



Получено: 23.07.2023 г. | Принято: 28.07.2023 г. | DOI: <https://doi.org/10.22184/1993-8578.2023.16.5.282.287>

Научная статья

## ПЛАТФОРМА ДЛЯ АКТИВНОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ НАНОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В.П.Михайлов<sup>1</sup>, д.т.н., проф., ORCID: 0000-0003-3638-7932 / [mikhailov@bmstu.ru](mailto:mikhailov@bmstu.ru)

А.А.Копылов<sup>1</sup>, аспирант, ORCID: 0000-0001-5528-6518

**Аннотация.** Даны результаты математического моделирования системы автоматического регулирования активного демпфера на основе магнитореологического эластомера в среде Simulink MATLAB. Представлены результаты экспериментальных исследований платформы и определены коэффициенты передачи амплитуды виброперемещений в низкочастотном диапазоне.

**Ключевые слова:** активная виброизоляция, магнитореологические эластомеры, автоматическое регулирование

**Для цитирования:** В.П. Михайлов, А.А. Копылов. Платформа для активной виброизоляции нанотехнологического оборудования. НАНОИНДУСТРИЯ. 2023. Т. 16, № 5. С. 282–287. <https://doi.org/10.22184/1993-8578.2023.16.5.282.287>

Received: 23.07.2023 | Accepted: 28.07.2023 | DOI: <https://doi.org/10.22184/1993-8578.2023.16.5.282.287>

Original paper

## PLATFORM FOR ACTIVE VIBRATION ISOLATION OF NANOTECHNOLOGICAL EQUIPMENT

V.P.Mikhailov<sup>1</sup>, Doct. of Sci. (Tech), Prof., ORCID: 0000-0003-3638-7932 / [mikhailov@bmstu.ru](mailto:mikhailov@bmstu.ru)

A.A.Kopylov<sup>1</sup>, Post-graduate, ORCID: 0000-0001-5528-6518

**Abstract.** The results of mathematical modeling of the active damper automatic control system based on a magnetorheological elastomer in the Simulink MATLAB environment are given. The results of experimental studies of the platform are presented and the transmission coefficients of the amplitude of vibration displacements in the low-frequency range are determined.

**Keywords:** active vibration isolation, magnetorheological elastomers, automatic control

**For citation:** V.P. Mikhailov, A.A. Kopylov. Platform for active vibration isolation of nanotechnological equipment. NANOINDUSTRY. 2023. V. 16, no. 5. PP. 282–287. <https://doi.org/10.22184/1993-8578.2023.16.5.282.287>

<sup>1</sup> Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана, Москва, Россия / Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia



## ВВЕДЕНИЕ

Современные технологии производства и исследования микро- и наноструктур (пленок, объемных структур) обладают широким набором методов формирования и контроля локальных свойств поверхности, для чего необходимо проводить работы с разрешением менее 100 нм [1–3]. К подобному технологическому и исследовательскому оборудованию относятся установки, использующие для обработки и анализа поверхности ионные, электронные или рентгеновские пучки (электронные микроскопы, сканирующие зондовые микроскопы, оборудование для микро- и нанолитографии, оборудование нанолокальной ионной и электронной обработки и др.), а также оптическое излучение (оптические микроскопы высокого разрешения и др.). При этом важнейшей задачей обеспечения качества работы такого оборудования является его эффективная защита от внешних вибрационных воздействий в области низких частот, при которых проявляются резонансные явления. Это особенно важно при интенсивном развитии нанотехнологий, которые реализуются в основном за счет использования сверхвысоковакуумного оборудования, элементы которого имеют низкую жесткость (тонкостенные вакуумные камеры, сильфоны, вводы движения в вакуум и др.) и, соответственно, низкие резонансные частоты.

