

А. Е. Набоков, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко, И. А. Яицков

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИНАМИКИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ

Аннотация. На станках фрезерной группы выполняются различные операции по обработке металлических заготовок торцевыми, концевыми, пазовыми, цилиндрическими фрезами. Операции для нарезания резьб выполняются с использованием режущих инструментов и приспособлений. Одним из основных источников шума, превышающим санитарные нормы, является система «режущий инструмент – обрабатываемая заготовка». В статье представлены теоретические исследования и выведены аналитические зависимости уровней звукового давления и звуковой мощности для технологических процессов фрезерования и строгания, а также получены выражения скоростей колебаний. Представленный подход отличается своей простотой и логичностью инженерного расчета уровней звукового давления с учетом собственных частот колебаний как режущего инструмента, так и обрабатываемой заготовки во всем нормируемом диапазоне частот.

Ключевые слова: станочное оборудование, колебательная система, сила резания, скорость колебаний, уровень звукового давления, уровень звуковой мощности.

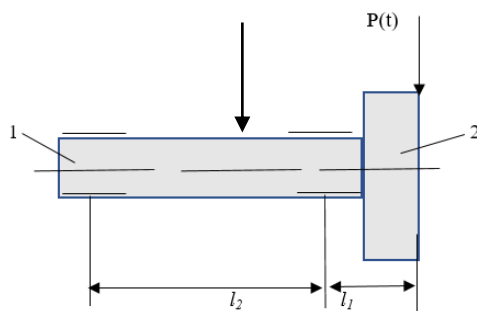
Для цитирования: Моделирование виброакустической динамики шпиндельных узлов универсальных фрезерных станков / А. Е. Набоков, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко, И. А. Яицков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 4. – С. 41–47. – DOI 10.46973/0201-727X_2023_4_41.

Введение

В зависимости от поставленной задачи при обработке заготовки определяется тип фрезерных станков, необходимый для реализации операций резания, с учетом желаемого качества поверхности и необходимой точности размеров изделия. Конструктивно фрезерное оборудование классифицируется на горизонтально-фрезерные, вертикально-фрезерные (консольные) и универсальные станки.

Модель и объект исследования

Шпиндельные узлы станочного оборудования различного функционального назначения имеют компоновку колебательной системы «шпиндель – режущий инструмент» [1, 2], (см. рисунок).



Расчетная схема виброакустических характеристик узла резания:

1 – шпиндель с моментом инерции J_1 ; 2 – режущий инструмент с моментом инерции J_2

Данная схема соответствует всей гамме фрезерных станков. Причем у вертикально-фрезерных станков ось вращения шпинделя вертикальна, что ничего не меняет при расчете виброакустических характеристик резьбофрезерных, зубострогальных, зубодолбежных станков. Идентичность подхода к расчету виброакустических характеристик объясняется следующими обстоятельствами:

- планшайбы или резцы устанавливаются на двух опорах;
- сила резания приложена на консольную часть режущего инструмента, и координата её приложения не изменяется в течение реализации всего технологического процесса;
- при технологических процессах строгания и долбления сила резания раскладывается на P_x , P_y , P_z .

Отличия данных моделей (в данном случае не принципиальные) состоят в задании силового воздействия и акустической модель источника шума. Для фрезерных универсальных, резьбофрезерных, зубодолбежных и зубострогальных станков открытым источником являются фрезы, суппорт зубодолбежного станка и люлька зубострогального станка. В зависимости от соотношения частоты колебания и радиуса в качестве акустической модели при $R < \frac{56}{f_R}$ принимается точечный источник, а при $R \geq \frac{56}{f_R}$ – поршневой излучатель, где R – радиус источника шума, м; f_R – собственные частоты колебаний, Гц.

Аналитические зависимости уровней звукового давления и звуковой мощности технологических процессов фрезерования

На основании данных работ [3, 4] звуковое давление и уровни звукового давления представлены зависимостями, которые приведены к виду:

– для точечного источника

$$P = 0,18 \frac{V_k f_k}{r} R^2; L_p = 20 \lg \frac{V_k f_k}{r} + 40 \cdot \lg R + 59; \quad (1)$$

– для поршневого излучателя

$$P = 0,09 \frac{V_k f_k}{r} R^2; L_p = 20 \lg \frac{V_k f_k}{r} + 40 \cdot \lg R + 53, \quad (2)$$

где r – расстояние от источника до расчетной точки, м; V_R – скорость собственных частот колебаний.

