

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ, ЗДАНИЯ И СООРУЖЕНИЯ

BUILDING AND CONSTRUCTION

Вестник Томского государственного
архитектурно-строительного университета.
2023. Т. 25. № 3. С. 96–111.

ISSN 1607-1859 (для печатной версии)
ISSN 2310-0044 (для электронной версии)

Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo
arkhitekturno-stroitel'nogo universiteta –
Journal of Construction and Architecture.
2023; 25 (3): 96–111.
Print ISSN 1607-1859
Online ISSN 2310-0044

НАУЧНАЯ СТАТЬЯ

УДК 69.04, 534.121.1

DOI: 10.31675/1607-1859-2023-25-3-96-111

EDN: IBTUVQ

ИССЛЕДОВАНИЯ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ ПЛАСТИН

**Николай Анатольевич Морозов², Григорий Иванович Гребенюк¹,
Владислав Иванович Максак¹, Александр Александрович Гаврилов²**

¹Томский государственный архитектурно-строительный университет,
г. Томск, Россия

²Оренбургский государственный университет, г. Оренбург, Россия

Аннотация. Исследовались собственные колебания прямоугольных металлических пластин. Актуальность исследования обусловлена широтой применения данных структурных элементов конструкций.

Для определения частот собственных колебаний применялись *расчетные методы*, в частности *аналитический расчет* и *расчет методом конечных элементов*. За основу аналитического расчета было принято уравнение движения тонкой прямоугольной пластины. Затем применялся *асимптотический метод*, учитывающий динамический краевой эффект. В результате были определены частоты собственных колебаний пластины. Расчет по методу конечных элементов проводился в двух программных комплексах: «Лира» и SolidWorks. Была создана твердотельная модель пластины с датчиками, с помощью которой были рассчитаны частоты собственных колебаний, определены коэффициенты массового участия.

Для подтверждения правильности результатов аналитических расчетов проводились экспериментальные исследования колебаний прямоугольных пластин на вибростенде. Использовался метод плавного изменения частоты синусоидальных колебаний. По значениям амплитуд виброускорений датчиков были построены спектральные графики колебаний пластины.

В результате выявлены определенные расхождения в значениях частот собственных колебаний в зависимости от применяемого метода. В исследовании не принимались во внимание частоты с малым коэффициентом массового участия.

Ключевые слова: колебания, пластина, частота, вибростенд, метод конечных элементов

Для цитирования: Морозов Н.А., Гребенюк Г.И., Максак В.И., Гаврилов А.А. Исследования собственных колебаний прямоугольных пластин // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. 2023. Т. 25. № 3. С. 96–111. DOI: 10.31675/1607-1859-2023-25-3-96-111. EDN: IBTUVQ

ORIGINAL ARTICLE

FREE VIBRATIONS OF RECTANGULAR PLATES

Nikolai A. Morozov², Grigorii I. Grebenyuk¹,
Vladislav I. Maksak¹, Aleksandr F. Gavrilov²

¹Tomsk State University of Architecture and Building, Tomsk, Russia

²Orenburg State University, Orenburg, Russia

Abstract. The paper investigates free vibrations of rectangular metal plates. The finite element method and analytical calculation are particularly used to determine the vibration frequency. The analytical calculation is based on the equation of motion of a thin rectangular plate. The asymptotic method is applied to determine the dynamic edge effect. As a result, the free vibration frequency is determined for the rectangular metal plate. The finite element analysis is performed in Lira and SolidWorks software packages. For this, a solid plate model with sensors is created to measure the free vibration frequency; the effective mass participation factor was determined.

The plate vibration tests were conducted to confirm the results of analytical calculations. The method of smooth sinusoidal vibrations is used. Spectrum graphs of the plate vibrations are suggested based on the vibration acceleration of sensors. Errors are identified in the free vibration frequencies depending on the applied method. The paper does not consider frequencies with the low effective mass participation factor.

Keywords: vibrations, plate, frequency, effective mass participation factor, vibration table, finite element method

For citation: Morozov N.A., Grebenyuk G.I., Maksak V.I., Gavrilov A.A. Free vibrations of rectangular plates. Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo arkhitekturno-stroitel'nogo universiteta – Journal of Construction and Architecture. 2023; 25 (3): 96–111. DOI: 10.31675/1607-1859-2023-25-3-96-111. EDN: IBTUVQ

Введение

Тонкостенные конструкции широко применяются в промышленном и гражданском строительстве, а также в машиностроении и других отраслях. Это обусловлено их высокой прочностью и легкостью. Одним из видов тонкостенных конструкций являются различные пластинчатые конструкции. Задачей механики тонкостенных конструкций является совершенствование методов расчета и проектирования данных конструкций, в частности исследования колебаний пластин.

Аналитические исследования колебаний пластин проводились учеными с помощью различных подходов. Наиболее точные результаты дает рассмотрение колебаний пластины в качестве трехмерной задачи теории упругости. Данный подход дает возможность получать достаточно точные значения собственных частот колебаний, тем не менее математические трудности ограничивают его практическое применение [1].

Наиболее распространенной является классическая теория пластин Кирхгофа – Лява, которая используется для тонких пластин, находящихся под

действием нагрузок при малых изгибах. В этой теории приняты допущения о том, что прямые линии, перпендикулярные срединной поверхности, остаются прямыми и нормальными к срединной поверхности после деформации, а толщина пластины не изменяется. Поскольку влиянием деформации сдвига и инерции вращения пренебрегают, данная теория завышает жесткость и значения собственных частот пластин. Эти завышения наиболее характерны для толстых пластин и собственных частот мод высокого порядка. Поэтому теорию пластин Кирхгофа – Лява, как правило, применяют при определении собственных частот мод низкого порядка [2].

Для исследований колебаний пластин средней толщины применяются теории Рейсснера и Уфлянда – Миндлина, допускающие деформации сдвига первого порядка [3].

В связи с широким применением пластин, исследования их колебаний остаются весьма актуальными [4, 5, 6]. Ряд ученых исследуют влияние добавленных точечных масс на параметры колебаний. Так, в работе [7] были получены нелинейные функции частотной характеристики, основанные на итерационном численном решении набора нелинейных алгебраических уравнений, что позволило получить оптимальную динамическую модель прямоугольных пластин с добавленной массой. В исследовании [8] проанализировано влияние значения и положения дополнительной сосредоточенной массы на вибрационные характеристики консольных трапецевидных пластин.

Проводятся исследования влияния вырезов и геометрических дефектов пластин на параметры их свободной вибрации [9], изучаются колебания пластин переменной толщины [10].

