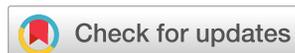


Научная статья
УДК 621.01
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-12-23>
EDN: KEIWXX



ВЛИЯНИЕ ТОЧКИ ПРИЛОЖЕНИЯ ВЫНУЖДАЮЩЕЙ СИЛЫ В ДВУХМАССОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ НА ЕЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ

В. Г. Зедгенизов, С. Х. Файзов

*Иркутский национальный исследовательский технический университет
г. Иркутск, Россия*

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

sorbon2018@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-4428-9999>

**ответственный автор*

АННОТАЦИЯ

Введение. Целью данной статьи является выполнение сравнительного анализа энергозатрат при работе резонансной двухмассовой механической системы в зависимости от точки приложения вынуждающей силы к первой или ко второй массе. Объектом исследований является колебательная система вибромашины, состоящая из двух масс, связанных между собой упругим и диссипативным элементом. Кроме того, первая масса через упругий и диссипативный элемент соединена с неподвижным основанием.

Материалы и методы. В исследованиях использованы основные положения теоретической механики, математического моделирования и имитационного эксперимента в среде Matlab-Simulink.

Результаты. По результатам исследований на математической модели двухмассовой колебательной системы с точкой приложения вынуждающей силы к первой массе установлено, что при вынуждающей силе 10 кН и частоте 80 рад/с амплитуда колебаний первой массы составляет 0,6 мм, а второй – 1,8 мм, при этом коэффициент усиления по амплитуде составляет 3,94. Для достижения указанной вынуждающей силы дебалансный возбудитель направленного действия при массе дебалансов 10 кг должен иметь эксцентриситет – 0,16 м, а мощность, необходимую на привод возбудителя колебаний – 21,2 кВт. В случае приложения вынуждающей силы ко второй массе достичь той же амплитуды колебаний первой массы (0,6 мм) можно при вынуждающей силе 5 кН, эксцентриситете 0,078 м и мощности на привод возбудителя 4,9 кВт, при этом коэффициент усиления по амплитуде составляет 8,44.

Выводы. Таким образом, в силу динамических свойств двухмассовой системы вариант с точкой приложения вынуждающей силы ко второй массе оказывается в 4,3 раза энергоэффективнее по сравнению с вариантом приложения вынуждающей силы к первой массе.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: двухмассовая колебательная система, амплитуда колебаний, точка приложения вынуждающей силы, энергоэффективность

Статья поступила в редакцию 14.01.2023; одобрена после рецензирования 03.02.2023; принята к публикации 20.02.2023.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Зедгенизов В. Г., Файзов С. Х. Влияние точки приложения вынуждающей силы в двухмассовой колебательной системе на ее энергоэффективность // *Вестник СибАДИ*. 2023. Т. 20, № 1 (89). С. 12-23. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-12-23>

© Зедгенизов В. Г., Файзов С. Х., 2023



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Origin alarticle

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-12-23>

EDN: KEIWXK

IMPACT OF FORCE APPLICATION POINT IN TWO-MASS OSCILLATION SYSTEM ON ITS ENERGY EFFICIENCY

Viktor G. Zedgenizov*, Sorbon Kh. Faizov

Irkutsk National Research Technical University

Irkutsk, Russia

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

sorbon2018@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-4428-9999>

*corresponding author

ABSTRACT

Introduction. The goal is to perform a comparative analysis of energy consumption during the operation of a resonant two-mass mechanical system, depending on the point of application of the driving force to the first or second mass. The object of research is an oscillatory system of a vibrating machine consisting of two masses interconnected by elastic and dissipative elements. In addition, the first mass is connected to a fixed base through elastic and dissipative elements.

Materials and methods. The research uses the main provisions of theoretical mechanics, mathematical modeling and simulation experiment in the Matlab-Simulink environment.

Results. According to the results of research on a mathematical model of a two-mass oscillatory system with a point of application of the driving force to the first mass, it was found that with a driving force of 10 kN and a frequency of 80 rad/s, the amplitude of the oscillations of the first mass is 0,6 mm, and the second is 1,8 mm, while the amplitude gain is 3,94. To achieve the specified driving force, a directional debalance exciter with a mass of 10 kg of debalances must have an eccentricity of 0,16 m, and the power required to drive the oscillation exciter is 21,2 kW. In the case of applying a driving force to the second mass, it is possible to achieve the same amplitude of oscillations of the first mass (0,6 mm) with a driving force of 5 kN, an eccentricity of 0,078 m and a drive power of 4,9 kW, while the amplitude gain is 8,44.

Originality. Thus, due to the dynamic properties of the two-mass system, the option with the point of application of the driving force to the second mass is 4,3 times more energy efficient than the option of applying the driving force to the first mass.

