

УДК 534.1

Doi: 10.31772/2712-8970-2023-24-2-348-354

Для цитирования: Кравчуновский А. П. Особенности задания функции демпфирования в конечно-элементных моделях космических аппаратов // Сибирский аэрокосмический журнал. 2023. Т. 24, № 2. С. 348–354. Doi: 10.31772/2712-8970-2023-24-2-348-354.

For citation: Kravchunovskii A. P. [Features of defining the damping function in spacecraft finite-element models]. *Siberian Aerospace Journal*. 2023, Vol. 24, No. 2, P. 348–354. Doi: 10.31772/2712-8970-2023-24-2-348-354.

Особенности задания функции демпфирования в конечно-элементных моделях космических аппаратов

А. П. Кравчуновский

Акционерное общество «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнева»
Российская Федерация, 662972, г. Железногорск Красноярского края, ул. Ленина, 52
E-mail: anton.kravchunovsky@yandex.ru

Динамический анализ конструкций космических аппаратов занимает ключевое место в процессе их разработки. Так, например, изделия космической техники подвергаются воздействию различных нагрузок, в том числе динамических, от ракеты-носителя при выведении на орбиту. Определение параметров демпфирования является важной составляющей в анализе отклика конструкции на внешнее воздействие. В связи с этим важно знать демпфирующие свойства рассматриваемой конструкции. В статье приведены выкладки из источников, посвященных разработке космической техники и содержащих сведения о демпфировании в конструкциях. Целью работы является повышение точности расчетов с применением конечно-элементных моделей. В работе продемонстрированы результаты поиска способа (формы) задания функции демпфирования в среде Femap, который обеспечивал бы корректные уровни частотного отклика конструкции на прикладываемое воздействие. Расчетный эксперимент проводился на основе конечно-элементной модели консольной балки. Для анализа частотного отклика использовалась таблица частот, полученная на этапе модального анализа. Из приведенного спектра собственных частот для исследования была выбрана одна частота. Для неё впоследствии демпфирование задавалось несколькими способами, чтобы выявить тот, который позволил получить наиболее корректное значение отклика на рассматриваемой частоте.

Ключевые слова: демпфирование, модель, космический аппарат, диссипация, колебания.

Features of defining the damping function in spacecraft finite-element models

A. P. Kravchunovskii

Joint-Stock Company “Academician M. F. Reshetnev “Information Satellite Systems”
52, Lenin St., Zheleznogorsk, Krasnoyarsk region, 662972, Russian Federation
E-mail: anton.kravchunovsky@yandex.ru

Dynamic analysis of spacecraft structures is a key item in the process of structure design. For example, a launch vehicle generates the highest loads, including dynamic ones, for most spacecraft structures. Determining of damping parameters is an important component in the analysis of the structure response to mechanical loads. It is therefore very important to be aware of the damping properties of the structure. The characterization of damping is important in making accurate predictions of the frequency response of any

loaded structure. The article presents some excerpts from sources devoted to the space technique design, and containing information about damping in structures. The aim of the work was to improve the accuracy of calculations using finite element models. The paper demonstrates the results of the search for a method (form) of setting the damping function in the Femap software that would provide the correct levels of the frequency response of the structure to the loads applied. A finite element model of a cantilever beam was an object of the computational experiment carried out. A frequency table obtained at the modal analysis stage prove to be useful for frequency response analysis. The only one natural frequency in spectrum is enough to implement current study. Further, damping function was set in several ways in order to identify the one that provided the most correct response for the natural frequency under study.

Keywords: damping, model, spacecraft, dissipation, oscillation.

Введение

Доступное программное обеспечение для расчёта часто пишется с закрытым исходным кодом. Пользователь определяет некоторые входные данные для системы, но представленный ему результат не будет содержать информации о том, как этот результат был получен. Программное обеспечение действует как “черный ящик”. Именно поэтому важно понимать механизм расчёта, заложенный в каждом конкретном ПО. Это предоставит возможность пользователю корректно интерпретировать результаты проведённых расчётов.

