энергии η , получим выражение скорости колебаний для стальных рамных конструкций в следующем виде:

Для варианта а):

$$v_{k_1} = \frac{10^{-4} P K_c f_b}{Fl} \sum \frac{\left[2,6 \cdot 10^9 \frac{J_x}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin \frac{\pi k z}{l}}{\left[2,6 \cdot 10^9 \frac{J_x}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 6,8 \cdot 10^{18} \left(\frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} =$$

$$= K_1 \sin \frac{\pi k z}{l}$$

$$v_{k_2} = \frac{3 \cdot 10^{-5} P K_c f_b}{Fl} \sum \frac{\left[2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_x}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin \frac{3\pi k z}{l}}{\left[2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_x}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 4,4 \cdot 10^{22} \left(\frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} =$$

$$= K_2 \sin \frac{3\pi k z}{l}$$

$$v_{k_3} = \frac{10^{-4} P K_c f_b}{Fl} \sum \frac{\left[2,6 \cdot 10^9 \frac{J_y}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin \frac{\pi k z}{l}}{\left[2,6 \cdot 10^9 \frac{J_y}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 6,8 \cdot 10^{18} \left(\frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} =$$

$$= K_3 \sin \frac{\pi k z}{l}$$

$$v_{k_4} = \frac{3 \cdot 10^{-5} P K_c f_b}{Fl} \sum \frac{\left[2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_y}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_B t + \varphi) \sin^3 \frac{\pi k z_0}{l} \cdot \sin \frac{3\pi k z}{l}}{\left[2,1 \cdot 10^{11} \frac{J_y}{F} \left(\frac{k}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 4,4 \cdot 10^{22} \left(\frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{k}{l} \right)^8} =$$

$$= K_4 \sin \frac{3\pi k z}{l}$$

Среднеквадратичные скорости определяются как

$$v_k = \sqrt{(K_1^2 + K_3^2) \sin^2 \frac{\pi k x}{l} + (K_2 + K_4)^4 \sin^2 \frac{3\pi k x}{l}}. \quad (12)$$

Для расчетов усредненных по октавам уровней звукового давления определяются максимальные величины скоростей колебаний и подставляют в зависимость.

В отличие от расчетной схемы а, для схем б и в необходимо учитывать начальные условия (связанные со спецификой консольно-закрепленных балок), т.е.

$$t = 0 \quad \eta(\varepsilon) = \frac{Ph^3}{3EJ_{x(y)}} \quad \eta(\varepsilon) = 0.$$

В этом случае решения уравнений относительно скоростей колебаний получены в следующем виде:

$$v_{k_1} = - \sum \frac{2 \cdot 10^{-8} Ph^3}{J_x} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_x}{F}} \sin 1,3 \cdot 10^4 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_x}{F}} t + \frac{10^{-4} PK_c f_b}{Fl} \cdot \sum \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 \frac{J_x}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_b t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \cos \frac{2k-1}{2l} \pi z}{\left[1,6 \cdot 10^8 \frac{J_x}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} \left(\frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^8};$$

$$v_{k_2} = - \sum \frac{1,7 \cdot 10^{-7} Ph^3}{J_x} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_x}{F}} \sin 1,1 \cdot 10^5 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_x}{F}} t + \frac{3 \cdot 10^{-5} PK_c f_b}{Fl} \cdot \sum \frac{\left[1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_x}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_b t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \cos \frac{1,5(2k-1)}{2l} \pi z}{\left[1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_x}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 1,7 \cdot 10^{20} \left(\frac{J_x}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^8};$$

$$v_{k_3} = - \sum \frac{2 \cdot 10^{-8} Ph^3}{J_x} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_y}{F}} \sin 1,3 \cdot 10^4 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_y}{F}} t + \frac{10^{-4} PK_c f_b}{Fl} \cdot \sum \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_b t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \cos \frac{2k-1}{2l} \pi z}{\left[1,6 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} \left(\frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^8};$$

$$v_{k_4} = - \sum \frac{1,7 \cdot 10^{-7} Ph^3}{J_x} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_y}{F}} \sin 1,1 \cdot 10^5 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J_y}{F}} t + \frac{3 \cdot 10^{-5} PK_c f_b}{Fl} \cdot \sum \frac{\left[1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_y}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right] \cos(K_c f_b t + \varphi) \cos^3 \frac{2k-1}{2l} \pi z_0 \cdot \cos \frac{1,5(2k-1)}{2l} \pi z}{\left[1,3 \cdot 10^{10} \frac{J_y}{F} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - (K_c f_b)^2 \right]^2 + 1,7 \cdot 10^{20} \left(\frac{J_y}{F} \eta \right)^2 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^8}.$$

Расчет схемы выполнен для балки на упругом основании, т.е. основание с конечным значением жесткости технологической системы J_y и i_y . Дифференциальное уравнение для такой колебательной системы имеет вид:

$$m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EJ_y \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + i_y z = P(t) \delta(x - x_0); \quad (13)$$

$$m_0 \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + EJ_x \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} + i_x x = P(t) \delta(x - x_0), \quad (14)$$

где P - силовое воздействие со стороны технологического процесса, Н; $\delta(x - x_0)$ - дельта-функция смещения по координате x_0 ; E , $J_{x,y}$ - то же, что и в формуле (4); m_0 - то же, что и в формуле (7).