KEYWORDS: two-mass oscillatory system, oscillation amplitude, the point of application of the driving force, energy efficiency

The article was submitted 14.01.2023; approved after reviewing 03.02.2023; accepted for publication 20.02.2023.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation. Zedgenizov Viktor G., Faizov Sorbon Kh. Impact of force application point in two-mass oscillation system on its energy efficiency. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal.* 2023; 20 (1): 12-23. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-12-23>

© Zedgenizov V. G., Faizov S. Kh., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

В современном строительном комплексе широко используются вибрационные технологические машины с дебалансными вибровозбудителями (виброконвейеры, виброгрохоты, вибрационные мельницы и т.д.). Одним из путей повышения энергоэффективности вибрационных машин является использование резонансного режима, при котором рабочему органу сообщаются колебания, близкие к его собственной частоте^{1, 2, 3, 4} [1, 2].

Резонансный режим позволяет исключить влияние упругих и инерционных сил в системе. Мощность привода вибрационной машины идет на компенсацию исключительно диссипативных сил. Резонансная настройка существенно снижает потребляемую мощность, при этом наблюдается улучшение конструктивных, динамических и эксплуатационных характеристик машины [3, 4].

Однако резонансные системы имеют свои недостатки. Из-за остроты резонансного пика появляется нестабильность рабочего режима при изменении нагрузки или частоты вынуждающей силы. Эта нестабильность часто является причиной нарушения технологического процесса, что препятствует широкому внедрению высокоэффективных резонансных вибр машин [5, 6].

С целью расширения резонансной зоны в структуру машин вводится дополнительная масса [7]. При этом вынуждающая сила может быть приложена как к рабочему органу, так и к дополнительной массе.

Целью настоящей работы является сравнительный анализ энергозатрат при работе резонансной двухмассовой механической системы в зависимости от точки приложения вынуждающей силы.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В качестве прототипа выбрана резонансная виброплощадка 7452, которая входит в

состав комплекта оборудования для изготовления плит перекрытий размером 3x6 м. Техническая характеристика прототипа⁵:

- грузоподъемность, кг – 8000;
- амплитуда колебаний, мм – 0,4...0,6;
- масса виброгруппы, кг – 575;
- установленная мощность, кВт – 18,5.

На рисунке 1 представлена расчетная схема прототипа с приложением вынуждающей силы к массе m_1 .

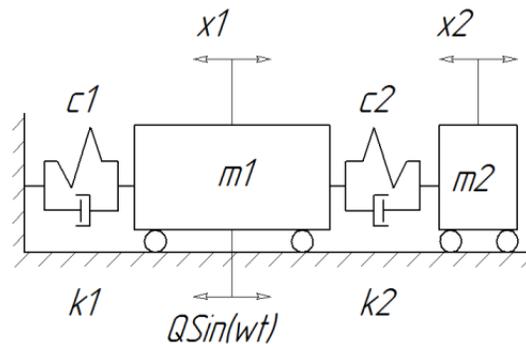


Рисунок 1 – Расчетная схема двухмассовой колебательной системы с приложением вынуждающей силы к массе m_1 .
Источник: составлено авторами.

Figure 1 – Design scheme of a two-mass oscillatory system with the application of a driving force to the mass m_1 .
Source: compiled by the authors.

Колебательная система состоит из двух масс m_1 и m_2 , связанных между собой упругим c_2 и диссипативным k_2 элементами. Кроме того, первая масса через упругий c_1 и диссипативный k_1 элементы соединена с неподвижным основанием. Масса m_1 имитирует рабочий орган вибрационной машины, масса m_2 служит для коррекции амплитудно-частотной характеристики (АЧХ).

Вариант 1: вынуждающая сила $Q \cdot \sin(\omega t)$ приложена к массе m_1 .

Движение системы описывается следующей системой дифференциальных уравнений [8]:

¹ 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 (МИК-МУС-2019): сб. тр. конф. М., 2019. С. 334–337.

² Пановко Г. Я., Шохин А. Е. К вопросу о резонансной настройке транспортно-технологических вибр машин // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем: сб. тр. XVIII Междунар. симпозиума, посвященного 100-летию со дня рождения д-ра техн. наук, проф. А.Е. Кобринского. М., 2015. С. 213–217.

³ Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. М.: Высш. шк., 1980. 408 с.

⁴ Быховский И. И., Попов С. И. Автоматизация резонансных вибр машин. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1972. 162 с.

⁵ Энциклопедия по машиностроению <https://mash-xxl.info/page/0411990621800182361761260360550961460320000872> 01/ (дата обращения: 06.01.2023)

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

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

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; $Q \cdot \sin(\omega t)$ – вынуждающая сила.

Уравнение (1) определяет перемещение массы m_1 , а уравнение (2) – перемещение массы m_2 . Для получения АЧХ колебательной системы в среде Matlab-Simulink разработана схема, которая представлена на рисунке 2 [9, 10, 11, 12].