Актуальны исследования колебаний пластин, имеющих упруго закрепленные края. В работе [11] получено полуаналитическое решение для свободной поперечной вибрации многоугольных изотропных тонких пластин произвольной формы. Для определения перемещений точек многоугольных пластин использовались ряды полиномов Чебышева, для получения собственных частот и форм мод применялся метод Ритца. Авторами предлагается унифицированная процедура для устранения нежелательных вибраций многоугольных пластин. В статье [12] рассматривалось исследование свободных колебаний прямоугольных пластин, два края которых свободно оперты, а два других края закреплены упруго. Был использован метод Рэлея – Ритца, а также решены аналитические уравнения колебаний.

Аналитический расчет

Рассматривались колебания тонкой прямоугольной пластины. Уравнение движения такой пластины [2] имеет вид

$$\nabla^2 \nabla^2 \zeta + \frac{m_0}{D} \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

где $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$ – бигармонический оператор; ζ – прогиб пластины;

$m_0 = \rho h$ – масса единицы площади пластины; $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ – цилиндриче-

ская жесткость; h – толщина пластины; ρ, E, μ – плотность, модуль упругости и коэффициент Пуассона для материала пластины.

Решение (1) ищется в виде

$$\zeta = w(x, y) \cos vt, \quad (2)$$

где $w(x, y)$ – амплитудная функция; v – частота колебаний.

В дальнейшем использовался асимптотический метод [13], который учитывает динамический краевой эффект. Тогда амплитудная функция представляет собой сумму

$$w(x, y) = C_0 \cos \gamma_1 x \cos \gamma_2 y + C_1 e^{-\alpha_1 \left(\frac{a}{2} \pm x\right)} \cos \gamma_2 y + C_2 e^{-\alpha_2 \left(\frac{b}{2} \pm y\right)} \cos \gamma_1 x, \quad (3)$$

где a, b – размеры пластины; C_0, C_1, C_2 – постоянные; $\gamma_1 = \frac{2\pi}{\lambda_1}, \gamma_2 = \frac{2\pi}{\lambda_2}$ – величины, обратные длинам волн в двух направлениях; $\alpha^2 = \gamma_1^2 + \gamma_2^2$; $\alpha_1^2 = \alpha^2 + \gamma_2^2$; $\alpha_2^2 = \alpha^2 + \gamma_1^2$.

Динамический краевой эффект заключается в том, что условия закрепления влияют на форму колебаний всей системы и создают условия для реализации этих форм в процессе колебаний.

Частота колебаний определяется формулой

$$v = \alpha^2 \sqrt{\frac{D}{m_0}}. \quad (4)$$

Для пластины, защемленной по периметру, условия закрепления принимают вид:

$$\text{при } x = \pm \frac{a}{2}: w = 0, \frac{\partial w}{\partial x} = 0, C_2 = 0; \quad (5)$$

$$\text{при } y = \pm \frac{b}{2}: w = 0, \frac{\partial w}{\partial y} = 0, C_1 = 0. \quad (6)$$

Тогда, подставляя (5) в (3):

$$\begin{aligned} C_0 \cos \frac{\gamma_1 a}{2} + C_1 &= 0; \\ C_0 \gamma_1 \sin \frac{\gamma_1 a}{2} - C_1 \alpha_1 &= 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Частотное уравнение принимает вид

$$\operatorname{tg} \left(\frac{\gamma_1 a}{2} \right) = -\sqrt{1 + 2\gamma^2}, \quad (8)$$

где $\gamma = \gamma_2 / \gamma_1$.

Аналогично для условий (6):

$$C_0 \cos \frac{\gamma_2 b}{2} + C_2 = 0; \quad (9)$$

$$C_0 \gamma_2 \sin \frac{\gamma_2 b}{2} - C_2 \alpha_2 = 0;$$

$$\operatorname{tg} \left(\frac{\gamma_2 b}{2} \right) = - \sqrt{1 + \frac{2}{\gamma^2}}. \quad (10)$$

Так как длины волн являются действительными числами, то должны выполняться условия:

$$\frac{4i-3}{2a} \pi \leq \gamma_1 \leq \frac{4i-1}{2a} \pi; \quad (11)$$

$$\frac{4j-3}{2b} \pi \leq \gamma_2 \leq \frac{4j-1}{2b} \pi, \quad (12)$$

где $i, j = 1, 2, \dots$

При определении частоты последовательно решаются уравнения (8), (10) с определением коэффициентов, входящих в диапазоны (11), (12), а затем находится частота по формуле (4).

Расчеты произведены для прямоугольной стальной пластины размером 0,48×0,68 м, толщиной 2 мм. Определялась частота колебаний. Результаты занесены в табл. 1.

Таблица 1

Значения частоты ν , с^{-1}

Table 1

Frequency ν , s^{-1}

i	j	γ_1	γ_2	ν
1	1	9,23	5,75	368,76
	2	7,88	15,88	980,30
	3	7,38	25,29	2166,31
2	1	22,81	5,07	1703,81
	2	22,24	15,06	2251,30
	3	21,65	24,75	3374,66
3	1	35,96	4,90	4110,08
	2	35,70	14,66	4646,79
	3	35,32	24,31	5736,55

Первые три диапазона по (11): 2,62–7,85; 13,09–18,33; 23,56–28,80.

Первые три диапазона по (12): 1,96–5,89; 9,81–13,74; 17,67–21,60.

Расчет методом конечных элементов

Для расчета использовалась программа SolidWorks. Дополнительно применялся программный комплекс «Лира». На рис. 1 показана схема пластины с точечными массами, соответствующими датчикам. На рис. 2 и 3 приведены коэффициенты массового участия, для которых определены формы колебаний, имеющие достаточный коэффициент массового участия (рис. 4–13).

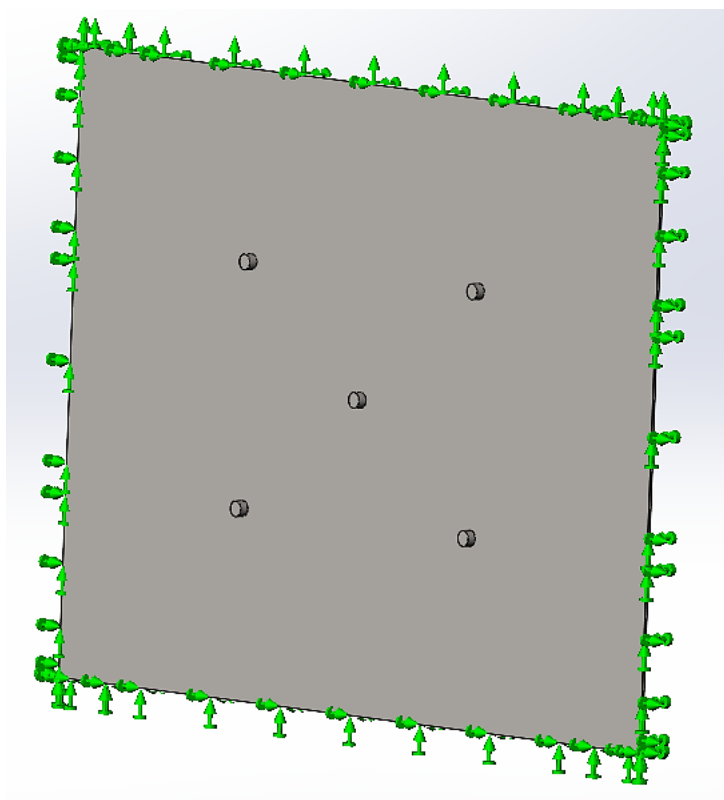


Рис. 1. Пластина с датчиками
Fig. 1. Plate with sensors

Частота в сравнении с действительным коэффициентом массового участия (EMPF)

