

УДК 621. 914. 3-181

Ю.В. Кирилин, С.А. Демидов, Е.А. Спиридонов

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КАЧЕСТВА СЕТКИ ТВЕРДОТЕЛЬНЫХ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ТОЧНОСТЬ РАСЧЕТОВ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСУЩИХ СИСТЕМ СТАНКОВ

**Кирилин Юрий Васильевич**, доктор технических наук, профессор Ульяновского государственного технического университета, окончил механический факультет Ульяновского политехнического института. Имеет статьи, монографии, изобретения в области расчета и конструирования металлорежущих станков. [e-mail: kirilin51@mail.ru].

**Демидов Сергей Анатольевич**, аспирант кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» УлГТУ, окончил машиностроительный факультет Мордовского государственного технического университета. Имеет статьи в области расчета металлорежущих станков. [e-mail: jilardino17@yandex.ru].

**Спиридонов Егор Анатольевич**, аспирант кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» УлГТУ, окончил машиностроительный факультет УлГТУ. Инженер-конструктор ФНПЦ АО «НПО «Марс». Имеет статьи в области расчета и конструирования металлорежущих станков. [e-mail: mars@mv.ru].

### Аннотация

В статье выполнен расчетный анализ статических и динамических характеристик стойки вертикально-фрезерного станка, представлены результаты расчетного анализа влияния качества сетки твердотельных конечных элементов на точность расчетов статических и динамических характеристик базовых деталей несущей системы металлорежущих станков. Показаны четыре способа разбиения модели стойки вертикально-фрезерного станка мод. 654 сеткой конечных элементов с построением амплитудно-частотных характеристик для каждого способа. Для оценки адекватности разрабатываемых расчетных моделей выполнено экспериментальное исследование стойки вертикально-фрезерного станка мод. 654 и построена ее экспериментальная амплитудно-частотная характеристика. Произведено сравнение результатов расчетного анализа с экспериментальными данными и выбран наилучший способ разбиения модели сеткой конечных элементов, который следует использовать для моделирования базовых деталей несущей системы вертикально-фрезерного станка.

Ключевые слова: металлорежущий станок, виброустойчивость, жесткость, динамические характеристики, несущая система, базовые детали, динамическая податливость, резонансная частота.

## THE ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF SOLID LAST UNITS MESH QUALITY ON THE ACCURACY OF CALCULATIONS OF MACHINE PLATFORMS DYNAMIC CHARACTERISTICS

**Iurii Vasilevich Kirilin**, Doctor of Engineering, Professor at Ulyanovsk State Technical University; graduated from the Faculty of Mechanics of Ulyanovsk Polytechnic Institute; an author of articles, monographs, inventions in the field of the computing and designing of metal-cutting machines. e-mail: kirilin51@mail.ru.

**Sergei Anatolevich Demidov**, Postgraduate Student at the Department of Metal-Cutting Machines and Tools of Ulyanovsk State Technical University; graduated from the Machinebuilding Faculty of Moscow State Technical University; an author of articles in the field of metal-cutting machines computing. e-mail: jilardino17@yandex.ru.

**Egor Anatolevich Spiridonov**, Postgraduate Student at the Department of Metal-Cutting Machines and Instruments of Ulyanovsk State Technical University; graduated from the Machinebuilding Faculty of Ulyanovsk State Technical University; Design Engineer at FRPC JSC 'RPA 'Mars'; an author of articles in the field of the computing and designing of metal-cutting machines. e-mail: mars@mv.ru.

### Abstract

The article considers the design analysis of static and dynamic characteristics of a vertical milling machine column and the results of design analysis of the influence of solid last units mesh quality on the accuracy of calculations of static

and dynamic characteristics of the metal-cutting machine platform basic components. The authors show four methods for partitioning the model of a vertical milling machine column (mod. 654) by the last elements mesh with constructing frequency-response characteristics for every method. In order to estimate the design model adequacy, the experimental investigation on the vertical milling machine (mod. 654) column was hold and the experimental frequency-response characteristic was constructed. The comparison of design analysis results with experimental data was carried out. Consequently, the best method for partitioning the model of the last elements mesh that should be used for modeling basis components of the vertical milling machine platform was chosen.

