



Исследование влияния основных параметров двухмассовой колебательной системы на ее динамические характеристики

Виктор Георгиевич Зедгенизов^{1✉}, Сорбон Хотамович Файзов²

^{1,2} Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, Россия

¹vzedgenizov@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0001-5141-0876>

²sorbon.2018@mail.ru

Резюме. Цель – определение влияния основных параметров двухмассовой колебательной системы на ее динамические характеристики, позволяющие расширить резонансную зону с целью снижения неустойчивости рабочего режима при изменении нагрузки или частоты вынуждающей силы. Объектом исследований явилась колебательная система вибромашины, состоящая из двух масс, связанных между собой упругим и диссипативным элементами. В исследованиях использованы основные положения теоретической механики, математического моделирования и имитационного эксперимента. По результатам исследований на математической модели двухмассовой колебательной системы в среде Matlab-Simulink предложен алгоритм, включающий в себя процедуру формирования амплитудно-частотной характеристики с расширенной резонансной зоной, и определено влияние основных параметров колебательной системы на расположение и ширину указанной резонансной зоны. Показано, что с увеличением второй массы колебательной системы горизонтальный участок амплитудно-частотной характеристики опускается вниз и сдвигается в область более низких частот. Это объясняется тем, что система становится более инертной по отношению к вынуждающей силе. Установлено, что при увеличении первой массы коэффициент усиления амплитудно-частотной характеристики повышается, а ширина горизонтального участка уменьшается. Выявлено, что с увеличением жесткости первого упругого элемента резонансный участок опускается еще ниже и сдвигается в сторону более высоких значений частоты вынуждающей силы; при этом ширина участка возрастает. Таким образом, способ корректировки амплитудно-частотной характеристики за счет введения дополнительной массы в конструкцию вибромашины с целью расширения ее резонансной зоны без применения специальных автоматических устройств является перспективным. Результаты проведенных исследований могут быть положены в основу методики расчета энергоэффективных резонансных вибромашин.

Ключевые слова: двухмассовая колебательная система, основные параметры, динамические характеристики, ширина резонансной зоны, Matlab-Simulink

Для цитирования: Зедгенизов В. Г., Файзов С. Х. Исследование влияния основных параметров двухмассовой колебательной системы на ее динамические характеристики // iPolytech Journal. 2022. Т. 26. № 2. С. 164–172. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2022-2-164-172>.

Influence of the main parameters of a dual-mass oscillation system on its dynamic characteristics

Viktor G. Zedgenizov^{1✉}, Sorbon H. Fayzov²

^{1,2} Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia

¹vzedgenizov@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0001-5141-0876>

²sorbon.2018@mail.ru

Abstract. The influence of the main parameters of a dual-mass oscillation system on its dynamic characteristics is examined. The object of the study comprises the oscillation system of a vibration machine, containing two masses, connected by elastic and dissipative elements. A reduction in the instability of the operating mode when changing the load or frequency of the driving force can be achieved by expanding the resonance zone. Mathematical modelling and simulation experiment approaches were used for the research. Based on the results obtained using the mathematical model for

dual-mass oscillation system by Matlab-Simulink, an algorithm is proposed that includes a procedure for forming an amplitude-frequency response with an extended resonance zone and describing the influence of the main parameters of the oscillation system on the location and width of the specified resonance zone. It is shown that with an increase in the second mass of the oscillation system, the horizontal section of the amplitude-frequency response declines and shifts to the region of lower frequencies. This is explained by the increasing inertness of the system to the driving force. With a larger initial mass, the gain of amplitude-frequency response was shown to increase, while the width of the horizontal section decreases. Further, with increased stiffness of the first elastic element, the resonance section descends even lower and shifts towards higher frequency values of the driving force; however, the width of the section increases. Therefore, the method of correcting the amplitude-frequency response by introducing additional mass into the structure of an oscillation machine in order to expand its resonance zone with no additional automated devices seems promising. The obtained results may form the basis for a calculation method for energy-efficient resonance oscillation machines.

Keywords: two-mass oscillatory system, basic parameters, dynamic characteristics, width of the resonant zone, Matlab-Simulink

For citation: Zedgenizov V. G., Fayzov S. H. Influence of the main parameters of a dual-mass oscillation system on its dynamic characteristics. *iPolytech Journal*. 2022;26(2):164-172. (In Russ.). <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2022-2-164-172>.

ВВЕДЕНИЕ

Вибрационные машины обладают уникальными свойствами и находят применение в различных отраслях промышленности, строительстве и сельском хозяйстве. Так, эффект вибрационного псевдооживления используется в машиностроении для обработки деталей (шлифования и полирования, упрочнения поверхности и ее очистки) путем создания виброкипящего слоя зернистого материала. Виброкипящий слой применяется и во многих других технологических процессах: сепарации, теплообмене, измельчении, сегрегации, смешивании, нанесении полимерных покрытий, сушке и др. Вибрационные эффекты также имеют место в процессах транспортирования, грохочения, бункерования, дозирования, уплотнения и разрыхления, просеивания, резания и т.д. [1].

