

## РАЗДЕЛ 2

# МОДЕЛИ, СИСТЕМЫ, МЕХАНИЗМЫ В ТЕХНИКЕ

---

---

УДК 681.5

### АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АВТОКОРРЕЛЯЦИОННОЙ ФУНКЦИИ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА

*А. А. Игнатьев, А. В. Гаврилова, В. А. Каракозова*

### ANALYTICAL MODEL AUTOCORRELATION FUNCTION VIBROACOUSTIC OSCILLATIONS IN DYNAMICAL SYSTEM OF GRINDING MACHINE

*A.A. Ignatyev, A.V.Gavrilova, V.A. Karakozova*

*Аннотация.* Актуальность и цели. Процесс резания сопровождается виброакустическими колебаниями динамической системы станка, которые оказывают существенное влияние на формирование геометрических параметров точности обрабатываемой поверхности (отклонение от круглости, волнистость, шероховатость) и физико-механических характеристик поверхностного слоя (однородность структуры, твердость). Поэтому важную роль играет выбор технологического режима, от которого зависит не только стойкость инструмента, но и качество обработки. На основе вычисления автокорреляционной функции (АКФ) виброакустических (ВА) колебаний на элементах формообразующей подсистемы станка можно идентифицировать передаточную функцию для вычисления запаса устойчивости динамической системы (ДС) шлифовального станка. По максимуму запаса устойчивости ДС устанавливается целесообразный режим резания с точки зрения качества обработки и производительности. *Материалы и методы.* В статье рассматривается вывод аналитического выражения для автокорреляционной функции ВА колебаний ДС станка для одного колебательного звена (шпиндельный узел круга) при незначительных силах резания и для параллельного соединения двух колебательных звеньев (шпиндельных узлов круга  $W_1(p)$  и детали  $W_2(p)$ ) при условии, что сила резания в стационарном режиме имеет стохастическую составляющую типа «белый шум». Вид и значения коэффициентов выражений для АКФ определяются по методу неопределенных коэффициентов. *Результаты.* Получено аналитическое выражение для АКФ ВА колебаний станка для ДС, содержащей одно колебательное звено при незначительных силах резания и параллельное соединение двух колебательных звеньев при значительных силах резания, при подаче на вход сигнала типа «белый шум». *Выводы.* АКФ для одного колебательного звена представлена в виде затухающей косинусоиды, причем она соответствует малым подачам круга. АКФ для случая параллельного соединения двух колебательных звеньев содержит две частотные составляющие, при этом вре-

менная зависимость АКФ представляет собой затухающую косинусоиду с модуляцией амплитуды. Установлена адекватность теоретических моделей и экспериментальных АКФ, которые используются для вычисления запаса устойчивости ДС шлифовального станка, что позволяет по его максимуму определить целесообразный технологический режим, обеспечивающий качество обработки и максимальную производительность.

**Ключевые слова:** виброакустические колебания, автокорреляционная функция, передаточная функция, колебательные звенья, металлорежущий станок, динамическая система.

**Abstract. Background.** The cutting process is accompanied by vibroacoustic vibrations by a dynamic system of the machine, which have a significant influence on the formation of geometrical parameters of the treated surface (deviation from roundness, waviness, roughness) and physico-mechanical properties of the surface layer (uniformity of structure, hardness). Therefore, an important role is played by the mode selection process, from which depends not only the tool life, but also the quality of processing. On the basis of computation of the autocorrelation function (ACF) vibroacoustic (VA) fluctuations on the elements of the molding subsystem of grinding machine to identify the transfer function to calculate the stability margin of the dynamic system (DS) of the grinding machine. By maximum stability margin DS set suitable cutting mode in terms of processing quality and performance. **Materials and methods.** The article considered conclusion of the analytical expressions for the autocorrelation function VA fluctuations DS grinding machine for one vibrational link (assemblies spindle of circle) for minor power cut and the parallel connection of two vibrational links (assemblies spindle of circle  $W_1(p)$  and details of  $W_2(p)$ ), provided that the cutting force is the stochastic steady state has component type of the "white noise". The type and value the coefficients of the expressions for the ACF are determined by the method of undetermined coefficients. **Results.** An analytical expression for ACF VA vibrations of grinding machine for DS, containing one oscillating link for minor power cut, and contains the parallel connection of two oscillating links with significant power cut, provided the input signal type of the "white noise". **Conclusions.** ACF for one vibrational link is presented in the form of a damped cosine, moreover it corresponds to a low feed range circle. ACF for the case of parallel connection of two oscillating links comprises two frequency components, moreover dependence of the ACF is damped cosine with amplitude modulation. Adequacy of theoretical models and experimental ACF, which is used to calculate the safety factor DS grinding machine allowing by maximum identify suitable technological regime, ensuring the quality of processing and maximum performance.

