

УДК 691-41:539.37

И. Е. КРАКОВА, О. И. ЦЫГАНОВ

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ СЭНДВИЧ-ПАНЕЛЕЙ

Рассматриваются вынужденные колебания, сопровождающие транспортировку пакета сэндвич-панелей в кузове автотранспортного средства. Представлены особенности построения конечно-элементной модели пакета сэндвич-панелей в программном комплексе ANSYS. Определены частоты собственных колебаний рассматриваемой системы. Выполнен анализ влияния частоты вынуждающего кинематического воздействия, возникающего вследствие вертикальных колебаний транспортного средства, на амплитуды колебаний различных точек сэндвич-панелей.

Ключевые слова: сэндвич-панель, конечно-элементное моделирование, вынужденные колебания, амплитудно-частотная характеристика.

В машиностроении, строительстве, на транспорте широко применяются многослойные конструкции, обладающие при небольшой массе достаточно высокой прочностью и жесткостью [1]. Практическое применение таких конструкций потребовало развития исследований в области их прочности и колебаний. Использование положений теории упругости и пластичности привело к созданию математических моделей, позволяющих анализировать прочность и динамику слоистых конструкций при различных вариантах их нагружения. В то же время необходимость учета различных геометрических и физических нелинейностей потребовала введения упрощающих гипотез либо использования численных методов [2, 3].

В диссертационной работе [3] Богданов А. В. получил уравнения собственных поперечных колебаний изотропной прямоугольной пластины для случаев шарнирного и жесткого закрепления по контуру, используя в рамках аналитического подхода метод декомпозиции. Также им выполнены исследования нормального удара по поверхности пластины.

Трехслойные пластины могут совершать колебания, при которых срединная плоскость остается неподвижной, а движутся, принимая волнообразную форму, только облицовочные слои вместе с прилегающим заполнителем, имеющим малую жесткость. В статье [4] для такого случая получены выражения частот собственных колебаний при шарнирном закреплении краев несущих слоев.

Авторы работы [5] представили математическую модель, описывающую вынужденные колебания пакета плоских тонких пластин с точечными упругими связями, а также предложили алгоритм решения полученных уравнений.

Малые свободные осесимметричные поперечные колебания упругой круглой трехслойной пластины, которая связана с основанием средней жесткости

и находится под действием параболических и синусоидальных поверхностных нагрузок, представлены в [6, 7]. Вынужденные колебания прямоугольных трехслойных пластин рассмотрены в работах [8, 9], где принималось во внимание нарушение связи между несущим слоем и заполнителем, а также учитывалась неоднородность последнего.



Рисунок 1 – Транспортный пакет сэндвич-панелей

В зданиях сэндвич-панели располагаются, как правило, в один слой. В то же время для перевозки их укладывают друг на друга (рисунок 1). Получающиеся при этом транспортные пакеты грузоотправители с целью увеличения загрузки автомобиля часто размещают в два яруса, что становится причиной высокого расположения центра тяжести перевозимого груза над уровнем пола автоплатформы и при переходных режимах движения приводит к значительным динамическим нагрузкам. Вследствие малой жесткости среднего слоя сэндвич-панели обладают высокой деформативностью, поэтому частоты вертикальных колебаний автоплатформы могут совпадать с собственными

частотами колебаний груза, что является условием возникновения резонансов. Их появление, в свою очередь, может стать причиной повреждения сэндвич-панелей в процессе транспортировки [10].

Выполненный анализ показал, что на данный момент имеется значительное число исследований, в которых рассматриваются прочность и колебания отдельных многослойных конструкций, но недостаточно изученное поведение остается их в составе системы, получающейся при укладке ряда панелей друг на друга. Целью данной работы стало исследование вынужденных колебаний пакета строительных сэндвич-панелей при перевозке их автотранспортным средством для выявления возможного резонанса. В качестве основы для исследования была принята методика моделирования колебаний пакетов сэндвич-панелей, представленная в [10, 11].