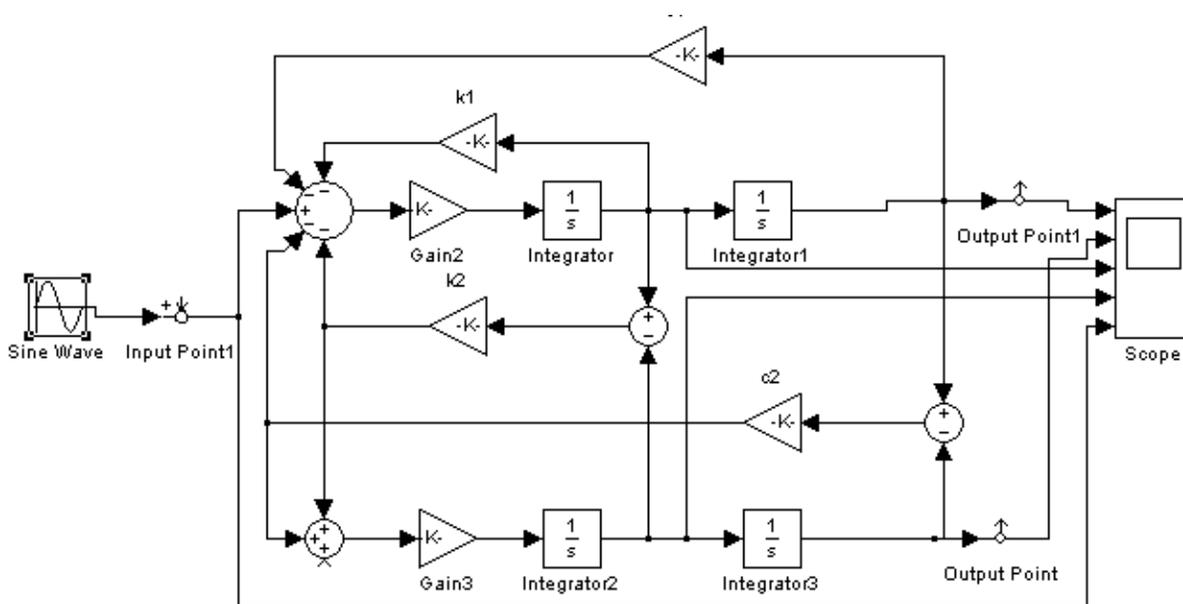


Рисунок 2 – Схема решения в Matlab-Simulink
Источник: составлено авторами.

Figure 2 – Scheme of the solution in Matlab-Simulink
Source: compiled by the authors.

Входной сигнал формирует блок *InputPoint 1*, отклик системы в виде амплитуды перемещений первой и второй масс снимается с *OutputPoint 1* и *OutputPoint* и регистрируется в *Scope*.

Параметры колебательной системы настроены на режим работы с расширенной резонансной зоной для первой массы m_1 и представлены в таблице 1.

Таблица 1
Основные параметры резонансной двухмассовой колебательной системы с точкой приложения вынуждающей силы к массе m_1
Источник: составлено авторами.

Table 1
The main parameters of a resonant two-mass oscillatory system with a point of application of the driving force to m_1 mass
Source: compiled by the authors.

Наименование параметра	m_1 , кг	m_2 , кг	c_1 , кН/м	c_2 , кН/м	k_1 , кНс/м	k_2 , кНс/м
Значение	8 000	500	60 000	3 200	70	15

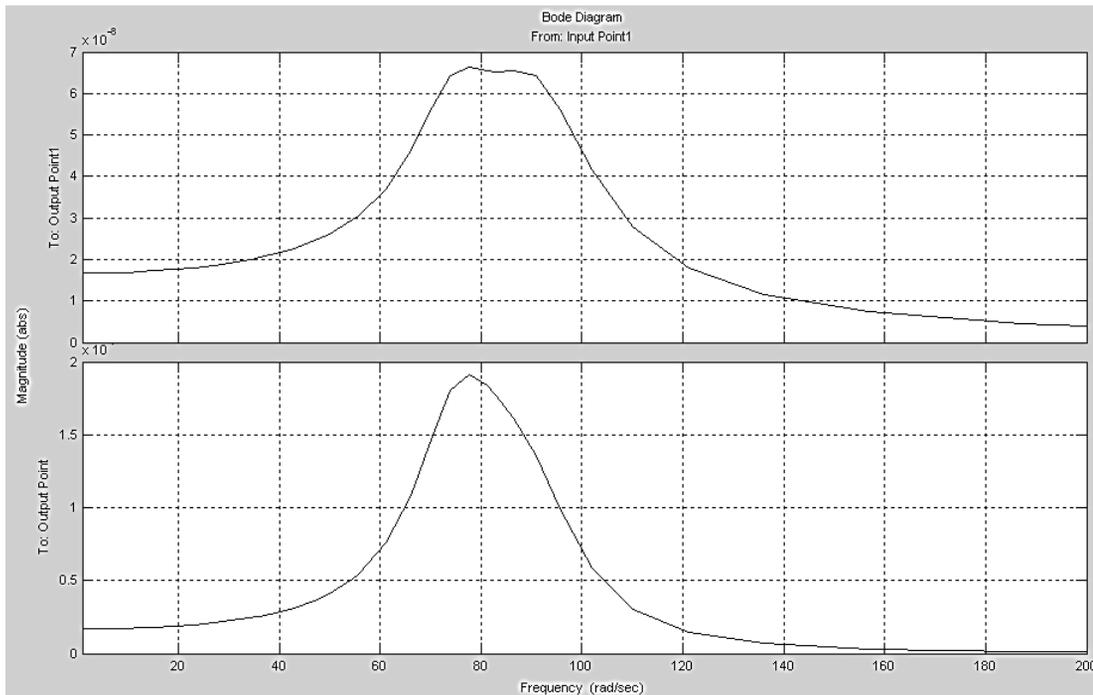


Рисунок 3 – Амплитудно-частотная характеристика резонансного режима двухмассовой колебательной системы с точкой приложения вынуждающей силы к массе m_1
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – Frequency response of the resonant mode of a two-mass oscillatory system with the point of application of the driving force to the mass m_1
Source: compiled by the authors.