Для этого применяются различные типы виброизолирующих систем, которые подразделяются на пассивные и активные [4–8]. Пассивные системы эффективно подавляют вибрации при частотах более 40–50 Гц, при этом в низкочастотной области такие системы малоэффективны, так как не могут скомпенсировать резонансные явления. Для виброизоляции в низкочастотном диапазоне применяют системы активной виброизоляции, использующие энергию дополнительного источника. Наибольшей эффективностью обладают современные системы, объединяющие в себе активную и пассивную виброизоляцию. В зависимости от типа исполнительного механизма активные системы можно разделить на следующие группы: гидравлические, пневматические, электромагнитные, пьезоэлектрические, магнитоэлектрические, магнитореологические и др. [10–14].

## МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ АКТИВНОГО ДЕМПФЕРА

Научной группой МГТУ им. Н.Э. Баумана разработана платформа активной виброизоляции на основе магнитореологических (МР) эластомеров [15]. Проведено моделирование

## INTRODUCTION

Modern technologies of production and research of micro- and nanostructures (films, bulk structures), have a wide range of methods of formation and control of local surface properties, so it is necessary to carry out work with a resolution of less than 100 nm [1–3]. Such technological and research equipment includes facilities that use ion, electron or X-ray beams for surface processing and analysis (electron microscopes, scanning probe microscopes, equipment for micro- and nanolithography, equipment for nanolocal ion and electron processing, etc.), as well as optical radiation (high-resolution optical microscopes, etc.). At the same time, the most important task of ensuring quality of such equipment operation is the effective protection from external vibration effects in the low frequencies range, at resonance, phenomena are appeared. This is especially important in case of intensive development of nanotechnologies, which are realised mainly through the use of ultrahigh vacuum equipment, the elements of which have low rigidity (thin-walled vacuum chambers, bellows, motion inputs into the vacuum, etc.) and, accordingly, low resonance frequencies.

For this purpose, various types of vibration isolation systems are used, and they can be divided into passive and active [4–8]. Passive systems effectively suppress vibrations at frequencies higher than 40–50 Hz, while in the low-frequency range such systems are ineffective because they cannot compensate for resonance phenomena. For vibration isolation in the low-frequency range, active vibration isolation systems using the energy of an additional source are used. Modern systems combining active and passive vibration isolation are the most effective. Depending on the type of the actuating mechanism, active systems can be divided into the following groups: hydraulic, pneumatic, electromagnetic, piezoelectric, magnetostrictive, magnetorheological and others. [10–14].

## MODELLING OF AUTOMATIC CONTROL SYSTEM OF ACTIVE DAMPER

The scientific group of Bauman Moscow State Technical University has developed an active vibration isolation platform based on magnetorheological (MR) elastomers [15]. Modelling of the developed automatic control system (ACS) of the active MR-damper in the Simulink MATLAB software environment has been carried out. While modelling, the system response was analysed under simultaneous action of harmonic vibration disturbances and a stepped control signal with a stepwise movement of the MR-damper by 5  $\mu\text{m}$ . A comparison of three-axis and single-axis MR dampers behaviour under axial displacement was carried out, which showed similar dynamic characteristics with a slight decrease in the axial stiffness of the three-axis

