

УДК 694.11, 539.3, 534.1

С. В. Шлычков, О. Г. Иванов

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ДРЕВЕСИНЫ НА КАЧЕСТВО АКУСТИЧЕСКИХ ПАНЕЛЕЙ

Анализируются динамические характеристики акустических панелей, изготовленных из пиломатериалов древесины ели с различными физико-механическими свойствами. Расчётная динамическая модель панели построена на базе метода конечных элементов. В диапазоне низших частот проведён сравнительный анализ спектра колебаний панелей, на основании которого даны рекомендации по выбору пиломатериала для их изготовления.

Ключевые слова: спектр колебаний; конечный элемент; акустическая панель.

Введение. Известно, что деревянные панели широко используются в отделке помещений. Если их применение вызвано не только требованиями дизайна и интерьера, но и необходимостью улучшения качества издаваемых в помещениях звуков, то подобные конструкции называются акустическими панелями. Использование акустических панелей улучшает такие качества музыкальных звуков, как полнота, мягкость и глубина звучания. Под действием звуковых волн панель, которая крепится к потолку или стенам помещений, начинает вибрировать, при этом максимальная интенсивность этих колебаний будет при совпадении собственных и вынужденных частот (явление резонанса). Вблизи панели при этом образуется звуковое поле, в котором происходит перераспределение энергии от одной полуволны колеблющейся конструкции к другой и обратно. В результате энергия звуковых волн не излучается в окружающее пространство, а остаётся «связанной» с панелью в виде кинетической энергии присоединённой массы некоторого объёма воздушной среды, прилегающей к конструкции. Таким образом осуществляется процесс звуко-

поглощения в диапазоне низших частот [1–3]. Следует отметить, что подобным образом действуют все резонансные звукопоглотители: вазы в античных театрах, голосники в стенах церквей предназначены для поглощения низкочастотных составляющих человеческого голоса. Это способствует улучшению разборчивости речи в закрытом помещении, поскольку преобладающие в ударных гласных низкие частоты содержат значительно больше энергии и поэтому маскируют высокочастотные более слабые согласные [4]. Однако, начиная с некоторой граничной частоты, может начаться достаточно эффективное звукоизлучение от самой панели, что может негативно повлиять на акустику помещений. Величина этой частоты определяется формулой [5]:

$$f_{zp} = 0,55 \left(\frac{C_s^2}{hC_d} \right). \quad (1)$$

Здесь C_s – скорость звука в воздухе, C_d – скорость звука в древесине панели, h – толщина панели. На этой частоте длина изгибной волны становится равной длине звуковой волны, падающей на панель под углом 90° , происходит волновое совпадение, при котором интенсивность

изгибных колебаний резко увеличивается. Известно, что скорость звука в древесине определяется формулой [6]:

$$C_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (2)$$

где E – модуль упругости, ρ – плотность древесины.

Таким образом, для эффективной корректировки акустической характеристики помещения в низкочастотном диапазоне необходимо создание такой конструкции, которая имела бы максимально большое количество собственных частот (плотный спектр), лежащих ниже граничной частоты (1). Это позволит наиболее эффективно поглощать энергию звуковых колебаний в области низших частот.

Цель работы – построить расчётно-динамическую модель акустической панели, исследовать спектр колебаний панели в зависимости от физико-механических свойств составляющих её сортиментов.

Расчётная модель. Рассматривается панель, изготовленная из досок древесины ели, склеенных между собой вдоль волокон. Доски уложены вдоль короткой стороны. Толщина панели составляет 28 мм, длина $l=1500$ мм, ширина $b=800$ мм. Акустическая панель представляется в виде шарнирно-опертой прямоугольной пластины, изготовленной из древесины ели (рис. 1).

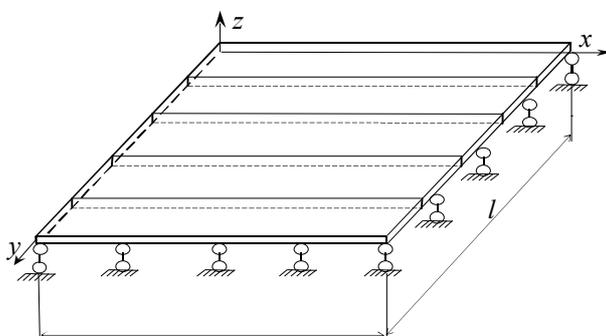


Рис. 1. Расчётная модель акустической панели

Координата x соответствует направлению вдоль волокон древесины, y – радиальному направлению, z – тангенциальному. Считаем, что пиломатериалы для изготовления акустических панелей получены согласно схеме, представленной на рис. 2.

