

УДК 621.91.01

DOI: 10.12737/article_5a3779fbd2d56.54584744

К.Ю. Кравченко, С.С. Кугаевский, М.П. Журавлев, Д.М. Элькинд

ВЫЯВЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ И КОЭФФИЦИЕНТОВ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ МЕТОДОМ ОПЕРАЦИОННОГО МОДАЛЬНОГО АНАЛИЗА

Рассматривается проблема идентификации технологической системы при фрезеровании методом операционного модального анализа по известному сигналу отклика на неизвестное возбуждение. На первом этапе решается задача выявления собственных частот динамической системы методом разложения в частотной области матрицы взаимной спектральной плотности сигналов. На втором этапе вычисляются коэффициенты относительного демпфирования. Предложенный алгоритм проде-

монстрирован на модели двух связанных осцилляторов, а также применен для идентификации реальной технологической системы при фрезеровании.

Ключевые слова: операционный модальный анализ, собственная частота колебаний, коэффициент относительного демпфирования, динамическая система, вибрации, устойчивость, автоколебания, фрезерование.

K.I. Kravchenko, S.S. Kugaevsky, M.P. Zhuravlyov, D.M. Elkind

DETECTION OF NATURAL OSCILLATION FREQUENCIES AND COEFFICIENTS OF RELATIVE DAMPING OF DYNAMIC SYSTEM AT MILLING BY METHOD OF OPERATION MODAL ANALYSIS

The solution of the problem to ensure stability at cutting is connected with the matter of the identification of system dynamic parameters. There are some possible ways to solve the problem of identification: an experimental modal analysis (EMA) and an analytical method. At EMA fulfillment one defines a response of the system to a known excitation. But for a number of systems it is impossible to define an initial excitation. In this case the dynamic parameter identification is carried out by means of an operation modal analysis.

In this study within the limits of the operation modal analysis a search of natural oscillation frequencies is carried out with the use of the singular decomposition method in a frequency area of the matrix of a mutual spectral density of signals. The definition of a damping level is supposed to be more complicated in connection with the sensitivity of a relative damping coefficient to limitations imposed on computations. For instance, the application of initial signal filtering may

result in a considerable error in the further computations. But, it is well-known, that the dependence of singular values upon oscillation frequency behaves in the same way as a transfer function of the system. Upon this particular phenomenon is based an approach to the definition of coefficients of a relative damping.

The algorithm presented is used first for the analysis of the oscillation system model of two connected oscillators with the purpose of a method correctness assessment. The dynamic parameters of the system are defined first in an analytical way, and then the inverse problem of the system identification is solved according to a known signal of vibration acceleration. At the second stage a dynamic system is identified during the milling.

Key words: operation modal analysis, natural oscillation frequency, coefficient of relative damping, dynamic system, vibrations, stability, natural oscillations, milling.

Введение

Анализ динамических систем требует предварительной идентификации модальных параметров, которые в дальнейшем используются в аналитических и имитационных моделях. Идентификация может быть выполнена как аналитически, так и экспериментально.

Методы экспериментального модального анализа (ЭМА) подразделяются

на две группы: частотные методы [1] и методы анализа во временной области [2]. Также методы ЭМА можно поделить на традиционные методы, опирающиеся в расчетах на известные величины возбуждения и отклика [3], и методы с использованием только отклика при неизвестном возбуждении [4]. Вторая группа методов

называется в общем случае операционным модальным анализом (ОМА).

К параметрам, которые можно выявить посредством ОМА, относятся частоты и формы собственных колебаний системы, а также уровень демпфирования. Существенным преимуществом ОМА является возможность идентифицировать сложные конструкции, такие как железнодорожные мосты, здания, крупные сборочные единицы. Металлорежущее оборудование также относится к системам, определение динамических характеристик которых затруднено.

Методы исследования и оборудование

Решение поставленной задачи построено на использовании метода разложения в частотной области [1; 8; 9]. С использованием данного метода выявляются собственные частоты колебаний. Исходными данными при этом является только сигнал отклика системы, величина возбуждения неизвестна. Коэффициенты относительного демпфирования определяются методом возбуждения собственных частот.

Совокупный алгоритм следующий:

1) получить показания отклика (виброускорение, виброскорость или вибросмещение) в разных точках системы или при разных режимах работы системы;

2) построить матрицу взаимной спектральной плотности сигналов (ВСМ);

3) выполнить анализ методом сингулярного разложения матрицы ВСМ;

Определение собственных частот. Метод разложения в частотной области

R. Brinker в 2000 году впервые предложил использовать метод разложения в частотной области для поиска передаточной функции динамической системы [8]. Метод основан на анализе отношения матриц ВСМ входного и выходного сигналов.

$$\mathbf{G}_{yy} = \mathbf{H} \mathbf{G}_{xx} \mathbf{H}^T. \quad (1)$$

В уравнении (1) \mathbf{G}_{xx} , \mathbf{G}_{yy} - матрицы ВСМ возбуждения и отклика соответственно; \mathbf{H} - передаточная функция; T - операция транспонирования.

Передаточную функцию можно привести к виду

Уравнения движения при фрезеровании и условия устойчивости сформулированы в работах [5-7]. Приведенные в указанных работах модели могут быть применены для реальных технологических систем, если предварительно идентифицировать динамические параметры системы «деталь - инструмент - приспособление - станок» (ДИПС). Представленная работа посвящена задаче выявления собственных частот колебаний и коэффициентов относительного демпфирования технологической системы при фрезеровании.

4) определить собственные частоты системы;

5) для каждого значения собственной частоты колебаний определить аналитическую кривую (соответствует передаточной функции системы с одной степенью свободы);

6) по аналитической кривой вычислить коэффициент относительного демпфирования.

Вибродатчик, предусилитель и карта сбора данных - достаточный набор инструментов для выполнения ОМА. Трехкомпонентный вибродатчик производства РСВ Piesotronics уже снабжен встроенным предусилителем сигнала. Для сбора данных использовался трехкомпонентный анализатор «Экофизика-110В». Программная реализация математических методов выполнена на языке Python 2.6.

$$\mathbf{H} = \sum_{r=1}^N \left(\frac{R_r}{s - \lambda_r} + \frac{R_r^*}{s - \lambda_r^*} \right),$$

где R_r - мода колебаний; * - операция комплексного сопряжения.