С учетом конечной величины жесткости данные уравнения с использованием метода разделения переменных приведены к следующему виду:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \left[3,6 \cdot 10^9 h^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} \right] y = \sum_{k=1}^{K^y} \frac{2P}{M} \sin(K_c f t + \varphi) \cdot \cos \frac{2\pi k z_0}{l};$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \left[3,6 \cdot 10^9 b^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_x}{bh} \right] x = \sum_{k=1}^{K^x} \frac{2P}{M} \sin(K_c f t + \varphi) \cdot \cos \frac{2\pi k z_0}{l},$$

где M - масса заготовки, кг; b и h - размеры поперечного сечения заготовки, м; K_c , f , t - то же, что и в формуле (4); l - то же, что и в формуле (7).

Решения уравнений для прогибов и скоростей колебаний определяются выражениями:

$$y = \frac{2P}{M} \sum \left[3,6 \cdot 10^9 h^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} \right] \left\{ \left[3,6 \cdot 10^9 h^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} - (K_c f)^2 \right]^2 + \left[3,6 \cdot 10^9 h^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 \xi_1 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} \xi_1 \right]^2 \right\}^{-1} \sin(K_c f t + \varphi) \cdot \cos \frac{2\pi k z_0}{l};$$

$$v_y = \frac{2PK_c f}{M} \sum \left[3,6 \cdot 10^9 h^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} \right] \left\{ \left[3,6 \cdot 10^9 h^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} - (K_c f)^2 \right]^2 + \left[3,6 \cdot 10^9 h^2 \left(\frac{k}{l} \right)^4 \xi_1 + \frac{1,3 \cdot 10^{-4} i_y}{bh} \xi_1 \right]^2 \right\}^{-1} \cos(K_c f t + \varphi) \cdot \cos \frac{2\pi k z_0}{l}.$$

Уголки и швеллера по профилю отличается геометрическими параметрами. Особый интерес представляет отношение моментов инерции по соответствующим осям координат к площади поперечного сечения, т.к. это соотношение в значительной степени определяет теоретические величины собственных частот колебаний, скоростей колебаний и, следовательно, уровней звукового давления. Особенно это характерно для швеллеров, которые имеют большую разницу в моментах инерции в направлении осей OX и OY .

Собственные частоты колебаний для стержневых элементов из стали определяются зависимостями:

Для шарнирного закрепления:

$$f_k = 80 \sqrt{\frac{J_{x_i y}}{F}} \left(\frac{k}{l} \right)^2. \quad (15)$$

Для консольного закрепления:

$$f_k = \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 80 \sqrt{\frac{J_{x_i y}}{F}}. \quad (16)$$

Для жесткого закрепления:

$$f_k = \left(\frac{2k+3}{l} \right)^2 80 \sqrt{\frac{J_{x_i} y}{F}}, \quad (17)$$

где F , J_{x_i} – то же, что и в формуле (4); k , l – то же, что и в формуле (7).

Таким образом, при равной длине уголков и швеллеров, различных N профиля собственных частоты колебаний определяются значением $\sqrt{\frac{J_{x_i} y}{F}}$

Эти данные приведены в таблице 1.