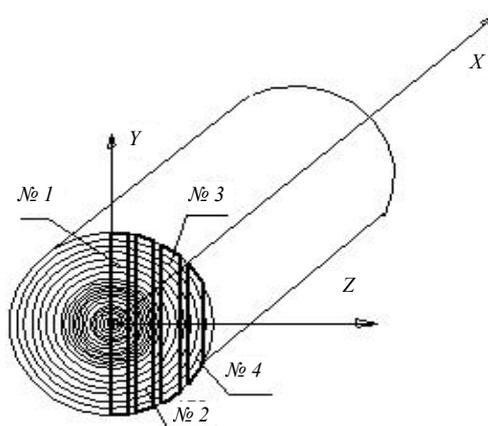


Рис. 2. Схема раскря бревна на пиломатериал

Физико-механические характеристики древесины выбираются согласно [7]. При этом величины упругих постоянных оказываются зависимыми от схемы раскря.

№ 1 – пиломатериал радиальной распиловки;

№ 2 – пиломатериал смешанной распиловки, полученный из зоны бревна, расположенной вблизи сердцевины;

№ 3 – пиломатериал смешанной распиловки (боковая доска);

№ 4 – пиломатериал тангенциальной распиловки.

В этом случае величины упругих постоянных, соответствующие приведённой нумерации (рис. 2), представлены в табл. 1 [7].

Расчётная динамическая модель [8, 9] строится с помощью программного комплекса ANSYS. Для дискретизации пластины используются шестиузловые оболочечные конечные элементы Shell 93 с шестью степенями свободы в узле.

Таблица 1

Физико-механические характеристики сортиментов древесины резонансной ели

№	ρ , кг/м ³	E_x , 10 ⁷ Па	E_y , 10 ⁷ Па	E_z , 10 ⁷ Па	G_{xy} , 10 ⁷ Па	G_{yz} , 10 ⁷ Па	G_{xz} , 10 ⁷ Па	μ_{xy}	μ_{yz}	μ_{xz}
1	500	1622,5	70,1	40	64,5	3,47	41,6	0,44	0,42	0,33
2			33,5	43	62,2	42,6	4,36	0,241	0,046	0,087
3			18,2	54,1	56,7	45,6	9,04	0,246	0,116	0,015
4			12,6	81,6	50,5	50,5	19,5	0,255	0,219	0,019

Данный конечный элемент (КЭ) способен достаточно корректно учитывать анизотропию физико-механических свойств древесины. Задача динамики решается методом конечных элементов (МКЭ) и описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0. \quad (3)$$

Здесь $[M]$, $[K]$ – матрицы масс и жёсткости конструкции; $\{\ddot{q}\}$, $\{q\}$ – векторы обобщённых ускорений и перемещений соответственно. Порядок матриц равняется числу степеней свободы (591).

Для расчёта двадцати низших собственных частот и форм колебаний используется метод итераций в подпространстве собственных векторов. Колебательные движения панели представляются суперпозицией низших собственных форм: $\{q(t)\} = [\Phi]\{Z(t)\}$. Здесь $[\Phi] = [\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_{20}]$ – матрица, составленная из двадцати низших собственных форм, $\{Z(t)\}$ – главные или нормальные координаты. В этом случае уравнения (3), записанные в главных координатах, становятся разделяющимися относительно них и принимают вид:

$$\ddot{Z}_j + \omega_j^2 Z_j = 0. \quad (4)$$

Здесь ω_j – круговая частота для j -й собственной формы.

Для дискретизации пластины используются восьмиузловые оболочечные конечные элементы с шестью степенями свободы в узле.

Исследование податливости акустических панелей. Рассмотрены четыре варианта конструкции акустических панелей (рис. 1). В каждом варианте панель имеет одинаковые геометрические размеры и состоит из одинакового количества досок – пяти. Различие между ними заключается в разных физико-механических свойствах древесины, из которой они изготовлены.

1. Конструкция состоит из досок, полученных на основе пиломатериала радиальной распиловки (№ 1 на рис. 2).

2. Конструкция собрана из досок, полученных на основе пиломатериала смешанной распиловки (№ 2 на рис. 2).

3. Конструкция состоит из досок, полученных на основе пиломатериала смешанной распиловки (№ 3 на рис. 2).