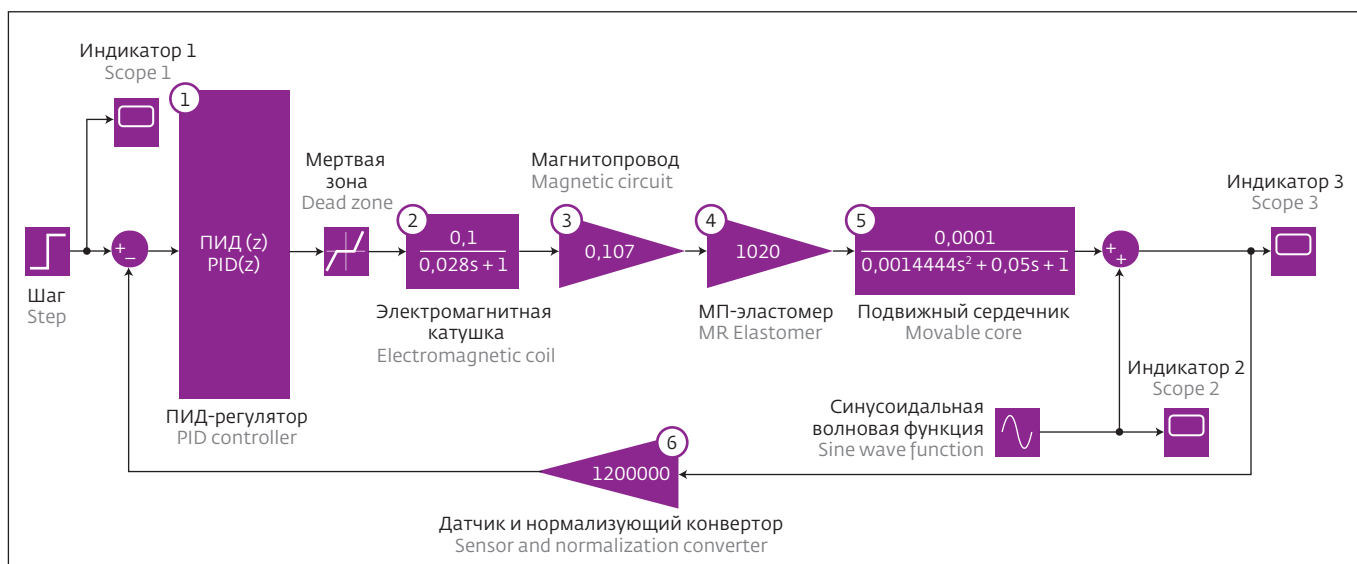


Рис.1. Структурная схема системы автоматического регулирования одного канала управления трехкоординатного МР-демпфера с ПИД-регулятором

Fig.1. Block diagram of the automatic control systems of one control channel of a three-coordinate MR damper with a PID controller control

разработанной системы автоматического регулирования (САР) активного МР-демпфера в программной среде Simulink MATLAB. В процессе моделирования была проанализирована реакция системы при одновременном действии гармонических вибрационных возмущений и ступенчатом управляющем сигнале с пошаговым перемещением МР-демпфера на 5 мкм. Было проведено сравнение моделей поведения работы трехкоординатного и однокоординатного МР-демпферов при осевом перемещении, которое показало сходные динамические характеристики при небольшом уменьшении осевой жесткости трехкоординатного демпфера. При этом коэффициент передачи амплитуды виброперемещений для обеих моделей не превышает 0,1 в диапазоне частот 0,3–100 Гц. Моделирование позволило также выбрать алгоритмы управления, структуру и состав управляющей системы. Структурная схема САР одного канала управления трехкоординатного МР-демпфера с ПИД-регулятором приведена на рис.1.

ПИД-регулятор 1 встроен после сумматора сигналов последовательно со звеньями САР МР-демпфера: электромагнитной катушкой 2, магнитопроводом 3, МР-эластомером 4, подвижным сердечником 5, измерительной системой 6. Переходный процесс САР трехкоординатного МР-демпфера при воздействии синусоидального вибрационного воздействия

damper. At the same time, the vibration displacement amplitude transfer coefficient for both models does not exceed 0.1 in the frequency range of 0.3–100 Hz. Modelling also allowed to choose control algorithms, structure and composition of the control system. The structural scheme of ATS of one control channel of a three-axis MR-damper with PID controller is shown in Fig.1.

PID-controller 1 is built after the signal combiner in series with the ATS links of the MR-damper: electromagnetic coil 2, magnetic core 3, MR-elastomer 4, moving core 5, measuring system 6. Transient process of ATS of three-coordinate MR-damper under the influence of sinusoidal vibration impact with vibration amplitude of 5 μm and frequency of 20 Hz, with input step signal – 5 μm – is shown in Fig.2.

The transient time was no more than 0.2 s, with residual vibrations not compensated by the PID controller. The value of the vibration displacement amplitude transfer coefficient is 0.03...0.05.