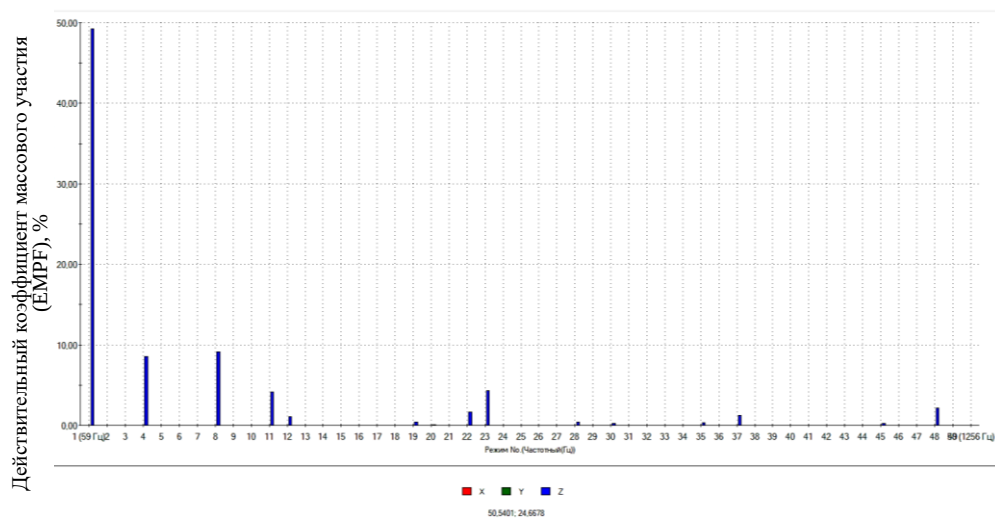


Рис. 2. Коэффициент массового участия
Fig. 2. Effective mass participation factor

Частота в сравнении с результирующим действительным коэффициентом массового участия (СЕМРФ)

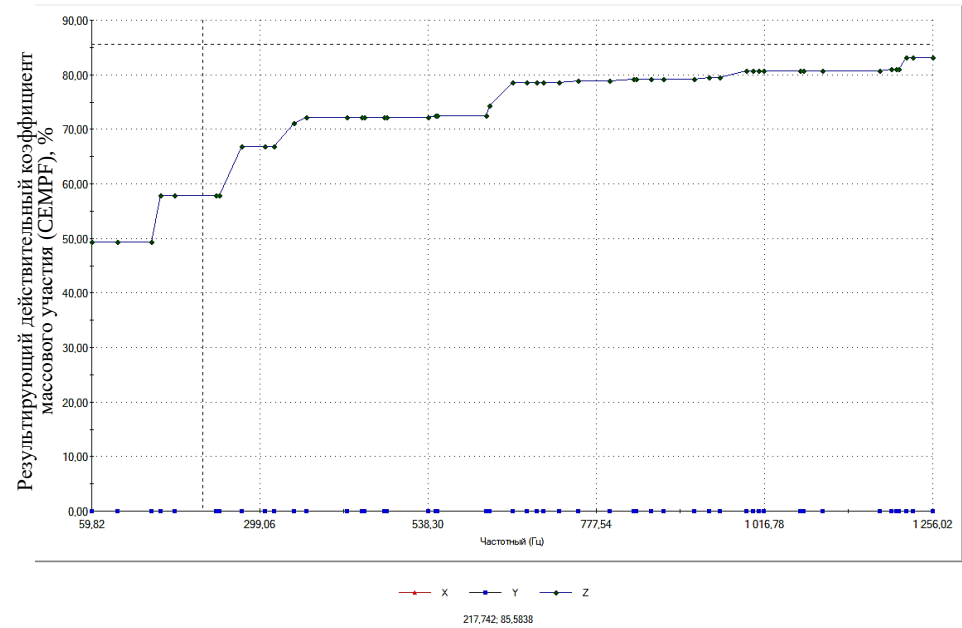


Рис. 3. Результирующий коэффициент массового участия
Fig. 3. Resulting mass participation factor

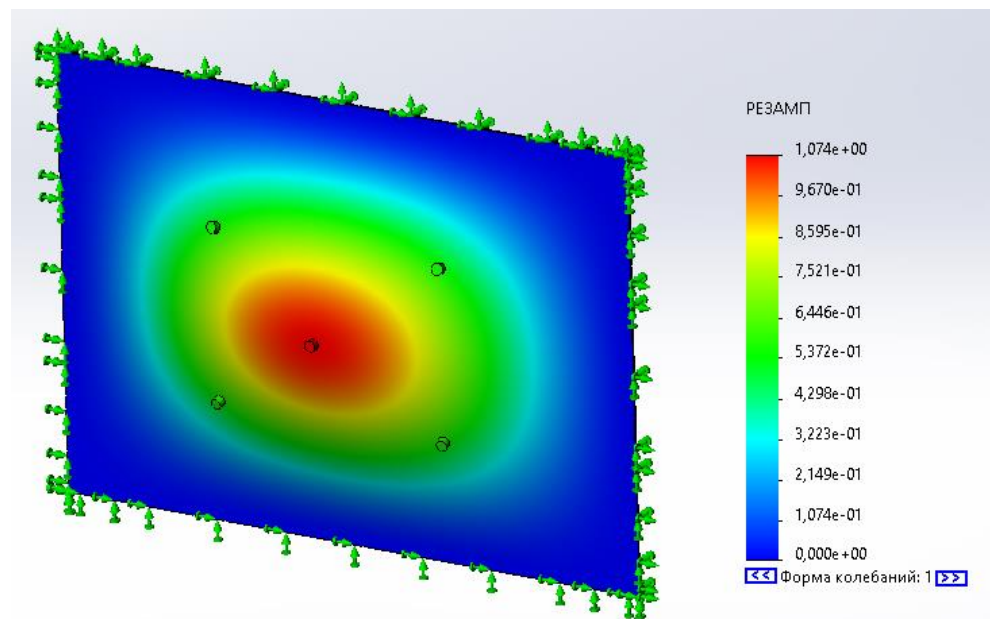


Рис. 4. 1-я форма колебаний (59,826 Гц)
Fig. 4. Fundamental vibrations (59.826 Hz)