Одним из путей повышения энергоэффективности вибрационных машин является использование резонансного режима. В резонансных машинах упругие и инерционные силы взаимно уравниваются, а мощность привода расходуется только на преодоление диссипативных сил. Принципиально резонансная настройка позволяет на порядок снизить потребляемую мощность при одновременном улучшении конструктивных, динамических и эксплуатационных качеств машины [2, 3].

Однако резонансные системы имеют свои недостатки из-за остроты резонансного пика, главным из которых является неустойчивость рабочего режима при изменении нагрузки или частоты вынуждающей силы. Эта неустойчи-

вость часто является причиной нарушения технологического процесса, что препятствует широкому внедрению высокоэффективных резонансных вибромашин [4–7].

Существующие способы стабилизации резонансных режимов, например, явление авторезонанса [8], возбуждение комбинационных параметрических колебаний или управление по каналу обратной связи [9], требуют дополнительных устройств и систем управления. Поэтому перспективным следует признать способ корректировки амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) за счет введения дополнительной массы в конструкцию вибромашин с целью расширения ее резонансной зоны без применения специальных автоматических устройств [1, 10].

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Определение влияния основных параметров двухмассовой колебательной системы на ее динамические характеристики, позволяющие расширить резонансную зону.

МАТЕРИАЛ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

На рис. 1 представлена расчетная схема двухмассовой колебательной системы.

Колебательная система состоит из двух масс, связанных между собой упругим и диссипативным элементами. Кроме того, первая масса также через упругий и диссипативный элементы соединена с неподвижным основанием, и к ней приложена синусоидальная вынуждающая сила. Коэффициенты демпфирования учитывают потери энергии при движении системы.

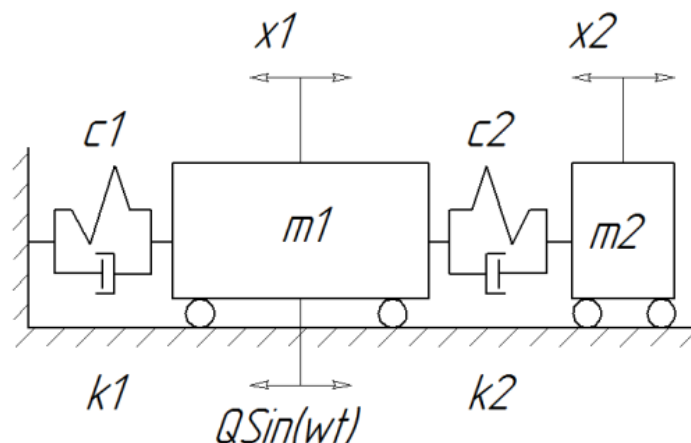


Рис. 1. Расчетная схема двухмассовой колебательной системы
Fig. 1. Design diagram of a two-mass oscillatory system

Первая масса имитирует рабочий орган вибрационной машины, вторая – служит для коррекции АЧХ.

Движение системы может быть описано следующей системой дифференциальных уравнений:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + k_1 \frac{dx_1}{dt} + k_2 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + c_1 x_1 + c_2 (x_1 - x_2) = Q \sin(\omega t); \quad (1)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + k_2 \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) + c_2 (x_1 - x_2) = 0, \quad (2)$$

где m_1 и m_2 – первая и вторая массы колебательной системы; x_1 и x_2 – перемещения первой и второй массы, соответственно; k_1 и k_2 – коэффициенты демпфирования масс; c_1 и c_2 – коэффициенты жесткости упругих элементов; $Q \sin(\omega t)$ – вынуждающая сила.

Уравнение (1) определяет перемещение первой, а уравнение (2) – перемещение второй массы.

Для получения АЧХ колебательной системы в среде Matlab-Simulink разработана схема, которая представлена на рис. 2³ [11, 12].

Входной сигнал формирует блок Input Point1, отклик системы в виде амплитуды перемещений первой и второй масс снимается с блоков Output Point и Output Point1 и регистрируется в блоке Scope.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Исходные данные для имитационного эксперимента: $m_1 = 200$ кг; $m_2 = 50$ кг; $c_1 = 1265$ кН/м; $k_1 = 80$ Нс/м. Указанные параметры выбраны в привязке к создаваемому типоразмерному ряду стенов, которые укладываются в расчетную схему, приведенную на рис. 1. Жесткость c_2 ориентировочно определяется из условия, при котором достигается «плато» на АЧХ колебательной системы [1]:

$$c_2 \approx c_1 \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)^2}. \quad (3)$$

В результате имитационного моделирования получены АЧХ двухмассовой колебательной системы (рис. 3). Верхний график соответствует амплитуде колебаний первой массы, нижний – второй массы.