## EXPERIMENTAL RESULTS

Experiments were performed in the frequency range from 0.3 to 100 Hz, with a maximum vibration disturbance spread of 600 μm. Figure 3 shows the graph of dependence of the vibration displacement amplitude transfer coefficient (VADC) of the platform on the frequency of external disturbances for the mode of active vibration isolation of the MMR-1 metallographic microscope, showing the high efficiency of the system, with the maximum value of the

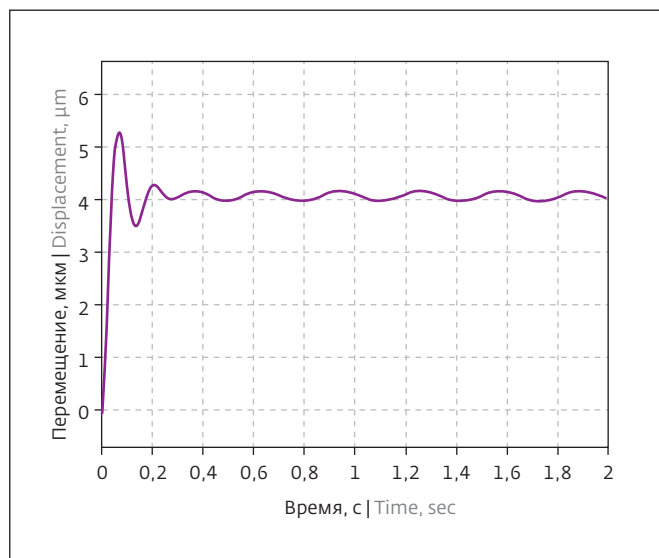


Рис.2. Переходный процесс системы автоматического регулирования трехкоординатного МР-демпфера  
Fig.2. Transition process of the automatic control system of the three-coordinate MR-damper

с амплитудой колебаний 5 мкм и частотой 20 Гц, с входным ступенчатым сигналом – 5 мкм – показан на рис.2.

Время переходного процесса составило не более 0,2 с, при этом наблюдаются остаточные вибрации, не компенсируемые ПИД-регулятором. Величина коэффициента передачи амплитуды виброперемещений составляет 0,03...0,05.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Были проведены эксперименты в диапазоне частот от 0,3 до 100 Гц, при максимальном размахе вибрационных возмущений 600 мкм. На рис.3 приведен график зависимости коэффициента передачи амплитуды виброперемещений (КПАВ) платформы от частоты внешних возмущений для режима активной виброизоляции металлографического микроскопа ММР-1, показывающий высокую эффективность работы системы, при этом максимальное значение коэффициента передачи амплитуды перемещения во всем исследуемом диапазоне не превышает 0,071.

Этот параметр важен для оценки эффективности работы активного демпфера и платформы в целом, то есть для оценки ее виброизолирующих свойств:  $K_{ПАВ} = \frac{A_1}{A_0}$ , где  $A_1$  – амплитуда вибро-

перемещений жесткого центра мембраны из МР-эластомера, на котором закреплен

displacement amplitude transfer coefficient in the whole range under study not exceeding 0.071.

This parameter is important for evaluating efficiency of the active damper and the platform as a whole, i.e. for evaluating its vibration-isolating properties:

$K_{ПАВ} = \frac{A_1}{A_0}$ , where  $A_1$  – amplitude of the membrane

vibration displacements of the rigid centre made of MR-elastomer, on which the protected object is fixed;  $A_0$  – amplitude of vibration displacements of the damper base and the platform.

Because of the conducted researches, the developed system high efficiency of automatic control for active vibration isolation platform based on MR-dampers in the extremely low frequencies area at dangerous resonant vibrations of precision equipment occur was proved.

Figure 4 shows the comparative plots of the dependence of VACIS on the frequency of external disturbances for the proposed platform and modern active vibration isolation systems.

The platform based on MR dampers (curve 3) demonstrates higher vibration isolation efficiency in the frequency range of 0.3–3 Hz compared to the piezoelectric system STACIS (curve 1) and in the frequency range of 0.3–20 Hz compared to the platform based on the electromagnetic force actuator DVIA-MB (curve 2).