**Key words:** vibro-acoustic oscillations, autocorrelation function, transfer function, oscillatory links, metal-cutting machine, dynamical oscillations.

### **Введение**

В процессе обработки металлов резанием взаимодействует большое число факторов (силовых, тепловых, вибрационных и ряд других), которые влияют на качество обработки, включающее как геометрические параметры точности, так и физико-механические характеристики поверхностного слоя деталей [1–3]. Непосредственный контроль этих факторов в большинстве случаев затруднен, в связи с чем необходимы выбор и обоснование одного или нескольких обобщенных параметров, на основе которых можно назна-

чать режим резания, обеспечивающий как качество обработки, так и высокую производительность.

При обработке материалов резанием в динамической системе станка возникают виброакустические колебания. Следует отметить, что уровень ВА колебаний, особенно в диапазоне до 4...5 кГц, не влияет не только на качество обработанной поверхности, но и на износ режущего инструмента [4–6]. Из этого следует, что ВА колебания можно рассматривать как косвенный информационный параметр, по которому можно определить технологический режим, наиболее эффективный с точки зрения качества и производительности обработки. Для обоснования назначения режима шлифования авторами ранее предложено использовать максимум запаса устойчивости ДС станка [6, 7], который вычисляется из передаточной функции (ПФ) ДС станка, определенной, в свою очередь, из автокорреляционной функции ВА колебаний, измеряемых при установившемся режиме шлифования. При этом принято допущение, что стохастическая составляющая силы резания, воздействующая на ДС, является сигналом типа «белый шум» [8, 9].

### *Построение аналитической модели автокорреляционной функции*

Для получения передаточной функции можно воспользоваться соотношением, выведенным А. Н. Складчиковым [10] и связывающим ПФ ДС станка  $W(p)$  с АКФ ВА колебаний  $K(\tau)$ :

$$W(p)W(-p) = K(p) + K(-p), \quad (1)$$

где  $K(p)$  является изображением по Лапласу АКФ  $K(\tau)$ .

Из изложенного следует, что если определить аналитическое выражение для экспериментальной АКФ, то можно из формулы (1) получить выражение для ПФ и, следовательно, вычислить запас устойчивости ДС при шлифовании данной детали, например, кольца подшипника [6, 7]. При изменении режима резания или износа абразивного круга будет изменяться ПФ и, соответственно, запас устойчивости ДС. Отсюда следует, что запас устойчивости может служить для корректировки технологического режима.

Для сопоставительного анализа экспериментальной АКФ с теоретической целесообразно получить ее аналитическое выражение при условии, что ПФ ДС станка является, в частности, колебательным звеном с ПФ второго порядка [6, 9]:

$$W(p) = \frac{k}{T^2 p^2 + 2\rho T p + 1}. \quad (2)$$

Это справедливо для случая внутришлифовальной обработки, когда шпиндельный узел детали моделируется безынерционным звеном, а шпиндельный узел круга – колебательным звеном, причем жесткость первого звена значительно больше жесткости второго.

Вычислив корни характеристического уравнения  $p_1$  и  $p_2$ , приведем формулу (2) к другому виду:

$$W(p) = \frac{k}{T^2} \frac{1}{(p-p_1)(p-p_2)}. \quad (3)$$

Выражение для  $W(-p)$  будет иметь вид  $W(p)$ :

$$W(-p) = \frac{k}{T^2} \frac{1}{(-p-p_1)(-p-p_2)} = \frac{k}{T^2} \frac{1}{(p+p_1)(p+p_2)}. \quad (4)$$

Из формул (3) и (4) следует, что

$$W(p)W(-p) = \frac{k^2}{T^4} \frac{1}{(p-p_1)(p-p_2)(p+p_1)(p+p_2)}. \quad (5)$$