Key words: metal-cutting machine, vibration resistance, rigidity, dynamic characteristics, platform, basic components, dynamic compliance, tuned frequency.

### ВВЕДЕНИЕ

Расчеты динамических характеристик несущей системы металлорежущего станка могут выполняться с использованием пакета прикладных программ ANSYS [1]. Причем базовые детали станка могут быть промоделированы с использованием твердотельных конечных элементов. Известен достаточно широкий перечень базовых деталей: станины, стойки, поперечины, ползуны и т. д. [2]. Наиболее удобны для экспериментальных исследований базовые детали типа стоек станков. Исходя из этого, анализ различных способов моделирования базовой детали проведем на примере стойки тяжелого вертикально-фрезерного станка.

### РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТОЙКИ ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА

Для оценки адекватности разрабатываемых расчетных моделей воспользуемся результатами экспериментального исследования стойки станка модели 654. Кратко опишем условия проведения эксперимента и его результаты.

Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 1.

Стойка 1 устанавливалась на жестком основании 5 и

закреплялась на нем с помощью анкерных болтов. На том же основании устанавливалась специальная тумба 3 с закрепленным на ней нагружающим устройством 4. При проведении статических испытаний нагружающее устройство представляло собой винтовой домкрат. Динамическая нагрузка стойки осуществлялась при помощи электромагнитного вибратора, который также устанавливался на тумбе. Вибратор обеспечивал синусоидальную нагрузку силой 500 Н с частотой колебаний от 10 до 120 Гц. Как статическая, так и динамическая нагрузки прикладывались к направляющим стойки через закрепленную на них жесткую стальную плиту 2 (салазки бабки). При проведении статических испытаний величину статической нагрузки увеличивали ступенчато от 5 до 20 кН.

Экспериментальная амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) стойки станка модели 654 представлена на рисунке 2.

Стык стойки с основанием представим четырьмя группами взаимно перпендикулярных пружин. Они установлены по углам стойки так, что жесткость расчетной модели в каждом координатном направлении будет определяться четырьмя параллельно работающими пружинами [3]. Расчетная модель стыка представлена на рисунке 3.

