

УДК: 534.21: 621.92 + 06
OECD: 1.03.AA

Теоретическое обоснование способов снижения шума и вибраций крупногабаритных шлифовальных кругов

Солдатов А.Г.¹, Чукарин А.Н.², Финоченко Т.А.^{3*}, Суворова Т.К.⁴
¹ Аспирант

² Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин»

³ К.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Безопасность жизнедеятельности»

⁴ Магистрант, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

^{1,2,3} Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

Зубошлифовальные и шлицешлифовальные станки используются для придания зубу колеса правильную форму и снижению шероховатости его поверхности, в результате чего достигается максимальная точная форма зубьев колеса и его размер. При выполнении зубо- и шлицешлифовальных работ используются шлифовальные круги, диаметры которых изменяются в пределах от 90 до 400 мм, а ширина от 32 до 100 мм. Причем, изгибная жесткость таких кругов значительно выше, чем у кругов шириной 6 и 13 мм, данные этих исследований, которых приведены в работе. Снижение уровней шума возникающих при работе металлообрабатывающего оборудования связано с необходимостью созданием допустимых условий труда. Поэтому в данной статье приведены теоретические и экспериментальные исследования, которые проводились для снижения шума при использовании вышеуказанных кругов $d \times h = (90 \pm 400)(31 \pm 100)$ мм.

Ключевые слова: уровни шума, шлифовальный круг, коэффициент потерь колебательной энергии, изгибная жесткость, излучение звуковой энергии

Theoretical substantiation of ways to reduce noise and vibrations of large-sized grinding wheels

Soldatov A.G.¹, Chukarin A.N.², Finochenko T.A.^{3}, Suvorova T.K.⁴
¹ Postgraduate student*

² DSc in Technology, Professor, Head of the Department "Fundamentals of Machine Design"

³ PhD in Technology, Associate Professor, Head of the Department of "Life Safety"

*⁴ Master's student, Baltic State Technical University "VOENMEH" named after D.F. Ustinov,
St. Petersburg, Russia*

^{1,2,3} Rostov State University of Railway Transport, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

Gear grinding and spline grinding machines are used to give the wheel tooth the correct shape and reduce its surface roughness, resulting in the most accurate wheel tooth shape and size. When performing gear and spline grinding, grinding wheels are used, the diameters of which vary from 90 to 400 mm, and the width from 32 to 100 mm. Moreover, the flexural rigidity of such circles is much higher than that of circles with a width of 6 and 13 mm, the data of these studies, which are given in the work. Reduction of noise levels

arising from the operation of metalworking equipment is associated with the need to create acceptable working conditions. Therefore, this article presents theoretical and experimental studies that were carried out to reduce noise when using the above circles $d \times h = (90 \pm 400)(31 \pm 100)$ mm.

Keywords: noise levels, grinding wheel, vibration energy loss factor, bending stiffness, sound energy emission

Введение

Основными источниками излучения звуковой энергии и превышения уровней шума, создаваемых на рабочих местах станочников, являются обрабатываемые заготовки и шлифовальные круги. Геометрические конфигурации таких излучающих элементов позволяют определить в качестве типа источника шума круглую пластину, закрепленную в центре. Шлифовальные круги представляют собой консольно-закрепленные круглые диски [1-3], установленные на шпинделе шлифовальной бабки (рис. 1)

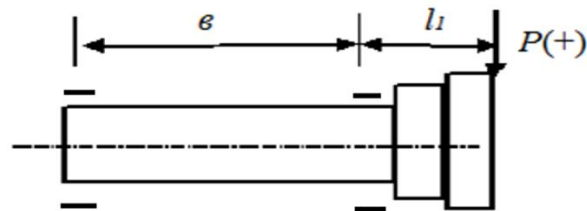


Рис. 1. Компонировка узла резания:

b – длина межопорной части, м; l_1 – длина консольной части узла резания

1. Вывод зависимостей

Звуковое давление (P) и звуковая мощность (N) такого источника по данным исследований [4,5] определяются выражениями:

$$P = \frac{R^2 \omega \rho_0 V_k}{2r} \quad \text{и} \quad N = \frac{\pi R^2 \rho_0 C_0 (k_0 R)^2 V_k^2}{2} \quad (1)$$