Для того чтобы воспользоваться формулой (1) и получить аналитическое выражение для  $K(p)$  и  $K(-p)$ , разложим правую часть формулы (5) на два слагаемых:

$$\frac{1}{(p-p_1)(p-p_2)(p+p_1)(p+p_2)} = \frac{Ap+B}{(p-p_1)(p-p_2)} + \frac{Cp+D}{(p+p_1)(p+p_2)}. \quad (6)$$

Далее необходимо определить коэффициенты  $A, B, C, D$  по методу неопределенных коэффициентов, в соответствии с которым приведем к общему знаменателю правую часть формулы (6), преобразуем ее числитель и сравним коэффициенты при степенях оператора  $p$  числителей левой и правой частей. Выполнив указанное, получим четыре уравнения:

$$\begin{cases} A+C=0; \\ (A-C)(p_1+p_2)+B+D=0; \\ (B-D)(p_1+p_2)+p_1p_2(A+C)=0; \\ p_1p_2(B+D)=1. \end{cases} \quad (7)$$

Из системы уравнений (7) следует, что

$$\begin{cases} A = -\frac{1}{2p_1p_2(p_1+p_2)}; \\ C = \frac{1}{2p_1p_2(p_1+p_2)}; \\ B = D = \frac{1}{2p_1p_2}. \end{cases} \quad (8)$$

Подставляя значение коэффициентов из формулы (8) в выражение (6), получаем

$$\begin{aligned} & \frac{k^2}{T^4} \frac{1}{(p-p_1)(p-p_2)(p+p_1)(p+p_2)} = \\ & = \frac{k}{T^2} \frac{(Ap+B)}{(p-p_1)(p-p_2)} + \frac{k}{T^2} \frac{(-Ap+B)}{(p+p_1)(p+p_2)}. \end{aligned} \quad (9)$$

Из последней формулы следует, что слагаемое правой части соответствует изображению АКФ  $K(p)$ , а второе – изображению АКФ  $K(-p)$ .

Выражения для коэффициентов  $A, B, C, D$  через параметры  $\rho$  и  $T$  ПФ (1) можно получить, преобразовав знаменатель ПФ к виду

$$T^2 p + 2\rho T p + 1 = T^2 \left( p^2 + 2\frac{\rho}{T} p + \frac{1}{T^2} \right) = T^2 (p^2 + 2p\alpha + \omega^2), \quad (10)$$

где  $\alpha = \frac{\rho}{T}$ ,  $\omega = \frac{1}{T}$ .

Приравняв к нулю выражение в скобках, получим два комплексных корня  $p_1$  и  $p_2$  характеристического уравнения:

$$p_1, p_2 = -\alpha \pm \sqrt{\alpha^2 - \omega^2}. \quad (11)$$

При подстановке значений корней  $p_1$  и  $p_2$  в выражение (9) получим

$$\begin{cases} A = \frac{1}{4\alpha\omega^2}; \\ B = \frac{1}{2\omega^2}; \\ C = -\frac{1}{4\alpha\omega^2}; \\ D = \frac{1}{2\omega^2}. \end{cases} \quad (12)$$

Аналитическое выражение для  $K(p)$  будет иметь вид

$$K(p) = \frac{k}{T^2} \frac{(p+2\alpha)}{4\alpha\omega^2((p+\alpha)^2 + \omega_1^2)}, \quad (13)$$

где  $\omega_1 = \sqrt{\omega^2 - \alpha^2}$ .

Выражение (13) разделим на два слагаемых:

$$\frac{(p+2\alpha)}{4\alpha\omega^2((p+\alpha)^2 + \omega_1^2)} = \frac{(p+\alpha)}{4\alpha\omega^2((p+\alpha)^2 + \omega_1^2)} + \frac{\alpha}{(p+\alpha)^2 + \omega_1^2}. \quad (14)$$

Воспользовавшись таблицами для обратного преобразования Лапласа [11], получим оригиналы для каждого из слагаемых:

$$\frac{p + \alpha}{(p + \alpha)^2 + \omega_1^2} \div e^{-\alpha\tau} (\cos \omega_1 \tau);$$

$$\frac{\alpha}{(p + \alpha)^2 + \omega_1^2} \div \frac{\alpha}{\omega_1} e^{-\alpha\tau} (\sin \omega_1 \tau).$$

Окончательно из последних формул следует, что аналитическое выражение АКФ имеет вид

$$K(\tau) = \frac{k}{4\alpha} e^{-\alpha\tau} \left( \cos \omega_1 \tau + \frac{\alpha}{\omega_1} \sin \omega_1 \tau \right). \quad (15)$$

Выше указывалось, что формула (2) справедлива для небольших сил резания. Для случая круглошлифовальной обработки ДС станка представляется параллельным соединением двух колебательных звеньев (шпиндельные узлы круга  $W_1(p)$  и детали  $W_2(p)$ ) [6]. По аналогии с изложенным выше получим аналитическое выражение АКФ для этого случая.