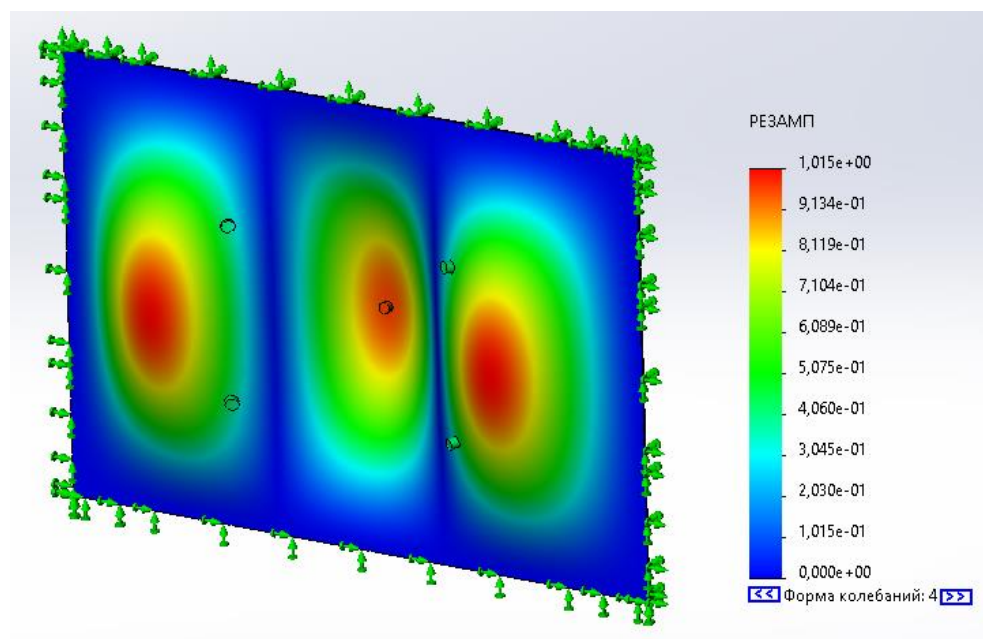


Рис. 5. 4-я форма колебаний (157,68 Гц)
Fig. 5. Fourth vibration mode (157.68 Hz)

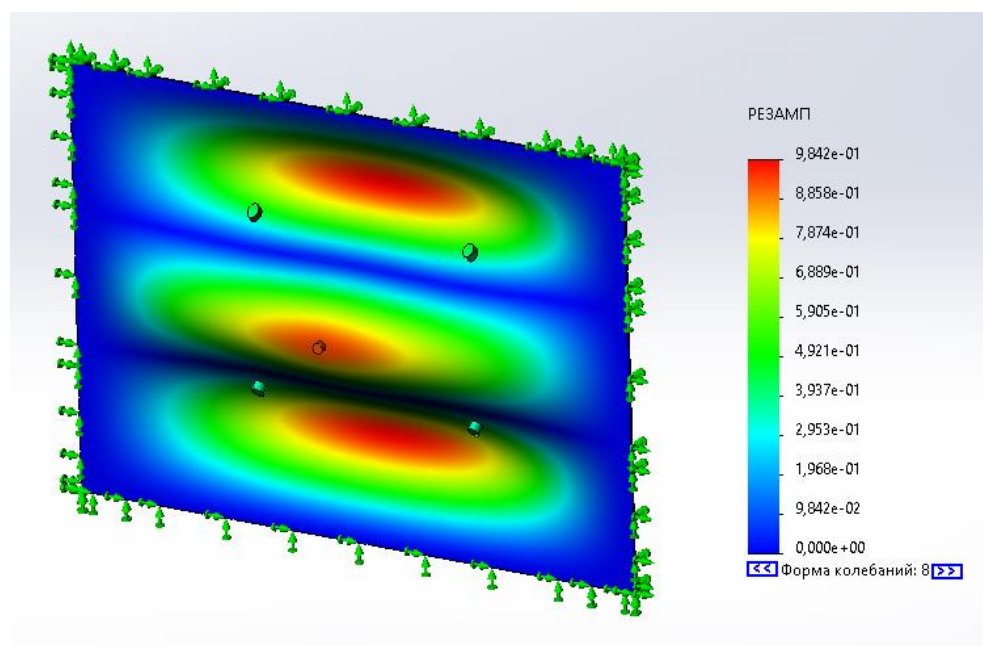


Рис. 6. 8-я форма колебаний (272,63 Гц)
Fig. 6. Eighth vibration mode (272.63 Hz)

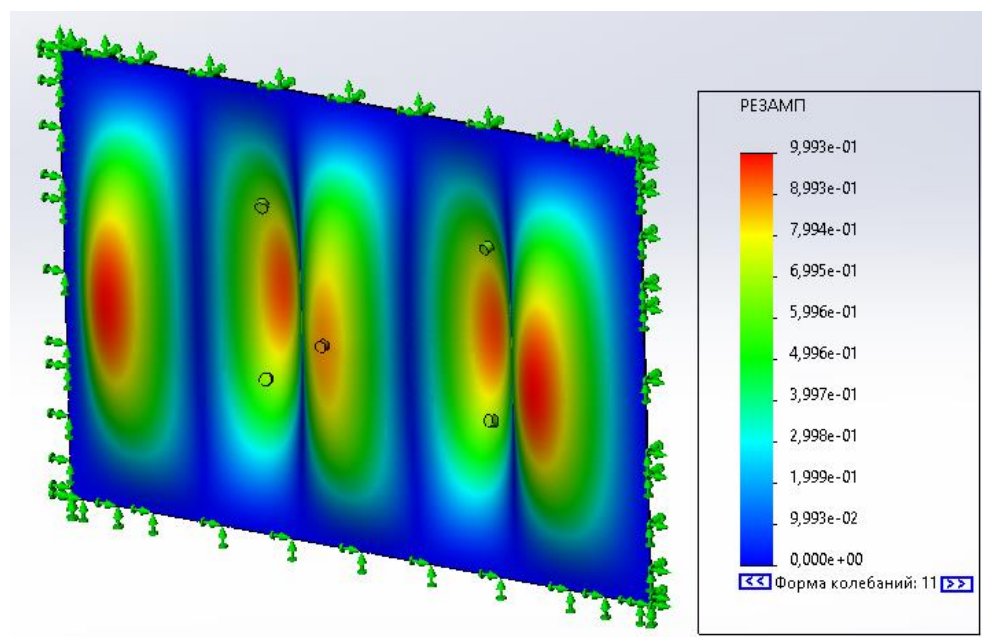


Рис. 7. 11-я форма колебаний (347,05 Гц)
Fig. 7. Eleventh vibration mode (347.05 Hz)