Если исходное возбуждение неизвестно, предполагается, что входной сигнал представляет собой белый шум, для которого матрица ВСМ является постоянной величиной. В этом случае рассматриваем матрицу ВСМ отклика как передаточную функцию. Вычислим сингулярные значения матрицы \mathbf{G}_{yy} , применив разложение

$$\mathbf{G}_{yy} = \mathbf{U}\mathbf{S}\mathbf{U}^* \quad (2)$$

В выражении (2) \mathbf{S} - диагональная матрица, содержащая сингулярные значения; матрицы \mathbf{U} и \mathbf{U}^* - унитарные (правый и левый сингулярные векторы). При изменении частоты ω и вычислении матрицы \mathbf{S} согласно (2) можно обнаружить, что при

$\omega_i \rightarrow \omega_{\text{соб}}$ первый компонент матрицы \mathbf{S} будет достигать максимума.

При подготовке исходных данных - матрицы ВСМ - необходимо выполнить ряд испытаний при разных режимах работы рассматриваемой системы.

Определение коэффициентов относительного демпфирования

В общем случае коэффициент относительного демпфирования можно определить либо из функции отклика на импульсное возбуждение, например через декремент затухания или методом ERA [10], либо через передаточную функцию. Построить передаточную функцию без известного входного сигнала практически представляется сложной задачей. Однако известно, что зависимость сингулярных значений матрицы спектральной мощности ведет себя так же, как и зависимость передаточной функции.

При вычислении коэффициента относительного демпфирования ζ для каждого пика на передаточной функции определяют опорное значение:

$$H_0 = \frac{H_{\max}(\omega_{\text{соб}})}{\sqrt{2}} \quad (3)$$

где $\omega_{\text{соб}}$ - частота собственных колебаний системы, рад/с.

Для опорного значения H_0 определяют частоты ω_1 , ω_2 и вычисляют

коэффициент относительного демпфирования:

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_{\text{соб}}} \quad (4)$$

Воспользоваться таким подходом возможно, если построить аналитическую кривую передаточной функции. Передаточная функция $H(\omega)$ для системы с одной степенью свободы в случае вынужденных колебаний под действием периодической силы (5) ($F(t) = F_0 \sin(\omega t)$) определяется как (6).

$$m \frac{d^2 q(t)}{dt^2} + c \frac{dq(t)}{dt} + kq(t) = F(t),$$

$$H(\omega) = \frac{F_0}{k} \frac{\omega_{\text{соб}}^2}{(\omega_{\text{соб}}^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_{\text{соб}}\omega)^2},$$

где k - коэффициент жесткости, Н/м.

Для системы с двумя и более степенями свободы также применим такой метод, поскольку многомодовая структура может быть представлена как совокупность одномодовых.

Имитационное моделирование. Модель двух связанных осцилляторов

С целью оценить применимость изложенного метода решим задачу идентификации динамических параметров дина-

мической системы, состоящей из двух связанных осцилляторов (рис. 1).

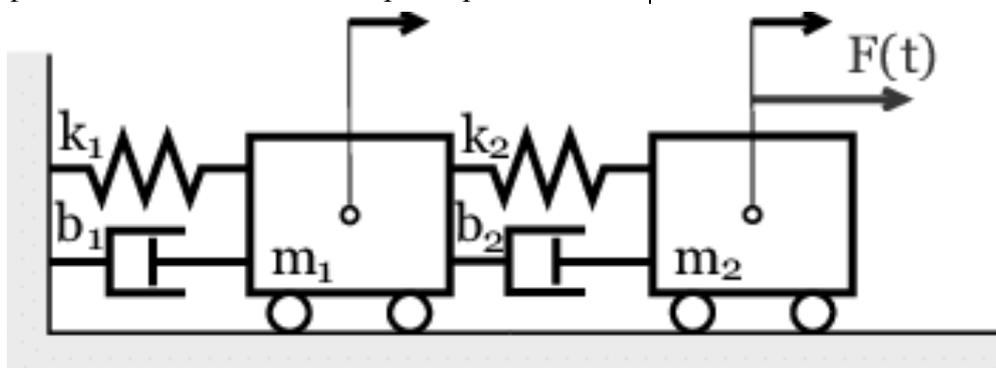


Рис. 1. Схема двух связанных осцилляторов

Движение представленной системы описывается уравнением

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 + b_2 & -b_2 \\ -b_2 & b_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F(t) \end{Bmatrix}, \quad (7)$$

где m_1, m_2 - собственные массы осцилляторов, кг; b_1, b_2 - коэффициенты диссипации, Н·с/м; k_1, k_2 - коэффициенты жесткости, Н/м.

Запишем уравнение (7) в более компактном виде:

$$\det([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (\omega_{\text{соб},1} = \sqrt{\omega_1}, \quad \omega_{\text{соб},2} = \sqrt{\omega_2}),$$

где $[M]$ - матрица масс; $[K]$ - матрица жесткостей.

Коэффициенты относительного демпфирования ζ_1, ζ_2 не входят напрямую

$$[C_g] = \{\varphi\}^T [C] \{\varphi\} = \text{diag}(2\zeta_i \omega_i M_i), \quad i = 1, 2,$$

где $M_i = \{\varphi\}^T [M] \{\varphi\}$ - матрица обобщенных масс; $\{\varphi\}$ - собственный вектор.

Зададим параметры системы:
 $m_1 = m_2 = 500$ кг, $k_1 = 8 \cdot 10^8$ Н/м,
 $k_2 = 3 \cdot 10^9$ Н/м, $b_1 = 10^4$ Н·с/м,
 $b_2 = 2 \cdot 10^4$ Н·с/м. Собственные частоты:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\}.$$

Собственные частоты системы являются решением характеристического уравнения

в уравнение (7). Чтобы описать движение системы с использованием ζ , необходимо вычислить матрицу обобщенных коэффициентов диссипации $[C_g]$:

$f_1 = 570,59$ Гц, $f_2 = 137,55$ Гц. Соответствующие коэффициенты относительного демпфирования: $\zeta_1 = 0,0071$, $\zeta_2 = 0,0284$. Источником возбуждения является белый шум. На рис. 2 представлена функция виброускорения осциллятора m_1 .