где R – радиус круга, м; ρ_0 – плотность воздуха (кг/м^3); C_0 – скорость звука в воздухе (м/с); ω – круговая частота колебаний, р/с ; k_0 – волновое число, м^{-1} ; r – расстояние от расчетной точки до источника шума, м; V_k – скорость колебаний круга, м/с .

С учетом известных физико-механических характеристик и данных работ [6-8] получены выражения уровней звукового давления и звуковой мощности:

$$L_p = 20 \lg \frac{2\pi f_k \rho_0 V_0}{2r \cdot 2 \cdot 10^{-5}} = 20 \lg \frac{2f_k V_k R^2}{10^{-5} r}$$

$$L_N = 10 \lg \frac{0.44 (f_k V_k)^2 R^4}{10^{-12}} \quad (2)$$

где f_k – собственные частоты колебаний источника шума, Гц.

Звуковая энергия межопорной части шпинделя излучается во внутренний воздушный объем корпуса шлифовальной бабки и вследствие его высокой звукоизоляции

не оказывает влияния на формирование звукового поля на рабочих местах станочников резьбо- и шлицешлифовальных станков. В этом случае учитывается излучение самим шлифовальным кругом, скорость колебаний которого определяется из дифференциального уравнения

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{2m\delta_0}{T} \cdot \frac{dy}{dt} + C \cdot Y = P(t) \quad (3)$$

где $P(t)$ - сила резания, Н; m - масса круга, кг; T - период колебаний, с; δ_0 - логарифмический декремент колебаний, равный по данным работы [9] для шлифовальных оправок 0,32; t - время, с; Y - прогиб узла шлифования, м; C - жесткость системы, Н/м;

$$C = \frac{3EJ_2}{l_1^3}$$

где E - модуль упругости, Па; l_1 - длина консольной части узла шлифования, м; J - момент инерции, м⁴.

Собственная частота колебаний шлифовального круга приведена к виду:

$$f_h = \frac{kh}{7R} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4)$$

где k - коэффициент, определяющий собственную частоту колебаний круга; h - толщина шлифовального круга, м; R - радиус шлифовального круга, м; E - модуль упругости, Па; ρ - плотность материала круга, кг/м³.

Тогда уравнение (3) примет вид

$$\frac{d^2 Y}{dt^2} + 9 \cdot 10^{-2} \frac{kh}{R} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \frac{dy}{dt} + \frac{0,4R^3}{pl_1^3 h} \cdot y = \frac{0,32P_p}{\rho R^2 h} \cos(0,017nK_3 t + \varphi) \quad (5)$$

где P_p - амплитуда силы резания, Н; n - частота вращения шлифовального круга, об/мин; K_3 - коэффициент зернистости шлифовального круга; φ - фазовый сдвиг, связанный с соотношением частот вращения шлифовального круга и заготовки; h - толщина круга, м.

Из данного уравнения найдено частное решение относительно модуля максимального значения скорости колебаний

$$|V_{kr}| = \frac{5,4 \cdot 10^{-2} P n K_3}{\rho R h} \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \left[\frac{0,4R^3}{pl_1^3 h} - 3 \cdot 10^{-4} (nK_3)^2 \right]^2 + 2 \cdot 10^{-5} \left(\frac{kh n K_3}{R} \right)^2 \frac{E}{\rho} \right\}^{-0,5} \quad (6)$$