Расчет исходных данных для определения статиче-

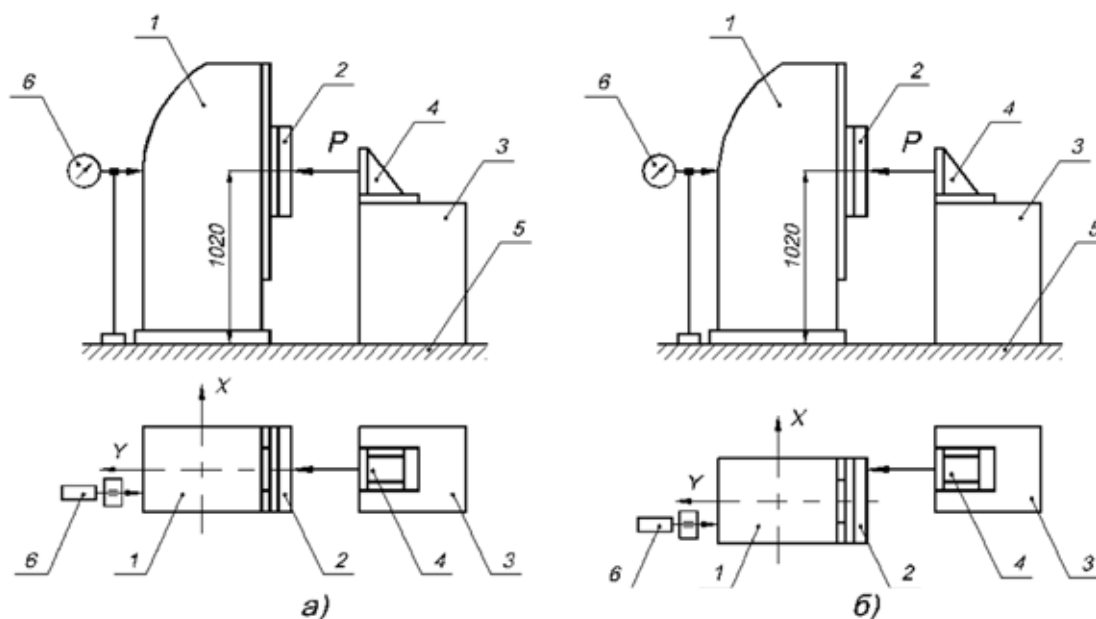


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

а – нагружение стойки динамической нагрузкой; б – нагружение стойки статической нагрузкой (1 – стойка; 2 – плита; 3 – тумба; 4 – нагружающее устройство; 5 – жесткое основание; 6 – индикатор)

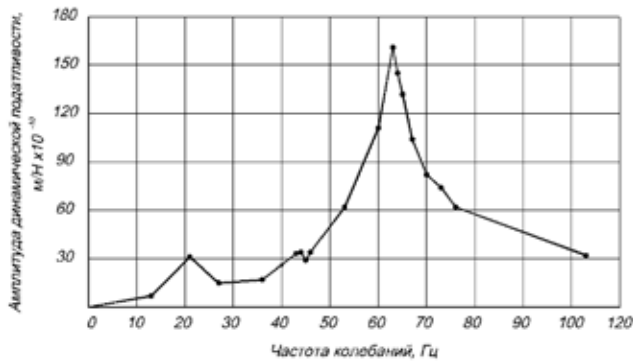


Рис. 2. Экспериментальная АЧХ стойки станка модели 654

ских и динамических характеристик исследуемой стойки показал, что жесткость стыка стойки с основанием (фундаментом) в трех координатных направлениях  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$  соответственно равна:  $K_x = 48 \cdot 10^6$  Н/м;  $K_y = 2200 \cdot 10^6$  Н/м;  $K_z = 3600 \cdot 10^6$  Н/м. Значение коэффициента относительного рассеяния энергии в материале, линейного ( $\gamma$ ) и углового ( $\gamma^m$ ), следует принимать: для чугуна  $\gamma = 0,03$ . Линейный ( $\gamma$ ) и угловой ( $\gamma^m$ ) коэффициенты рассеяния энергии в стыке принимаются равными 0,1 (0,06 ... 0,3). Линейный ( $\gamma$ ) и угловой ( $\gamma^m$ ) коэффициенты рассеяния энергии в опорах принимаются равными 0,07 ... 0,1. Параметры демпфирования пружинных элементов по 3 координатным осям:  $C_x = 8681$  Н·с/м;  $C_y = 397887$  Н·с/м;  $C_z = 851088$  Н·с/м. Параметр демпфирования материала стойки:  $\beta = 7,58 \cdot 10^{-5}$  Гц<sup>-1</sup>.

Анализ динамических характеристик стойки, представленных на рисунке 2 в виде АЧХ показывает, что стойка имеет три резонансных пика амплитуды динамической податливости. Первые два имеют небольшую величину, третий резонансный пик является основным пиком характери-

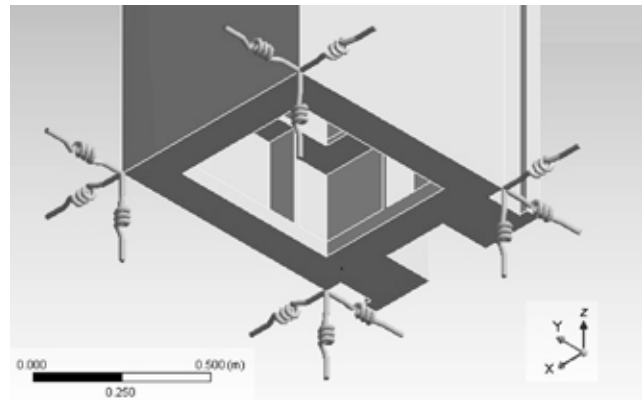


Рис. 3. Расчетная модель стыка стойки с основанием

стики. Именно его резонансная частота (63 Гц) и амплитуда динамической податливости ( $160 \cdot 10^{-10}$  м/Н) определяют поведение стойки при динамическом нагружении [4]. Следовательно, адекватность расчета динамической характеристики расчетной модели стойки будем оценивать по параметрам ее основного резонансного пика на частоте, близкой к 63 Гц.