На рисунке 3 представлена резонансная АЧХ колебательной системы с точкой приложения вынуждающей силы к массе m_1 . Верхний график представляет собой зависимость амплитуды колебаний первой массы m_1 от частоты вынуждающей силы, нижний – то же для второй массы m_2 .

Для массы m_1 наблюдается расширенная резонансная зона на частоте 70–90 рад/с, при этом коэффициент динамичности составляет

$$A_1 = \frac{x_{1\max}}{x_{\text{стат.}}} = \frac{6,56 \cdot 10^{-8}}{1,67 \cdot 10^{-8}} = 3,94,$$

где $x_{1\max}$ – резонансное значение амплитуды колебаний массы m_1 ; $x_{\text{стат.}}$ – перемещение массы m_1 под действием статического усилия.

Разработанная схема решения в Matlab-Simulink (см. рисунок 2) позволяет получить зависимость амплитуды колебаний обеих

масс от величины вынуждающей силы. На рисунке 4 представлен фрагмент решения уравнений (1).

Следует отметить, что перемещения масс сдвинуты относительно друг друга по фазе на угол 90° , а вынуждающая сила совпадает по фазе со скоростью перемещения первой массы m_1 . Это говорит о том, что наблюдается резонансный режим.

В результате имитационного эксперимента получена зависимость амплитуды колебаний масс x_1 и x_2 от величины вынуждающей силы Q , приложенной к первой массе m_1 (рисунок 5).

При вынуждающей силе $Q=10\,000$ Н и частоте $\omega=80$ рад/с амплитуда колебаний массы m_1 составляет 0,6 мм, а массы m_2 – 1,8 мм. Для достижения указанной вынуждающей силы дебалансный возбудитель направленного действия при массе дебалансов 10 кг должен иметь эксцентриситет:

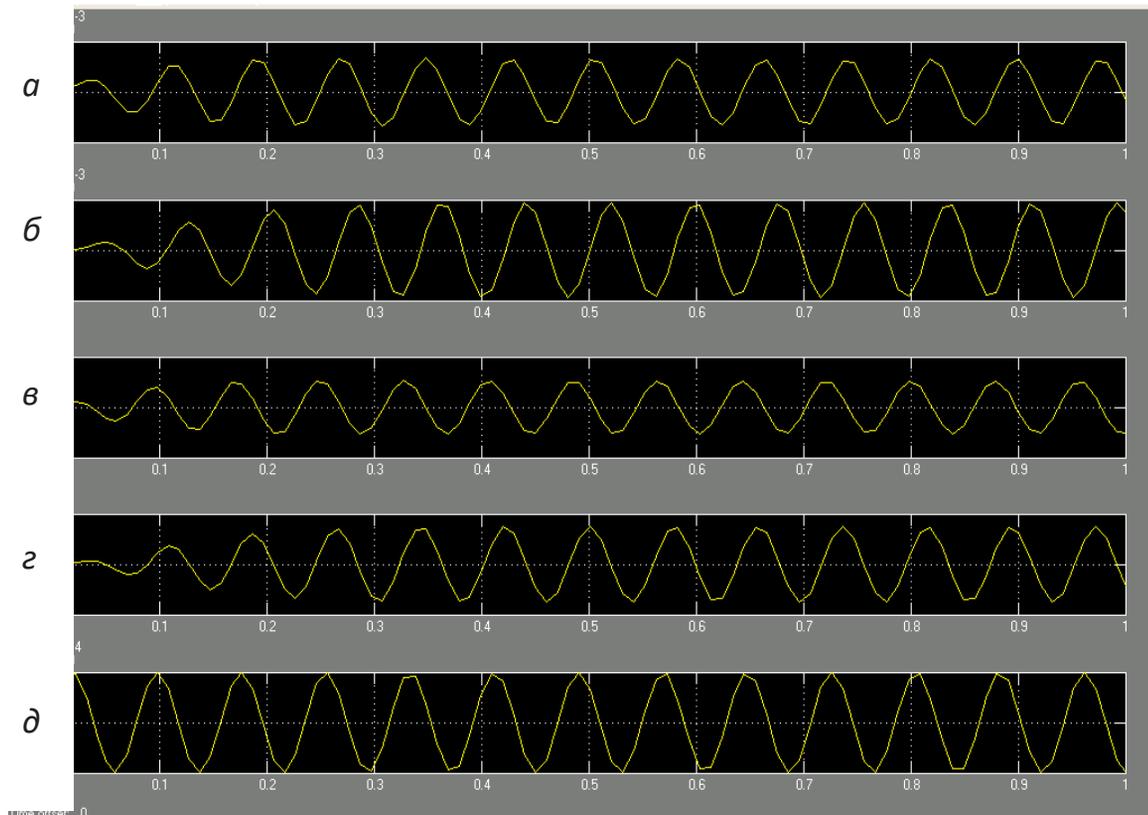


Рисунок 4 – Решение системы уравнений (1): а – перемещение массы m_1 (м); б – перемещение массы m_2 (м); в – скорость массы m_1 (м/с); г – скорость массы m_2 (м/с); д – величина вынуждающей силы Q (Н)
 Источник: составлено авторами.

