

С.Ю. ПОГОРЕЛОВ, В.Л. ХАВИН, И.П. ХАВИНА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ АМПЛИТУД ВИБРАЦИИ ОСНОВАНИЯ БЕСПЛАТФОРМЕННОЙ ИНЕРЦИАЛЬНОЙ НАВИГАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

В современной авиационно-космической технике широко используются бесплатформенные инерционные навигационные системы (БИНС) на основе волоконно-оптических гироскопов (ВОГ). Вибрации БИНС, нарушающих направления осей чувствительности гироскопов, требуют отдельного анализа для каждой конкретной компоновки систем БИНС, использующих ВОГ. При выполнении исследований по созданию бесплатформенной БИНС на основе гироскопов ОИУС501 возникла необходимость определения максимально допустимых амплитуд внешнего вибрационного воздействия для конкретной конфигурации сборки блока БИНС. Целью работы является определение максимально допустимых амплитуд вибраций, действующих на корпус БИНС, по допустимым величинами отклонения осей чувствительности ВОГ. Решение такой задачи требует использования современных численных методов, например, метода конечных элементов (МКЭ). Для достижения поставленной цели решены следующие задачи: разработка расчетной схемы и конечно-элементной модели БИНС, моделирование влияния внешнего вибрационного воздействия на отклонения осей чувствительности, определение предельных допускаемых значений амплитуд внешнего вибрационного воздействия в рабочем диапазоне частот. Представлена расчетная схема, математическая и конечно-элементная модели для расчета собственных частот и вынужденных колебаний блока бесплатформенной инерционной навигационной системы. В различных частотных диапазонах расчетным путем определены предельные значения амплитуд внешнего гармонического воздействия на основание конкретной конфигурации сборки БИНС. Установлено, что величина предельных амплитуд внешнего воздействия на эксплуатационных частотах достаточно велика, а сравнительно низкий уровень допускаемых амплитуд вибраций имеет место в области более высоких частот.

Ключевые слова: вибрация; волоконно-оптический гироскоп; бесплатформенная инерциальная навигационная система; метод конечных элементов; собственные частоты и формы колебаний.

С.Ю. ПОГОРЕЛОВ, В.Л. ХАВИН, И.П. ХАВИНА

ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ АМПЛІТУД ВІБРАЦІЇ ОСНОВИ БЕЗПЛАТФОРМЕННОЇ ІНЕРЦІЙНОЇ НАВІГАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

У сучасній авіаційно-космічній техніці широко використовуються бесплатформенні інерційні навігаційні системи (БІНС) на основі волоконно-оптичних гіроскопів (ВОГ). Віб्राції БІНС, що порушують напрямки осей чутливості гіроскопів, вимагають окремого аналізу для кожної конкретної компоновки систем БІНС, що використовують ВОГ. При виконання досліджень по створенню бесплатформенної БІНС на основі гіроскопів ОІУС501 виникла необхідність визначення максимально допустимих амплітуд зовнішнього вібраційного впливу для конкретної конфігурації збірки блоку БІНС. Метою роботи є визначення максимально допустимих амплітуд вібрацій, що діють на корпус БІНС, по допустимим величинами відхилення осей чутливості ВОГ. Рішення такого завдання вимагає використання сучасних чисельних методів, наприклад, методу скінченних елементів (МСЕ). Для досягнення поставленої мети вирішені наступні завдання: розробка розрахункової схеми і звичайно-елементної моделі БІНС, моделювання впливу зовнішнього вібраційного впливу на відхилення осей чутливості, визначення граничних допустимих значень амплітуд зовнішнього вібраційного впливу в робочому діапазоні частот. Представлена розрахункова схема, математична і скінчено-елементна моделі для розрахунку власних частот і вимушених коливань блоку бесплатформенної інерційної навігаційної системи. У різних частотних діапазонах розрахунковим шляхом визначено граничні значення амплітуд зовнішнього гармонійного впливу на підставу конкретної конфігурації збірки БІНС. Встановлено, що величина граничних амплітуд зовнішнього впливу на експлуатаційних частотах досить велика, а порівняно низький рівень допускаються амплітуд вібрацій має місце в області більш високих частот.