Кривая 1 получена по исходным данным и представляет собой классическую АЧХ двухмассовой колебательной системы с двумя ярко выраженными резонансными пиками: первый определяется собственной частотой колебаний первой массы, второй – соответствует собственной частоте колебаний второй массы.

³Бенькович Е. С., Колесов Ю. Б., Сениченков Ю. Б. Практическое моделирование динамических систем: учеб. пособ. СПб.: Изд-во «БХВ-Петербург», 2002. 464 с.

С увеличением частоты вынуждающей силы амплитуда колебаний первой массы начинает возрастать. Так как первая и вторая массы связаны между собой упругим элементом, то увеличивается амплитуда колебаний и второй массы. По мере приближения частоты вынуждающей силы к первой из собственных частот колебаний системы наблюдается резкое увеличение амплитуд колебаний обеих масс – первый резонанс [13–17].

Дальнейшее повышение частоты вынуждающей силы приводит к снижению амплитуд колебаний обеих масс, так как наблюдается отстройка системы от первой резонансной частоты [18–23].

По мере увеличения частоты вынуждающей силы и приближения ее ко второй из собственных частот колебаний системы наблюдается второе увеличение амплитуды колебаний первой массы – второй резонанс системы. При этом амплитуда колебаний второй массы также повышается, а затем АЧХ обеих масс асимптотически приближа-

ются к нулю.

Повышение коэффициента демпфирования второй массы приводит к уменьшению второго резонансного пика и сглаживанию АЧХ (кривая 2). При этом обе массы колебательной системы движутся отдельно.

Дальнейшее повышение демпфирования второй массы трансформирует двухмассовую колебательную систему в одномассовую, и обе массы движутся совместно (кривая 3).

На рис. 3 указаны две характерные точки «а» и «б», через которые проходят все кривые независимо от степени демпфирования системы. При соблюдении условия (3) указанные точки будут находиться на одном уровне, и, следовательно, существует такой коэффициент демпфирования второй массы, при котором указанные точки соединяются горизонтальной прямой (кривая 4). В этом случае на АЧХ двухмассовой системы появляется горизонтальный участок, на котором амплитуда первой массы не зависит от частоты вынуждающей силы.

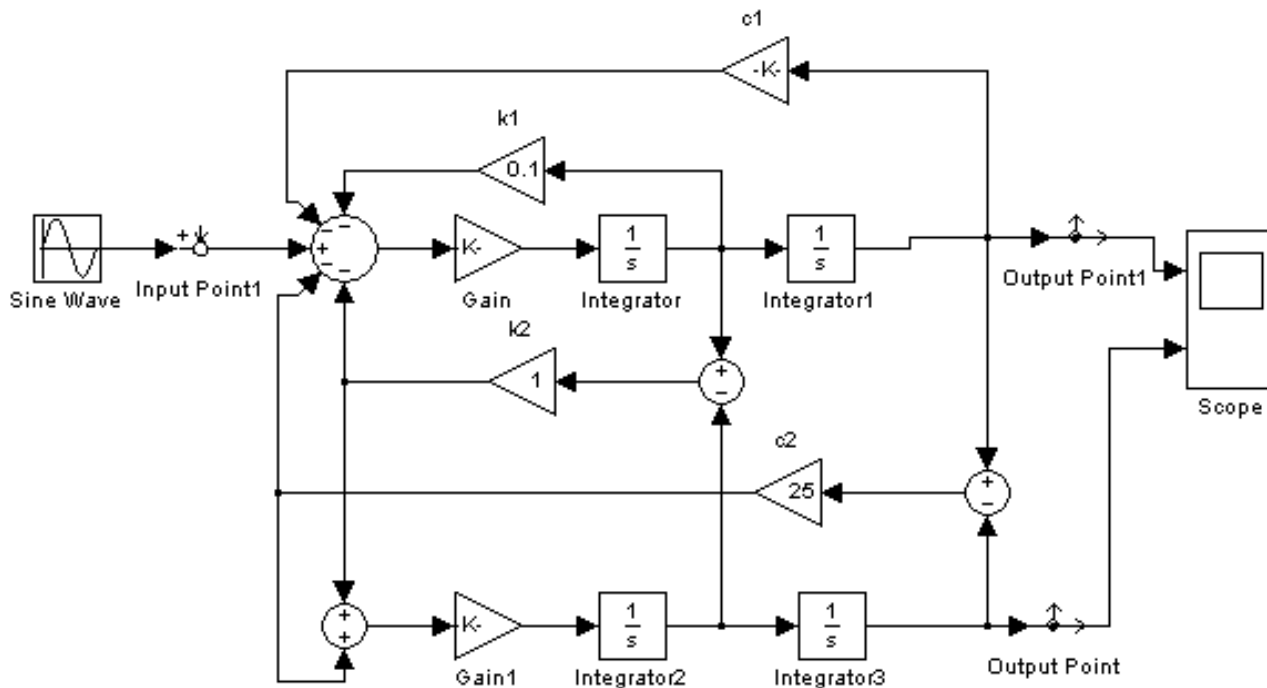


Рис. 2. Схема решения в Matlab-Simulink
Fig. 2. Solution diagram in Matlab-Simulink