Figure 4 – Solution of the system of equations (1): a – displacement of m_1 mass (m); б – displacement of m_2 mass (m); c is the velocity of m_1 mass (m/s); d is the velocity of m_2 mass (m/s); d is the magnitude of driving force Q (N)
 Source: compiled by the authors.

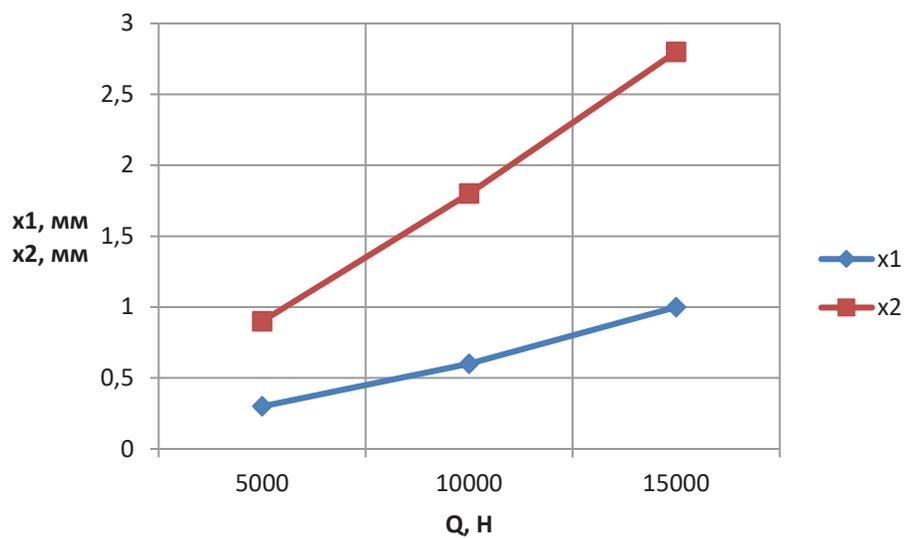


Рисунок 5 – Зависимость амплитуды колебаний масс x_1 и x_2 от величины вынуждающей силы Q , приложенной к первой массе m_1
 Источник: составлено авторами.

Figure 5 – Dependence of the amplitude of the oscillations of x_1 and x_2 masses on the magnitude of Q driving force applied to m_1 first mass
 Source: compiled by the authors.

$$r = \frac{Q \cdot \sin \omega t}{m \omega^2} = \frac{10000}{10 \cdot 6400} = 0,16 \text{ м.}$$

Тогда мощность, необходимая на привод возбудителя колебаний, составит [13, 14, 15, 16, 17]:

$$N = \frac{m r^2 \omega^3}{2\pi} = \frac{10 \cdot 0,026 \cdot 512000}{6,28} = 21,2 \text{ кВт.}$$

Вариант 2: вынуждающая сила $Q \cdot \sin(\omega t)$ приложена к массе m_2 (рисунок 6).

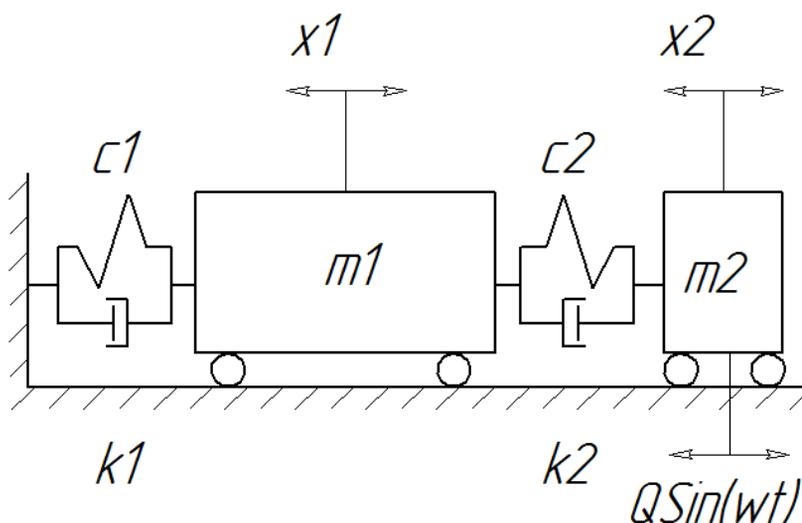


Рисунок 6 – Расчетная схема двухмассовой колебательной системы с приложением вынуждающей силы к массе m_2
Источник: составлено авторами.

Figure 6 – Calculation scheme of a two-mass oscillatory system with the application of a driving force to m_2 mass
Source: compiled by the authors.