Таблица 1

Отношение моментов инерции к площади поперечного сечения уголков и швеллеров

Уголки					Швеллера				
N профиля	$\frac{J_x}{F}$	$\sqrt{\frac{J_x}{F}}$	$\frac{J_y}{F}$	$\sqrt{\frac{J_y}{F}}$	N профиля	$\frac{J_x}{F}$	$\sqrt{\frac{J_x}{F}}$	$\frac{J_y}{F}$	$\sqrt{\frac{J_y}{F}}$
2	0.35	0.6	0.34	0.6	5	3.7	1.92	0.91	0.95
2.5	0.57	0.755	0.55	0.74	6.5	6.47	2.54	1.16	1.08
2.8	0.72	0.85			8	9.96	3.16	1.4	1.18
3.2	0.95	0.975	0.86	0.92	10	16	4	1.87	1.37
3.4	1.5	1.22	1.48	1.22	12	23	4.8	2.35	1.53
3.6	1.2	1.1	1.2	1.1	14	31.5	5.6	2.9	1.7
4.5	1.94	1.4	1.87	1.4	14a	32	5.7	3.4	1.8
5	2.4	1.55	2.33	1.53	16	41.3	6.4	3.5	1.9
5.6	3	1.73	2.96	1.73	16a	42.2	6.5	4	2
6.3	3.8	1.95	3.7	1.94	18	52.7	7.26	4.15	2
7	4.7	2.17	4.5	2.12	18a	53.6	7.3	4.73	2.2
7.5	5.4	2.3	5.16	2.2	20	65	8.1	4.8	2.2
8	6.1	2.47	5.97	2.46	20a	66.3	8.1	5.5	2.35
9	7.75	2.8	7.56	2.8	22	79	8.9	5.66	2.4
10	9.53	3.1	8.9	3	22a	81	9	6.5	2.55
11	11.6	3.4	11.5	3.4	24	94.8	9.7	6.8	2.6
12.5	15	3.9	18.5	3.85	24a	96.7	9.8	7.7	2.8
14	19	4.4	18.5	4.4	27	118	10.9	7.4	2.7
16	23.7	4.9	23.5	4.9	30	143.4	12	8	2.83
18	31.3	5.6	31.2	5.6	32	171.6	13.1	10	3.16
20	38.7	6.2	34.9	5.9	36	202.6	14.2	9.6	3.1
					40	547.5	15.7	10.4	3.2

Заключение

Результаты расчетов позволяют сделать следующие выводы

1. С увеличением N профиля спектр собственных частот колебаний перемещается в более высокочастотную область. Для уголков собственные частоты колебаний в направлении осей координат OX и OY практически не изменяются для одного профиля при постоянной длине. Для позиций №2 и №20 собственные частоты колебаний возрастают в 10 раз.

2. Для швеллеров характерна большая разница на собственных частотах колебаний при увеличении N профиля, но и в направлении оси координат OX и OY в частности.

Список литературы

1. Чукарин А.Н., Бескопыльный А.Н., Исаев А.Г. Исследования виброакустических характеристик в рабочей зоне оператора при абразивной обработке сварных швов // Безопасность труда в промышленности. — 2019. — № 11. — С. 7-12. DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-7-12.
2. Иванов Н. И. Основы виброакустики / Н. И. Иванов, А. С. Никифоров. — Санкт-Петербург. - Политехника, 2000. — 482 с.
3. Тамаркин М.А., Тищенко Э.Э., Исаев А.Г. Обеспечение акустической безопасности при обработке плоских деталей шарико-стержневым упрочнителем / Вестник . 2018. № 2 (63). С. 12-19.
4. Beskopylny A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A. Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Collection of materials of the International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment: Mechanical Engineering and Materials Science (ICMTMTE 2019). Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Crimean Federal University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. 2020. С. 044087.
5. Чукарин А.Н., Обеспечение комфортных условий труда при виброударной отделочной обработке фасонных деталей за счет снижения вибраций и шума / А.Н. Чукарин, Л.М. Щерба // Прогрессивные технологии в машино- и приборостроении: сб.ст. по мат-лам Всерос. науч.-техн. конф.- Ниж. Новгород; Арзамас, 2002.- С. 352–355.

References

1. Chukarin A.N., Beskopylny A.N., Isaev A.G. Studies of vibroacoustic characteristics in the operator's work area during abrasive treatment of welds // Work safety in industry. — 2019. — № 11. — pp. 7-12. DOI: 10.24000/0409-2961-2019-11-7-12.
2. Ivanov N.I. Basics of vibroacoustics / Ivanov N.I., Nikiforov A.S. — Saint Petersburg. - Polytechnic, 2000. — 482 p.
3. Tamarkin M. A., Tishchenko E. E., Isaev A. G. Ensuring acoustic safety when processing flat parts with a ball-rod hardener / Bulletin of the Bryansk state technical University . 2018. No. 2 (63). pp. 12-19.
4. Beskopylny A., Meskhi B., Chukarin A., Isaev A. Spectral characteristics of noise during hardening of welds of rod structures // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Collection of materials of the International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment: Mechanical Engineering and Materials Science (ICMTMTE 2019). Sevastopol State University, National University of Science and Technology «MISIS», Polzunov Altai State Technical University, Crimean Federal University, Inlink Ltd. and International Union of Machine Builders. 2020. С. 044087.
5. Chukarin, A. N. ensuring comfortable working conditions during vibration-shock finishing of shaped parts by reducing vibrations and noise / A. N. Chukarin, L. M. Shcherba // Progressive technologies in machine and instrument engineering : collection of articles on Mat-Lam vseros. scientific-technical Conf. — Nizhny Novgorod; Arzamas, 2002. — pp. 352-355.