### CONCLUSIONS

The analytical review of modern precision equipment means of protection against vibration effects and methods of their automation allowed to formulate a set of requirements to active vibration isolation systems, including requirements to ensure the transmission coefficient of vibration displacement amplitude not more than 0.1 at low frequencies.

Modelling of the system of automatic regulation of active MR-damper in Simulink MATLAB software environment allowed determining the transient process of damper movement under influence of harmonic vibration effects, to choose the regulator type and calculate their tuning parameters, to increase stability, speed and accuracy of the system.

The experimentally obtained amplitude-frequency characteristic of the platform automatically controlled by means of a microcontroller on the basis of active MR-dampers and elastic suspension with quasi-zero stiffness showed high efficiency of vibration isolation at frequencies of 0.3–100 Hz with the transmission coefficient of vibration displacement amplitude not more than 0.075 and confirmed the modelling results.

### PEER REVIEW INFO

Editorial board thanks the anonymous reviewer(s) for their contribution to the peer review of this work. It is

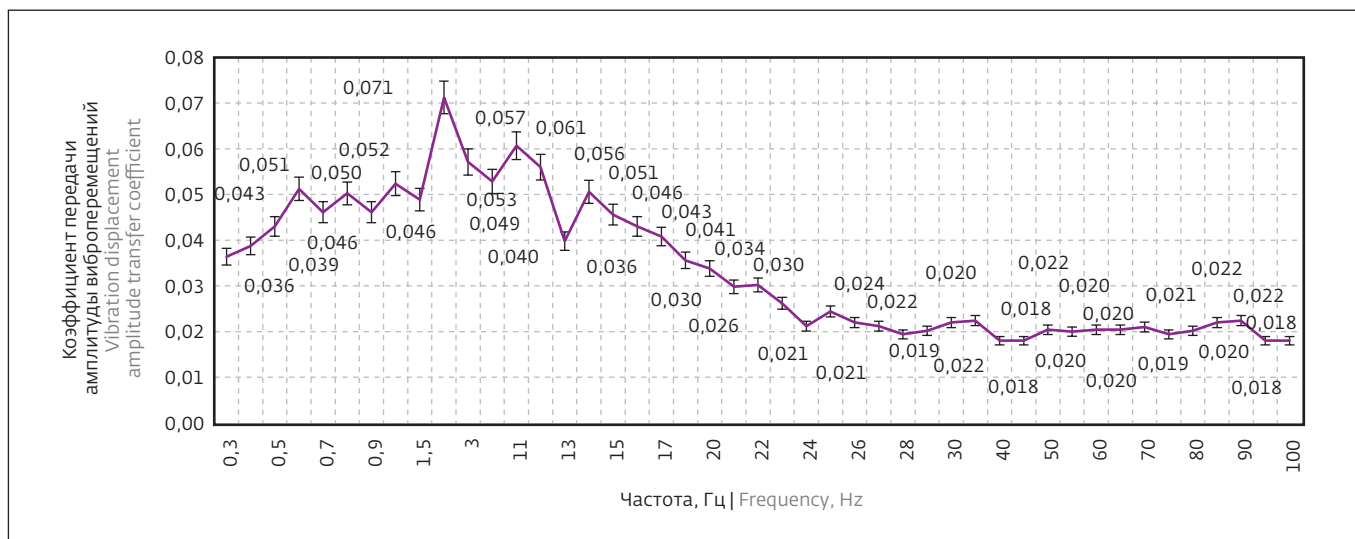


Рис.3. График зависимости коэффициента передачи амплитуды виброперемещений платформы от частоты внешних возмущений для режима активной виброизоляции микроскопа

Fig.3. Graph of the dependence of the vibration displacements amplitude transmission coefficient of the platform on the frequency of external disturbances for the active vibration isolation mode of the microscope

защищаемый объект;  $A_0$  – амплитуда виброперемещений основания демфера и платформы.

В результате проведенных исследований была доказана высокая эффективность разработанной системы автоматического управления платформой активной виброизоляции

also grateful for their consent to publish papers on the journal's website and SEL eLibrary eLIBRARY.RU.