С целью определения частот вынужденных колебаний пакета стеновых сэндвич-панелей была создана конечно-элементная модель в среде многоцелевой программы проектирования и анализа ANSYS [12]. В ней каждая панель представлена состоящей из объемов, включающих два профилированных металлических листа (обшивку) и средний слой из минераловатных плит. Размер панели принят равным $7,2 \times 1,0 \times 0,08$ м, толщина обшивки составляла 0,5 мм. Десять таких панелей размещались друг над другом, а между ними и под нижней панелью симметрично располагались пенопластовые прокладки размером $0,4 \times 1,0 \times 0,04$ м. Полученная геометрическая модель представлена на рисунке 2.

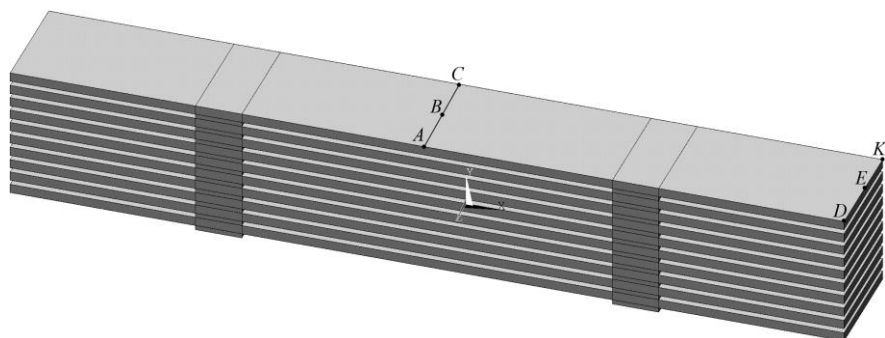


Рисунок 2 – Геометрическая модель

Построение конечно-элементной модели потребовало задания свойств материалов. Учитывая, что все материалы, из которых изготовлены тела системы, линейно упругие и изотропные, для них были заданы значения модулей Юнга E_i и коэффициентов Пуассона μ_i . Решение динамических задач требует также задания плотности ρ_i . Численные значения названных параметров материалов, использованные для расчетов, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Механические характеристики материалов пакета сэндвич-панелей

Элемент системы	Модуль Юнга E_i , МПа	Коэффициент Пуассона μ_i	Плотность ρ_i , кг/м ³
Металлическая обшивка (сталь)	200000	0,3	7800
Заполнитель (минеральная вата)	5,6	0,12	75
Подкладка (пенопласт)	10	0,2	15

Для построения конечно-элементной сетки использованы шестигранные восьмиузловые элементы SOLID185, разбиение геометрической модели на которые осуществлялось в автоматическом режиме.

Граничные условия задавались только для нижних пенопластовых подставок, соприкасающихся с кузовом. Было запрещено перемещение контактирующих с кузовом площадок по осям x и z (в продольном и поперечном направлениях по отношению к направлению движения автомобиля). Чтобы проанализировать влияние вертикальных колебаний кузова автотранспортного средства на движение груза, при выполнении гармонического анализа задавалась амплитуда вертикальных колебаний точек нижних поверхностей подставок вдоль оси y (в вертикальном направлении) 0,02 м.

Для установления значений частот, при которых возможен резонанс, выполнен модальный анализ пакета из 10 сэндвич-панелей. Как и в случае, описанном в [10], получены несколько диапазонов близких значений собственных частот, которые соответствуют однотипным колебаниям отдельных панелей. Частоты, соответствующие первым таким диапазонам, приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Частоты собственных колебаний пакета сэндвич-панелей

Номер формы колебаний	1	5	10	15	20
Значения собственных частот, Гц	7,7	12,7	14,1	14,8	14,9

На следующем этапе выполнен расчет вынужденных колебаний пакета в диапазоне частот возбуждения 4–40 Гц. Коэффициент демпфирования, который используется для построения матрицы демпфирования, принят равным $\beta = 10^{-6}$ с. В результате расчетов получены зависимости амплитуд перемещений характерных точек (*A, B, C, D, E, K*) от частоты вынуждающей силы. Соответствующие амплитудно-частотные характеристики представлены на рисунке 3.