4. Конструкция собрана из двух досок (№ 1), расположенных по краям, и трёх досок (№ 2, № 3 и № 4 на рис. 2), уложенных между ними соответственно.

Созданы расчётные модели с одинаковой КЭ сеткой для всех конструктивных вариантов. Построены и проанализированы поля перемещений, рассчитанные от действия нормальной распределённой нагрузки интенсивностью 100 Н/м² для этих четырёх схем. Выявлена неравномерность поля перемещений для схемы № 4 (панель собрана из сортиментов с различными величинами упругих характеристик). Она заметна на низшей форме колебаний, представленной на рис. 3. Наибольшую податливость имеет панель, соответствующая схеме № 3. Её максимальный прогиб составляет

$0,177 \cdot 10^{-3}$ м. Наименьшую податливость имеет панель, соответствующая схеме № 4. Её прогиб более чем в два раза меньше и составил $0,076 \cdot 10^{-3}$ м.

Исследование динамических свойств акустических панелей. Рассмотрен режим свободных колебаний шарнирно-опертых акустических панелей. Результаты решения уравнения (4) на собственные значения сведены в табл. 2. Жирным шрифтом выделены частоты, находящиеся в акустически важном диапазоне низших частот до граничной частоты, определяемой по формуле (1).

Для расчёта граничной частоты принята $C_g = 340$ м/с; согласно данным табл.1, по формуле (2) скорость звука вдоль волокон древесины панели получается $C_d = 5697$ м/с. Следовательно, величина граничной частоты $f_{gp} = 403$ Гц. Различие частотного спектра, которое заметно в табличных данных, следует из неоднородности физико-механических свойств пиломатериалов, составляющих конструкции, что наглядно подтверждается существенным отличием в величинах собственных частот, соответствующих одинаковым формам колебаний.

Формы колебаний, соответствующие первой и седьмой собственным частотам, представлены на рис. 3 и рис. 4 соответственно.

Таблица 2

Собственные частоты акустических панелей

№ Моды	Частота, Гц			
	№1	№2	№3	№4
1	51,9	44,6	41,6	61,3
2	92,2	83,5	81,1	90,8
3	160	146	144	140
4	178	167	161	199
5	206	192	185	207
6	250	230	225	229
7	263	245	242	270
8	328	300	284	312
9	342	313	304	336
10	365	336	334	384
11	382	347	337	391
12	431	402	395	404
13	435	406	398	435
14	486	444	445	467
15	509	466	464	506
16	545	509	505	532
17	573	546	540	543
18	582	566	549	571
19	611	580	580	584
20	644	594	597	606