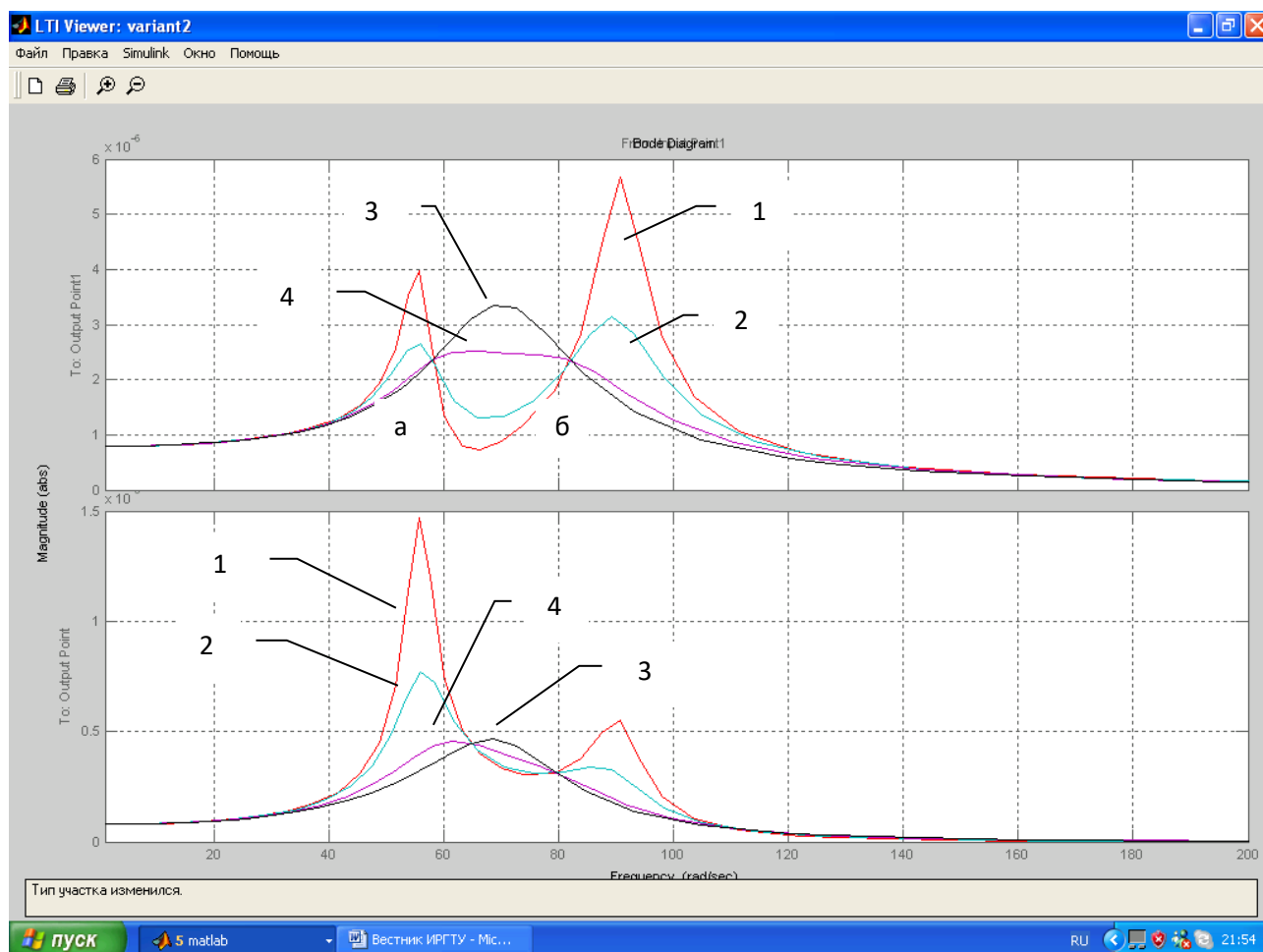


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика двухмассовой колебательной системы при различных значениях коэффициента демпфирования k_2 : 1 – $k_2 = 500$ Нс/м; 2 – $k_2 = 1000$ Нс/м; 3 – $k_2 = 3000$ Нс/м; 4 – $k_2 = 2150$ Нс/м
Fig. 3. Amplitude-frequency response of a two-mass oscillatory system at different values of the damping coefficient k_2 : 1 – $k_2 = 500$ Ns/m; 2 – $k_2 = 1000$ Ns/m; 3 – $k_2 = 3000$ Ns/m; 4 – $k_2 = 2150$ Ns/m

Расположение указанного участка на АЧХ зависит от параметров колебательной системы. На рис. 4 представлена АЧХ двухмассовой системы с различным соотношением масс и коэффициента жесткости упругого элемента s_1 .