**Declaration of Competing Interest.** The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

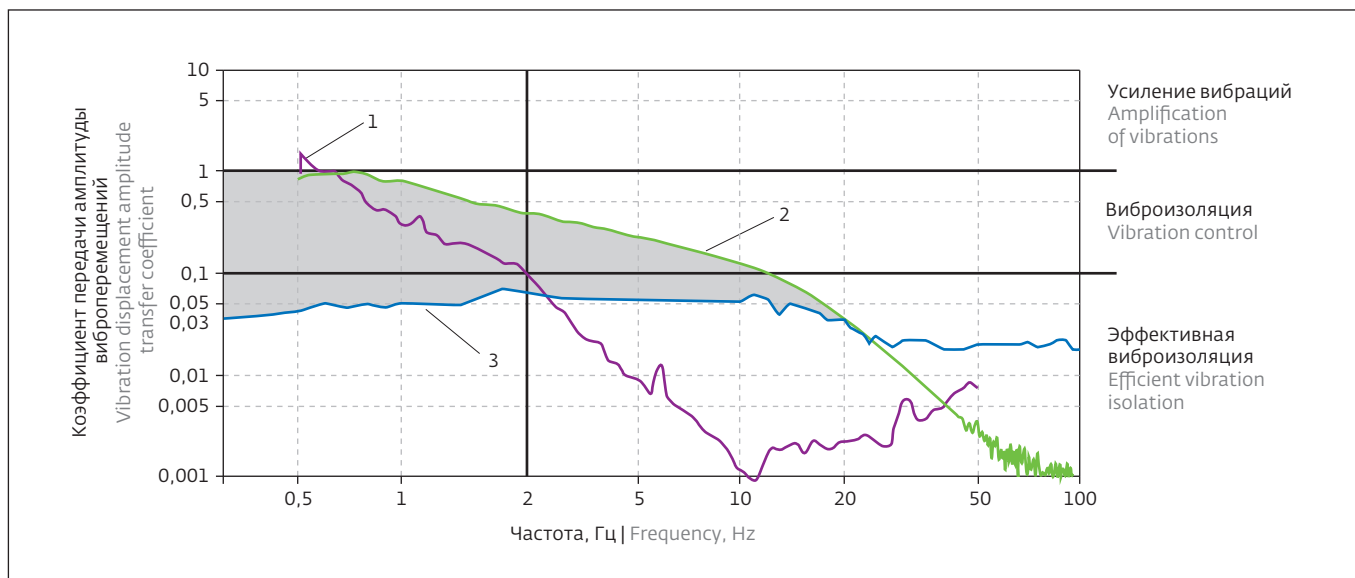


Рис.4. Графики зависимости коэффициента передачи амплитуды виброперемещений от частоты внешних возмущений для: 1 – активной пьезоэлектрической системы STACIS; 2 – платформы с электромагнитным силовым приводом DVIA-MB; 3 – платформы на основе МР-эластомеров

Fig.4. Graphs of the dependence of the transmission coefficient of the vibration displacements amplitude on the frequency of external disturbances for: 1 – active piezoelectric system STACIS; 2 – platforms with electromagnetic power drive DVIA-MB; 3 – platforms based on MR elastomers



на основе МР-демпферов в области экстремально низких частот, при которых возникают опасные резонансные колебания прецизионного оборудования.

На рис.4 показаны сравнительные графики зависимости КПАВ от частоты внешних возмущений для предлагаемой платформы и современных систем активной виброизоляции.

Платформа на основе МР-демпферов (кривая 3) демонстрирует более высокую эффективность виброизоляции в диапазоне частот 0,3–3 Гц по сравнению с пьезоэлектрической системой STACIS (кривая 1) и в диапазоне частот 0,3–20 Гц по сравнению с платформой на основе электромагнитного силового привода DVIA-MB (кривая 2).