Постановка задачи

В реальных механических системах, в том числе и в конструкциях космических аппаратов (КА), всегда присутствуют диссипативные процессы, которые часто имеют природу сил трения [1–6]. Ввиду этого выведенная из состояния равновесия механическая система будет совершать колебательное движение с некоторым затуханием. Степень затухания при этом будет определяться коэффициентом затухания и для механической колеблющейся системы будет выражаться через демпфирование.

Отклик конструкции на динамическое воздействие существенно зависит от ее демпфирующих свойств. В связи с этим важно знать демпфирующие свойства рассматриваемой конструкции. Механизмы, которые являются причиной демпфирования в конструкциях КА, достаточно сложны и представляют практический интерес. Наиболее значимые из них: демпфирование в материалах и стыках и соединениях. Существуют различные теории, лежащие в основе применяемых математических моделей демпфирования: вязкое, вязкоупругое, конструкционное, нелинейное и др. [7].

Для системы с одной степенью свободы с учётом демпфирования дифференциальное уравнение движения будет иметь вид:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0.$$

Для космической техники обычно применяется модель, которая предполагает демпфирование пропорциональным скорости [8]

$$F_d = c\dot{x}(t).$$

Решение дифференциального уравнения движения, приведенного выше, будет зависеть от того, какое значение будет принимать коэффициент демпфирования c по сравнению с критическим коэффициентом демпфирования c_c

$$c_c = 2\sqrt{km},$$

$$c = 2\zeta c_c = 2\zeta\sqrt{km},$$

где ζ – доли критического демпфирования.

Итак, демпфирование пропорционально скорости и обычно описывается коэффициентом критического демпфирования, хотя существует ряд других коэффициентов, связанных с критическим демпфированием, например, добротность.

Добротность, Q – это величина, обратная удвоенному отношению коэффициента демпфирования системы к её критическому коэффициенту демпфирования ζ [9],

$$Q = \frac{1}{2\zeta}.$$

Добротность определяет ширину резонансного пика.

Так, для КА Q , равное 100, соответствует низкому демпфированию, в то время, как при Q , равном 10, демпфирование можно считать высоким [10].

В источниках по исследуемому вопросу [8; 11] существуют рекомендации по выбору значения демпфирования для КА на этапе предварительного анализа. В случае, когда испытания уже

проведены и коэффициенты модального демпфирования известны, появляется возможность уточнить расчётную модель демпфирования [12–14]. Функцию демпфирования в этом случае уже следует задавать непостоянной.

Добротность может быть выражена как функция частоты, и такое представление дает возможность учесть различное демпфирование на разных собственных частотах исследуемой конструкции. Таким образом, возникает потребность в корректном определении функции демпфирования, которая используется для нахождения частотного отклика конструкции на внешнее воздействие.

Исследование зависимости уровня частотного отклика от способа задания функции демпфирования удобно проводить, используя простую модель.

Рассмотрим конечно-элементную модель консольной балки, имеющей сечение прямоугольного бруса $0,08 \times 0,06$ м (рис. 1). С одного конца балка жестко заделана, с другого –

на нее действует поперечная единичная сила (рис. 2). Модель построена в программном комплексе *Femap with Nastran*. Модель содержит пять линейных элементов типа *BEAM* [15].