Общее решение получено с учетом допущений, что:

$$1) 0,05 \frac{k}{R} \sqrt{\frac{E}{ph}} \ll 0,75 \frac{R^2 E}{\rho R^2 h}$$

2) прогиб консольной части складывается из упругих смещений деформации опор шпинделя [1]

$$Y_1 = \frac{P}{j_A} \left(\frac{\lambda + 1}{\lambda} \right)^2 + \frac{P}{j_B} \cdot \frac{1}{\lambda^2},$$

где j_A и j_B - жесткости соответственно передней и задней опор, Н/м,

$$\lambda = \frac{b}{l_1}$$

а величина прогиба узла резания как упругой балки с учетом задания модуля упругости в комплексной форме определяется по формуле

$$Y_2 = \frac{Pl_1^2 b}{3E_1 J_1 (1 + \eta_1^2)} + \frac{Pl_1^3}{3E_2 J_2 (1 + \eta_2^2)}$$

где I_1 и I_2 - моменты инерции межпоршневых консольных участков шпинделя, м⁴; b - длина межопорной части шпинделя, м; E - модуль упругости, Па; l_1 - длина консольной части узла резания, м; η - коэффициент потерь колебательной энергии.

Тогда уравнение свободных колебаний и общее решение относительно модуля скорости колебаний определяются как

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 0,75 \frac{R^2 E}{pl_1^3 h} \cdot y = 0$$

$$|V_{k0}| = \left[\frac{P}{j_A} \left(\frac{\lambda + 1}{\lambda} \right)^2 + \frac{P}{j_B} \frac{1}{\lambda^2} + \frac{Pl_1^3 b}{3E_1 J_1} + \frac{Pl_1^3}{3E_2 J_2} \right] \cdot 0,9R \sqrt{\frac{E}{pl_1^3 h}} \cdot \sin 0,9R \sqrt{\frac{E}{pl_1^3 h}} t, \quad (7)$$

В этом случае скорость колебаний определяется выражением:

$$|V_k| = \left[\frac{P}{j_A} \left(\frac{\lambda + 1}{\lambda} \right)^2 + \frac{P}{j_B} \frac{1}{\lambda^2} + \frac{Pl_1^3 b}{3E_1 J_1} + \frac{Pl_1^3}{3E_2 J_2} \right] \cdot 0,9R \sqrt{\frac{E}{pl_1^3 h}} \cdot \sin 0,9R \sqrt{\frac{E}{pl_1^3 h}} t + \frac{3,2 \cdot 10^{-5} P n K_3}{\rho R^2 h} \cdot \sum_{k=1}^{k^*} \left\{ \left[\frac{0,4R^3}{pl_1^3 h} - 3 \cdot 10^{-4} (n K_3)^2 \right]^2 + 2 \cdot 10^{-5} \left(\frac{kh n K_3}{R} \right)^2 \cdot \frac{E}{\rho} \right\}^{-0,5} \quad (8)$$

Полученные зависимости позволяют теоретически определить скорости колебаний шлифовальных кругов и консольно-закрепленных заготовок на собственных частотах колебаний, подставив в формулу уровни звукового давления или звуковой мощности, и фактически определить уровни спектральных составляющих шума при наличии численных значений частотно-зависимых коэффициентов потерь колебательной энергии.

2. Определение коэффициентов потерь колебательной энергии для шлифовальных кругов

Коэффициенты потерь колебательной энергии для кругов шириной более 25 мм измерялись согласно методики, изложенной в работе [10-12]. Результаты измерений показали, что коэффициенты потерь колебательной энергии кругов с $h > 25$ мм изменяется не более, чем на 4-5%, что практически не оказывает влияние на точность инженерных расчетов уровней звукового давления и вибраций. Поэтому для виброакустических расчетов шлифовальных кругов 25 мм и были приняты данные, приведенные ниже. Экспериментальные значения коэффициентов потерь колебательной энергии для кругов толщиной $h \geq 25$ мм приведены на рис.2.