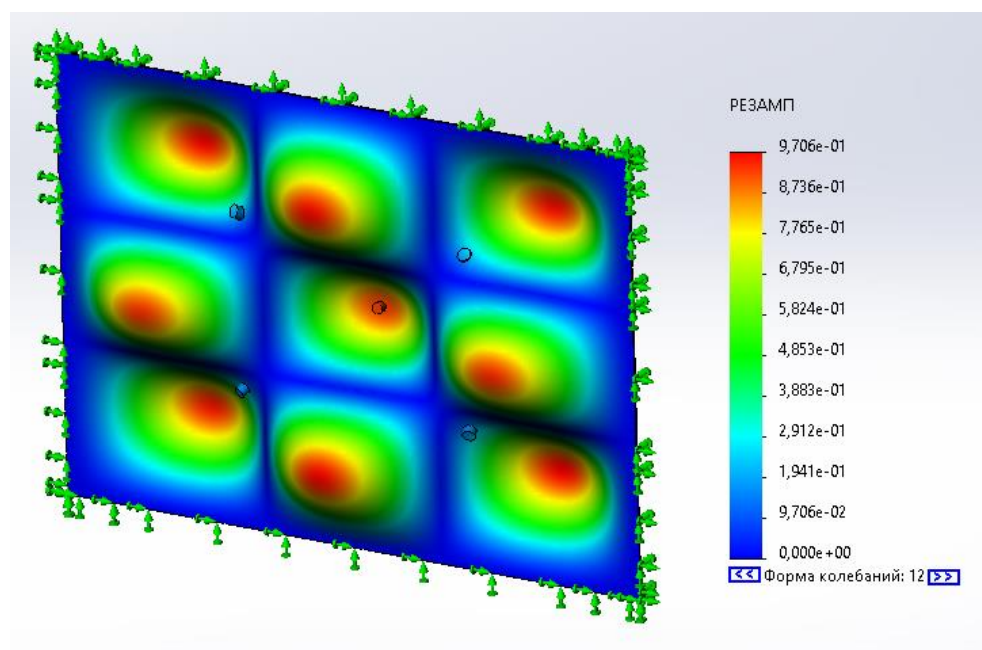


Рис. 8. 12-я форма колебаний (365,13 Гц)
Fig. 8. Twelfth vibration mode (365.13 Hz)

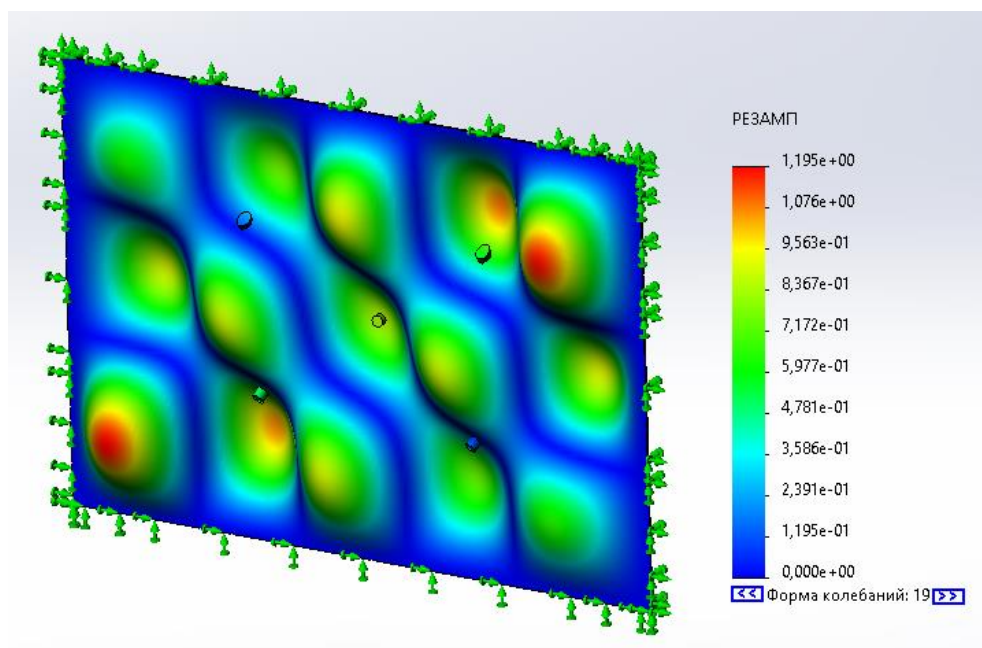


Рис. 9. 19-я форма колебаний (548,78 Гц)
Fig. 9. Nineteenth vibration mode (548.78 Hz)

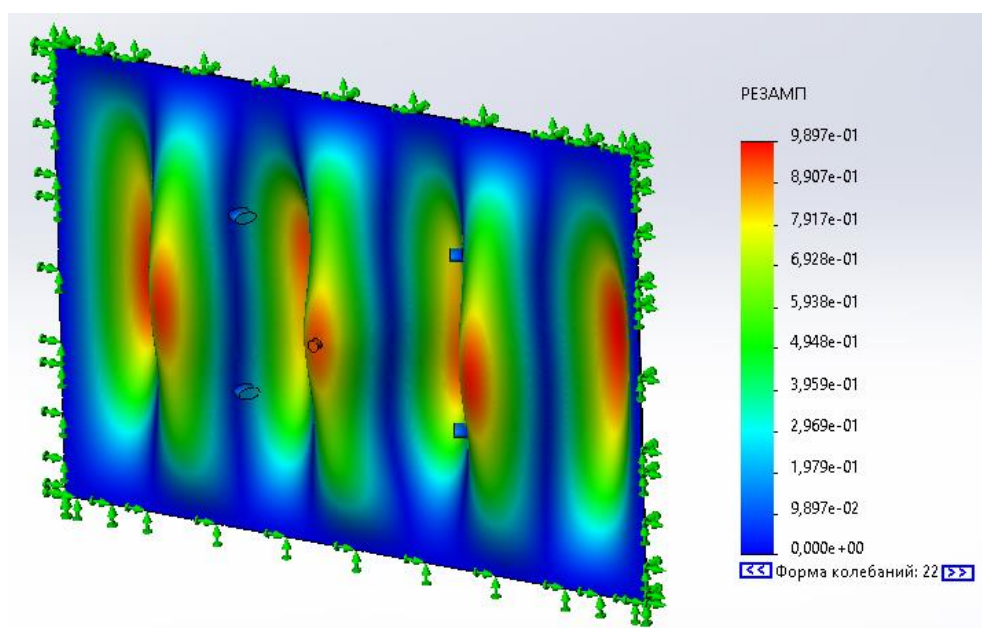


Рис. 10. 22-я форма колебаний (624,94 Гц)
Fig. 10. 22nd vibration mode (624.94 Hz)