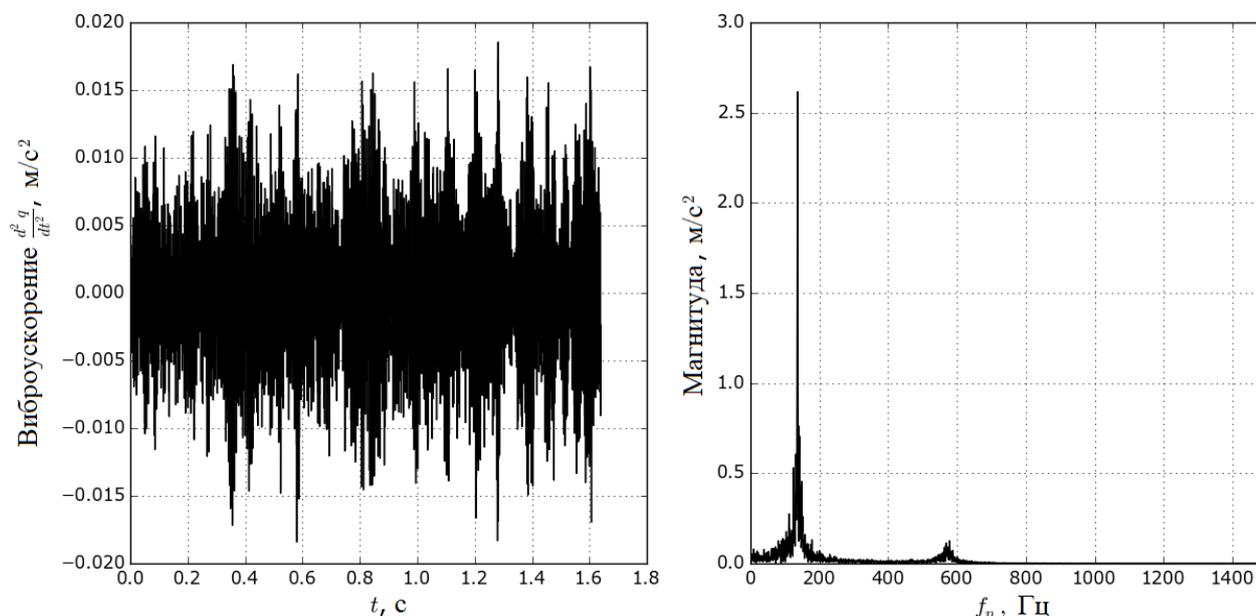


Рис. 2. Осциллограмма виброускорения осциллятора m_1 и соответствующий спектр

Теперь решим обратную задачу – идентифицируем параметры системы, используя лишь данные о виброускорении. На первом этапе вычислим матрицу ВСМ

сигналов и найдем сингулярные значения матрицы. Итог вычислений представлен в виде графика на рис. 3.

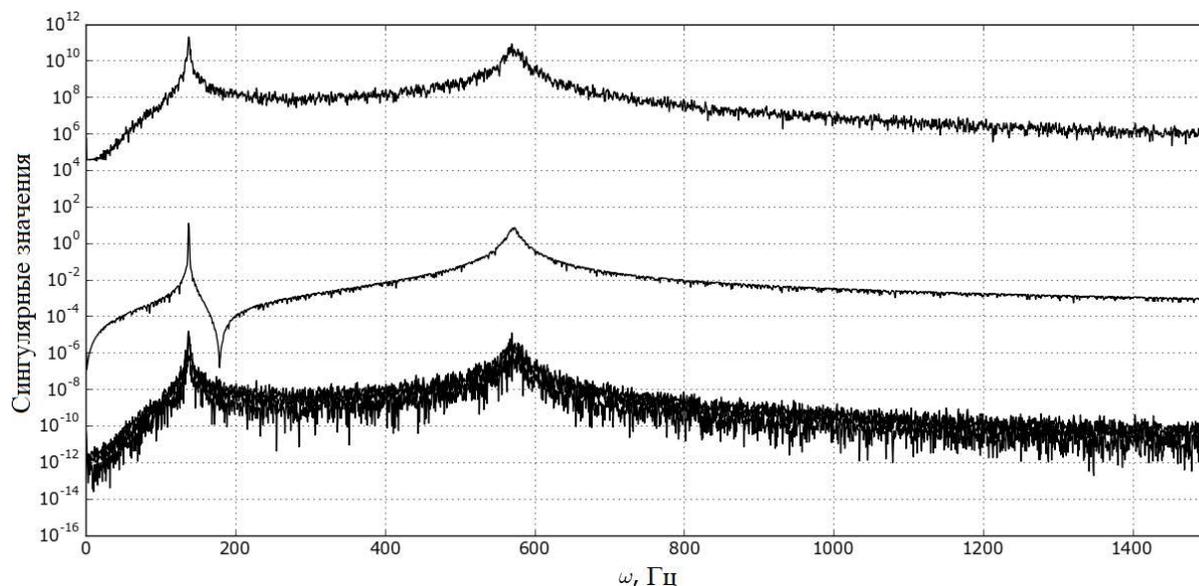


Рис. 3. Совокупность сингулярных значений (полулогарифмический масштаб)

Для дальнейшего анализа достаточно самого первого компонента матрицы \mathbf{G}_{yy} ,

который в данном случае является максимальным (рис. 4).