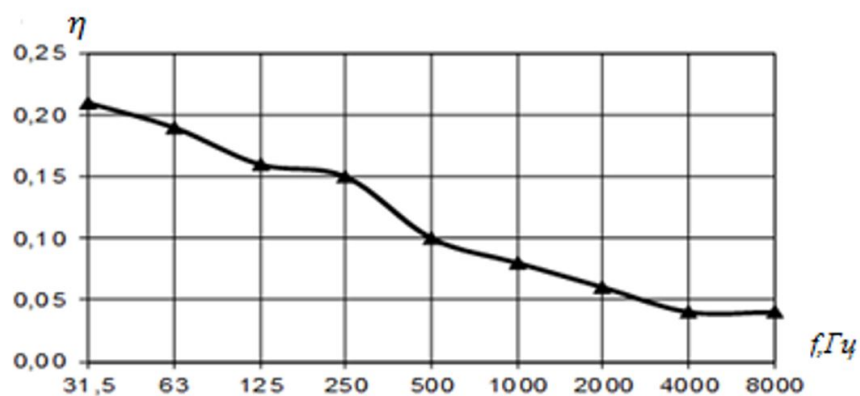


Рис. 2. Коэффициент потерь колебательной энергии для кругов толщиной $h \geq 25$ мм

Результаты регрессионного анализа нелинейными функциями представлены в табл. 1 и на рис. 3

Таблица 1

Результаты регрессионного анализа нелинейными функциями

Название кривой	Уравнение	СКО
Экспоненциальная	$\eta = 0,138e^{-2,01 \cdot 10^{-4}f}$	$3,96 \cdot 10^{-2}$
Степенная	$\eta = 0,774f^{-0,335}$	$1,61 \cdot 10^{-2}$
Гиперболическая 1 типа	$\eta = 0,078 + \frac{5,15}{f}$	$3,51 \cdot 10^{-2}$
Гиперболическая 2 типа	$\eta = \frac{1}{7,636+0,027f}$	$4,01 \cdot 10^{-2}$
Гиперболическая 3 типа	$\eta = \frac{f}{-478,543+15,883f}$	$4,80 \cdot 10^{-1}$
Логарифмическая	$\eta = 0,324 - 0,034 \cdot \ln f$	$1,09 \cdot 10^{-2}$
S-образная	$\eta = e^{-2,655 + \frac{45,109}{f}}$	$4,96 \cdot 10^{-2}$
Обратнологарифмическая	$\eta = \frac{1}{-12,52+4,02 \cdot \ln f}$	$1,91 \cdot 10^{-1}$

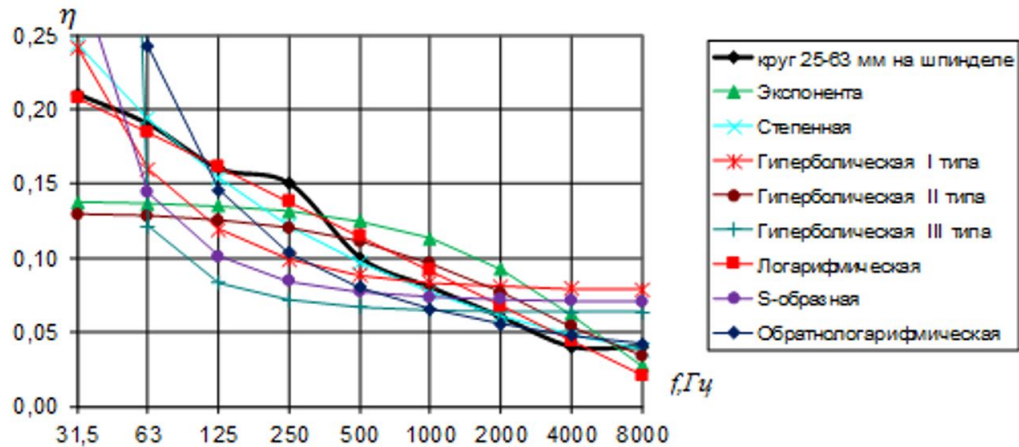


Рис. 3. Аппроксимация нелинейными функциями

Результаты регрессионного анализа полиномами представлены в табл.2 и на рис.4.