Рассмотрим модель № 1, разбитую нерегулярной тетраэдральной сеткой конечных элементов (КЭ), на рисунке 4.

С учетом полученных исходных данных был выполнен расчет статических деформаций стойки с использованием расчетной модели № 1. Условия нагружения при моделировании полностью соответствовали условиям эксперимента. Для анализа качества сетки КЭ рассматривались различные ее размеры. Расчет показал, что лучшее различие между расчетными и экспериментальными данными составило 12% для размера элемента 0,1 м.

Результаты динамического расчета стойки представлены в таблице 1.

Исходя из таблицы 1 можно сделать вывод, что лучшие результаты расчета динамических характеристик стойки № 1 показал размер КЭ 0,10 м. Отклонение амплитуды

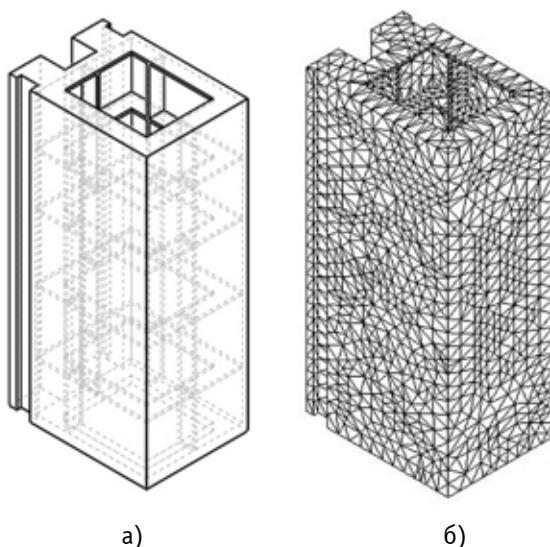


Рис. 4. Твердотельная модель № 1 стойки (а – геометрическая; б – расчетная)

Таблица 1  
Результаты расчета динамических характеристик стойки с различным размером КЭ (для модели № 1)

Размер КЭ модели, м	Динамическая характеристика			
	Резонансная амплитуда динамической податливости, м/Н		Резонансная частота, Гц	
	Расчет	Эксперимент	Расчет	Эксперимент
0,12	$182 \cdot 10^{-10}$	$160 \cdot 10^{-10}$	69	63
0,10	$174 \cdot 10^{-10}$		69	
0,08	$177 \cdot 10^{-10}$		69	
0,06	$189 \cdot 10^{-10}$		73	
0,04	$196 \cdot 10^{-10}$		76	

динамической податливости от эксперимента составило 9%, отклонение резонансной частоты – 10%.

Лучший результат зависимости амплитуды динамической податливости от частоты показан на рисунке 5.

Рассмотрим модель № 2, разбитую нерегулярной гексагональной сеткой КЭ, на рисунке 6.

Расчет статических характеристик показал, что для модели № 2 лучшее различие между расчетными и экспериментальными данными составило 13,6 % для размера элемента 0,1 м.

Результаты динамического расчета стойки представлены в таблице 2.

Исходя из таблицы 2 можно сделать вывод, что наилучшие результаты расчета динамических характеристик с разным размером КЭ показала модель № 2 с размером КЭ, равным 0,10 м. Отклонение амплитуды динамической податливости от эксперимента составило 6%, отклонение резонансной частоты – 7%.

Лучший результат зависимости амплитуды динамической податливости от частоты показан на рисунке 7.

Рассмотрим модель № 3, разбитую регулярной сеткой КЭ треугольной формы, на рисунке 8.

Расчет статических характеристик показал, что для модели № 3 лучшее различие между расчетными и экспериментальными данными составило 15,8 % для размера элемента 0,1 м.

Результаты динамического расчета стойки представлены в таблице 3.

Исходя из таблицы 3 можно отметить, что лучшие результаты расчета динамических характеристик с разным размером КЭ показала модель с размером КЭ, равным 0,10 м. Отклонение амплитуды динамической податливости от эксперимента составило 7%, отклонение резонансной частоты – 9%.