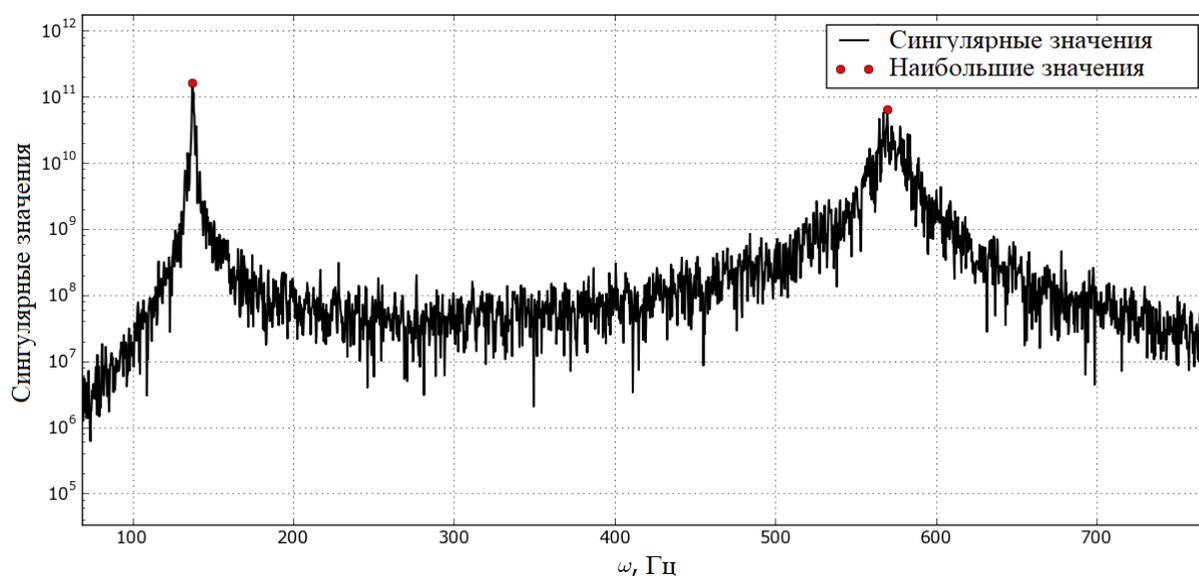


Рис. 4. Выбранные сингулярные значения (полулогарифмический масштаб)

На рис. 4 заметны два пика, каждый из которых соответствует отдельной моде колебаний. Пики на рис. 4 соответствуют собственным частотам системы, а именно $f_1 = 569,45$ Гц и $f_2 = 137,33$ Гц.

На следующем этапе для последующего поиска коэффициентов относительного демпфирования нужно построить аналитическую кривую, соответствующую передаточной функции системы с одной степенью подвижности. Количество аналитических кривых равно количеству мод колебаний. Для рассматриваемой модели

потребуется вписать две кривые. Функции этих кривых соответствуют уравнению (6), в котором ω - аргумент функции, а ζ и $\frac{F_0}{k}$ являются варьируемыми параметрами.

На рис. 5 представлена аналитическая кривая для моды с частотой $f_1 = 569,45$ Гц, на рис. 6 - аналитическая кривая для $f_2 = 137,03$ Гц. Теперь можно воспользоваться уравнениями (3) и (4) для определения коэффициентов относительного демпфирования. Результаты вычислений приведены в табл. 1.

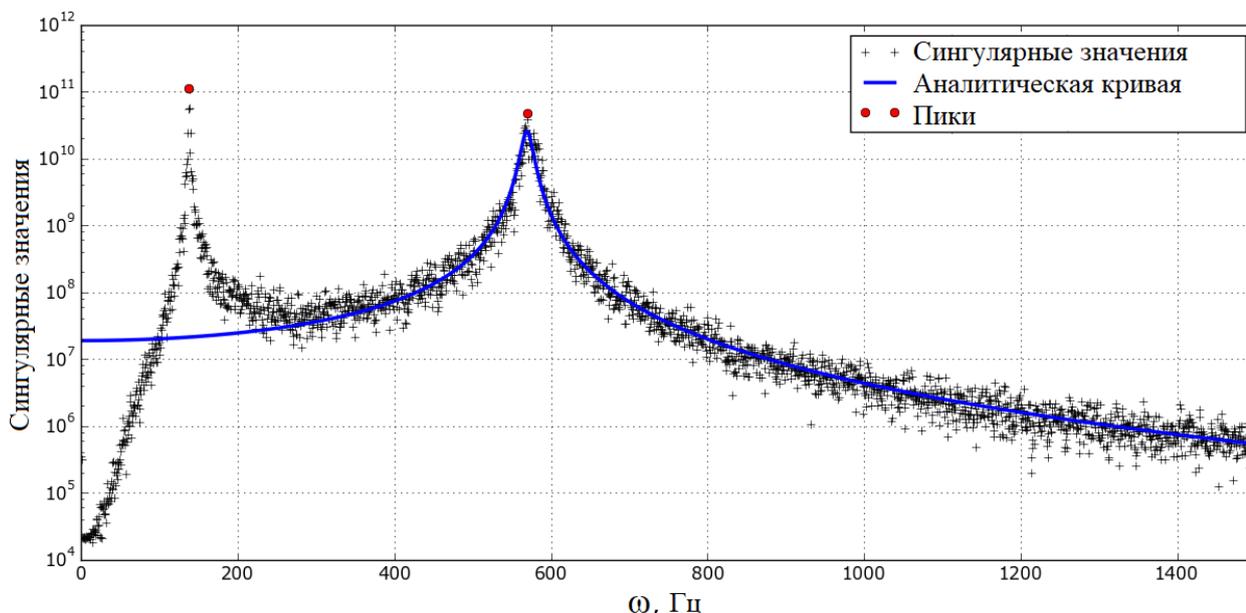


Рис. 5. Сингулярные значения и аналитическая кривая для $f_1 = 569,45$ Гц (полулогарифмический масштаб)