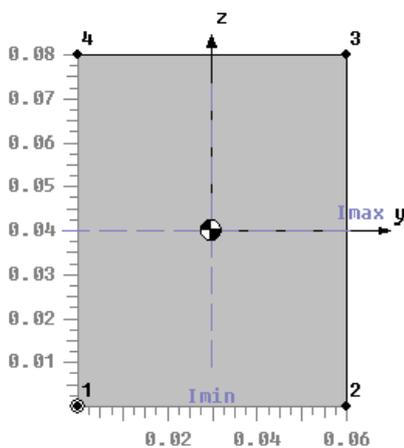


Рис. 1. Сечение балки

Fig. 1. Beam cross section

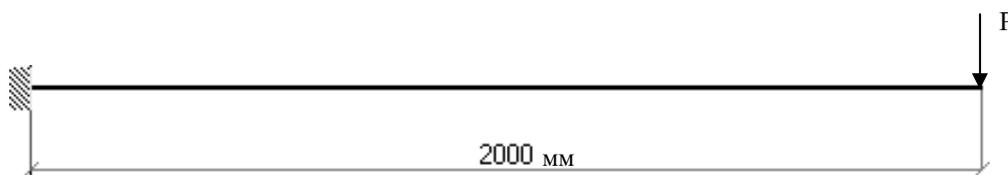


Рис. 2. Расчётная схема

Fig. 2. Model of structure

В результате модального анализа описанной конструкции была получена так называемая таблица частот (рис. 3), которая впоследствии использовалась для проведения анализа частотного отклика в зависимости от способа задания функции демпфирования.

Для исследования зависимости уровня отклика от способа задания функции демпфирования в *Femap*, рассмотрим вторую собственную частоту балки в направлении Y . Варьируемым параметром выступала связь значения добротности с шириной резонанса.

Рассмотренные случаи (рис. 4):

1) постоянное значение Q , равное 10 на всем диапазоне частот (приведено для сравнения с постоянным Q , равное 100);

- 2) «узкий пик» – Q , равное 100 с шириной 0,2 Гц вокруг резонансной частоты (рис. 5);
- 3) «пик» – Q , равное 100 с шириной равной ширине резонанса (рис. 5);
- 4) постоянное значение Q , равное 100 на всем диапазоне частот;
- 5) «полка» – Q , равное 100 на 62,5–76,5 Гц, и Q , равное 10 на 0–62,5 и 76,5–600 Гц. Диапазон частот для задания полки выбирался по ширине резонансного пика (рис. 5).