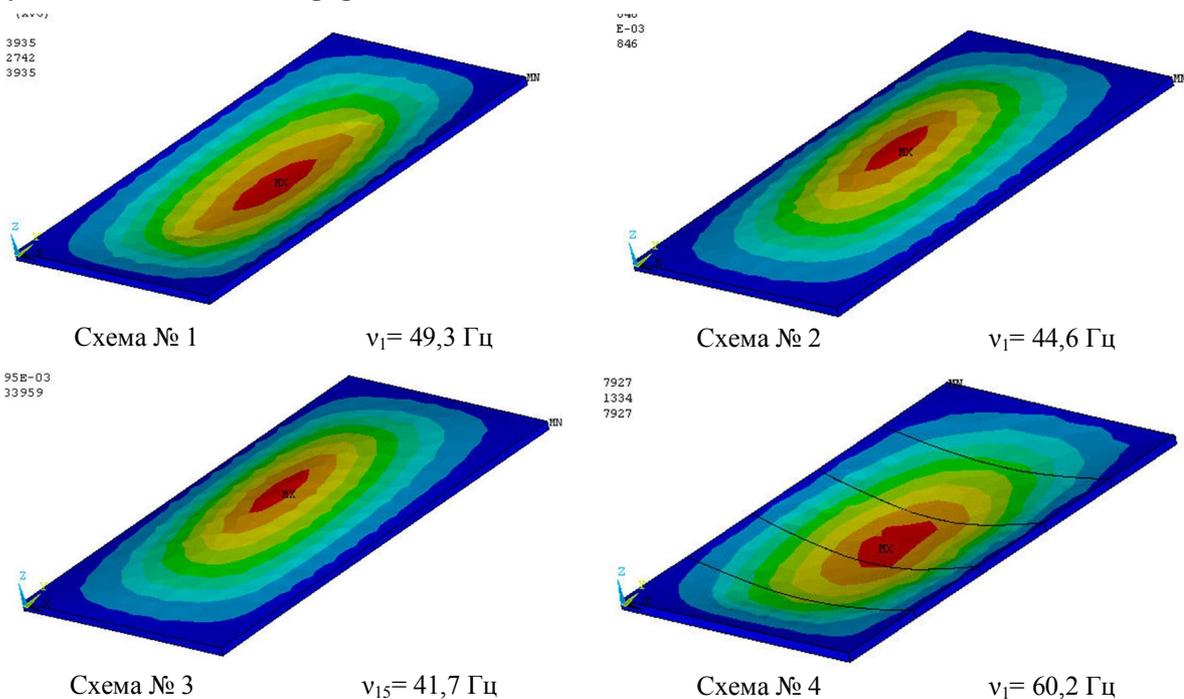


Рис.3. Первая форма колебаний акустических панелей

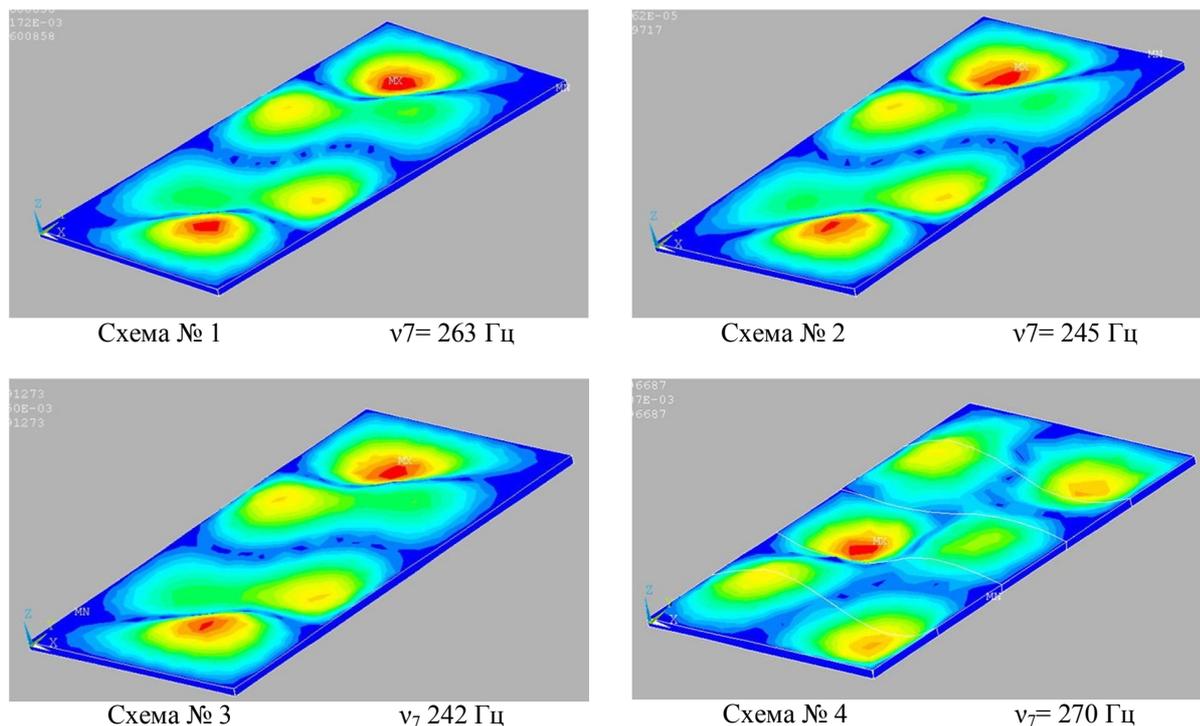


Рис.4. Седьмая форма колебаний акустических панелей

Анализ представленных в табл. 2 данных позволяет сделать некоторые выводы о качестве акустических панелей, изготовленных из различных сортиментов. Схема №3 имеет большее количество собственных частот, попадающих в диапазон до 403 Гц, что, согласно [1–3], является важным условием хорошего звукопоглощения и как следствие улучшения акустических свойств помещения [4]. В диапазон до граничной частоты у схемы № 3 входит 13 собственных частот, схемы № 2 – 12 частот, схем № 1, 4 – 11. Очевидно, высокая податливость схемы № 3 обуславливает сдвиг частотного спектра в область более низких частот. Следует отметить близкие результаты, полученные для схем № 1 и № 4 – 11 частот. Однако неоднородность физико-механических свойств панели № 4 приводит к заметным отличиям полей виброперемещений (рис.3, 4).