Таблица 2

Результаты регрессионного анализа полиномами

Степень	Уравнение	СКО
1	$\eta = 0,292 - 0,072(\lg f)$	$2,00 \cdot 10^{-2}$
2	$\eta = 0,498 - 0,238(\lg f) + 0,0308(\lg f)^2$	$8,33 \cdot 10^{-3}$
3	$\eta = 0,371 - 0,08(\lg f) - 0,0308(\lg f)^2 + 0,0076(\lg f)^3$	$8,43 \cdot 10^{-3}$
4	$\eta = 0,5 - 0,297(\lg f) + 0,099(\lg f)^2 - 0,025(\lg f)^3 + 0,0031(\lg f)^4$	$9,38 \cdot 10^{-3}$
5	$\eta = 2,717 - 4,899(\lg f) + 3,804(\lg f)^2 - 1,473(\lg f)^3 + 0,278(\lg f)^4 - 0,0204(\lg f)^5$	$1,00 \cdot 10^{-2} +$
6	$\eta = 14,455 - 34,064(\lg f) + 33,27(\lg f)^2 - 16,981(\lg f)^3 + 4,767(\lg f)^4 - 0,699(\lg f)^5 + 0,0419(\lg f)^6$	$1,10 \cdot 10^{-2}$
7	$\eta = 154,366 - 437,698(\lg f) + 522,697(\lg f)^2 - 340,497(\lg f)^3 + 130,751(\lg f)^4 - 29,623(\lg f)^5 + 3,67(\lg f)^6 - 0,1919(\lg f)^7$	$5,42 \cdot 10^{-3}$

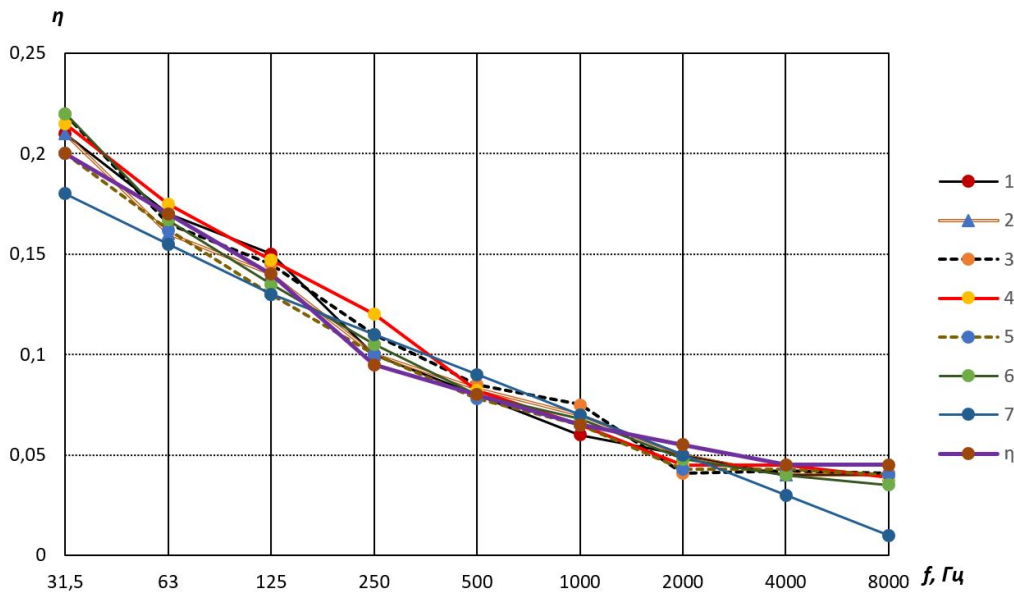


Рис. 4. Аппроксимация полиномами для круга

Так как наименьшее среднеквадратичное отклонение из всех функций имеет полином седьмой степени, то регрессионная зависимость имеет следующий вид:

$$\eta = 154,366 - 437,698(\lg f) + 522,697(\lg f)^2 - 340,497(\lg f)^3 + \\ + 130,751(\lg f)^4 - 29,623(\lg f)^5 + 3,67(\lg f)^6 - 0,1919(\lg f)^7$$