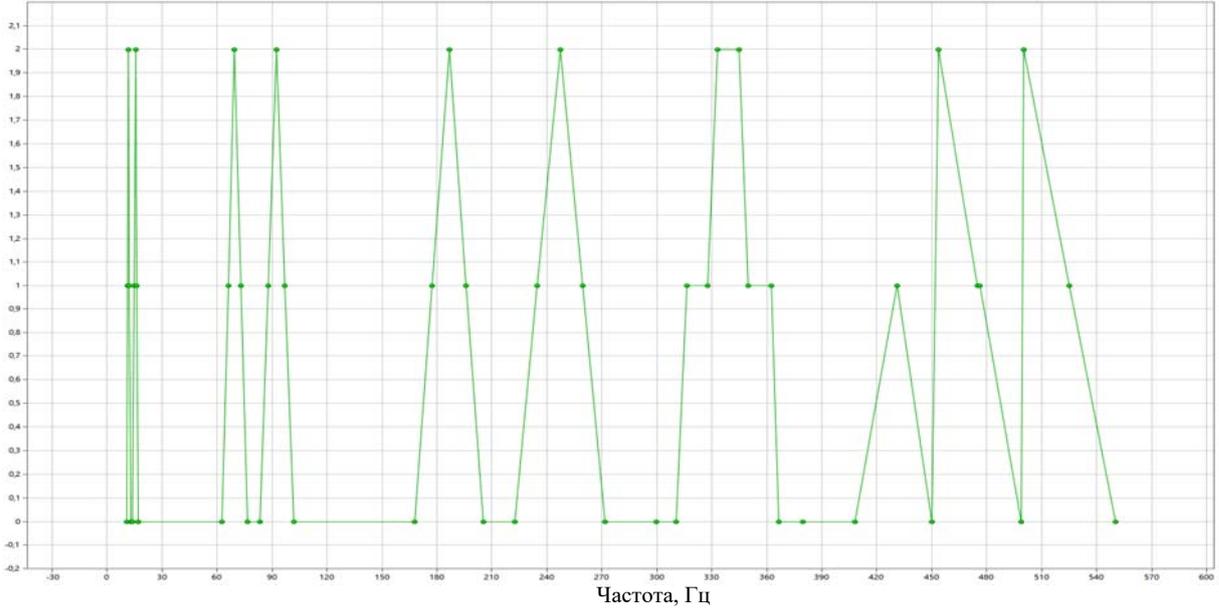


Рис. 3. Таблица частот

Fig. 3. Modal frequency table

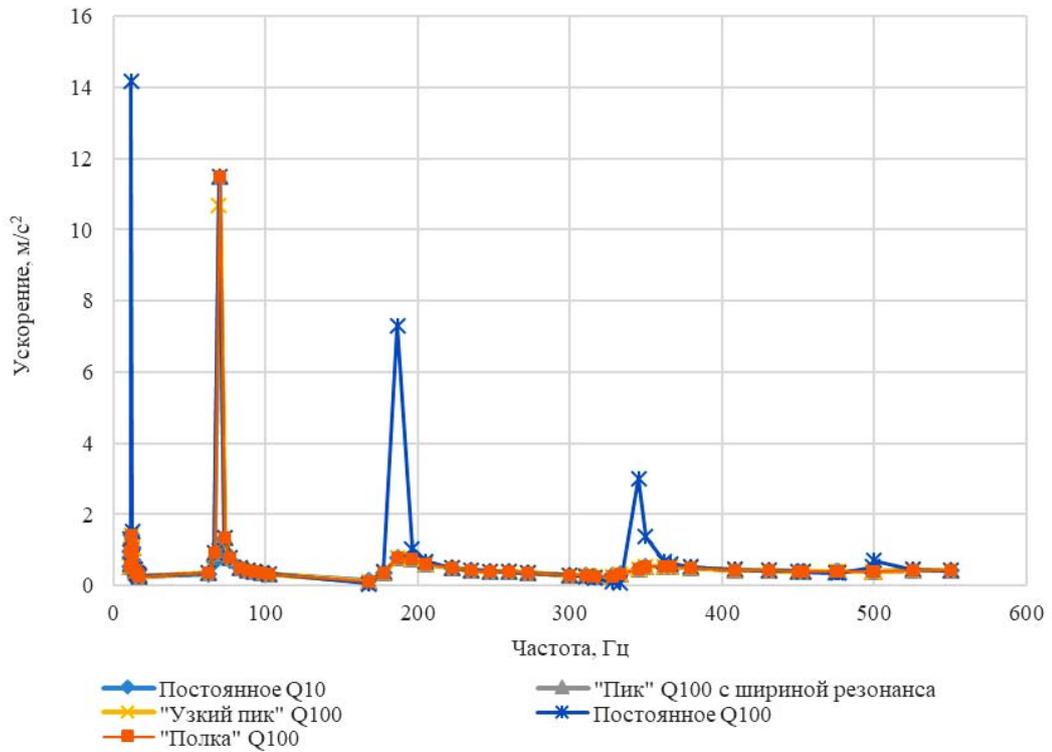


Рис. 4. Частотный отклик в зависимости от способа задания демпфирования

Fig. 4. Frequency response depending on the damping setting method

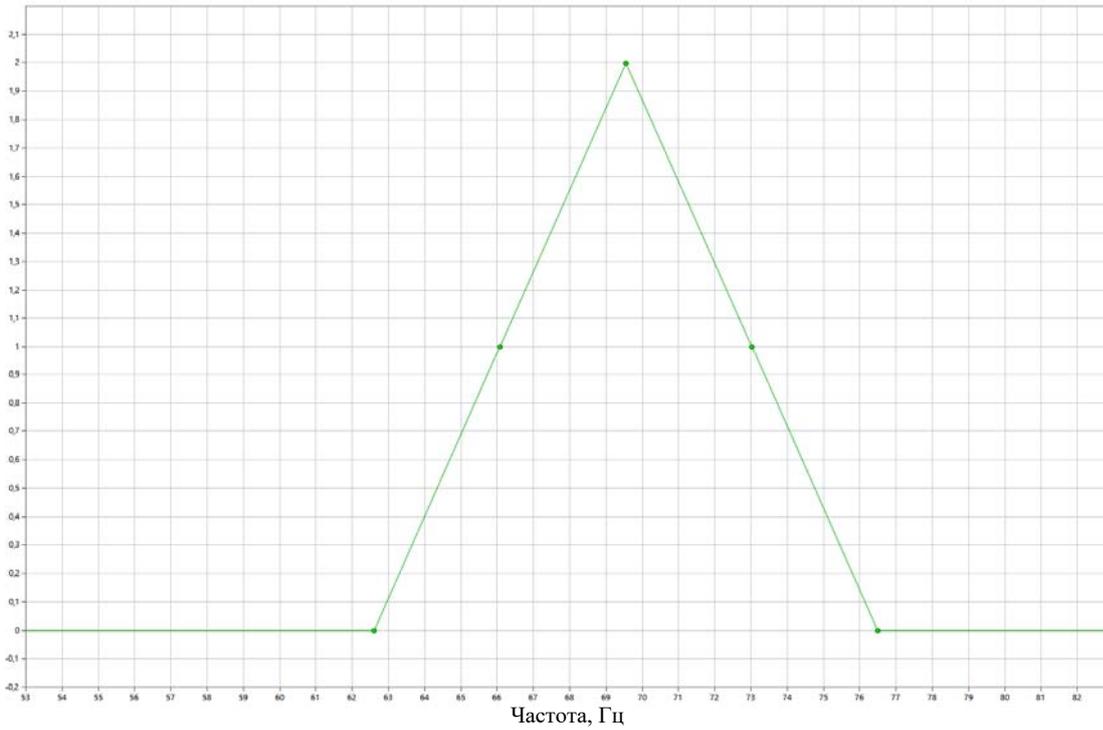


Рис. 5. Ширина резонанса на второй собственной частоте в направлении Y

Fig. 5. Resonance width at the second natural frequency in the direction of Y

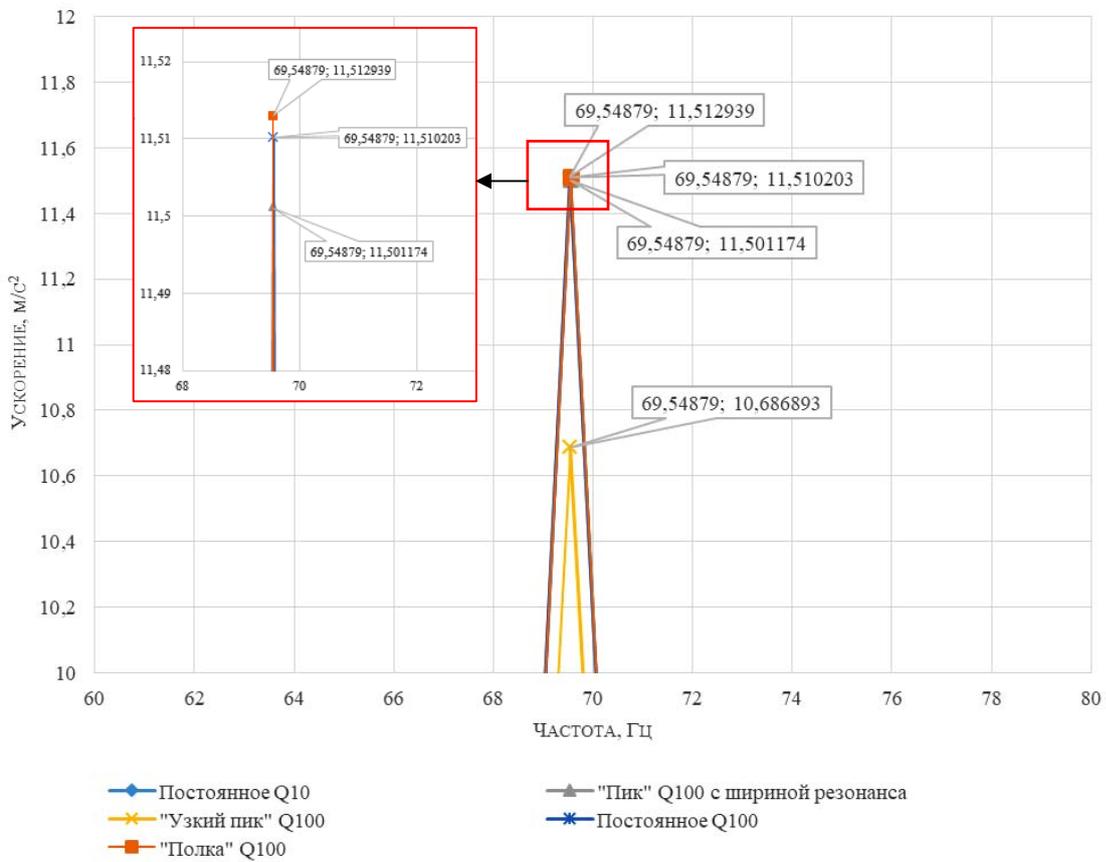


Рис. 6. Уровень частотного отклика на второй собственной частоте в направлении Y

Fig. 6. The frequency response level at the second natural frequency in the direction of Y

Анализ результатов

Во втором случае значение отклика ниже на 7,15 % относительно четвертого случая. В третьем случае – ниже на 0,078 %. В пятом случае – выше на 0,024 % (см. таблицу, рис. 6).

Анализ результатов

Номер случая	2	3	4	5
2	100 % (10,687 м/с ²)	–	–7,15 %	–
3	–	100 % (11,501 м/с ²)	–0,078 %	–
4	+7,15 %	+0,078 %	100 % (11,510 м/с ²)	–0,024 %
5	–	–	+0,024 %	100 % (11,513 м/с ²)

Примечание. Номера расчётных случаев сравнивать в порядке: строка – столбец.

Заключение