Ключові слова: вібрація; волоконно-оптичний гіроскоп; бесплатформенна інерційна навігаційна система; метод скінченних елементів; власні частоти і форми коливань.

S.YU. POGORILOV, V.L. KHAVIN, I.P. KHAVINA

DETERMINATION OF ACCEPTABLE VIBRATION AMPLITUDES FOR BASE OF STRAPDOWN INERTIAL NAVIGATION SYSTEM

In modern aerospace technology, strapdown inertial navigation systems (SINS) based on fiber-optic gyroscopes (FOG) are widely used. SINS vibrations that violate the direction of the gyro sensitivity axes require a separate analysis for each specific arrangement of SINS systems using FOG. When performing research on the creation of a strapdown SINS based on OIUS501 gyroscopes, it became necessary to determine the maximum permissible amplitudes of external vibration impact for a specific configuration of the SINS unit assembly.

The aim of the work is to determine the maximum permissible vibration amplitudes acting on the SINS body, according to the permissible values of the deviation of the FOG sensitivity axes. The solution of such a problem requires the use of modern numerical methods, for example, the finite element method (FEM). To achieve this goal, the following tasks were solved: the development of a

design scheme and a finite element model of the SINS, modeling the influence of an external vibration effect on the deviations of the sensitivity axes, determining the maximum permissible values of the amplitudes of external vibration effects in the operating frequency range.

The design scheme, mathematical and finite element models for calculating natural frequencies and forced vibrations of a strap-down inertial navigation system block are presented. In various frequency ranges, the limiting values of the amplitudes of the external harmonic action on the basis of a specific configuration of the SINS assembly are determined by calculation. It has been established that the value of the limiting amplitudes of external influences at operating frequencies is quite large, and a relatively low level of permissible vibration amplitudes occurs in the region of higher frequencies.

Key words: vibration; fiber optic gyroscope; strapdown inertial navigation system; finite element method; natural frequencies and modes of vibration.

Введение. В современной авиационно-космической технике широко используются безплатформенные инерциальные навигационные системы (БИНС) на основе волоконно-оптических гироскопов (ВОГ). Практическое внедрение этих систем требует выполнения широкого цикла исследований, направленных на выявление их граничных возможностей, оценку точности, надежности, других эксплуатационных характеристик. В процессе эксплуатации блок БИНС подвергается вибрационным воздействиям различной природы, что вносит искажения в работу ВОГ навигационной системы, нарушая ортогональность осей чувствительности. В рамках выполнения научных исследований по созданию безплатформенной инерциальной навигационной системы на основе волоконно-оптических гироскопов ОИУС501 возникла необходимость определения максимально допустимых амплитуд вибраций для конкретной конфигурации сборки блока БИНС.

Анализ литературных источников и постановка проблемы. Некоторые конструкции ВОГ оказываются весьма чувствительны к вибрациям, что требует введения мер по компенсации вибрационного воздействия [1]. Как правило, рассматриваются те или иные меры оценки и компенсации ошибок, вызванных вибрациями собственно прибора ВОГ [1–3]. Так, в [1] проводится разложение сигнала вибрации с помощью специального алгоритма с маскирующим сигналом. В [2] рассматривается алгоритм модифицированного метода локального разложения характеристик вибрационных сигналов. В [3] предлагается алгоритм фильтрации для устранения вибрационного воздействия на дрейф ВОГ. В [4] предлагается математическая модель для оценки влияния кратковременных вибраций. В [5] констатируется, что возмущения, создаваемые вибрационной средой, не могут быть эффективно подавлены, что требует дополнительных мер по компенсации. Помимо алгоритмической компенсации, разрабатываются подходы по аппаратной реализации подавления вибрационных ошибок в волоконно-оптических гироскопах [6].

Вместе с тем, вибрации всей сборки БИНС, нарушающие направления осей чувствительности прибора, требуют отдельного анализа для каждой конкретной компоновки систем БИНС [7, 8].

Цель и задачи исследования. Целью настоящей работы является определение максимально допустимых амплитуд вибраций, воздействующих на основание БИНС, по допускаемым величинам отклонения

осей чувствительности ВОГ.

Решение такой задачи требует использования современных численных методов, например, метода конечных элементов (МКЭ).