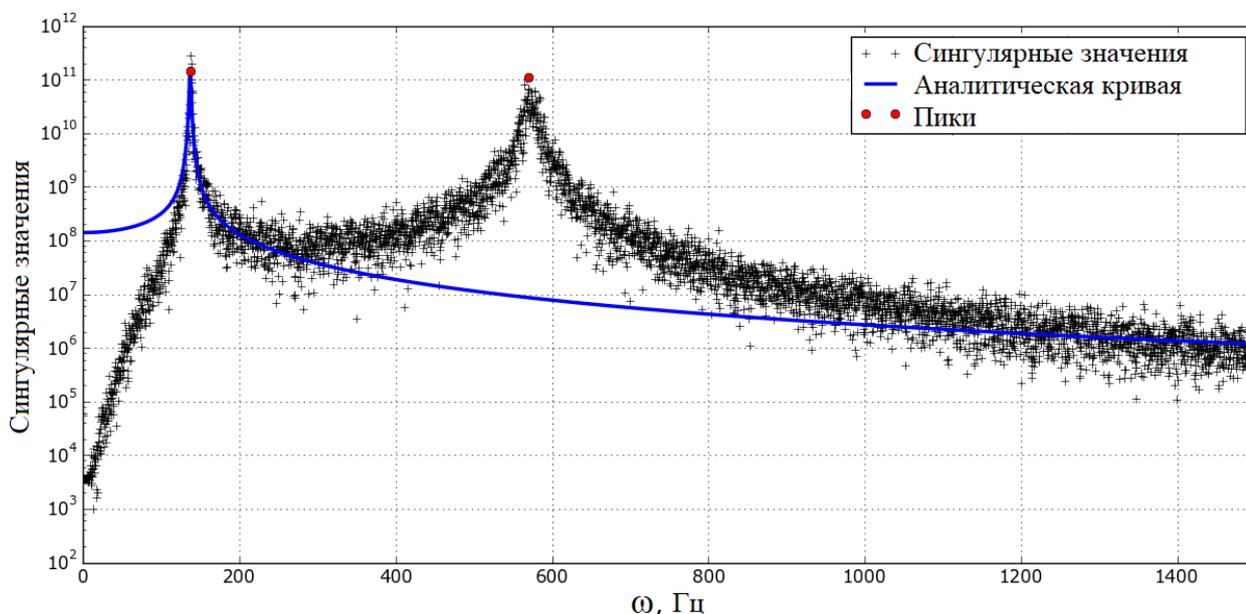


Рис. 6. Сингулярные значения и аналитическая кривая для $f_2 = 137,03$ Гц (полулогарифмический масштаб)

Таблица 1

Результаты ОМА для модели двух связанных осцилляторов

Собственные частоты, Гц		Коэффициенты относительного демпфирования	
Заданное значение	ОМА	Заданное значение	ОМА
570,59	569,45	0,0071	0,0071
137,55	137,03	0,0284	0,0214

Экспериментальные исследования

Описанные методы были применены для идентификации системы, состоящей из трехкоординатного станка 6К82Ш с вертикальной ориентацией шпинделя при торцевом фрезеровании заготовки из стали 45.

Глубина резания - 1 мм, подача на зуб - 0,1 мм/зуб, скорость вращения шпинделя - 710 мм/мин.

На рис. 7 представлен общий вид системы. Трехкомпонентный вибродатчик

закреплен на торце шпиндельного узла, направление каналов X , Y , Z датчика совпадает с направлением осей станка.

Каждый тест резания выполнялся с изменением ширины фрезерования (66, 70 и 80 мм) при постоянных прочих параметрах резания. Для каждого значения ширины фрезерования варьировалось расположение фрезы относительно заготовки для обеспечения симметричного и асимметричного торцевого фрезерования. Таким образом, для каждого значения ширины фрезерования были выполнены по 2 теста

для симметричного резания и по 2 теста для асимметричного резания. В общей сложности к последующему анализу представлены 12 тестов резания.

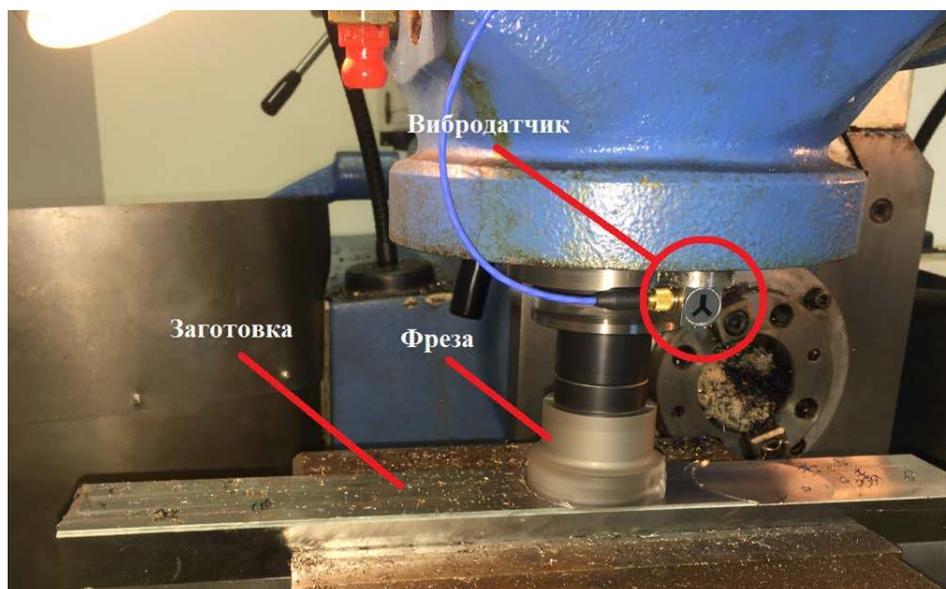


Рис. 7. Общий вид экспериментального стенда

На рис. 8 представлены осциллограмма и спектр виброускорения для сим-

метричного фрезерования с шириной 80 мм в направлении X .