В рамках настоящей работы определен наиболее корректный способ задания функции демпфирования в программном комплексе *Fetar* на примере модели консольной балки. Было выявлено, что способ задания демпфирования ступенчатой функцией с шириной ступени, равной ширине резонанса, предпочтительнее остальных, поскольку приближает значение отклика на собственной частоте к соответствующему значению, полученному в случае постоянного демпфирования Q , равному 100. Предположение о линейности конечно-элементных моделей, которое является необходимым условием для проведения модального анализа, позволяет распространить полученные результаты на более сложные модели.

Библиографические ссылки

1. Безмозгий И. М., Софинский А. Н., Чернягин А. Г. Моделирование в задачах вибропрочности конструкций ракетно-космической техники // Космическая техника и технологии. 2014. № 3 (6). С. 71–80.
2. Foist B. L., Grau E. L., Nejad B. I. Launch Loads Development Using Sine Vibration Methodology. 45th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics & Materials Conference. 19–22 April 2004, Palm Springs, California.
3. Wijker J. Mechanical Vibrations in Spacecraft Design, 2004. 443 p. Doi: 10.1007/978-3-662-08587-5.
4. Piersol A. G., Paetz T. L. Harris' shock and vibration handbook, 2010. 1199 p.
5. Clough R. W., Penzien J. Dynamics of structures, 2003. 750 p.
6. Shames I. H., Dym C. L. Energy and Finite Element Methods in Structural Mechanics, 1985 (London, New York: CRC Press). 776 p.
7. Писаренко Г. С., Матвеев В. В., Яковлев А. П. Методы определения характеристик демпфирования колебаний упругих систем. Киев : Наук. думка, 1976. 88 с.
8. Wijker J. J. Spacecraft structures. Springer, 2008. 521 p. Doi: 10.1007/978-3-540-75553-1.
9. ГОСТ 24346–80. Вибрация. Термины и определения. М. : Стандартинформ, 2010. 26 с.
10. ECSS-E-HB-32-26A / Space engineering. Spacecraft mechanical loads analysis handbook. ECSS Secretariat. Noordwijk, The Netherlands, 19 February 2013.
11. Kabe A. M. Design and verification of launch and space vehicle structures. The Aerospace Corporation, El Segundo, California, 1998. Doi: 10.2514/6.1998-1718.
12. Хейлен В., Ламменс С., Сас П. Модальный анализ: теория и испытания. М. : Новатест, 2010. 319 с.
13. Клебанов Я. М., Бруйка В. А., Вавилов М. А. Определение оптимальных характеристик демпфирования для уточнения конечно-элементной модели изделия при моделировании виб-

роиспытаний // Математическое моделирование и краевые задачи : тр. IX всерос. науч. конф. с междунар. участием. Самара, 2013. С. 90–94.