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: разработать расчетную схему и конечно-элементную модель прибора БИНС; осуществить моделирование влияния внешнего вибрационного воздействия на отклонение осей чувствительности прибора БИНС; в рабочем диапазоне частот определить граничные значения амплитуд внешнего вибрационного воздействия.

Описание конструкции. Упрощенная геометрическая модель БИНС (рис. 1, 2), включает в себя следующие компоненты: 1 – теплоотводящее основание; 2 – эмулятор блока электроники; 3 – четыре теплоизолирующие втулки; 4 – платформа ВОГ; 5 – четыре эмулятора ВОГ, каждый из которых состоит из основания ВОГ и крышки ВОГ; 6 – боковые теплопринимающие панели и верхняя крышка отсека ВОГ (на рисунках не показана). Конечно-элементная модель для динамического анализа сборки БИНС состоит из элементов в виде тетраэдра и содержит 77380 узлов.

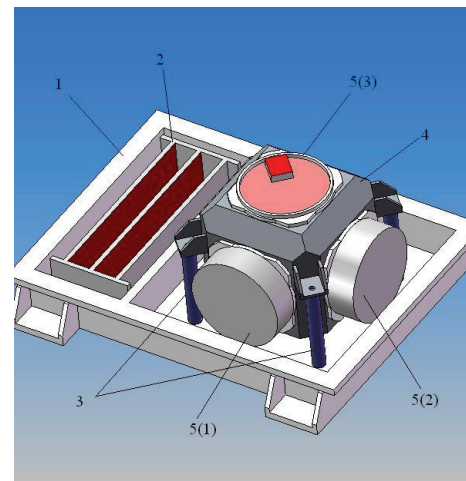


Рисунок 1 – Геометрическая модель с убранными боковыми панелями, верхней крышкой отсека ВОГ и крышкой гироскопа № 3

Математическая постановка задачи и метод решения. Для анализа вибрационного состояния рассматриваемой системы БИНС используется следующий подход.

Общее уравнение движения в формулировках МКЭ системы имеет вид [9]

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F^a\}, \quad (1)$$

где $[M]$ – матрица масс, $[C]$ – матрица демпфирования, $[K]$ – матрица жесткости, $\{\ddot{u}\}$ – вектор ускорений, $\{\dot{u}\}$ – вектор скорости, $\{u\}$ – вектор перемещений, $\{F^a\}$ – вектор внешних узловых усилий.

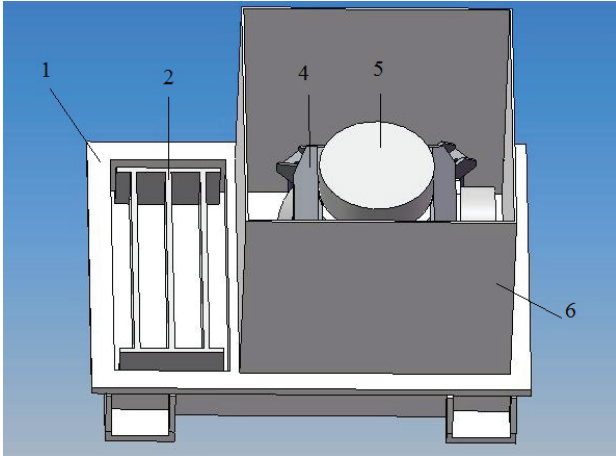


Рисунок 2 – Геометрическая модель без верхней крышки отсека ВОГ

В рассматриваемом случае поведение системы обусловлено не действием возмущающей силы, а движением опорной поверхности, поэтому компонентами вектора внешних узловых усилий являются эквивалентные нагрузки, соответствующие перемещениям, возникающим при движениях основания. Считается, что при вибрациях имеет место сонаправленное и синфазное гармоническое перемещение всех поверхностей закрепления, в результате чего в конструкции возникают силы инерции, вызывающие ее деформирование [9]. При вынужденных колебаниях, порождаемых вибрацией, приходится также учитывать влияние резонанса при совпадении частоты внешнего воздействия и собственных частот системы.