С учетом параллельного соединения шпиндельных узлов левая часть формулы (1) приобретает вид

$$W(p)W(-p) = [W_1(p) + W_2(p)][W_1(-p) + W_2(-p)], \quad (16)$$

причем

$$W_1(p) = \frac{k_1}{T_1^2 p^2 + 2\rho_1 T_1 p + 1}; \quad (17)$$

$$W_2(p) = \frac{k_2}{T_2^2 p^2 + 2\rho_2 T_2 p + 1}. \quad (18)$$

Передаточные функции (17) и (18) следует представить в другом виде:

$$W_1(p) = \frac{k_1}{T_1^2 (p - p_{11})(p - p_{12})}; \quad (19)$$

$$W_2(p) = \frac{k_2}{T_2^2 (p - p_{21})(p - p_{22})}, \quad (20)$$

где  $p_{11} = \alpha_1 + j\beta_1$  и  $p_{12} = \alpha_1 - j\beta_1$ ,  $p_{21} = \alpha_2 + j\beta_2$  и  $p_{22} = \alpha_2 - j\beta_2$  – пары комплексно-сопряженных корней характеристических уравнений ПФ  $W_1(p)$  и  $W_2(p)$ .

При подстановке выражений (19) и (20) в формулу (16) будем иметь

$$[W_1(p) + W_2(p)][W_1(-p) + W_2(-p)] = \left[ \frac{k_1}{T_1^2 (p - p_{11})(p - p_{12})} + \frac{k_2}{T_2^2 (p - p_{21})(p - p_{22})} \right] \times$$

$$\times \left[ \frac{k_1}{T_1^2 (p + p_{11})(p + p_{12})} + \frac{k_2}{T_2^2 (p + p_{21})(p + p_{22})} \right] =$$

$$= \frac{k_1 T_2^2 (p - p_{21})(p - p_{22}) + k_2 T_1^2 (p - p_{11})(p - p_{12})}{T_1^2 T_2^2 (p - p_{11})(p - p_{12})(p - p_{21})(p - p_{22})} \times \\ \times \frac{k_1 T_2^2 (p + p_{21})(p + p_{22}) + k_2 T_1^2 (p + p_{11})(p + p_{12})}{T_1^2 T_2^2 (p + p_{11})(p + p_{12})(p + p_{21})(p + p_{22})}. \quad (21)$$

В формуле (21) общий знаменатель  $N(p)$  равен произведению знаменателей сомножителей:

$$N(p) = T_1^4 T_2^4 (p - p_{11})(p - p_{12})(p - p_{21})(p - p_{22}) \times \\ \times (p + p_{11})(p + p_{12})(p + p_{21})(p + p_{22}). \quad (22)$$

Общий числитель  $M(p)$  формулы (21) после преобразований имеет вид

$$M(p) = (k_1^2 T_2^4 + 2k_1 k_2 T_1^2 T_2^2 + k_2^2 T_1^4) p^4 + [-k_1^2 T_2^4 (p_{21}^2 + p_{22}^2) + 2k_1 k_2 T_1^2 T_2^2 p_{21} p_{22} - \\ - 2k_1 k_2 T_1^2 T_2^2 (p_{11} + p_{12})(p_{21} + p_{22}) + 2k_1 k_2 T_1^2 T_2^2 p_{11} p_{12} - k_2^2 T_1^4 (p_{11}^2 + p_{12}^2)] p^2 + \\ + (k_1^2 T_2^4 p_{21}^2 p_{22}^2 + 2k_1 k_2 T_1^2 T_2^2 p_{11} p_{12} p_{21} p_{22} + k_2^2 T_1^4 p_{11}^2 p_{12}^2), \quad (23)$$

или более компактно

$$M(p) = H_4 p^4 + H_2 p^2 + H_0, \quad (24)$$

где  $H_0, H_2, H_4$  – полиномы при степенях  $p$  в формуле (23).