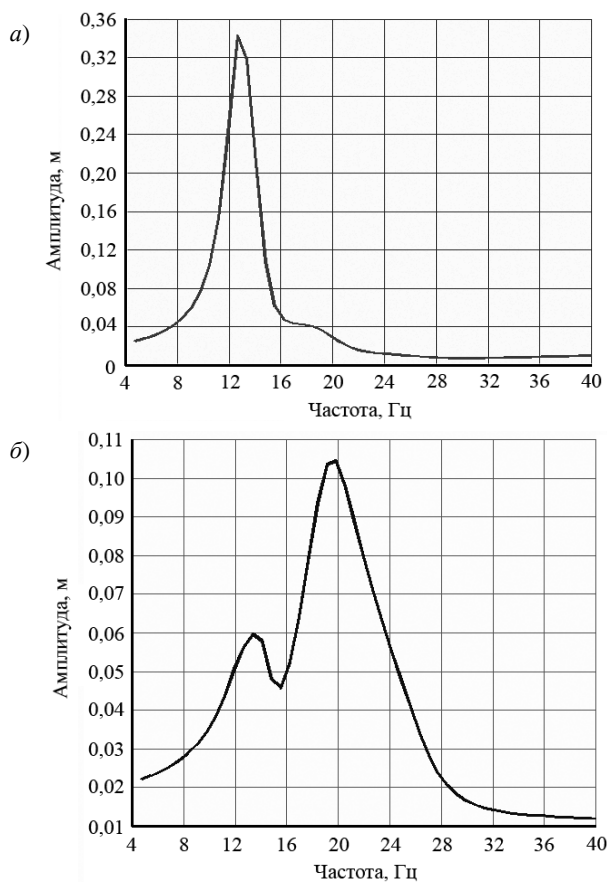


Рисунок 3 – Амплитудно-частотные характеристики:
a – для точек *D, E, K* верхнего облицовочного слоя;
б – для точек *A, B, C* верхнего облицовочного слоя

Анализ полученных результатов показал, что зависимости для всех точек, которые находятся на каждом из отрезков, параллельных оси z , практически не отличаются. Резонанс для точек D, E, K соответствует частоте 13 Гц (см. рисунок 3, *a*). Для точек A, B, C при частоте 13 Гц также наблюдается увеличение амплитуды колебаний, но их максимальные значения соответствуют частоте около 20 Гц.

На рисунке 4 представлены формы колебаний, соответствующие резонансным частотам. При частоте 13 Гц все точки панелей перемещаются в одну сторону, причем наибольшие амплитуды наблюдаются у концов верхних рядов. При частоте вынуждающей силы 20 Гц максимальные амплитуды наблюдаются в центральных частях верхней и нижней панелей, причем эти части смещаются разнонаправленно. Отсутствие резонансов при некоторых частотах собственных колебаний, приведенных в таблице 2, объясняется выбранным вариантом приложения возмущающего воздействия.

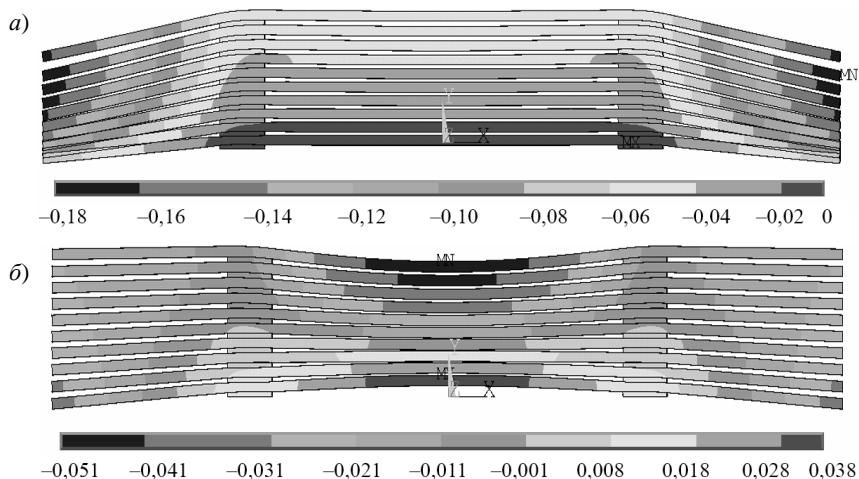


Рисунок 4 – Формы вынужденных колебаний пакета из 10 панелей для резонансных частот: *a* – 13 Гц; *b* – 20 Гц (амплитуды колебаний приведены в метрах)