Для технологических процессов фрезерования, строгания силы резания определяется в направлении осей координат OZ и OY . Поэтому скорость колебания также определяются в направлении данных осей, а в зависимости уровней звукового давления подставляется среднеквадратичное значение. Тогда для объектов исследования, приведенных в таблице, система уравнений колебаний определяется следующим образом:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 z}{df^2} + E \frac{dz}{df} + cz = P_z(t); \\ m \frac{d^2 y}{df^2} + E \frac{dy}{df} + cy = P_y(t), \end{cases} \quad (3)$$

где E – обобщенный коэффициент сопротивления кг/с; m – масса источник шума, кг; c – жесткость узла, Н/м.

Используя данные об звуковом давлении и уровнях звукового давления (1), (2) систему уравнений (3) приведем к следующему виду (для операции фрезерования):

$$\frac{d^2 z}{df^2} + 0,6 f_R \frac{dz}{df} + 6,3 f_R^2 z = \frac{P_z}{m} \cos \left[0,1 n z t - (q - 1) \frac{2\pi}{z^*} \right]; \quad (4)$$

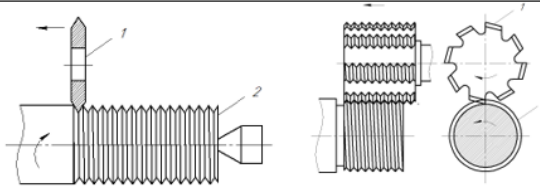
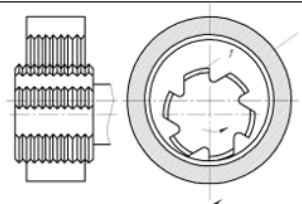
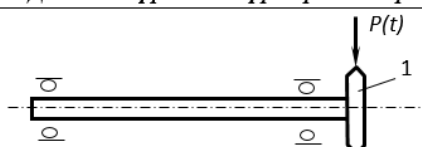
$$\frac{d^2 y}{df^2} + 0,6 f_R \frac{dy}{df} + 6,3 f_R^2 y = \frac{0,4 P_z}{m} \cos \left[0,1 n z t - (q - 1) \frac{2\pi}{z^*} \right].$$

Для представленных расчетных схем, характеризуемых достаточно высокочастотным спектром собственных форм колебаний, уравнение колебаний в векторной форме определяется следующим образом:

$$\bar{F}_и + \bar{F}_д + \bar{F}_у + \bar{P}_р = 0, \quad (5)$$

где $\bar{F}_и$, $\bar{F}_д$, $\bar{F}_у$, $\bar{P}_р$ – силы инерции, демпфирования, упругости и резания (соответственно).

Расчетные схемы резбообрабатывающих и шлицефрезерных станков

Расчетная схема	Обозначения
1 Фрезерование наружной резьбы	
	1 – гребенчатая фреза; 2 – заготовка
2 Фрезерование внутренней резьбы	
	1 – гребенчатая фреза; 2 – заготовка
3 Дисковая фреза для фрезерования резьбы на длинных заготовках	
	1 – дисковая фреза

Составляющие сил резания в направлении осей координат Oz и Oy имеют различные величины. Тогда

$$\bar{F}_н = -m \left[\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} \bar{i} + \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} \bar{k} \right], \quad (6)$$

где m – масса резца, кг; \bar{i} , \bar{k} – единичные орты осей Y и Z (соответственно); y и z – смещение резца в направлении осей Y и Z .

$$\bar{F}_д = \varepsilon \left[\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} \bar{i} + \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} \bar{k} \right], \quad (7)$$

$$\bar{F}_д = j \left[y(x,t) \bar{i} + z(x,t) \bar{k} \right], \quad (8)$$

где j – жесткость заготовки или инструмента, Н/м; ε – обобщенный коэффициент демпфирования, который определяется известной зависимостью [3, 4]:

$$\varepsilon = \frac{2m}{T} \delta_0, \quad (9)$$

где m – масса инструмента, кг; T – период колебания, с; δ_0 – логарифмический декремент колебаний, имеющий величину $\delta_0 = 0,32$ для фрезерных и шлифовальных оправок [4, 5].