При этом интенсивность её вибраций, определяемая цветом, заметно снижается

(рис.4), что должно приводить к меньшему звукопоглощению в данной области частот. Таким образом, акустические панели для достижения лучшего качества не следует изготавливать как из пиломатериалов, полученных путём радиальной распиловки брёвен (конструкция 1), так и из неоднородных пиломатериалов (конструкция 4). Результаты получаются лучше для 2 и 3 конструктивных вариантов. Следует отметить, что именно они обладают наибольшей податливостью, благодаря чему спектр частот сдвигается в область более низких частот.

Выводы. На базе МКЭ построена расчётная динамическая модель акустической панели. Исследован спектр колебаний панели в зависимости от физико-механических свойств составляющих её сортиментов. Установлено, что для достижения более высокого качества акустических панелей их следует изготавливать из пиломатериалов полураспила.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ №13-01-97045 р_поволжье_а.

Список литературы

1. Ковригин, С.Д. Архитектурно-строительная акустика / С.Д. Ковригин, С.И. Крышов. – М.: Высшая школа, 1985. – 256 с.
2. Борьба с шумом на производстве. Справочник / Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, И.В. Горенштейн и др.; Под общ. ред. Е.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.
3. Акустика: Справочник / А.П. Ефимов, А.В. Никонов, М.А. Сапожков, В.И. Шоров; Под ред. М.А. Сапожкова. – М.: Радио и связь, 1989. – 336 с.
4. Рейхардт, В. Акустика общественных зданий / В. Рейхардт. – М.: Стройиздат, 1984. – 200 с.
5. Колесников, А.Е. Шум и вибрация / А.Е. Колесников. – Л.: Судостроение, 1988. – 248 с.
6. Федюков, В.И. Ель резонансная: Отбор на корню, выращивание, сертификация / В.И. Федюков. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 1998. – 204 с.
7. Ашкенази, Е.К. Анизотропия конструкционных материалов / Е.К. Ашкенази, Э.В. Ганов. – Л.: Машиностроение, 1980. – 247 с.
8. Шлычков, С.В. Исследование акустических полей, индуцированных вибрациями тонкостенных конструкций / С.В. Шлычков, С.Г. Кузовков // Акустика речи. Медицинская и биологическая акустика. Архитектурная и строительная акустика. Шумы и вибрации. Аэроакустика: Сб. трудов XIX сессии Российского акустического общества. – М.: GEOS, 2007. – Т. III. – С. 267-271.
9. Шлычков, С.В. Исследование влияния физической и геометрической нелинейности на динамические свойства акустических панелей / С.В. Шлычков // Нелинейные колебания механических систем: Труды IX Всерос. науч. конф. им. Ю.И. Неймарка, Н.Новгород, 24-29 сентября 2012 г. – Нижний Новгород: Издательский дом «Наш дом», 2012. – С. 1009-1018.