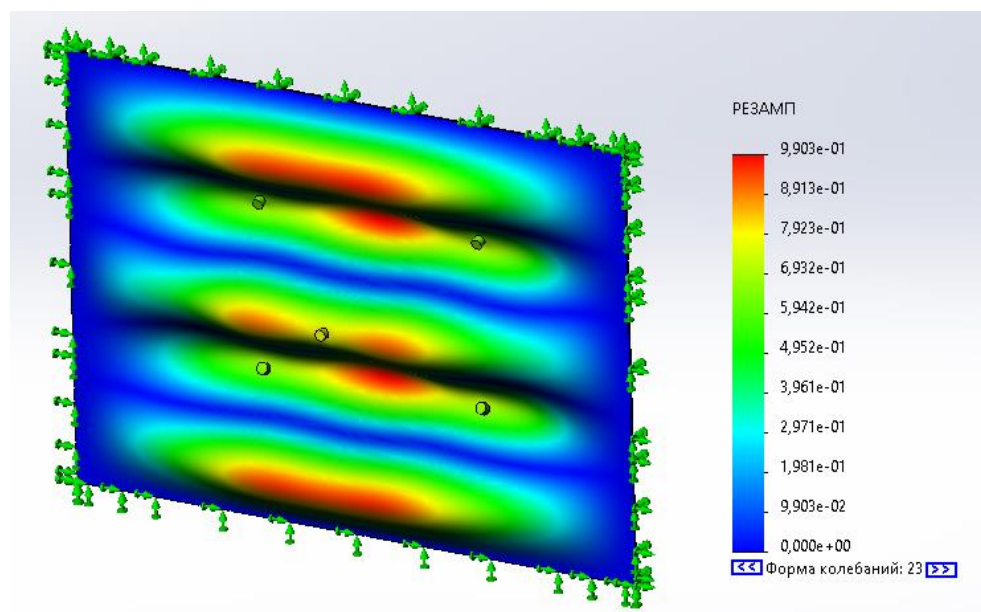


Рис. 11. 23-я форма колебаний (658,6 Гц)
Fig. 11. 23rd vibration mode (658.6 Hz)

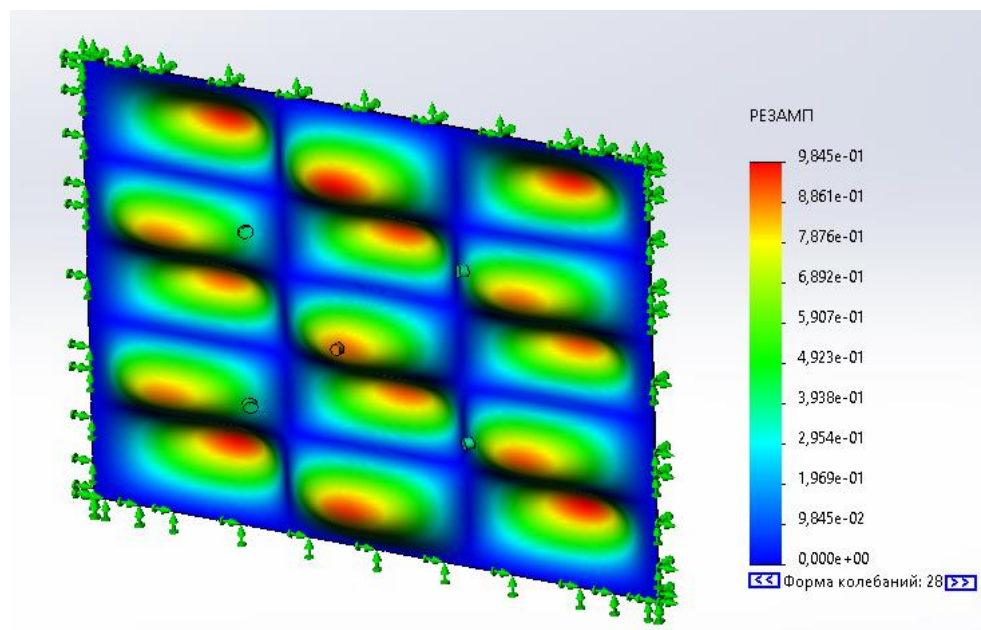


Рис. 12. 28-я форма колебаний (751,85 Гц)
Fig. 12. 28th vibration mode (751.85 Hz)

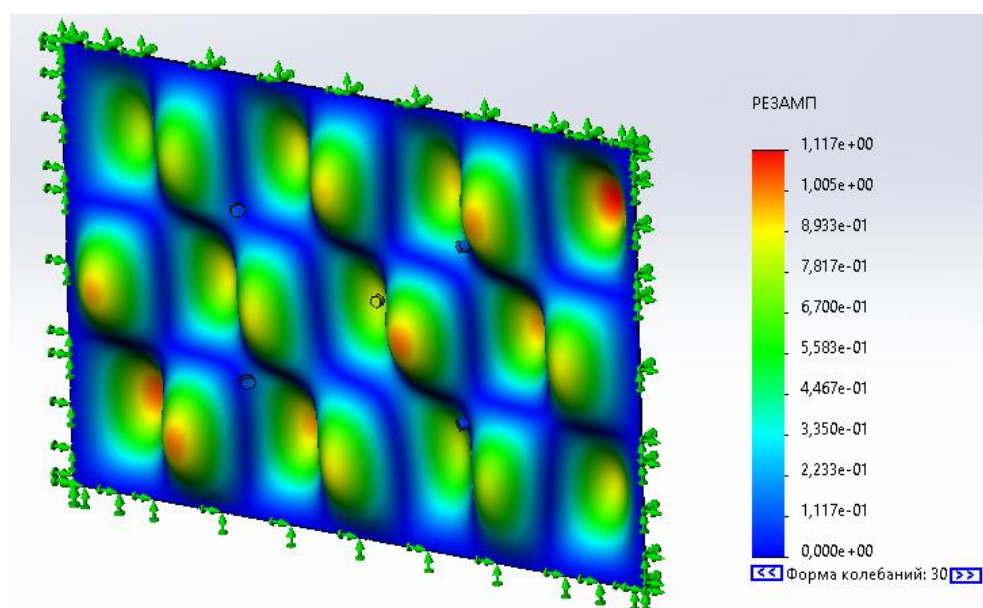


Рис. 13. 30-я форма колебаний (830,58 Гц)

Fig. 13. 30th vibration mode (830.58 Hz)

Экспериментальные исследования

Натурный эксперимент проводился на вибростенде V8-440 НВТ 900 CM8R по методу плавного изменения частоты синусоидальных колебаний ГОСТ 30630.1.1–99 «Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Определение динамических характеристик конструкции». Для регистрации ускорений точек стержней применялись датчики 352C04, которые крепились на пластине в соответствии со схемой (рис. 14).