14. Межин В. С., Обухов В. В. Практика применения модальных испытаний для целей верификации конечно-элементных моделей конструкции изделий ракетно-космической техники // Космическая техника и технологии. 2014. № 1 (4). С. 86–91.

15. Рычков С. П. Моделирование конструкций в среде Femap with NX Nastran. М. : ДМК Пресс, 2013. 784 с.

References

1. Bezmozgii I. M., Sofinskiy A. N., Chernyagin A. G. [Modeling in problems of vibration resistance of rocket and space technology structures]. *Space engineering and technology*. 2014, No. 3 (6), P. 71–80 (in Russ.).

2. Foist B. L., Grau E. L., Nejad B. I. Launch Loads Development Using Sine Vibration Methodology. *45th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics & Materials Conference*. 19–22 April 2004, Palm Springs, California.

3. Wijker J. Mechanical Vibrations in Spacecraft Design, 2004, 443 p. Doi: 10.1007/978-3-662-08587-5.

4. Piersol A. G., Paez T. L. Harris' shock and vibration handbook. *The McGraw-Hill Companies, Inc.* 2010, 1199 p.

5. Clough R. W., Penzien J. Dynamics of structures. *Computers & Structures, Inc.* 2003, 750 p.

6. Shames I. H., Dym C. L. Energy and Finite Element Methods in Structural Mechanics. 1985 London, New York: CRC Press. 776 p.

7. Pisarenko G. S., Matveev V. V., Yakovlev A. P. *Metody opredeleniya kharakteristik dempfirovaniya kolebaniy uprugikh sistem* [Methods of determining the characteristics of vibration damping in elastic systems]. Kiev, Nauk. Dumka Publ., 1976, 88 p.

8. Wijker J. J. Spacecraft structures. *Springer*, 2008. 521 p. Doi: 10.1007/978-3-540-75553-1.

9. *Vibratsiya. Terminy i opredeleniya* [Vibration. Terms and definitions]. HOST 24346-80 from 1th January 1981 (In Russ.).

10. ECSS-E-HB-32-26A. Space engineering. Spacecraft mechanical loads analysis handbook. ECSS Secretariat. *ESA-ESTEC Requirements and Standards Division*. Noordwijk, The Netherlands, 19 February 2013.

11. Kabe A. M. Design and verification of launch and space vehicle structures. *The Aerospace Corporation*. El Segundo, California, 1998. Doi: 10.2514/6.1998-1718.

12. Kheylev V., Lammens S., Sas P. *Modal'nyy analiz: teoriya i ispytaniya* [Modal analysis: Theory and Practice]. Moscow, Novatest Publ., 2010, 319 p.

13. Klebanov Ya. M., Bruyaka V. A., Vavilov M. A. [The determination of the optimum damping characteristics to refine finite element models of the product when modelling vibration tests]. *Matematicheskoe modelirovanie i kraevye zadachi* [Proc. of Ninth All-Russian Sci. Conf. "Mathematical Modeling and Boundary-Value Problems"]. Samara, 2013, P. 90–94 (In Russ.).

14. Mezhin V. S., Obukhov V. V. [The practice of using modal tests to verify finite element models of rocket and space hardware]. *Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii*. 2014, No. 1 (4), P. 86–91 (In Russ.).

15. Rychkov S. P. *Modelirovaniye konstruktsiy v srede Femap with NX Nastran* [Structures modeling by Femap with NX Nastran]. Moscow, DMK Press Publ., 2013, 784 p.

© Кравчуновский А. П., 2023

Кравчуновский Антон Павлович – начальник группы; акционерное общество «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва». E-mail: anton.kravchunovsky@yandex.ru.

Kravchunovsky Anton Pavlovich – Head of Group; Joint-Stock Company "Academician M. F. Reshetnev "Information Satellite Systems". E-mail: anton.kravchunovsky@yandex.ru.