References

1. Kovrigin S.D., Kryshov S.I. Arkhitekturno-stroitel'naya akustika [Acoustics of Buildings]. Moscow: Vysshaya shkola, 1985. 256 p.
2. Yudin E.Ya., Borisov L.A., Gorenshstein I.V. Borba s shumom na proizvodstve. Spravochnik pod obshch. red. E.Ya. Yudina [Noise Reduction in the Industry. Handbook under the general editorship of E.Ya. Yudin]. Moscow: Mashinostroenie, 1985. 400 p.
3. Efimov A.P., Nikonov A.V., Sapozhkov M.A., Shorov V.I. Akustika: spravochnik pod redaktsiye M.A. Sapozhkova [Acoustics: Handbook under the editorship of M.A. Sapozhkov]. Moscow: Radio i svyaz, 1989. 336 p.
4. Reykhardt V. Akustika obshchestvennykh zdaniy [Acoustics in Civic Buildings]. Moscow: Stroyizdat, 1984. 200 p.
5. Kolesnikov A.E. Shum i vibratsiya [Noise and Vibration]. Leningrad: Sudostroenie, 1988. 248 p.
6. Fedyukov V.I. El rezonansnaya: otbor na kornyu, vyrashchivanie, sertifikatsiya [Sonorous Fir: Selection When Standing, Cultivation, Certification]. Yoshkar-Ola: MarSTU, 1998. 204 p.
7. Ashkenazi E.K., Ganov E.V. Anizotropiya konstruktivnykh materialov [Anisotropy of Constructional Materials.]. Leningrad: Mashinostroenie, 1980. 247 p.
8. Shlychkov S.V., Kuzovkov S.G. Issledovaniya akusticheskikh poley, indutsirovannykh vibratsiyami tonkostennykh konstruktсий [Study of Acoustic Fields Stimulated by Vibrations of Thin Structures]. Akustika rechi. Meditsinskaya i biologicheskaya akustika. Shumy i vibratsii. Aeroakustika. Sb.trudov XIX sessii Rossiyskogo akusticheskogo obshchestva [Speech Acoustics. Medical and Biological Acoustics. Acoustics of Buildings. Noises and Vibrations. Aeroacoustics. Collection of works of XIX session of Russian Acoustic Society]. Moscow: GEOS, 2007. Volume. III. P. 267 271.
9. Shlychkov S.V. Issledovanie vliyaniya fizicheskoy i geometricheskoy nelineynosti na dinamicheskie svoystva akusticheskikh paneley [Study of Influence of Physical and Geometrical Nonlinearity on Dynamic Properties of Acoustic Panels]. Nelineynye kolebaniya mekhanicheskikh sistem: trudy IX Vseros.nauch.konf.im.Yu.I.Neymarka (24-29 sentyabrya 2012, Nizhniy Novgorod) [Non-linear Vibrations of Mechanic Systems: collection of papers of IX Russian Research Conference named after Yu.I. Neymark (September 24-29 2012, Nizhniy Novgorod)]. Nizhniy Novgorod: «Nash dom» Publ. House, 2012. P. 1009-1018.

Статья поступила в редакцию 01.10.13.

ШЛЫЧКОВ Сергей Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов и прикладной механики, Поволжский государственный технологический университет (Российская Федерация, Йошкар-Ола). Область научных интересов – механика деформируемого твёрдого тела, вибрационная механика, техническая акустика. Автор 56 публикаций.

E-mail: ShlychkovSV@volgatech.net

ИВАНОВ Олег Геннадьевич – кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов и прикладной механики, Поволжский государственный технологический университет (Российская Федерация, Йошкар-Ола). Область научных интересов – механика конструкций, строительная механика. Автор 35 публикаций.

E-mail: IvanovOG@volgatech.net

SHLYCHKOV Sergey Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Chair of Strength of Materials and Applied Mechanics, Volga State University of Technology (Yoshkar-Ola, Russian Federation). Research interest – mechanics of structures and materials, vibratory mechanics, technical acoustics. The author of 56 publications.

E-mail: ShlychkovSV@volgatech.net

IVANOV Oleg Gennadevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Chair of Strength of Materials and Applied Mechanics, Volga State University of Technology (Yoshkar-Ola, Russian Federation). Research interest – mechanics of structures, building mechanics. The author of 35 publications.

E-mail: IvanovOG@volgatech.net

S. V. Shlychkov, O. G. Ivanov

INFLUENCE ANALYSIS OF PHYSICAL AND MECHANICAL PROPERTIES OF WOOD ON THE QUALITY OF ACOUSTIC PANELS

Key words: *oscillation spectrum; finite element; acoustic panel.*

It is known that wooden panels are widely used in decoration. If the panels are used to improve the quality of sounds in the premises, they are referred to acoustic panels. Wooden acoustic panels, which are attached to the ceiling or walls, are considered in the article. It is grounded that designing of the construction which could have maximum number of natural frequencies (full spectrum) below the critical frequency is necessary for an effective adjustment to the acoustic characteristics of a room in the low frequency range. The frequency is determined on the basis of specific geometrical and physical parameters.

Expected dynamic model of the panel is designed on the basis of finite elements. Eight-node shell finite elements with 6 nodal degrees of freedom are used to discretize the plate. An iteration method in the subspace of eigen vector is used for calculation of twenty lowest natural frequencies and modes of vibration. Acoustic panel is represented in the form of hinged rectangular plate made of spruce wood. The four constitutive variants of acoustic panels from different plates of timber were considered. Displacement fields calculated for normal distributed load were made and analyzed. An analysis of influence of elastic material properties on the dynamic properties of the panel was carried out. In the lower frequency range a comparative analysis of oscillation spectrum of the panels was carried out and the best option was found. It was determined that in order to achieve high quality of acoustic panels they should be made of timber obtained through half-radial saw cut.