Параметры m_1 , m_2 , s_1 и k_1 являются независимыми и выбираются в привязке к создаваемому типоразмерному ряду стенов, которые укладываются в расчетную схему, приведенную на рис. 1. Жесткость упругого элемента s_2 определяется по формуле (3), а величина коэффициента демпфирования k_2 – из условия появления на АЧХ горизонтального участка.

Анализ зависимостей показывает, что с увеличением второй массы (кривая 2) АЧХ опускается вниз, и горизонтальный участок сдвигается в область более низких частот. Это объясняется тем, что система становится более инертной по отношению к вынуждающей силе. При увеличении первой массы (кривая 3) коэффициент усиления АЧХ повышается, а ширина горизонтального участка уменьшается. С увеличением жесткости первого упругого элемента горизонтальный участок АЧХ опускается еще ниже и сдвигается в сторону более высоких значений частоты вынуждающей силы. При этом ширина участка возрастает (кривая 4).

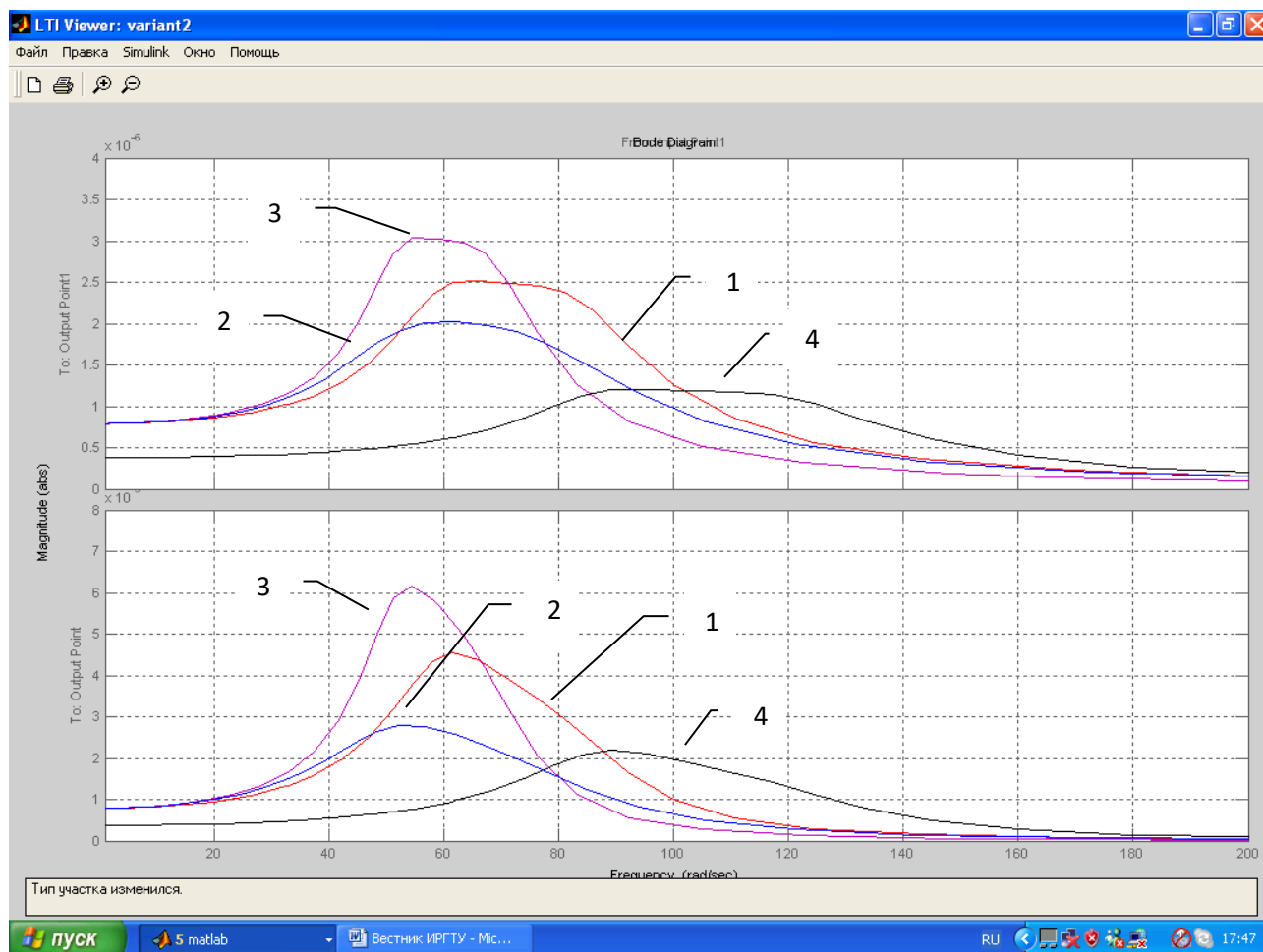


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика двухмассовой колебательной системы при различном соотношении масс и коэффициента жесткости упругого элемента c_1 :