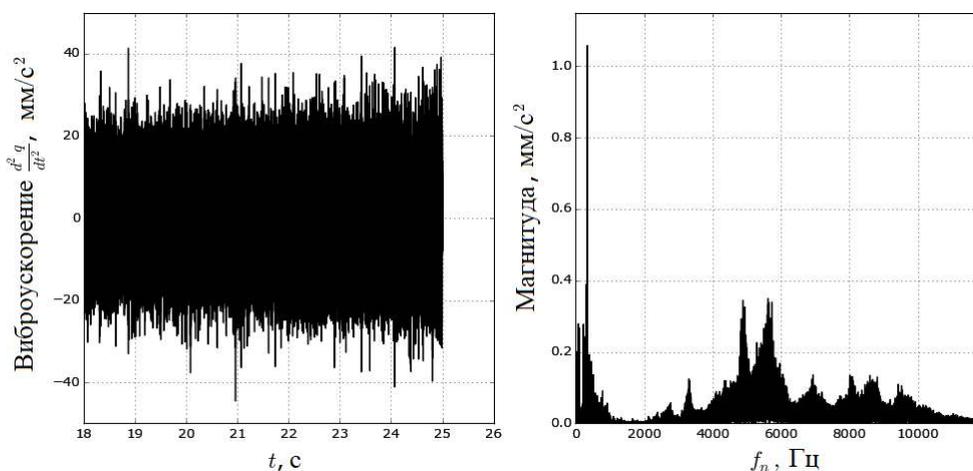


Рис. 8. Осциллограмма и спектр виброускорения для симметричного фрезерования с шириной 80 мм в направлении оси X

Согласно описанному алгоритму были получены и проанализированы зависимости сингулярных значений матрицы ВСМ. Система «деталь - инструмент - приспособление - станок», безусловно, является многомодовой системой. Среди множества пиков на графике сингулярных значе-

ний - три собственные частоты, при которых сингулярные значения являются наибольшими: $f_1 = 5637,76$ Гц, $f_2 = 342,96$ Гц и $f_3 = 4898,07$ Гц. Для выбранных частот найдем аналитические кривые соответствующих колебательных систем с одной степенью свободы (рис. 9-11).