Движение системы описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + k_1 \frac{dx_1}{dt} + k_2 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + c_1 x_1 + c_2 (x_1 - x_2) &= 0, \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + k_2 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + c_2 (x_1 - x_2) &= Q \sin(\omega t). \end{aligned} \quad (1)$$

Для получения АЧХ колебательной системы в среде Matlab-Simulink использовалась схема, представленная на рисунке 2, с той лишь разницей, что InputPoint 1 соединялся со входом сумматора нижней цепочки блоков, которая формирует перемещение второй массы m_2 . Параметры колебательной системы настроены на режим работы с расширенной резонансной зоной и представлены в таблице 2.

Таблица 2
Основные параметры резонансной двухмассовой колебательной системы с точкой приложения вынуждающей силы к массе m_2
 Источник: составлено авторами.

Table 2
The main parameters of a resonant two-mass oscillatory system with a point of application of the driving force to m_2 mass
 Source: compiled by the authors.

Наименование параметра	$m_1, \text{кг}$	$m_2, \text{кг}$	$c_1, \text{кН/м}$	$c_2, \text{кН/м}$	$k_1, \text{кНс/м}$	$k_2, \text{кНс/м}$
Значение	8 000	500	60 000	2 600	70	14

На рисунке 7 представлена резонансная АЧХ колебательной системы с точкой приложения вынуждающей силы к массе m_2 .

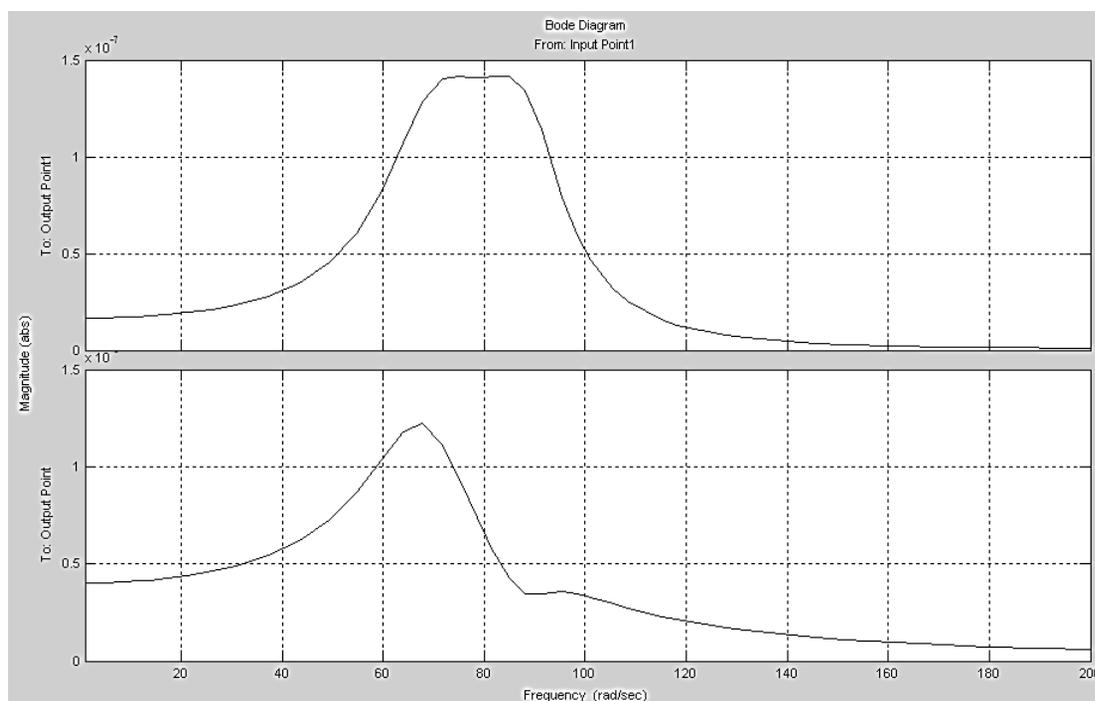


Рисунок 7 – Амплитудно-частотная характеристика резонансного режима двухмассовой колебательной системы с точкой приложения вынуждающей силы к массе m_2
 Источник: составлено авторами.

Figure 7 – Frequency response of the resonant mode of a two-mass oscillatory system with the point of application of the driving force to m_2 mass
 Source: compiled by the authors.

Верхний график представляет собой зависимость амплитуды колебаний первой массы m_1 от частоты вынуждающей силы, нижний – то же для второй массы m_2 .

Для массы m_1 также наблюдается расширенная резонансная зона на частоте 70–90 рад/с, при этом коэффициент динамичности составляет

$$A_1 = \frac{x_{1 \max}}{x_{\text{стат.}}} = \frac{1,41 \times 10^{-7}}{0,19 \times 10^{-7}} = 7,42.$$

Рисунок 2 позволяет получить зависимость амплитуды колебаний обеих масс от величины вынуждающей силы. На рисунке 8 представлен фрагмент решения уравнений (2).