- 1 – $m_1 = 200$ кг; $m_2 = 50$ кг; $c_1 = 1265$ кН/м; $c_2 = 202$ кН/м; $k_1 = 80$ Нс/м; $k_2 = 2150$ Нс/м
- 2 – $m_1 = 200$ кг; $m_2 = 100$ кг; $c_1 = 1265$ кН/м; $c_2 = 281$ кН/м; $k_1 = 80$ Нс/м; $k_2 = 5150$ Нс/м
- 3 – $m_1 = 300$ кг; $m_2 = 50$ кг; $c_1 = 1265$ кН/м; $c_2 = 155$ кН/м; $k_1 = 80$ Нс/м; $k_2 = 1600$ Нс/м
- 4 – $m_1 = 200$ кг; $m_2 = 50$ кг; $c_1 = 2650$ кН/м; $c_2 = 424$ кН/м; $k_1 = 80$ Нс/м; $k_2 = 3100$ Нс/м

Fig. 4. Amplitude-frequency characteristic of a two-mass oscillatory system under different ratio of masses and stiffness coefficient of the elastic element c_1 :

- 1 – $m_1 = 200$ kg; $m_2 = 50$ kg; $c_1 = 1265$ kN/m; $c_2 = 202$ kN/m; $k_1 = 80$ Ns/m; $k_2 = 2150$ Ns/m
- 2 – $m_1 = 200$ kg; $m_2 = 100$ kg; $c_1 = 1265$ kN/m; $c_2 = 281$ kN/m; $k_1 = 80$ Ns/m; $k_2 = 5150$ Ns/m
- 3 – $m_1 = 300$ kg; $m_2 = 50$ kg; $c_1 = 1265$ kN/m; $c_2 = 155$ kN/m; $k_1 = 80$ Ns/m; $k_2 = 1600$ Ns/m
- 4 – $m_1 = 200$ kg; $m_2 = 50$ kg; $c_1 = 2650$ kN/m; $c_2 = 424$ kN/m; $k_1 = 80$ Ns/m; $k_2 = 3100$ Ns/m

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложен алгоритм, включающий в себя процедуру формирования АЧХ с расширенной резонансной зоной.

2. Определено влияние основных параметров колебательной системы на располо-

жение и ширину указанной резонансной зоны АЧХ.

3. Результаты проведенных исследований могут быть положены в основу методики расчета энергоэффективных резонансных вибротамашин.

Список источников

1. Федоренко И. Я., Гнездилов А. А. Динамические свойства двухмассовой вибрационной технологической машины // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2016. № 3. С. 179–183.
2. Быховский И. И., Попов С. И. Автоматизация резо-

нансных вибротамашин. М.: Изд-во «ЦНИИТЭстроймаш», 1972. 162 с.

3. Дмитриев В. Н., Горбунов А. А. Резонансный вибрационный электропривод машин и установок с автоматическим управлением // Известия Самарского научно-

го центра Российской академии наук. 2009. Т. 11. № 3. С. 310–314.

4. Лян И. П., Пановко Г. Я., Шохин А. Е. К вопросу об энергопотреблении вибрационных технологических машин // XXXI Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения: сб. тр. конф. (г. Москва, 4–6 декабря 2019 г.). М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2020. С. 334–337.

5. Yatsun V., Filimonikhin G., Dumenko K., Nevdakha A. Equations of motion of vibration machines with a translational motion of platforms and a vibration exciter in the form of a passive auto-balancer // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5. No. 1. P. 19–25. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.111216>.

6. Yatsun V., Filimonikhin G., Dumenko K., Nevdakha A. Experimental research of rectilinear translational vibrations of a screen box excited by a ball balancer // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 3. No. 1. P. 23–29. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.101798>.

7. Zhakash A., Talasbaev A. A., Raymova A. Self-synchronization of two one-mass resonant vibrators // Theoretical & Applied Science. 2015. Vol. 26. Iss. 6. С. 48–51. <http://dx.doi.org/10.15863/TAS.2015.06.26.11>.

8. Асташев В. К. О новых направлениях использования явления резонанса в машинах // Вестник научно-технического развития. 2011. № 8. [Электронный ресурс]. URL: [http://www.vntr.ru/nomera/2011-848/\(14.12.2021\)](http://www.vntr.ru/nomera/2011-848/(14.12.2021)).