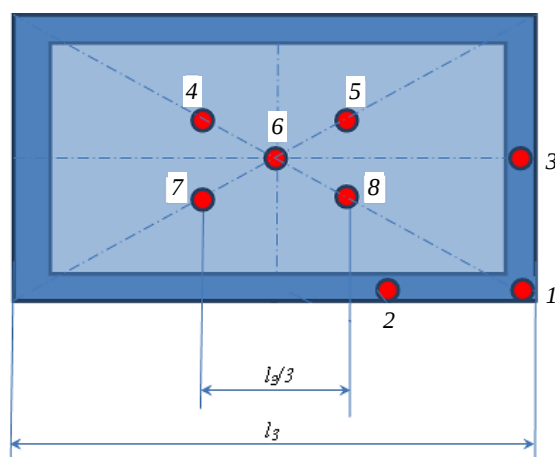


Рис. 14. Схема расположения датчиков

Fig. 14. Arrangement of sensors

Для крепления пластины к вибростенду использовалась специальная оснастка и рама из стержней прокатного профиля, к которой приваривалась пластина (рис. 15). Спектральные графики, полученные на вибростенде, приведены на рис. 16.



Рис. 15. Пластина с датчиками
Fig. 15. Plate with sensors

Значения частот, полученные в ПК «Лира», SolidWorks и в результате эксперимента, приведены в табл. 2.

Таблица 2

**Значения частот, полученные в ПК «Лира», SolidWorks
и в результате эксперимента**

Table 2

Frequencies calculated in Lira and SolidWorks software and in experiment

Значение собственной частоты колебаний пластины, Гц			Относительная погрешность, %	
полученные по методу конечных элементов в ПК «Лира»	полученные по методу конечных элементов в SolidWorks	полученные по экспериментальному методу	между расчетами в ПК «Лира» и экспериментальным методом	между расчетами в SolidWorks и экспериментальным методом
59,38	59,826	56	6,0	6,4
154,35	157,68	153	0,9	3,0
268,61	272,63	286	6,1	4,9
340,12	347,05	356	4,5	2,6
347,95	365,13	399	12,8	9,3
512,91	548,78	568	9,7	3,5
612,45	624,94	639	4,2	2,2
649,38	658,6	652	0,4	1,0
717,26	751,85	757	5,2	0,7
765,72	830,58	811	5,6	2,4

Окончание табл. 2

End of table

Значение собственной частоты колебаний пластины, Гц			Относительная погрешность, %	
полученные по методу конечных элементов в ПК «Ли́ра»	полученные по методу конечных элементов в SolidWorks	полученные по экспериментальному методу	между расчетами в ПК «Ли́ра» и экспериментальным методом	между расчетами в SolidWorks и экспериментальным методом
859,79	937,97	902	4,7	3,8
972,29	990,27	1005	3,3	1,5
1084,4	1197	1149	5,6	4,0
1107,5	1218,8	1202	7,9	1,4

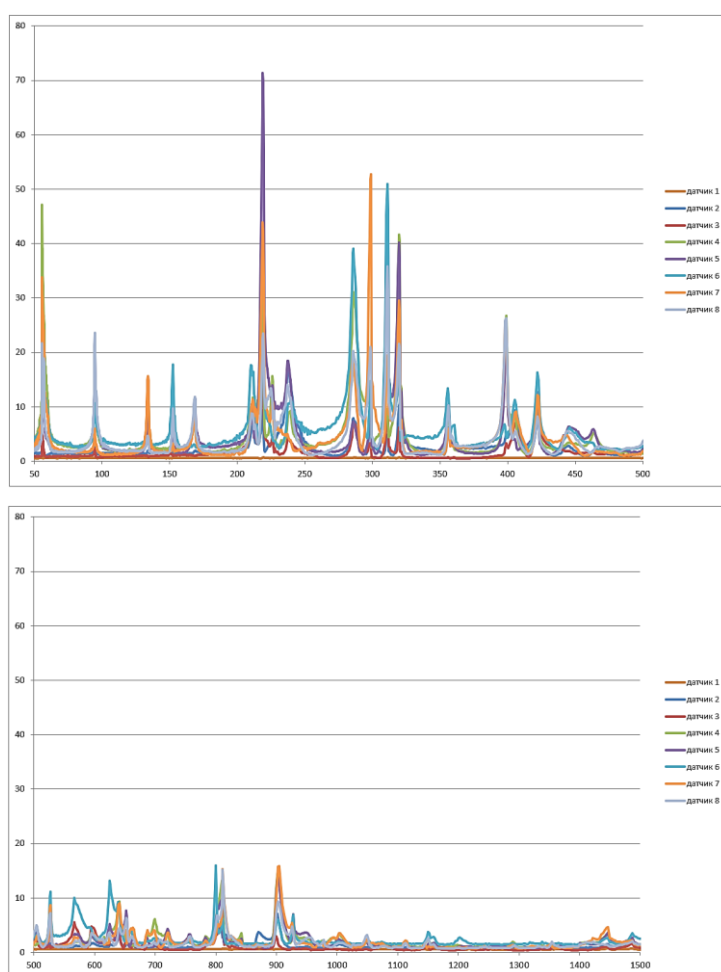


Рис. 16. Спектральные графики колебаний пластины, построенные по значениям амплитуд виброускорений

Fig. 16. Spectra of plate vibrations obtained by vibration acceleration amplitudes