Преобразуем формулу (21) с учетом соотношений (22) и (24) по методу неопределенных коэффициентов и получим четыре слагаемых:

$$\frac{H_4 p^4 + H_2 p^2 + H_0}{T_1^4 T_2^4 (p - p_{11})(p - p_{12})(p - p_{21})(p - p_{22})(p + p_{11})(p + p_{12})(p + p_{21})(p + p_{22})} = \\ = \frac{1}{T_1^4 T_2^4} \left[ \frac{Ap + B}{(p - p_{11})(p - p_{12})} + \frac{Cp + D}{(p - p_{21})(p - p_{22})} + \right. \\ \left. + \frac{-Ap + B}{(p + p_{11})(p + p_{12})} + \frac{-Cp + D}{(p + p_{21})(p + p_{22})} \right], \quad (25)$$

где  $A, B, C, D$  – неопределенные коэффициенты.

Общий знаменатель правой части выражения (25) совпадает с формулой (22). Числитель правой части выражения (25) представим в виде полинома по степеням  $p$ , а затем по методу неопределенных коэффициентов сравним коэффициенты при соответствующих степенях  $p$  числителя правой части формулы (25) и числителя левой части той же формулы:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{при } p^6 : 2A(p_{11} + p_{12}) + 2C(p_{21} + p_{22}) + 2B + 2D = 0, \\ \text{при } p^4 : 2[Bp_{11}p_{12} + Dp_{21}p_{22} - B(p_{21}^2 + p_{22}^2) - D(p_{11}^2 + p_{12}^2) - \\ \quad - A(p_{11} + p_{12})(p_{21}^2 + p_{22}^2) - C(p_{11}^2 + p_{12}^2)(p_{21} + p_{22})] = H_4, \\ \text{при } p^2 : 2[Bp_{21}^2p_{22}^2 - Bp_{11}p_{12}(p_{21}^2 + p_{22}^2) + A(p_{11} + p_{12})p_{21}^2p_{22}^2 + \\ \quad + C(p_{21} + p_{22})p_{11}^2p_{12}^2 + Dp_{11}^2p_{12}^2 - Dp_{21}p_{22}(p_{11}^2 + p_{12}^2)] = H_2, \\ \text{при } p^0 : 2p_{11}p_{12}p_{21}p_{22}(Bp_{21}p_{22} + Dp_{11}p_{12}) = H_0. \end{array} \right. \quad (26)$$

Имеем четыре уравнения для четырех неизвестных коэффициентов  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ . Система (26) имеет единственное решение, так как все известные коэффициенты уравнений выражаются через компоненты корней  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\beta_2$  и полиномы  $H_0$ ,  $H_2$ ,  $H_4$ . Выражения коэффициентов  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  достаточно громоздки и здесь не приводятся.

После того, как коэффициенты  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  определены, два первых слагаемых правой части формулы (25) можно отнести к изображению АКФ  $K(p)$ , а два оставшихся – к изображению АКФ  $K(-p)$ , что соответствует формуле (1). Тогда, используя обратное преобразование Лапласа [11] по аналогии с формулой (3), можно получить общий вид АКФ:

$$K(\tau) = k_1 e^{-\beta_1 \tau} (A_1 \cos \omega_1 \tau + B_1 \sin \omega_1 \tau) + k_2 e^{-\beta_2 \tau} (A_2 \cos \omega_2 \tau + B_2 \sin \omega_2 \tau).$$

Следовательно, АКФ для случая параллельного соединения двух колебательных звеньев содержит две частотные составляющие, определяемые параметрами звеньев  $T_1$ ,  $\rho_1$ ,  $T_2$ ,  $\rho_2$ . Аналитическая модель АКФ для ДС в виде одного колебательного звена представлена на рис. 1.

Временная зависимость АКФ, полученная по модели (16), представляет собой затухающую косинусоиду с модуляцией амплитуды, представленную на рис. 2, что соответствует ранее полученным в работе [6] экспериментальным данным и свидетельствует о ее адекватности.