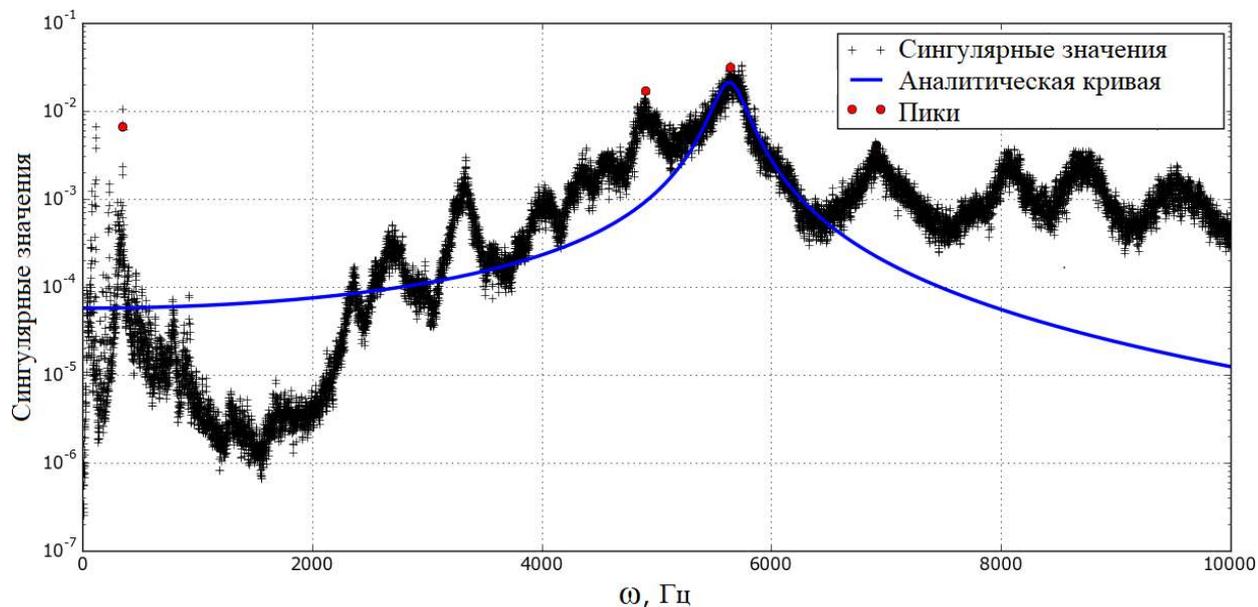


Рис. 9. Сингулярные значения и аналитическая кривая для $f_1 = 5637,76$ Гц

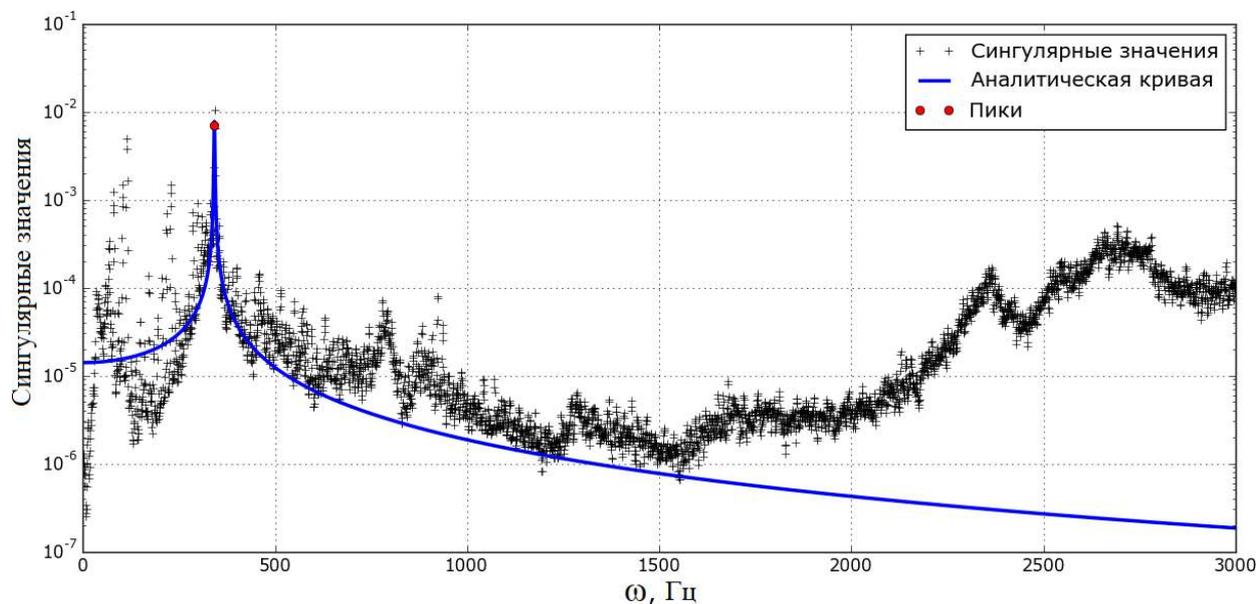
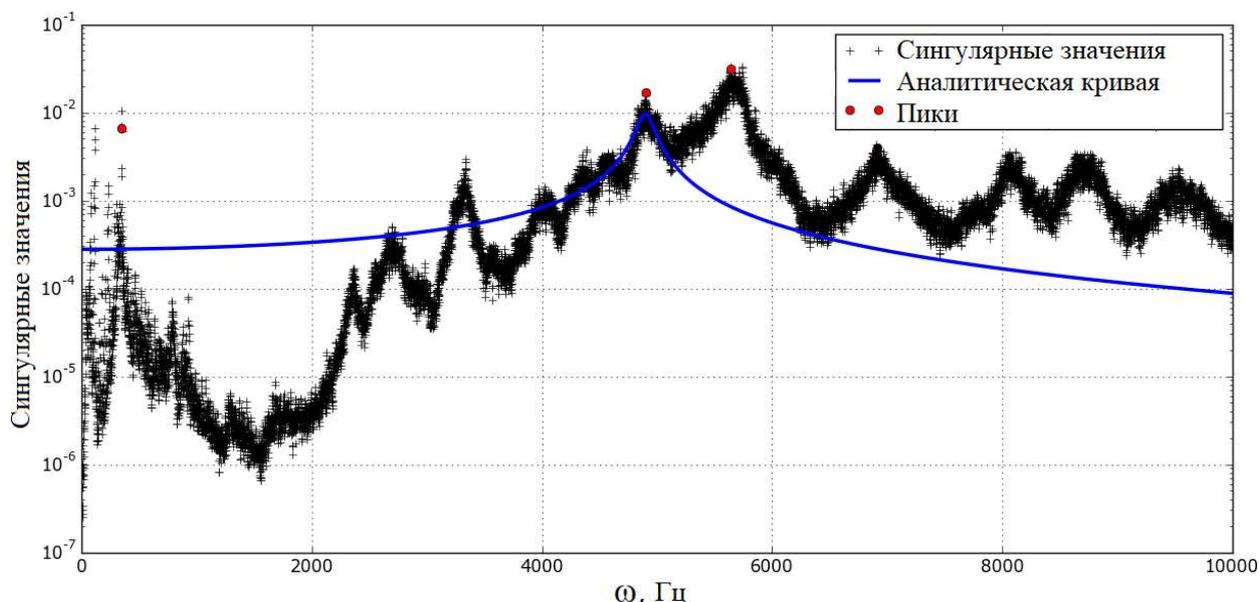


Рис. 10. Сингулярные значения и аналитическая кривая для $f_2 = 342,96$ Гц

Рис. 11. Сингулярные значения и аналитическая кривая для $f_3 = 4898,07$ Гц

По найденным аналитическим кривым вычисляются коэффициенты относительного демпфирования.

Результаты исследования

Имитационное моделирование продемонстрировало применимость представленного в статье метода ОМА. Очевидно, что пики передаточной функции существуют вблизи собственных частот колебаний системы (рис. 5, 6). Отметим, что существование нескольких собственных частот в одном направлении возможно в системах со множеством степеней подвижности.

Важно отметить, что исходный сигнал виброускорения может быть наполнен посторонними шумами. Однако применение различного рода фильтров для подав-

ления шумов может повлиять на конечное значение рассчитанного коэффициента относительного демпфирования. Гораздо более результативно применить оконное преобразование, например с использованием окна Хемминга.

В ходе данного эксперимента варьировались параметры геометрии срезаемого слоя. Также возможно изменять расположение вибродатчика (на шпинделе, консоли, направляющих и т.д.) для дальнейшего расчета матрицы ВСМ виброускорения. Результаты ОМА для тестируемой динамической системы приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты ОМА для экспериментальной динамической системы

Собственные частоты, Гц	Коэффициенты относительного демпфирования
5637,76	0,0261
342,96	0,0043
4898,07	0,0015

Стоит отметить, что ОМА в общем случае позволяет определить моды колебаний (собственные частоты и формы колебаний) и коэффициент демпфирования.

Заключение

В настоящей работе поставлена и решена задача практического применения

Однако для определения жесткости системы необходимо применять методы расчета по входному сигналу и отклику [4].

метода операционного модального анализа для определения собственных частот коле-

баний и коэффициентов относительного демпфирования.

Теоретическую основу метода составляют метод сингулярного разложения матрицы взаимной спектральной мощности откликов системы и метод возбуждения собственных частот. Предложенный алгоритм проведения ОМА является обоснованным и продемонстрирован на модели двух связанных осцилляторов. Представленный в статье метод операционного мо-

дального анализа является достоверным и практически значимым.

В рамках эксперимента были выполнены 12 тестов резания и зафиксированы показания вибродатчика. Применение метода операционного модального анализа позволило определить собственные частоты колебаний и коэффициенты относительного демпфирования технологической системы.