Для такой схемы скорости колебаний можно определить из уравнения:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + \eta_{об} \frac{dz}{dt} + Cz = P_z(t), \quad m \frac{d^2 y}{dt^2} + \eta_{об} \frac{dy}{dt} + Cy = 0,4P_z(t), \quad (10)$$

где $\eta_{об}$ – обобщенный коэффициент сопротивления, который по данным работы определяется зависимостью [3, 4]:

$$\eta_{об} = \frac{2m}{T} \delta_0. \quad (11)$$

Для резбобрезерных станков следует учесть составляющие силы резания в направлении осей координат Oz и Oy , соотношение сил резания $P_y = 0,4P_z$, а также механические характеристики режущего инструмента. Тогда дифференциальные уравнения колебаний в направлении осей координат примут вид:

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \frac{10^{-2}k}{R^3h^{1,5}} \frac{dz}{dt} + 2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2h} z = \frac{4 \cdot 10^{-5} P_z}{R^2h} \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right], \quad (12)$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} + \frac{10^{-2}k}{R^3h^{1,5}} \frac{dy}{dt} + 2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2h} y = \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z}{R^2h} \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]. \quad (13)$$

Решения уравнений вынужденных колебаний получены в следующем виде:

$$z = \frac{4 \cdot 10^{-5} P_z \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]}{\sqrt{\left[2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2h} - (0,1nz^* t)^2 \right]^2 + \frac{10^{-4}k}{R^6h^3}}}, \quad (14)$$

$$y = \frac{1,6 \cdot 10^{-5} P_z \cos \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]}{\sqrt{\left[2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2h} - (0,1nz^* t)^2 \right]^2 + \frac{10^{-4}k}{R^6h^3}}}, \quad (15)$$

Значения скорости колебаний в направлении осей Oz и Oy получены в следующем виде:

$$|V_z| = \frac{4 \cdot 10^{-6} P_z n z^* \sin \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]}{\sqrt{\left[2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2h} - (0,1nz^* t)^2 \right]^2 + \frac{10^{-4}k}{R^6h^3}}}, \quad (16)$$

$$|V_y| = \frac{1,6 \cdot 10^{-6} P_z n z^* \sin \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]}{\sqrt{\left[2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2h} - (0,1nz^* t)^2 \right]^2 + \frac{10^{-4}k}{R^6h^3}}}. \quad (17)$$

Уровни звукового давления и звуковой мощности определяются среднеквадратичными значениями скоростей колебаний:

$$V_k = \frac{4,3 \cdot 10^{-6} P_z n z^* \sin \left[0,1nz^* t - (q-1) \frac{2\pi}{z^*} \right]}{\sqrt{\left[2 \cdot 10^6 \frac{1}{R^2h} - (0,1nz^* t)^2 \right]^2 + \frac{10^{-4}k}{R^6h^3}}} + \frac{9 \cdot 10^{-12} P_z l^3}{R^5 h^{0,5}} \sin \frac{1,4 \cdot 10^3}{Rh^{0,5}} t. \quad (18)$$

Для резбонарезного резца уравнения колебаний получены в следующем виде:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + 7,5 \cdot 10^3 \varepsilon \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \delta_0 \frac{dz}{dt} + 5,6 \cdot 10^6 \varepsilon^2 \left(\frac{2k-1}{2l} \right)^4 z = \frac{1,3 \cdot 10^{-4} P_z (1 + 0,3 \sin \omega t)}{\varepsilon l^2}, \quad (19)$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 7,5 \cdot 10^3 \varepsilon \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \delta_0 \frac{dz}{dt} + 5,6 \cdot 10^6 \varepsilon^2 \left(\frac{2k-1}{2l} \right)^4 y = \frac{1,3 \cdot 10^{-4} P_y (1 + 0,3 \sin \omega t)}{\varepsilon l^2}, \quad (20)$$

где ε – ширина резца, м.

Выполнив аналогичные преобразования и учитывая, что при нахождении постоянных общего решения C_1 и C_2 прогиб резца определяется формулами: при $t=0$: $y(z) = \frac{P_{yz} l^3}{3EJ}$ и $y'(z') = 0$, получим выражения скоростей колебаний:

$$|V_z| = \left| \frac{\frac{1,5 \cdot 10^{-8} P_z}{\varepsilon^3} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sin 7,5 \cdot 10^3 \varepsilon \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 + \frac{3,8 \cdot 10^{-5} P_z}{\varepsilon^2 l} \cdot \frac{\omega \cos \omega t}{\sqrt{\left(5,6 \cdot 10^6 \varepsilon^4 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right)^2 + 1,4 \cdot 10^6 \omega^2 \varepsilon^4 \delta_0^2 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2}} \right|, \quad (21)$$

$$|V_y| = \left| \frac{\frac{1,5 \cdot 10^{-8} P_y}{\varepsilon^3} \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 \sin 7,5 \cdot 10^3 \varepsilon \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2 + \frac{3,8 \cdot 10^{-5} P_z}{\varepsilon^2 l} \cdot \frac{\omega \cos \omega t}{\sqrt{\left(5,6 \cdot 10^6 \varepsilon^4 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^4 - \omega^2 \right)^2 + 1,4 \cdot 10^6 \omega^2 \varepsilon^4 \delta_0^2 \left(\frac{2k-1}{l} \right)^2}} \right|. \quad (22)$$