Лучший результат зависимости амплитуды динамической податливости от частоты показан на рисунке 9.

Рассмотрим модель № 4, разбитую регулярной сеткой КЭ четырехугольной формы, на рисунке 10.

Расчет статических характеристик показал, что для модели № 4 лучшее различие между расчетными и экспериментальными данными составило 23,7 % для размера элемента 0,1 м.

Результаты динамического расчета стойки представлены в таблице 4.

Из таблицы 4 видно, что лучшие результаты расчета динамических характеристик с разным размером КЭ показала модель с размером 0,10 м. Отклонение амплитуды динамической податливости от эксперимента составило 10%, отклонение резонансной частоты – 11%.

Лучший результат зависимости амплитуды динамической податливости от частоты показан на рисунке 11.

Анализ выполненных расчетов продемонстрировал, что лучшие результаты расчета показала модель № 2 с нерегулярной гексагональной сеткой КЭ с размером КЭ, равным 0,10 м. Отклонение амплитуды динамической податливости от эксперимента составило 6%, отклонение резонансной частоты – 7%.

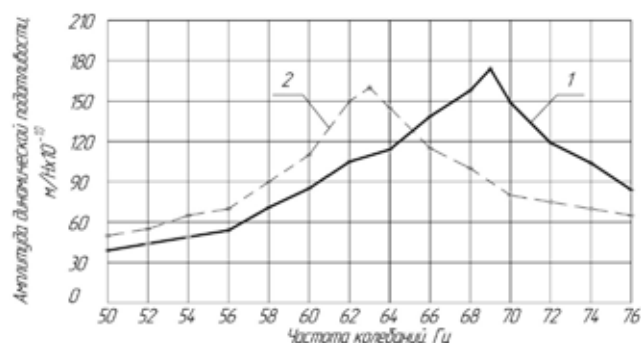


Рис. 5. АЧХ стойки (модель № 1):  
1 – расчетная кривая; 2 – экспериментальная кривая

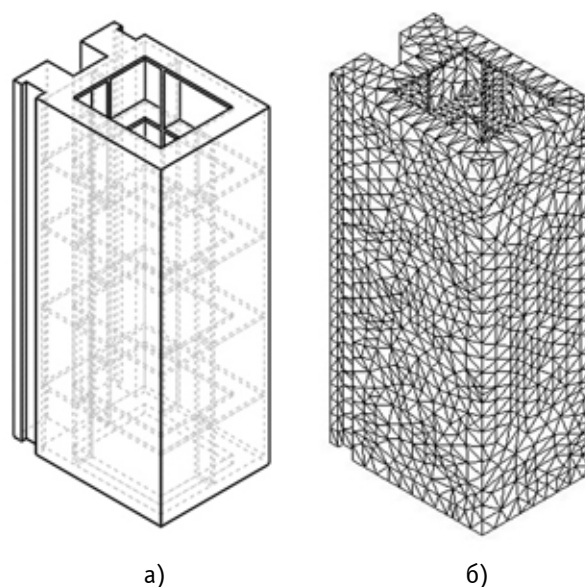


Рис. 6. Твёрдотельная модель № 2 стойки (а – геометрическая; б – расчетная) при генерации нерегулярной гексагональной сетки КЭ

Таблица 2  
Результаты расчета динамических характеристик стойки с различным размером КЭ (для модели № 2)

Размер КЭ модели, м	Динамическая характеристика			
	Резонансная амплитуда динамической податливости, м/Н		Резонансная частота, Гц	
	Расчет	Эксперимент	Расчет	Эксперимент
0,12	176·10 <sup>-10</sup>	160·10 <sup>-10</sup>	67	63
0,10	170·10 <sup>-10</sup>		67	
0,08	174·10 <sup>-10</sup>		67	
0,06	178·10 <sup>-10</sup>		70	
0,04	182·10 <sup>-10</sup>		70	