Настоящее исследование проводится в рамках проекта «Разработка и внедрение инновационной технологии производства импортозаменяющего корпусного сложнорезущего инструмента с быстротвердыми твердосплавными пластинками» при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (договор № 02.G25.31.0148 с ОАО «Свердловский инструментальный завод»), а также в рамках НИОКР №Н979.210.007/15 от 28 июля 2015 года с ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Brincker, R. Modal identification of output-only systems using frequency domain decomposition / R. Brincker, C.E. Ventura, P. Anderson // Smart Materials and Structures. – 2001. – Vol. 10. – № 3. – P. 441-445.
2. Peeters, B. Reference-based stochastic subspace identification for output-only modal analysis / B. Peeters, G. De Roeck // Mechanical Systems and Signal Processing. – 1999. – Vol. 13. – № 6. – P. 855-878.
3. Ewins, D.J. Modal Testing: Theory, Practice and Application / D.J. Ewins. - 2nd ed. – New York: John Wiley & Son, 2000. – 562 p.
4. Edwin, R. System Identification Methods for (Operational) Modal Analysis: Review and Comparison / R. Edwin // Archives of Computational Methods in Engineering. – 2012. – Vol. 19. – № 1. – P. 51-124.
5. Красильников, А.Я. Аналитические методы исследования устойчивости систем с запаздыванием, описывающие процесс фрезерования / А.Я. Красильников, К.Ю. Кравченко // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2013. – № 9. – С. 23-31.
6. Krasil'nikov, A.Ya. Determining the stability regions in end milling / A.Ya. Krasil'nikov, K.Yu. Kravchenko // Russian Engineering Research. – 2016. – Vol. 36. – № 4. – P. 294-299.
7. Красильников, А.Я. Применение аналитического метода и имитационного моделирования для определения областей устойчивости при концевом фрезеровании / А.Я. Красильников, К.Ю. Кравченко // Вестник машиностроения. – 2016. – № 1. – С. 79-84.
8. Brincker, R. Modal Identification from Ambient Responses using Frequency Domain Decomposition / R. Brincker, L. Zhang, P. Andersen // In IMAC 18: Proceedings of the International Modal Analysis Conference (IMAC). – San Antonio, USA, 2000. – P. 625-630.
9. Кравченко, К.Ю. Операционный модальный анализ для определения собственных частот колебаний / К.Ю. Кравченко, С.С. Кугаевский, М.П. Журавлев, Д.М. Элькинд // Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение. – 2017. – № 2. – С. 21-35.
10. Juang, J.-N. An eigensystem realization algorithm for modal parameter identification and model reduction / J.-N. Juang, R.S. Pappa // Journal of Guidance, Control and Dynamics. – 1985. – Vol. 8. – № 5. – P. 620-627.
1. Brincker, R. Modal identification of output-only systems using frequency domain decomposition / R. Brincker, C.E. Ventura, P. Anderson // Smart Materials and Structures. – 2001. – Vol. 10. – № 3. – P. 441-445.
2. Peeters, B. Reference-based stochastic subspace identification for output-only modal analysis / B. Peeters, G. De Roeck // Mechanical Systems and Signal Processing. – 1999. – Vol. 13. – № 6. – P. 855-878.
3. Ewins, D.J. Modal Testing: Theory, Practice and Application / D.J. Ewins. - 2nd ed. – New York: John Wiley & Son, 2000. – 562 p.
4. Edwin, R. System Identification Methods for (Operational) Modal Analysis: Review and Comparison / R. Edwin // Archives of Computational Methods in Engineering. – 2012. – Vol. 19. – № 1. – P. 51-124.
5. Krasil'nikov, A.Ya. Analytical investigation methods of system stability with delay describing milling process / A.Ya. Krasil'nikov, K.Yu. Kravchen-

- ko // *Reference Book. Engineering Journal with Appendix.* – 2013. – No.9. – pp. 23-31.
6. Krasil'nikov, A.Ya. Determining the stability regions in end milling / A.Ya. Krasil'nikov, K.Yu. Kravchenko // *Russian Engineering Research.* – 2016. – Vol. 36. – № 4. – P. 294-299.
 7. Krasilnikov, A.Ya. Application of analytical method and simulation for definition of stability areas at end milling / A.Ya. Krasilnikov, K.Yu. Kravchenko // *Bulletin of Mechanical Engineering.* – 2016. – No.1. – pp. 79-84.
 8. Brincker, R. Modal Identification from Ambient Responses using Frequency Domain Decomposition / R. Brincker, L. Zhang, P. Andersen // In IMAC 18: Proceedings of the International Modal Analysis Conference (IMAC). – San Antonio, USA, 2000. – P. 625-630.
 9. Kravchenko, K.Yu. Operation modal analysis for definition of natural oscillation frequencies / K.Yu. Kravchenko, S.S. Kugaevsky, M.P. Zhuravlyov, D.M. Elkind // *Bulletin of PRPU. Mechanical Engineering, Material Science.* – 2017. – No.2. – pp. 21-35.
 10. Juang, J.-N. An eigensystem realization algorithm for modal parameter identification and model reduction / J.-N. Juang, R.S. Pappa // *Journal of Guidance, Control and Dynamics.* – 1985. – Vol. 8. – № 5. – P. 620-627.

Статья поступила в редколлегию 20.11.17.

*Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета
Киричек А.В.*

Сведения об авторах:

Кравченко Константин Юрьевич, к.т.н., Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, тел.: +7 (922) 206-73-79, e-mail: laPosteGenerale@gmail.com.

Кугаевский Сергей Семенович, к.т.н., доцент, зав. кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты» Механико-машиностроительного института УрФУ, ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», тел.: +7 (343) 375-45-95, e-mail: cad-cam@mail.ru.

Журавлев Михаил Петрович, к.т.н., доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты»

Kravchenko Konstantin Yurievich, Can. Eng., Yeltsyn- the First President of Russia Urals Federal University, e-mail: laPosteGenerale@gmail.com.

Kugaevsky Sergey Semyonovich, Can. Eng., Assistant Prof., Head of the Dep. "Machine-tools and Tools", Mechanical Engineering Institute of UrFU, e-mail: cad-cam@mail.ru.

Механико-машиностроительного института УрФУ, ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», тел.: +7 (912) 609-88-08, e-mail: mzhuravlev12@gmail.com.

Элькин Дмитрий Михайлович, учеб. мастер лаборатории нормирования размерной точности УрФУ, ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», тел.: +7 (950) 643-62-72, e-mail: dos1600@mail.ru.

Zhuravlyov Michael Petrovich, Can. Eng., Assistant Prof. of the Dep. "Machine-tools and Tools", Mechanical Engineering Institute of UrFU, e-mail: mzhuravlev12@gmail.com.

Elkind Dmitry Michailovich, Educational Master of the Lab. of Dimensional Accuracy Control of UrFU, e-mail: dos1600@mail.ru.