9. Пановко Г. Я., Шохин А. Е. К вопросу о резонансной настройке транспортно-технологических вибростанов // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем: сб. тр. XVIII Междунар. симпозиума, посвященного 100-летию со дня рождения д-ра техн. наук, проф. А. Е. Кобринского (г. Москва – Бекасово, 17–23 мая 2015 г.). М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2015. С. 213–217.

10. Черноусько Ф. Л., Акуленко Л. Д., Соколов Б. Н. Управление колебаниями: монография. М.: Изд-во «Наука», 1980. 383 с.

11. Кривцов С. Н. Обоснование необходимости совершенствования стратегии технического сервиса аккумуляторных топливopодающих систем автомобильных дизельных двигателей // Автотранспортное предприятие. 2016. № 8. С. 44–47.

12. Черных И. В. Моделирование электротехнических устройств в Matlab, SimPowerSystems и Simulink. М.: Изд-во «ДМК Пресс», 2008. 290 с.

13. Кривцов С. Н., Зедгенизов В. Г. Методологические

основы рационального применения методов диагностики автомобилей с дизельным двигателем и аккумуляторной топливopодающей системой в технологических процессах технического обслуживания и ремонта // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2017. Т. 21. № 4. С. 176–187. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2017-4-176-187>.

14. Yaroshevich N. P., Zabrodets I. P., Yaroshevich T. S. Dynamics of starting of vibrating machines with unbalanced vibroexciters on solid body with flat vibrations // Applied Mechanics and Materials. 2016. Vol. 849. P. 36–45. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.849.36>.

15. Кривцов С. Н. Динамический метод диагностирования автомобильных дизелей, оснащенных аккумуляторной топливopодающей системой // Автомобильная промышленность. 2015. № 9. С. 26–29.

16. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. М.: Изд-во «Высшая школа», 1980. 408 с.

17. Шрейнер Р. Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты: монография. Екатеринбург: Изд-во УРО РАН, 2000. 654 с.

18. Скубов Д. Ю., Ходжаев К. Ш. Нелинейная электромеханика: монография. М.: Изд-во «Физматлит», 2003. 360 с.

19. Garanin A. Yu., Silaeva E. V., Shlegel' O. A., Popenko V. N. DC electromagnet traction force calculation // Электротехника. 2003. № 2. С. 55–58.

20. Yatsun V. V., Filimonikhin G. B., Dumenko K., Nevdakha A. Y. Experimental research of rectilinear translational vibrations of a screen box excited by a ball balancer // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 3. Iss. 1. P. 23–29. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.101798>.

21. Ryzhik B., Sperling L., Duckstein H. Non-synchronous motions near critical speeds in a single-plane autobalancing device // Technische Mechanik. 2004. Vol. 24. P. 25–36.

22. Lu Chung-Jen, Tien Meng-Hsuan. Pure-rotary periodic motions of a planar two-ball auto-balancer system // Mechanical Systems and Signal Processing. 2012. Vol. 32. P. 251–268. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2012.06.00116>.

23. Artyunin A. I., Elisseyev S. V. Effect of “crawling” and peculiarities of motion of a rotor with pendular self-balancers // Applied Mechanics and Materials. 2013. Vol. 373-375. P. 38–42. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.373-375.38>.

References

1. Fedorenko I. Ya., Gnezdilov A. A. The dynamic properties of a two-mass vibration technological machine. *Vestnik Altajskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2016;3:179-183. (In Russ.).
2. Byhovskij I. I., Popov S. I. *Automation of resonant vibration machines*. Moscow: CNIITEstrojmash; 1972, 162 p. (In Russ.).
3. Dmitriev V. N., Gorbunov A. A. Resonant vibration electric drive of machines and plants with automatic control.

Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk = Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. 2009;11(3):310-314. (In Russ.).
4. Lyan I. P., Panovko G. Ya., Shohin A. E. On the issue of energy consumption of vibration technological machines. In: *XXXI Mezhdunarodnaya innovacionnaya konferenciya molodyh uchenyh i studentov po problemam mashinovedeniya: sbornik trudov konferencii = Interna-*

tional Conference of Young Scientists and Students "Topical Problems of Mechanical Engineering". 4–6 December 2019, Moscow. Moscow: Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences; 2020, p. 334–337. (In Russ.).

5. Yatsun V., Filimonikhin G., Dumenko K., Nevdakha A. Equations of motion of vibration machines with a translational motion of platforms and a vibration exciter in the form of a passive auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017;5(1):19–25. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.111216>.

6. Yatsun V., Filimonikhin G., Dumenko K., Nevdakha A. Experimental research of rectilinear translational vibrations of a screen box excited by a ball balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017;3(1):23–29. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.101798>.

7. Zhakash A., Talasbaev A. A., Raymova A. Self-synchronization of two one-mass resonant vibrators. *Theoretical & Applied Science*. 2015;26(6):48–51. <http://dx.doi.org/10.15863/TAS.2015.06.26.11>.