Выводы

Сравнение результатов теоретического расчета собственных частот с результатами эксперимента показало небольшое расхождение – 4,9 % только для первой моды, для остальных это расхождение существенно больше. Средняя погрешность значений, полученных методом конечных элементов и экспериментальным методом, составила 3,3 % в случае применения SolidWorks и 5,5 % в случае применения ПК «Лира». В исследовании не принимались во внимание частоты с малым коэффициентом массового участия. Полученные на спектральных графиках значения частот, не учтенные в табл. 2, относятся к частотам собственных колебаний оснастки.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Liew K.M., Hung K.C., Lim M.K. Three-dimensional vibration of rectangular plates: Effects of thickness and edge constraints // *Journal of Sound and Vibration*. 1995. V. 182. P. 709–727.
2. Доннелл Л.Г. Балки, пластины и оболочки. Москва : Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1982. 568 с.
3. Reddy J.N. Theory and analysis of elastic plates and shells. Boca Raton : CRC Press, 2006. 568 p.
4. Новожиллов В.В., Черных К.Ф., Михайловский Е.И. Линейная теория тонких оболочек. Ленинград : Политехника, 1991. 656 с.
5. Муштари Х.М., Галимов К.З. Нелинейная теория упругих оболочек. Казань : Таткнигоиздат, 1957. 432 с.
6. Григолюк Э.И., Толкачев В.М. Контактные задачи теории пластин и оболочек. Москва : Машиностроение, 1980. 411 с.
7. Mustapha Hamdani, Mounia El Kadiri, Rhali Benamar. The effect of added point masses on the geometrically nonlinear vibrations of SCSC rectangular plates // *Diagnostyka*. 2022. V. 23 (2).
8. Shaojun Du, Andi Xu, Fengming Li, Seyed Mahmoud Hosseini. Vibration characteristics of irregular plates with a lumped mass: Theory and experiment // *Thin-Walled Structures*. 2022. V. 179.
9. Dheer Singh, Ankit Gupta. Influence of geometric imperfections on the free vibrational response of the functionally graded material sandwich plates with circular cut-outs // *Materials today: proceedings*. 2022. V. 62. Part. 3. P. 1496–1499.
10. Алгазин С.Д. Колебания пластины переменной толщины со свободными краями произвольной формы в плане // *Прикладная механика и техническая физика*. 2011. Т. 52. № 1. С. 155–162.
11. Babahammou A., Benamar R. Free vibrations of rectangular plates simply supported at two opposite edges and elastically restrained at the two other edges. An analytical and a semi-analytical method // *Materials today: proceedings*. 2022. V. 59. P. 1. P. 899–903.
12. Tiantong Zhao, Yue Chen, Xianglong Ma, Shixun Linghu, Gang Zhang. Free transverse vibration analysis of general polygonal plate with elastically restrained inclined edges // *Journal of Sound and Vibration*. 2022. V. 536.
13. Еремьянц В.Э., Панова Л.Т., Асанова А.А. Анализ собственных частот и форм колебаний прямоугольной пластины, защемленной по двум противоположным краям // *Вестник КРСУ*. 2009. Т. 9. № 1. С. 64–70.

REFERENCES

1. Liew K.M., Hung K.C., Lim M.K. Three-dimensional vibration of rectangular plates: Effects of thickness and edge constraints. *Journal of Sound and Vibration*. 1995;182: 709–727.
2. Donnell L.H. Beams, plates and shells. Moscow: Nauka, 1982. 568 p. (Russian translation)
3. Reddy J.N. Theory and analysis of elastic plates and shells. Boca Raton: CRC Press, 2006. 568 p.
4. Novozhilov V.V., Chernykh K.F., Mikhailovskii E.I. Linear theory of thin shells. Leningrad: Politekhnik, 1991. 656 p. (In Russian)
5. Mushtari Kh.M., Galimov K.Z. Nonlinear theory of elastic shells. Kazan: Tatknigoizdat, 1957. 432 p. (In Russian)

6. Grigolyuk E.I., Tolkachev V.M. Contact problems in plate and shell theory. Moscow: Mashinostroyeniye, 1980. 411 p. (In Russian)
7. Mustapha Hamdani, Mounia El Kadiri, Rhali Benamar. The effect of added point masses on the geometrically nonlinear vibrations of SCSC rectangular plates. *Diagnostyka*. 2022; 23 (2).
8. Shaohun Du, Andi Xu, Fengming Li, Seyed Mahmoud Hosseini. Vibration characteristics of irregular plates with a lumped mass: Theory and experiment. *Thin-Walled Structures*. 2022; 179.
9. Dheer Singh, Ankit Gupta. Influence of geometric imperfections on the free vibrational response of the functionally graded material sandwich plates with circular cut-outs. *Materials today: Proceedings*. 2022; 62 (Part. 3): 1496–1499.
10. Algazin S.D. Variable thickness plate vibrations with free edges of arbitrary shape. *Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika*. 2011; 52 (1): 155–162. (In Russian)
11. Babahammou A., Benamar R. Free vibrations of rectangular plates simply supported at two opposite edges and elastically restrained at the two other edges. An analytical and a semi-analytical method. *Materials Today: Proceedings*. 2022; 59 (1): Pp. 899–903.
12. Tiantong Zhao, Yue Chen, Xianglong Ma, Shixun Linghu, Gang Zhang. Free transverse vibration analysis of general polygonal plate with elastically restrained inclined edges. *Journal of Sound and Vibration*. 2022; 536.
13. Erem'yants V.E., Panova L.T., Asanova A.A. Analysis of natural frequencies and vibrations of rectangular plate pinched at two opposite edges. *Vestnik KRSU*. 2009; 9 (1): 64–70. (In Russian)

Сведения об авторах

Морозов Николай Анатольевич, канд. техн. наук, доцент, Оренбургский государственный университет, 460018, г. Оренбург, пр. Победы, 13.

Гребенюк Григорий Иванович, докт. техн. наук, профессор, Томский государственный архитектурно-строительный университет, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.

Максак Владислав Иванович, докт. техн. наук, профессор, Томский государственный архитектурно-строительный университет, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.

Гаврилов Александр Александрович, канд. техн. наук, Оренбургский государственный университет, 460018, г. Оренбург, пр. Победы, 13, pialex@bk.ru

Authors Details

Nikolai A. Morozov, PhD, A/Professor, Orenburg State University, 13, Pobedy Ave., 460018, Orenburg, Russia.

Grigori I. Grebenyuk, DSc, Professor, Tomsk State University of Architecture and Building, 2, Solyanaya Sq., 634003, Tomsk, Russia.

Vladislav I. Maksak, DSc, Professor, Tomsk State University of Architecture and Building, 2, Solyanaya Sq., 634003, Tomsk, Russia.

Aleksandr F. Gavrilov, PhD, Orenburg State University, 13, Pobedy Ave., 460018, Orenburg, Russia, pialex@bk.ru

Вклад авторов

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Authors contributions

The authors contributed equally to this article.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья поступила в редакцию 08.04.2023
Одобрена после рецензирования 24.04.2023
Принята к публикации 16.05.2023

Submitted for publication 08.04.2023
Approved after review 24.04.2023
Accepted for publication 16.05.2023