Для определения частот и форм собственных колебаний конструкций проводится модальный анализ, при этом предполагается, что система является линейной. Внешние силы и демпфирование полагаются равными нулю. В этом случае уравнение колебаний конструкции в матричной форме принимает вид

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\}. \quad (2)$$

Модальный анализ заключается в нахождении условий, при которых система совершает гармонические колебания по закону:

$$\{u\} = \{\phi\}_i \sin \omega_i t, \quad (3)$$

где $\{\phi\}_i$ – вектор, характеризующий форму собственных колебаний (соотношения между смещениями узлов); ω_i – круговая частота собственных колебаний.

Из (2) и (3) получаем уравнение собственных колебаний:

$$([K] - [M]\omega_i^2)\{\phi\}_i = \{0\}. \quad (4)$$

Тривиальным решением уравнения является нулевое смещение узлов (система остается неподвижной). Нетривиальное решение уравнения (4) существует лишь тогда, когда величины ω_i ($i = 1, \dots, n$) обращают в нуль определитель матрицы: $|[K] - [M]\omega_i^2| = 0$. Далее могут быть определены значения круговых частот ω_i^2 , соответствующих собственных частот $f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$ и собственных векторов $\{\phi\}_i$, удовлетворяющих (4).

Результаты моделирования. Расчеты по определению вынужденных динамических перемещений выполнялись следующим образом. Было установлено, что наибольшее искажение углов происходит при приложении вектора возмущающего ускорения в направлении, перпендикулярном плоскости теплового основания.

Как ранее отмечалось, предварительно найдены собственные частоты системы в предположении, что внешний корпус жестко закреплен по опорным площадкам крепежных лапок. Были определены первые 6 собственных частот, их величины: 1810, 2081, 2297, 2806, 3085, 3222 Гц. Далее определяется гармонический отклик структуры на вибрации основания различных параметров, и по ограничению на максимальные углы поворота осей чувствительности ВОГ (5 угловых минут) определялся допустимая амплитуда вибрации основания.

На рис. 3 приведена кривая зависимости допустимой амплитуды внешнего гармонического вибрационного воздействия от его частоты при величине коэффициента конструкционного демпфирования $\eta = 0,05$, характерного для металлических конструкций с соединениями [10]. Минимальное значение составляет 0,006753 мм при $f = 1810$ Гц, (1-я собственная частота системы). При низкочастотных вибрациях допустимая амплитуда составляет десятки миллиметров.

Аналогичные расчеты были выполнены для интервалов в районе 6-ти первых собственных частот, а также для коэффициента конструкционного демпфирования $\eta = 0,1$, что моделировало применение дополнительных мер по увеличению демпфирования.

В табл. 1 и на рис. 4 приведены значения предельно допустимых амплитуд вибраций основания, в мм, в зоне 1–6-й собственных частот системы, при коэффициентах конструкционного демпфирования $\eta = 0,05$ и $\eta = 0,1$.

Таблица 1 – Предельные амплитуды внешних воздействий, мм.

	$f=1810$ Гц	$f=2081$ Гц	$f=2297$ Гц	$f=2806$ Гц	$f=3085$ Гц	$f=3222$ Гц
$\eta = 0,05$	0,006753	0,005109	0,004193	0,00281	0,002325	0,002131
$\eta = 0,1$	0,013507	0,010218	0,008387	0,00562	0,004649	0,004262

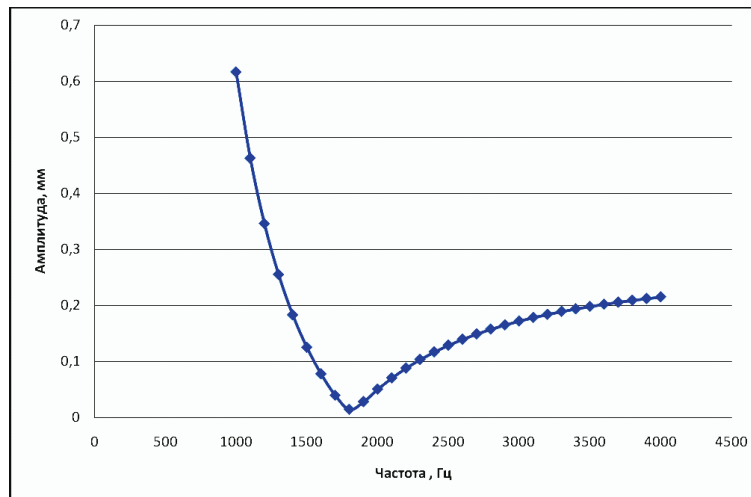


Рисунок 3 – Зависимость допустимой амплитуды вибрации основания от частоты внешнего воздействия, $\eta = 0,05$