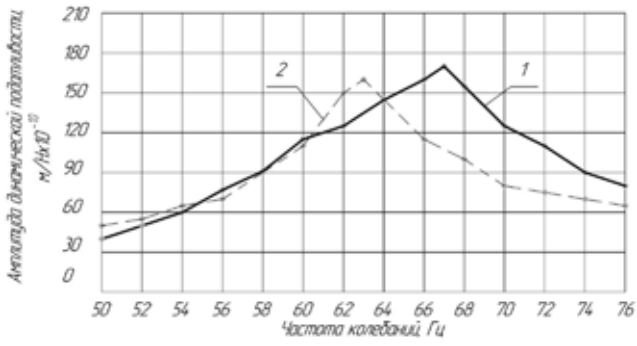


Рис. 7. АЧХ стойки (модель № 2):  
1 – расчетная кривая; 2 – экспериментальная кривая

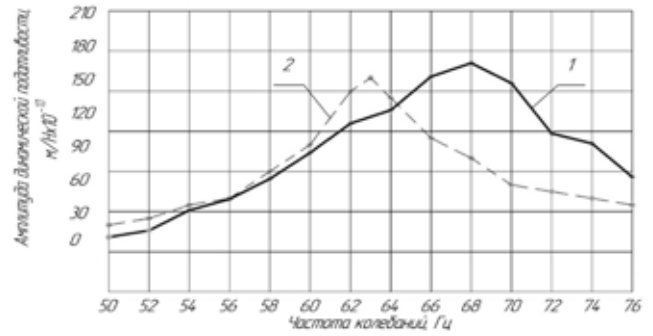


Рис. 9. АЧХ стойки (модель № 3):  
1 – расчетная кривая; 2 – экспериментальная кривая

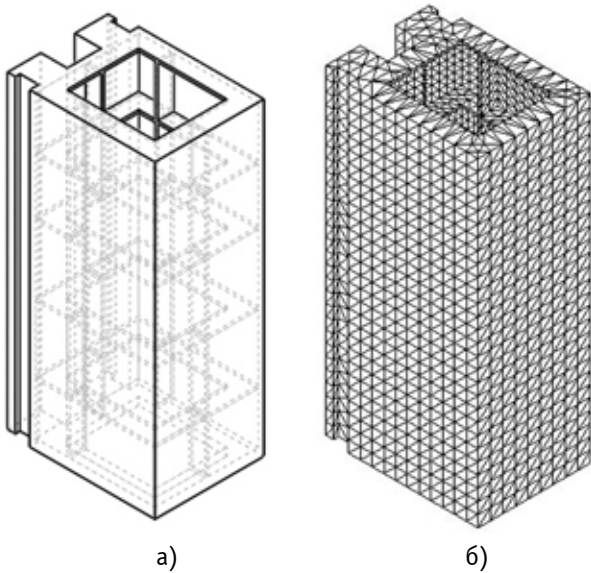


Рис. 8. Твердотельная модель № 3 стойки  
(а – геометрическая; б – расчетная)

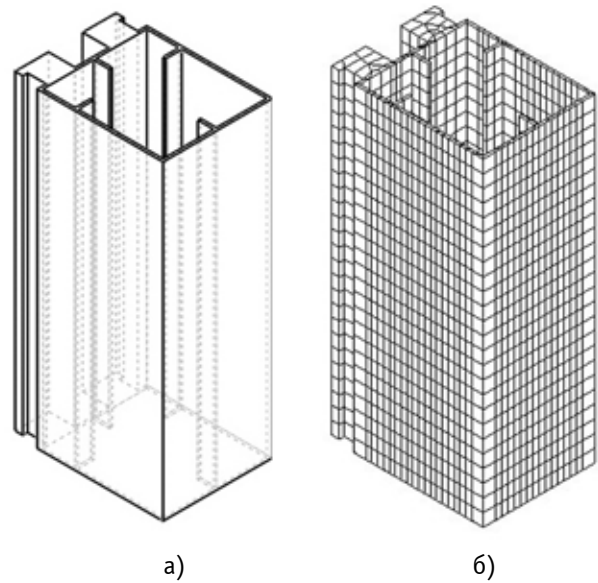


Рис. 10. Твердотельная модель № 4 стойки  
(а – геометрическая; б – расчетная)

Таблица 3

Результаты расчета динамических характеристик стойки с различным размером КЭ (для модели № 3)