## ВЫВОДЫ

Аналитический обзор современного прецизионного оборудования, средств защиты от вибрационных воздействий и методов их автоматизации позволил сформулировать комплекс требований к системам активной виброизоляции, в том числе требование обеспечения коэффициента передачи амплитуды виброперемещений не более 0,1 на низких частотах.

Моделирование системы автоматического регулирования активного МР-демпфера в программной среде Simulink MATLAB позволило определить переходный процесс перемещения демпфера при воздействии гармонических вибрационных воздействий, выбрать тип регулятора и рассчитать его настроечные параметры, повысить устойчивость, быстродействие и точность системы.

Экспериментально полученная амплитудно-частотная характеристика автоматически управляемой при помощи микроконтроллера платформы на основе активных МР-демпферов и упругой подвески с квазиулевым жесткостью показала высокую эффективность виброизоляции при частотах 0,3–100 Гц с коэффициентом передачи амплитуды виброперемещений не более 0,075 и подтвердила результаты моделирования.

## ИНФОРМАЦИЯ О РЕЦЕНЗИРОВАНИИ

Редакция благодарит анонимного рецензента (рецензентов) за их вклад в рецензирование этой работы, а также за размещение статей на сайте журнала и передачу их в электронном виде в НЭБ eLIBRARY.RU.

**Декларация о конфликте интересов.** Авторы заявляют об отсутствии конфликтов интересов или личных отношений, которые могли бы повлиять на работу, представленную в данной статье.

## ЛИТЕРАТУРА / REFERENCES

1. Wigglesworth W., Jordan S. *Semicond. Int.*, 2009, 32, 10, pp. 4–26.
2. Böse Holger Würzburg, Röder Rene Grossenlupnitz. US Patent No. 20080318045 A1. Appl. No. 11/574397, 25.08.2005, Date of Patent 27.08.2004.
3. Gruzevich Yu. K., Soldatenkov V.A., Achil'diev V. M., Levkovich A.D., Bedro A.N., Komarova M.N., Voronin I.V. *Journal of Optical Technology*. Vol. 85, Issue 5, PP. 308–313 (2018) <https://doi.org/10.1364/JOT.85.000308>
4. Active Vibration Isolation. Accurion. <http://www.accurion.com>
5. Ovchinnikov I., Brancevich P. 2017. *Procedia Engineering*. 176, pp. 610–617. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.304>
6. Krestnikovskiy K.V., Panovko G.Ya., Shokhin A.E. 2016. *Vibroengineering Procedia*. 8, pp. 208–212.
7. Panovko G., Shokhin A., Eremeykin S. 2016. *Vibroengineering Procedia*. 8, pp. 174–178 (in Russian).
8. Chernikov S.A. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. (2015) 44: 439. <https://doi.org/10.3103/S1052618815050052>
9. Электронный источник: Micro-Epsilon capaNCDDT 6200 // URL: <https://www.microepsilon.com/download/manuals/man--capaNCDDT-6200--en.pdf> (дата обращения: 16.05.2019).
10. Borin D.Y., Bergmann C., Odenbach S. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. 2020. T. 497. P. 165959.
11. Zubarev A., Chirikov D., Borin D. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*. 2020. T. 498. P. 166129.
12. Zubarev A., Chirikov D., Stepanov G., Borin D., Lopez-Lopez M.T. *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*. 2018. V. 498. PP. 86–95.
13. Mikhailov V.P., Bazinenkov A.M., Kazakov A.V., Rotar' A.P., Ivanova D.A. Active vibration isolation of high-vacuum nanotechnology equipment // *Journal of Physics: Conf. Series* 1313 (2019) 012041. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1313/1/012041>
14. Mikhailov V.P., Bazinenkov A.M., Kazakov A.V. Active vibration isolation of nanotechnology equipment // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 709 (2020) 044046. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/709/4/044046>
15. Михайлов В.П., Копылов А.А. Исследование платформы для активной виброизоляции нанотехнологического оборудования // *Наноиндустрия*. 2022. Т. 15. , № 3–4. С. 232–240. <https://doi.org/10.22184/1993-8578.2022.15.3-4.232.238>