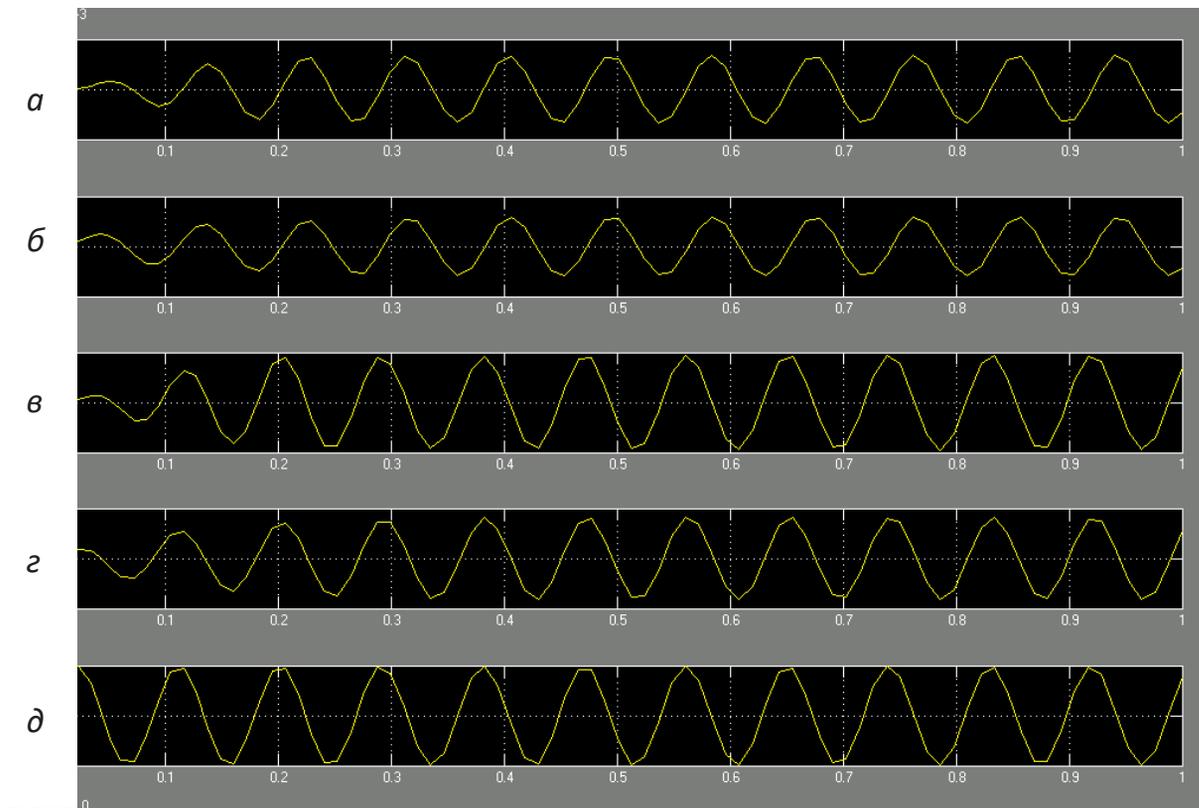


Рисунок 8 – Решение системы уравнений (2): а – перемещение массы m_1 (м); б – перемещение массы m_2 (м); в – скорость массы m_1 (м/с); г – скорость массы m_2 (м/с); д – величина вынуждающей силы Q (Н)
Источник: составлено авторами.

Figure 8 – Solution of the system of equations (2): а – displacement of m_1 mass (m); б – displacement of m_2 mass (m); в is the velocity of m_1 mass (m/s); г is the velocity of m_2 mass (m/s); д is the magnitude of Q driving force (N)
Source: compiled by the authors.

На рисунке 9 представлена зависимость амплитуды колебаний массы m_1 от величины вынуждающей силы для варианта 2.

Амплитуда колебаний массы m_1 на частоте $\omega=80$ рад/с достигает $x_1=0,6$ мм при вынуждающей силе $Q=5\,000$ Н. Для этого дебалансный возбудитель при массе дебалансов 10 кг должен иметь эксцентриситет:

$$r = \frac{Q \cdot \sin \omega t}{m \omega^2} = \frac{5000}{10 \cdot 6400} = 0,078 \text{ м.}$$

Мощность на привод возбудителя составит

$$N = \frac{mr^2 \omega^3}{2\pi} = \frac{10 \cdot 0,006 \cdot 512000}{6,28} = 4,9 \text{ кВт.}$$

Второй вариант в 4,3 раза энергоэффективнее первого ввиду существенной разницы между первой и второй массами. Для вывода на резонансный режим колебаний первой массы с амплитудой $x_1=0,6$ мм требуется приложить к ней вынуждающую силу $Q=10\,000$ Н, в то время как вторую массу можно «раскачать» до $x_2=6$ мм вынуждающей силой $Q=5\,000$ Н.