Технически реализовать снижение уровней шума основного источника узла резания шлифовального круга для геометрических размеров вышеуказанных кругов целесообразно аналогичным способом, как и у тонких шлифовальных кругов, то есть системами, одновременно снижающими площадь поверхности звукового излучения и увеличивающими диссипативную функцию источника шума. Диаметры шайбы ($D_{ш}$) устанавливаемой с торцевых поверхностей шлифовальных кругов определяется по формуле

$$D = d_b - (4,5m - 2 \pm 3) \text{ мм}$$

где d_b – диаметр шлифовального круга, м; m – модуль шлифовального зубчатого колеса, м.

Результаты расчетов снижения уровней шума за счет уменьшения площади звукового излучения представлены в табл.3.

Таблица 3

Снижение уровней шума за счет уменьшения площади звукового излучения

Диаметр (D) и ширина круга (h), мм	200×32 $m = 8$ мм	400×100 $m = 1.5$ мм	400×80 $m = 3$ мм	400×100 $m = 6$ мм	400×180 $m = 4$ мм	400×32 $m = 10$ мм	350×32 $m = 10$ мм	400×32 $m = 12$ мм	275×20 $m = 12$ мм
Снижение уровней шума, дБ	8	10	10	9	11	12	10	11	15

Результаты расчетов показали, что эффект в снижении шума, создаваемый вибропоглощающими элементами, появляется в кругах, ширина которых $h \leq 40$ мм. Например, для кругов шириной 20 мм при использовании шайб из магнитоласта толщиной $h = 10$ мм $\Delta L = 4$ дБ, а при толщине шайбы 20 мм $\Delta L = 7$ дБ. Для круга шириной 32 мм при толщине шайбы 20 мм $\Delta L = 5$ дБ, а при шайбе $h = 10$ мм $\Delta L = 3$ дБ.

Заключение

Результаты расчетов показали, что у зубошлифовальных станков уровни звукового давления, создаваемые узлом резания, на 5-6 дБ ниже санитарных норм. Экспериментальные исследования показали, что установка систем шумоизоляции шлифовальных кругов снизила уровни звукового давления на рабочих местах станочников на 3-5 дБ. Таким образом, по группам станков превышение уровней звукового давления составило 4-5 дБ у станков, реализующих технологический процесс по методу обката, и на 5-7 дБ у станков, работающих по методу копирования

Список литературы

1. Чукарин А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки // Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. 152 с.
2. Разаков Ж.П. Теоретическое исследование процессов возбуждения вибраций и шумообразования шлифовальных кругов резьбо- и шлицешлифовальных станков / Разаков Ж.П., Шашурин А.Е., Курченко П.С., Иванов Н.И. // АКУСТИКА, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064
3. Борисов Л.П., Гужас Д.Р. Звукоизоляция в машиностроении. М.: Машиностроение, 1990. 256 с.
4. Чукарин А.Н., Каганов В.С. Звукоизлучение заготовки при токарной обработке // Борьбы с шумом и звуковой вибрацией. М., 1993. С. 21-24.
5. Расчеты на прочность в машиностроении / Под ред. С.Д. Пономарева. М.: Машгиз. 1959. 884 с.
6. Разаков Ж.П. Расчет акустических характеристик заготовок резьбошлифовальных и шлицешлифовальных станков для расчета уровней шума на рабочем месте. Noise Theory and Practice, 2021, №7 (1) ISSN 2412-8627
7. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. М: Машиностроение. 1977. 390 с.