Для практических расчетов следует определять не изменение уровней звукового давления во времени, а их максимальное значение в течение времени обработки ($0 \leq t \leq \frac{l_u}{S_n}$ где l_u – длина резцы, м; S_n – скорость продольной подачи, м/с):

$$V_{k \max} = \sqrt{\left(\frac{dz}{dt} \right)_{\max}^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)_{\max}^2}. \quad (23)$$

Заключение

Расчет акустических характеристик для системы «режущий инструмент – обрабатываемая заготовка» фрезерных станков сводится к определению скоростей колебаний на собственных частотах источников и суммированию соответствующих уровней по октавам.

Список литературы

- 1 Чукарин, А. Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки / А. Н. Чукарин. – Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2004. – 152 с. – ISBN 5-7890-0326-5.
- 2 Безопасность жизнедеятельности: учебное пособие / И. Г. Переверзев, Т. А. Финоченко, И. А. Яицков [и др.]; ФГБОУ ВО РГУПС. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ростов-на-Дону, 2019. – 308 с. – ISSN 978-5-88814-843-3.

References

- 1 Chukarin, A. N. Theory and method of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing / A. N. Chukarin. – Rostov-on-Don: Publishing Center DSTU, 2004. – 152 p. – ISBN 5-7890-0326-5.
- 2 Life safety: textbook / I. G. Pereverzev, T. A. Finochenko, I. A. Yaitskov [et al.]; FSBEI VO RSTU – 2nd ed., rev. and add. – Rostov-on-Don, 2019. – 308 p. – ISSN 978-5-88814-843-3.

3 **Балыков, И. А.** Влияние процессов резания на шум фрезерных станков / И. А. Балыков, А. Н. Чукарин, Д. З. Евсеев // Новое в безопасности и жизнедеятельности и экологии : сборник докладов и тезисов докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, 14–16 окт. 1996 г. – Санкт-Петербург, 1996. – С. 222–223.

4 **Жарков, И. Г.** Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков. – Ленинград : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1986. – 184 с.

5 Расчеты на прочность в машиностроении. В 3 т. Т. 1 : Теоретические основы и экспериментальные методы / под редакцией С. Д. Пономарева. – Москва : Машгиз, 1956. – 884 с.

6 **Баланова, М. В.** Методика и техническое обеспечение проведения экспериментальных исследований по определению шума на рабочих местах / М. В. Баланова, Т. А. Финоченко, И. А. Яицков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 1(46). – С. 5–8. – ISSN 1818-5509.

7 **Борисов, Л. П.** Звукоизоляция в машиностроении / Л. П. Борисов, Д. Р. Гужас. – Москва : Машиностроение, 1990. – 256 с. – ISBN 5-217-00885-7.

8 **Месхи, Б. Ч.** Математическое моделирование шумообразования системы инструмент–заготовка при фрезеровании и шлифовании / Б. Ч. Месхи, В. А. Гергергт // Строительство-2003 : материалы Международной научно-практической конференции / РГСУ. – Ростов на-Дону, 2003. – С. 50–57. – EDN VIHKAD.

9 **Набоков, А. Е.** Экспериментальные исследования шума на рабочих местах станочников резьбообрабатывающих и шлицефрезерных станков / А. Е. Набоков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2023. – № 5. – С. 77–84. – DOI 10.24412/2071-6168-2023-5-77-78.

10 **Кравченко, М. А.** Теоретическое исследование процессов шумообразования компрессорных установок / М. А. Кравченко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4. – С. 19–25 – DOI 10.46973/0201-727X_2022_4_19.

11 **Яицкова, Н. М.** Теоретические исследования шума токарных автоматов продольного точения и многолезвьевых полуавтоматов / Н. М. Яицкова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 2(86). – С. 17–21. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_2_17.

3 **Balykov, I. A.** Influence of cutting processes on the noise of milling machines / I. A. Balykov, A. N. Chukarin, D. Z. Evseev // New in safety and life and ecology : collection of reports and abstracts of the All-Russian scientific and practical conference with international participation Oct 14–16, 1996. – Saint Petersburg, 1996. – P. 222–223.

4 **Zharkov, I. G.** Vibrations when processing with blade tools / I. G. Zharkov. – Leningrad : Mechanical engineering. Leningrad Department, 1986. – 184 p.