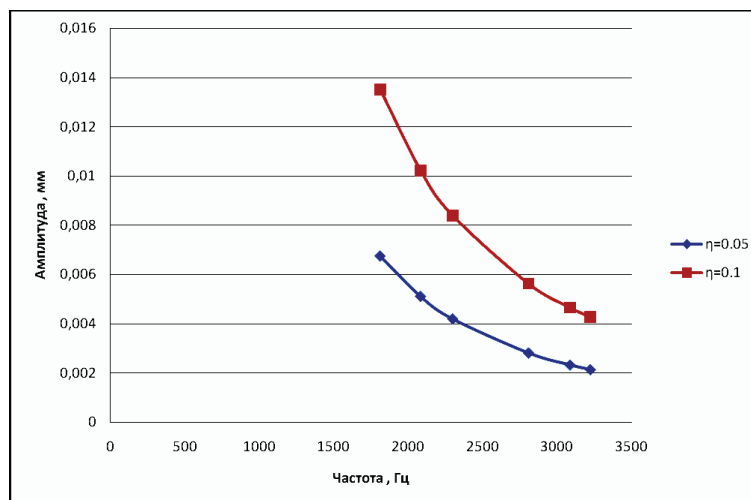


Рисунок 4 – Предельно допустимые амплитуды внешнего воздействия для зоны 1 – 6-й собственных частот системы при коэффициентах конструкционного демпфирования $\eta = 0,05$ и $\eta = 0,1$

Выводы. В настоящей работе рассмотрен подход к определению допустимых амплитуд внешних гармонических воздействий на блок безплатформенной инерциальной навигационной системы на основе волоконно-оптических гироскопов. Разработана расчетная схема, математическая и конечно-элементная модели для расчета собственных частот и вынужденных колебаний блока безплатформенной инерциальной навигационной системы.

В различных частотных диапазонах численными расчетами определены граничные значения амплитуд внешнего гармонического воздействия на основании конкретной конфигурации сборки БИНС. Установлено, что величина граничных амплитуд внешнего воздействия на эксплуатационных частотах достаточно велика (миллиметры), а опасные состояния начинаются в районе 1-й собственной частоты системы (1800 Гц) и более высоких частот.

Применение дополнительных способов увеличения конструктивного демпфирования в 2 раза позволяет пропорционально увеличить предельную амплитуду воздействия.

В целом, вибрационные отклонения осей чувствительности системы БИНС на основе гироскопов ОИУС501 при внешних воздействиях в рабочем диапазоне (до 1000 Гц) лежат в допустимом диапазоне.

Список литературы

1. *Chen Xiyuan, Wang Wei* Extracting and compensating for FOG vibration error based on improved empirical mode decomposition with masking signal. *Applied Optics*. 2017. № 56 (13). P. 3848.
2. *Rui Song, Xiyuan Chen* Analysis of fiber optic gyroscope vibration error based on improved local mean decomposition and kernel principal component analysis. *Applied Optics*. 2017. Vol. 56, iss. 8. P. 2265-2272
3. *Zhang Zhuomin, Liu Fang, Hu Wenbin, Gan Weibing* Vibration Error Research of Fiber Optic Gyroscope in Engineering Surveying. *Telkonnika-Indonesian Journal of Electrical Engineering*. 2013. № 11. P. 1948-1955.
4. *Zhongxing Gao, Yonggang Zhang, Yunhao Zhang* Modeling for IFOG Vibration Error Based on the Strain Distribution of Quadrupolar Fiber Coil. *Sensors*. 2016. Vol. 16. DOI:10.3390/s16071131.
5. *Pan Xiong, Zhang Chun-Sheng, Wang Xi-Chen, Wang Xia-Xiao* Vibration error suppression technique for a fiber optic

gyroscope based on partial demodulation and feedback in advance. *J. of Vibration and Shock*. 2015. Vol. 34. P. 60-65. N 15. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2015.15.012.

6. *Chen Chung-jen* Methods and systems for fiber optic gyroscopes vibration error suppression. United States Patent 7715014. 2010.