8. Справочник технолога-машиностроителя. – Т.2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
9. Методика проведения экспериментальных исследований шума прутковых токарных автоматов / Т.А. Финоченко, А.Н. Чукарин // Инновационные технологии в машиностроении и металлургии: матер. IV Междунар. науч.-практ. конф. / Мин-во промышленности и энергетики. Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2012. С. 263–268.
10. Методика и техническое обеспечение проведения экспериментальных исследований по определению шума на рабочих местах / Т.А. Финоченко, М.В. Баланова, И.А. Яицков // Научно-технический журнал «Труды РГУПС». 2019. №1 (46). С.5-8.
11. О коэффициенте потерь колебательной энергии различных пород древесины / Чукарина Н.А., Мотренко Д.В. // Российский научно-технический журнал «Мониторинг. Наука и Технология» № 2 (40), 2019. С. 66-71
12. Estimation of the losses coefficient of the vibrational energy of the woodworking technological system / Чукарина Н.А., Месхи Б.Ч., Бескопыльный А.Д. // IOP Conference Series: Materials' Science and Engineering, IOP Publishing, 1001(2020) 01277, doi:10.1088/1755-899X/1001/1/01/12077

References

1. Chukarin A.N. Theory and method of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing. Rostov n / D, Publishing Center DSTU, 2004.152 p.
2. Theoretical study of the processes of excitation of vibrations and noise generation of grinding wheels of thread and spline grinders / Zh.P. Razakov, A.E. Shashurin, P.S. Kurchenko, N.I. Ivanov // AKUSTIKA, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064
3. Borisov L.P., Guzhas D.R. Soundproofing in mechanical engineering. М.: Mashinostroenie, 1990. 256 p.
4. Chukarin A.N., Kaganov V.S. Sound emission of a workpiece during turning // Combating noise and sound vibration. М., 1993. S. 21-24.
5. Calculations for Strength in Mechanical Engineering, Ed. S.D. Ponomarev. Moscow: Mashgiz. 1959. 884 p.
6. Razakov Zh.P. Calculation of the acoustic characteristics of blanks for thread grinding and spline grinding machines for calculating noise levels at the workplace. Noise Theory and Practice, 2021, No. 7 (1) ISSN 2412-8627
7. Push, V.E.: Construction of metal-cutting machine tools // Moscow: Mechanical engineering, 390 p., 1977.
8. Handbook of a technologist-mechanical engineer, Vol.2 / Ed. A.G. Kosilova and R.K. Meshcheryakov // Moscow: Mashinostroenie, 496 p., 1985
9. Methods for conducting experimental studies of the noise of bar lathe machines / Т.А. Финоченко, А.Н. Чукарин // Innovative technologies in mechanical engineering and metallurgy: mater. IV Intern. scientific-practical. conf. / Ministry of Industry and Energy. Rostov-on-Don: Ed. center of DSTU, 2012, pp. 263–268.
10. Balanova M.V., Finochenko T.A., Yaitskov I.A.: Methodology and technical support for experimental studies of determining noise at workplaces. Scientific and technical journal: "Proceedings of the RGUPS" № 1 (46), pp. 5-7, 2019
11. On the loss coefficient of vibrational energy of various wood species / N.A. Chukarina., D.V. Motrenko // Russian scientific and technical journal "Monitoring. Science and Technology" No. 2 (40), 2019, - pp. 66-71

12. Estimation of the losses coefficient of the vibrational energy of the woodworking technological system / N.A. Chukarina, B.Ch. Meskhi, A.D. Beskopylny // IOP Conference Series: Materials' Science and Engineering, IOP Publishing, 1001(2020) 01277, doi:10.1088/1755-899X/1001/1/01/12077