5 Strength calculations in mechanical engineering. In 3 vols. Vol. 1 : Theoretical foundations and experimental methods / edited by S. D. Ponomarev. – Moscow : Mashgiz, 1956. – 884 p.

6 **Balanova, M. V.** Methodology and technical support for experimental studies of determining noise at workplaces / M. V. Balanova, T. A. Finochenko, I. A. Yaitskov // Trudy Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2019. – No. 1(46). – P. 5–8. – ISSN 1818-5509.

7 **Borisov, L. P.** Soundproofing in mechanical engineering / L. P. Borisov, D. R. Guzhas. – Moscow : Mashinostroenie, 1990. – 256 p. – ISBN 5-217-00885-7.

8 **Meskhii B. Ch.** Mathematical modeling of noise generation in the tool-workpiece system during milling and grinding / B. Ch. Meskhii, V. A. Gergert // Construction-2003 : materials of the International Scientific-Practical Conference / RSUCE. – Rostov on Don, 2003. – P. 50–57. – EDN VIHKAD.

9 **Nabokov, A. E.** Experimental studies of noise at the workplaces of machine operators of thread-processing and slot-milling machines / A. E. Nabokov // News of Tula State University. Technical science. – 2023. – No. 5. – P. 77–84. – DOI 10.24412/2071-6168-2023-5-77-78.

10 **Kravchenko, M. A.** Theoretical study of the processes of excitation of vibrations and noise generation of compressor installations / M. A. Kravchenko // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2022. – No. 4. – P. 19–25. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_4_19.

11 **Yaitskova, N. M.** Theoretical studies of the noise of longitudinal turning automata and multi-cutting semiautomatic machines / N. M. Yaitskova // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2022. – No. 2(86). – P. 17–21. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_2_17.

A. E. Nabokov, A. N. Chukarin, T. A. Finochenko, I. A. Yaitskov

SIMULATION OF VIBROACOUSTIC DYNAMICS OF SPINDLE UNITS OF UNIVERSAL MILLING MACHINES

Abstract. On machines of the milling group, various operations are performed for processing metal workpieces with end, end, groove, and cylindrical cutters. Using cutting tools and devices, thread cutting operations are performed. One of the main sources of noise that exceeds sanitary standards is the “cutting tool – workpiece” system. The article presents theoretical studies and derives analytical dependencies of sound pressure and sound power levels for technological processes of milling and planing, and obtains expressions for vibration speeds. The presented approach is distinguished by the simplicity and logic of the engineering calculation of sound pressure levels, taking into account the natural frequencies of vibration of the cutting tool and the workpiece over the entire standardized frequency range.

Keywords: machine equipment, oscillatory system, cutting force, oscillation speed, sound pressure level, sound power level.

For citation: Simulation of vibroacoustic dynamics of spindle units of universal milling machines / A. E. Nabokov, A. N. Chukarin, T. A. Finochenko, I. A. Yaitskov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobcheniya. – 2023. – No. 4 – P. 41–47. – DOI 10.46973/0201–727X_2023_4_41.

Сведения об авторах

Набоков Александр Евгеньевич

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Строительная механика»,
старший преподаватель,
e-mail: mr.nae@yandex.ru

Чукарин Александр Николаевич

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Основы проектирования машин»,
доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой,
e-mail: opm@rgups.ru

Финоченко Татьяна Анатольевна

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Безопасность жизнедеятельности»,
кандидат технических наук, доцент,
заведующая кафедрой,
e-mail: fta09@bk.ru

Яицков Иван Анатольевич

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС),
доктор технических наук, профессор,
декан электромеханического факультета,
e-mail: yia@rgups.ru

Information about the authors

Nabokov Alexander Evgenievich

Rostov State Transport University (RSTU),
Chair «Structural Mechanics»,
Senior Lecturer,
e-mail: mr.nae@yandex.ru

Chukarin Alexander Nikolaevich

Rostov State Transport University (RSTU),
Chair «Fundamentals of Machine Design»,
Doctor of Engineering Sciences, Professor,
Head of Chair,
e-mail: opm@rgups.ru

Finochenko Tatiana Anatolievna

Rostov State Transport University (RSTU),
Chair «Health Safety»,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor, Head of Chair,
e-mail: fta09@bk.ru

Yaitskov Ivan Anatolievich

Rostov State Transport University (RSTU),
Doctor of Engineering Sciences, Professor,
Dean of Electromechanical Faculty,
e-mail: yia@rgups.ru