Выполненные расчеты продемонстрировали, что значения амплитуд вынужденных колебаний достаточно велики. Поэтому при некоторых режимах движения автомобиля возможно возникновение в сэндвич-панелях значительных деформаций и напряжений. Чтобы обеспечить безопасную доставку груза получателю, следует осуществлять такое крепление сэндвич-панелей, которое обеспечит их необходимую жесткость.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 A systematic study on composite materials in civil engineering / V. Monfared [et al.] // Ain Shams Engineering Journal. – 2023. – Vol. 14, is. 12. – Article 102251. – 18 p.

2 **Журавков, М. А.** Повторное деформирование упругопластического трехслойного стержня локальной нагрузкой / М. А. Журавков, Э. И. Старовойтов, Д. В. Леоненко // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2016. – № 3 (38). – С. 71–79.

3 **Богданов, А. В.** Исследование колебаний трехслойной пластины : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.02.04 / А. В. Богданов. – М. : Моск. гос. строит. ун-т, 2009. – 21 с.

4 **Lopatin, A. V.** Symmetrical facing wrinkling of composite sandwich panels / A. V. Lopatin, E. V. Morozov // *Journal of Sandwich Structures and Materials*. – 2008. – Vol. 10, is. 6. – P. 475–497.

5 **Берикханова, Г. Е.** Математическая модель колебаний пакета прямоугольных пластин с учетом точечных связей / Г. Е. Берикханова, Б. Т. Жумагулов, Б. Е. Кангужин // *Вестник Томского государственного университета. Математика и механика*. – 2010. – № 1. – С. 72–86.

6 **Ярвая, А. В.** Вынужденные колебания трехслойной пластины под действием параболических нагрузок / А. В. Ярвая // *Теоретическая и прикладная механика*. – 2020. – Вып. 35. – С. 54–60.

7 **Ярвая, А. В.** Вынужденные колебания трехслойной круглой пластины под действием синусоидальной нагрузки / А. В. Ярвая // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. – 2017. – № 2. – С. 87–94.

8 **Burlayenko, V. N.** Nonlinear dynamic analysis of harmonically excited debonded sandwich plates using finite element modelling / V. N. Burlayenko, T. Sadowski // *Composite Structures*. – 2013. – Vol. 108. – P. 354–366.

9 **Vranić, A.** Analysis of Design Parameters Influences on Modal Behaviour of Sandwich Panels / A. Vranić, S. Ćirić Kostić // *IMK-14 – Research & Development in Heavy Machinery*. – 2015. – Vol. 21, is. 1. – P. 29–34.

10 **Шимановский, А. О.** Моделирование колебаний и напряженно-деформированного состояния пакетов сэндвич-панелей при их транспортировке / А. О. Шимановский, И. Е. Кракова // *Строительная механика и конструкции*. – 2022. – № 4 (35). – С. 49–57.

11 **Кракова, И. Е.** Свободные колебания транспортных пакетов из сэндвич-панелей / И. Е. Кракова, О. И. Якубович // *Механика. Исследования и инновации*. – 2018. – Вып. 11. – С. 150–154.

12 **Altabay, W. A.** Using ANSYS for finite element analysis. Vol. II : Dynamic, probabilistic design and heat transfer analysis / W. A. Altabay, M. Noori, L. Wang. – New York, NY : Momentum Press, 2018. – 224 p.

I. E. KRAKAVA, V. I. TSYHANOK
Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus

FINITE ELEMENT MODELING OF SANDWICH PANELS FORCED VIBRATIONS

The forced vibrations at the transportation of a package of sandwich panels in a vehicle body are considered. The features of finite element model building for a sandwich panel package in the ANSYS software package are presented. The natural oscillation frequencies of the system under consideration are determined. There is performed an analysis of the influence of the frequency of forcing kinematic action that is a result of vehicle vertical vibrations on the vibration amplitudes of various points of the sandwich panels.

Keywords: sandwich panel, finite element modeling, forced vibrations, amplitude-frequency characteristic.

Получено 30.10.2023