Размер КЭ модели, м	Динамическая характеристика			
	Резонансная амплитуда динамической податливости, м/Н		Резонансная частота, Гц	
	Расчет	Эксперимент	Расчет	Эксперимент
0,12	$181 \cdot 10^{-10}$	$160 \cdot 10^{-10}$	68	63
0,10	$171 \cdot 10^{-10}$		68	
0,08	$176 \cdot 10^{-10}$		68	
0,06	$184 \cdot 10^{-10}$		74	
0,04	$194 \cdot 10^{-10}$		74	

Таблица 4

Результаты расчета динамических характеристик стойки с различным размером КЭ (для модели № 4)

Размер КЭ модели, м	Динамическая характеристика			
	Резонансная амплитуда динамической податливости, м/Н		Резонансная частота, Гц	
	Расчет	Эксперимент	Расчет	Эксперимент
0,12	$184 \cdot 10^{-10}$	$160 \cdot 10^{-10}$	56	63
0,10	$176 \cdot 10^{-10}$		56	
0,08	$181 \cdot 10^{-10}$		54	
0,06	$190 \cdot 10^{-10}$		54	
0,04	$198 \cdot 10^{-10}$		49	

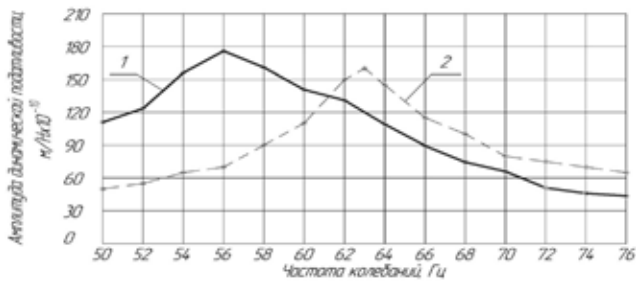


Рис. 11. АЧХ стойки (модель № 4):  
1 – расчетная кривая; 2 – экспериментальная кривая

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Так как наилучшую сходимость с экспериментальными данными в результате динамического анализа показала модель № 2 с размером КЭ, равным 0,10 м, с нерегулярной гексагональной сеткой КЭ, именно этот способ разбиения и следует использовать для моделирования базовых деталей несущей системы вертикально-фрезерного станка.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кирилин Ю.В., Еремин Н.В. Исследование несущей системы станка методом конечных элементов // СТИН. – 2002. – № 8. – С. 19–21.
2. Кудинов В.А. Динамика станков. – М. : Машиностроение, 1967. – С. 357.

3. Кирилин Ю.В., Табаков В.П., Еремин Н.В. Методический подход к аналитическому моделированию несущей системы бесконсольного фрезерного станка // Вестник Ульяновского государственного технического университета. Машиностроение. – 2002 – № 1. – С. 4–8.

4. Еремин А.В., Чеканин А.В. Расчет жесткости несущих систем станков на основе суперэлементного подхода // СТИН. – 1991. – № 6. – С. 12–16.

### REFERENCES

1. Kirilin Yu.V. Eremin N.V. Issledovanie nesushchei sistemy stanka metodom konechnykh elementov [The Study of the Supporting Machine System via Finite Element Method]. *STIN* [Machines and Tools], 2002, no. 8, pp. 19–21.
2. Kudinov V.A. *Dinamika stankov* [The Dynamic of Machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1967, p. 357.
3. Kirilin Yu.V. Tabakov V.P. Eremin N.V. Metodicheskii podkhod k analiticheskomu modelirovaniu nesushchei sistemy beskonsolnogo frezernogo stanka [The Methodical Approach to the Analytical Modeling of the Supporting Kneeless-Type Milling Machine System]. *Vestnik Ulyanovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Mashinostroenie* [Ulyanovsk State Technical University Herald. Machinebuilding Series], 2002, no. 1, pp. 4–8.
4. Eremin N.V., Chekanin A.V. Raschet zhestkosti nesushchikh system stankov na osnove superelementnogo podkhoda [The Rigidity Calculation of the Supporting Machine Systems on the Base of Super Cell Analysis]. *STIN* [Machines and Tools], 1991, no. 6, pp. 12–16.