8. Astashev V. K. On new application trends of the resonance phenomenon in machines. *Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya*. 2011;8. Available from: <http://www.vntr.ru/nomera/2011-848/> [Accessed 14th December 2021]. (In Russ.).

9. Panovko G. Ya., Shohin A. E. To resonant tuning of transport-technological vibration machines. In: *Dinamika vibroudarnykh (sil'no nelineynykh) sistem: sbornik trudov XVIII Mezhdunarodnogo simpoziuma, posvyashchennogo 100-letiyu so dnya rozhdeniya doktora tekhnicheskikh nauk, professora A. E. Kobrinskogo = Dynamics of vibro-impact (strongly nonlinear) systems: Collected works of 18th International Symposium dedicated to the 100th birth anniversary of Doctor of technical sciences, Professor A.E. Kobrinsky*. 17–23 May 2015, Moscow – Bekasovo. M.: Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences; 2015, p. 213–217. (In Russ.).

10. Chernous'ko F. L., Akulenko L. D., Sokolov B. N. *Oscillation Control*. Moscow: Nauka; 1980, 383 p. (In Russ.).

11. Krivtsov S. N. Substantiation of the need to improve the technical service strategy for the vehicle with diesel engine equipped with common rail fuel injection system. *Avtotransportnoe predpriyatie*. 2016;10:24–27. (In Russ.).

12. Chernykh I. V. Modeling of electrical devices in Matlab, SimPowerSystems and Simulink. Moscow: DMK Press, 2008. 290 p.

13. Krivtsov S. N., Zedgenizov V. G. Methodological bases for rational use of diagnostic methods of diesel vehicles equipped with common rail fuel injection systems in technological processes of maintenance and repair. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta = Proceedings of Irkutsk State Technical University*. 2017;21(4):176–187. (In Russ.). <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2017-4-176-187>.

14. Yaroshevich N. P., Zabrodets I. P., Yaroshevich T. S. Dynamics of starting of vibrating machines with unbalanced vibroexciters on solid body with flat vibrations. *Applied Mechanics and Materials*. 2016;849:36–45. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.849.36>.

15. Krivtsov S. N. Dynamical method for diagnosing of automobile diesel engines equipped with common rail fuel injection system. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2015;9:26–29. (In Russ.).

16. Biderman V. L. *Theory of mechanical oscillations*. Moscow: Vysshaya shkola; 1980, 408 p. (In Russ.).

17. Shrejner R. T. *Mathematical modeling of AC electric drives with semiconductor frequency converters*. Ekaterinburg: Ural Branch of the Russian Academy of Sciences; 2000, 654 p. (In Russ.).

18. Skubov D. Yu., Hodzhaev K. Sh. *Nonlinear electromechanics*. Moscow: Fizmatlit; 2003, 360 p. (In Russ.).

19. Garanin A. Yu., Silaeva E. V., Shlegel' O. A., Popenko V. N. DC electromagnet traction force calculation. *Elektrotehnika*. 2003;2:55–58.

20. Yatsun V. V., Filimonikhin G. B., Dumenko K., Nevdakha A. Y. Experimental research of rectilinear translational vibrations of a screen box excited by a ball balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017;3(1):23–29. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.101798>.

21. Ryzhik B., Sperling L., Duckstein H. Non-synchronous motions near critical speeds in a single-plane autobalancing device. *Technische Mechanik*. 2004;24:25–36.

22. Lu Chung-Jen, Tien Meng-Hsuan. Pure-rotary periodic motions of a planar two-ball auto-balancer system. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2012;32:251–268. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2012.06.00116>.

23. Artyunin A. I., Elisayev S. V. Effect of "crawling" and peculiarities of motion of a rotor with pendular self-balancers. *Applied Mechanics and Materials*. 2013;373–375:38–42.

<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.373-375.38>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Зедгенизов Виктор Георгиевич,
доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры строительных, дорожных машин
и гидравлических систем,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, Россия

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Viktor G. Zedgenizov,
Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Professor of the Department of Road Construction
Machines and
Hydraulic Systems,
Irkutsk National Research Technical University,
83 Lermontov St., Irkutsk 664074, Russia

Файзов Сорбон Хотамович,
аспирант,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, Россия

Sorbon H. Fayzov,
Postgraduate Student
Irkutsk National Research Technical University,
83 Lermontov St., Irkutsk 664074, Russia

Вклад авторов

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors

The authors contributed equally to this article.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The final manuscript has been read and approved by all the co-authors.

Информация о статье

Статья поступила в редакцию 15.11.2021; одобрена после рецензирования 28.01.2022; принята к публикации 20.06.2022.

Information about the article

The article was submitted 15.11.2021; approved after reviewing 28.01.2022; accepted for publication 20.06.2022.