7. *Погорілов С.Ю., Счастливцев К.Ю.* Определение допустимых амплитуд вибраций для лазерной бесплатформенной навигационной системы. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Харків: НТУ «ХПІ», 2003. № 12, т. 1. С. 99-103.

8. *Погорілов С.Ю., Пугачов Р.В.* Моделирование допустимого влияния вибраций на работу астроинерционного блока. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тез. доп. XXVII міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD-2019, ч. 1. Харків, НТУ «ХПІ»*. С. 78.

9. *Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У.* Колебания в инженерном деле. Москва: Машиностроение, 1985. 472 с.

10. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. Ред. совет: *В.Н.Челомей* (пред). Москва: Машиностроение, 1981. Т. 6. Защита от вибрации и ударов. 1981. 456 с.

References (transliterated)

1. *Chen Xiyuan, Wang, Wei* Extracting and compensating for FOG vibration error based on improved empirical mode decomposition with masking signal. *Applied Optics*. 2017. № 56 (13). P. 3848.

2. *Rui Song, Xiyuan Chen* Analysis of fiber optic gyroscope vibration error based on improved local mean decomposition and kernel principal component analysis. *Applied Optics*. 2017. Vol. 56, iss. 8. P. 2265-2272.

3. *Zhang Zhuomin, Liu Fang, Hu Wenbin, Gan Weibing*

Vibration Error Research of Fiber Optic Gyroscope in Engineering Surveying. *Telkomnika-Indonesian Journal of Electrical Engineering*. 2013. № 11. P. 1948-1955.

4. *Zhongxing Gao, Yonggang Zhang, Yunhao Zhang* Modeling for IFOG Vibration Error Based on the Strain Distribution of Quadrupolar Fiber Coil. *Sensors*. 2016. Vol. 16. DOI: 10.3390/s16071131.

5. *Pan Xiong, Zhang Chun-Sheng, Wang Xi-Chen, Wang Xia-Xiao* Vibration error suppression technique for a fiber optic gyroscope based on partial demodulation and feedback in advance. *J. of Vibration and Shock*. 2015. Vol. 34. P. 60-65. N 15. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2015.15.012.

6. *Chen Chung-jen* Methods and systems for fiber optic gyroscopes vibration error suppression. United States Patent 7715014. 2010.

7. *Pogorilov S.Yu., Schasnlivets K.Yu.* Opredelenie dopustimyh amplitud vibracij dlya lazernoj besplatformennoj navigacionnoj sistemy. *Visnik NTU «HPИ»*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2003. № 12, vol. 1. P. 99-103 [in Russian].

8. *Pogorilov S.Yu., Pugachov R.V.* Modelyuvannya dopustimogo vplivu vibracij na robotu astroinercijnogo bloku. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тез. доп. XHVII міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD. 2019. Part. 1. Харків: НТУ «ХПІ»*. P. 78 [in Ukrainian]

9. *Timoshenko S.P., Young D. H., Weaver W.* Kolebaniya v inzhenernom dele. [Vibration Problems in Engineering] Moscow: Mashinostroenie, 1985. 472 p. [in Russian].

10. *Vibracii v tehnike [Vibration in engineering] / Ed. V.N.Chelomej.* Moscow: Mashinostroenie, 1981. V. 6. Zashita ot vibracii i udarov. 1981. 456 p. [in Russian].

Поступила (received) 18.09.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Погорілов Сергій Юрійович (Погорілов Сергій Юрійович, Pogorilov Sergij Yurijovich) доцент, кафедра «Механіка сплошних серед і опротивлення матеріалів», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». Тел. (057)707-61-78. E-mail: pogorilovsy@gmail.com

Хавін Валерій Львович (Хавін Валерій Львович, Khavin Valerij Lvovich) кандидат технічних наук, професор, кафедра «Механіка сплошних серед і опротивлення матеріалів», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». Тел. (057)707-61-78. E-mail: vkhavin@kpi.kharkov.ua

Хавіна Інна Петрівна (Хавіна Інна Петрівна, Khavina Inna Petrovna) кандидат технічних наук, професор, кафедра «Вычислительная техника и программирование», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». Тел. (057)707-61-65. E-mail: inna.khavina25@gmail.com