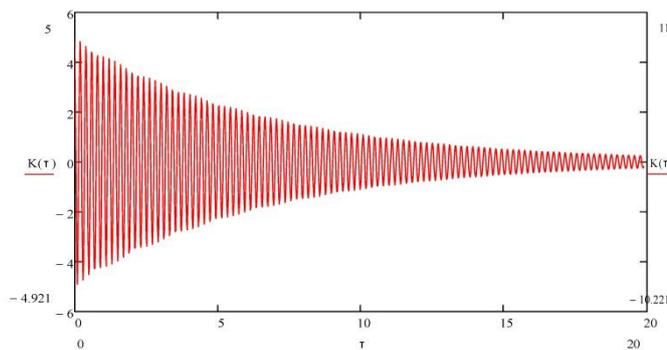


Рис. 1. Вид аналитической АКФ для ДС в виде одного колебательного звена 0,1–0,2 мм/мин

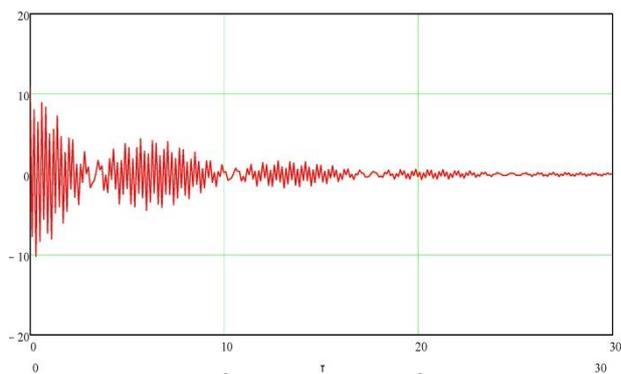


Рис. 2. Вид аналитической АКФ для ДС в виде двух колебательных звеньев 0,3–0,5 мм/мин

### *Экспериментальные исследования*

Экспериментальные АКФ получены при обработке записей ВА колебаний в ДС круглошлифовального станка модели SWaAGL-50 для внутренних колец подшипников типа 308.02, 208.02, 256907.02, а также внутришлифовального станка модели SIW-5 при шлифовании дорожки качения колец подшипников типов 232726/01, 12318/01, 32413/01, 2222/01 [6]. Датчик виброизмерителя ВШВ-003М3 устанавливается на шпиндельный узел станка вблизи зоны резания с помощью магнитного основания. Обработка результатов выполняется компьютером типа Notebook. Вычисления АКФ и ПФ, а также последующая оценка запаса устойчивости выполнялись с помощью программного продукта MathLab.

Правомерность вычисления ПФ для каждого кольца обусловлена тем, что износ круга при обработке одного кольца незначителен, переходный процесс при врезании круга в заготовку является кратковременным, т.е. АКФ рассчитывается для стационарного режима резания.

Типичный вид экспериментальной АКФ в виде затухающей косинусоиды представлен на рис. 3, причем он соответствует малым подачам круга (0,2 мм/мин и менее). При больших подачах круга (0,3 мм/мин и более) наблюдается модуляция амплитуды в экспериментальной АКФ (рис. 4) [6], что требует дополнительного физического обоснования.

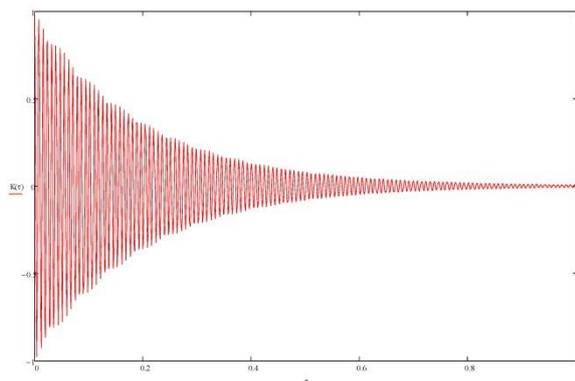


Рис. 3. Вид экспериментальной АКФ в устойчивой ДС станка при малых подачах

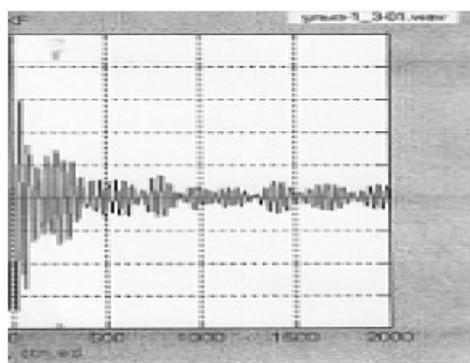


Рис. 4. Вид экспериментальной АКФ в устойчивой ДС станка при больших подачах

### ***Заключение***

Получены аналитические выражения для автокорреляционных функций виброакустических колебаний динамической системы круглошлифовального станка при обработке колец подшипников. Общий вид теоретических АКФ соответствует виду экспериментальных АКФ, на основе которых вычисляются передаточные функции ДС станка, а затем ее запас устойчивости, служащий для последующего определения по его максимуму технологического режима с наибольшей эффективностью.

Таким образом, установлена адекватность теоретических моделей (16) и экспериментальных АКФ, которые используются для вычисления запаса устойчивости ДС шлифовального станка, что позволяет по его максимуму определить целесообразный технологический режим с точки зрения качества обработки и максимальной производительности.

### ***Библиографический список***

1. Колев, К. С. Точность обработки и режимы резания / К. С. Колев, Д. М. Горчаков. – М. : Машиностроение, 1976. – 146 с.
2. Klingauf, W. Methods to achieve precision grinding / W. Klingauf // DIMA (Die Maschine). – 2006. – № 6, vol. 60. – P. 28–30.
3. Проников, А. С. Точность и надежность станков с ЧПУ / А. С. Проников, В. С. Стародубов, М. С. Уколов, Б. М. Дмитриев. – М. : Машиностроение, 1982. – 256 с.

4. Бармин, Б. П. Вибрация и режимы резания / Б. П. Бармин. – М. : Машиностроение, 1972. – 72 с.
5. Аршанский, М. М. Вибродиагностика и управление точностью обработки на металлорежущих станках / М. М. Аршанский, В. П. Щербаков. – М. : Машиностроение, 1988. – 124 с.
6. Игнатъев, А. А. Стохастические методы идентификации в динамике станков / А. А. Игнатъев, В. А. Каракозова, С. А. Игнатъев. – Саратов : Изд-во СГТУ, 2013. – 92 с.
7. Игнатъев, А. А. Анализ информативности виброакустических параметров при контроле динамического состояния станков / А. А. Игнатъев, А. В. Каракозова // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2015. – № 1 (33). – С. 108–120.
8. Lin, Z. H. In-process measurement and assessment of dynamic characteristics of machine tool structures / Z. H. Lin, D. C. Hodson // Int. J. Mach. Tool Manufact. – 1988. – V. 28, n 2. – P. 93–101.
9. Попов, В. И. Динамика станков / В. И. Попов, В. И. Локтев. – Киев : Техника, 1975. – 136 с.
10. Складчиков, В. А. Операторные методы в статистической динамике автоматических систем / В. А. Складчиков. – М. : Наука, 1965. – 475 с.
11. Никулин, Е. А. Основы теории автоматического управления : учеб. пособие / Е. А. Никулин. – СПб : БХВ-Петербург, 2004. – 640 с.

---

***Игнатъев Александр Анатольевич***

доктор технических наук, профессор,  
кафедра автоматизации, управления,  
мехатроники,  
Саратовский государственный  
технический университет  
им. Ю. А. Гагарина  
E-mail: atp@sstu.ru

***Гаврилова Анна Владимировна***

аспирант,  
Саратовский государственный  
технический университет  
им. Ю. А. Гагарина  
E-mail: anchutca08@mail.ru

***Каракозова Вера Алексеевна***

кандидат технических наук, доцент,  
кафедра автоматизации, управления,  
мехатроники,  
Саратовский государственный  
технический университет  
им. Ю. А. Гагарина  
E-mail: atp@sstu.ru

***Ignatyev Alexander Anatolyevich***

doctor of technical sciences, professor,  
sub-department of automation, control,  
mechatronics,  
Saratov State Technical University  
named after Yu. A. Gagarin

***Gavrilova Anna Vladimirovna***

postgraduate student,  
Saratov State Technical University  
named after Yu. A. Gagarin

***Karakozova Vera Alekseyevna***

candidate of technical sciences,  
associate professor,  
sub-department of automation, control,  
mechatronics,  
Saratov State Technical University  
named after Yu. A. Gagarin

---

УДК 681.5

***Игнатъев, А. А.***

**Аналитическая модель автокорреляционной функции виброакустических колебаний динамической системы шлифовального станка / А. А. Игнатъев, А. В. Гаврилова, В. А. Каракозова // Модели, системы, сети в экономике, технике, природе и обществе. – 2017. – № 4 (24). – С. 132–142.**