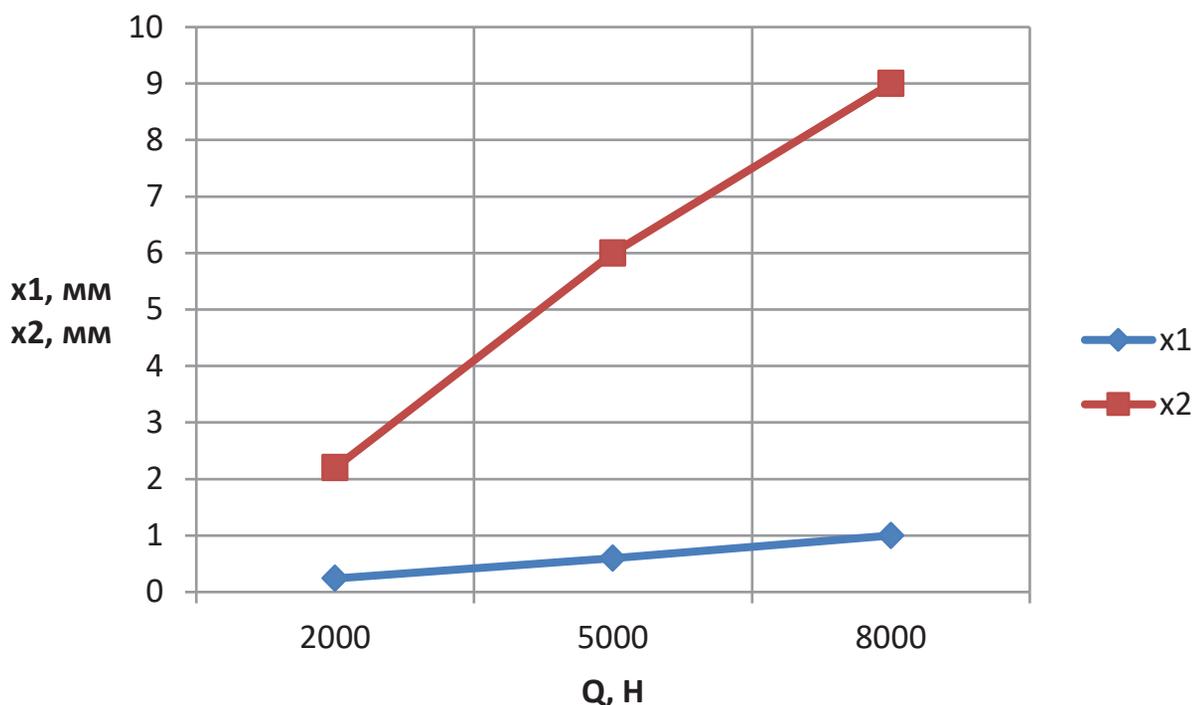


Рисунок 9 – Зависимость амплитуды колебаний масс x_1 и x_2 от величины вынуждающей силы Q , приложенной ко второй массе m_2
Источник: составлено авторами.

Figure 9 – Dependence of the amplitude of the oscillations of x_1 and x_2 masses on the magnitude of Q driving force applied to the second m_2 mass
Source: compiled by the authors.

При этом в силу динамических свойств двухмассовой системы первая масса будет колебаться с той же амплитудой $x_1 = 0,6$ мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выбор точки приложения вынуждающей силы в двухмассовой колебательной системе существенно влияет на ее эффективность. В силу динамических свойств вариант с приложением вынуждающей силы к массе m_2 оказывается в 4,3 раза энергоэффективнее по сравнению с приложением силы к массе m_1 .

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Черноусько Ф. Л., Акуленко Л. Д., Соколов Б. Н. Управление колебаниями. М.: Наука, 1980. 383 с.
2. Скубов Д. Ю., Ходжаев К. Ш. Нелинейная электромеханика. М.: Физматлит, 2003. 360 с.
3. Шрейнер Р. Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты. Екатеринбург: УРОРАН, 2000. 654 с.

4. 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.

5. Дмитриев В. Н., Горбунов А. А. Резонансный вибрационный электропривод машин и установок с автоматическим управлением // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2009. Т. 11, № 3. С. 310–314.

6. 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.

7. Федоренко И. Я., Гнездилов А. А. Динамические свойства двухмассной вибрационной технологической машины // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2016. № 3. С. 179–183.

8. Зедгенизов В. Г., Файзов С. Х. Исследование влияния основных параметров двухмассовой колебательной системы на ее динамические ха-

рактические характеристики // *iPolytech Journal*. 2022. Т. 26, № 2. С. 164–172.

9. Zhakash A., Talasbaev A.A., Raymova A. Synchronization of two one mass resonant vibrators // *Theoretical & Applied Science*. 2015. Vol. 26. Iss. 6. Pp. 48–51.

10. Асташев В. К. О новых направлениях использования явления резонанса в машинах // *Вестник научно-технического развития*. 2011. № 8(48). С. 10–15.

11. Бенькович Е. С. Практическое моделирование динамических систем. СПб.: БХВ-Петербург. 2002. 464 с.

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

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

14. 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.

15. 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.

16. Artyunin A. I., Eliseyev S. V. Effect of «crawling» and peculiarities of motion of a rotor with pendular selfbalancers // *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 373–375. P. 38–42.

17. Картавый А. Н. Механизм возбуждения колебаний и затраты мощности дебалансными вибро-возбудителями // *Горное оборудование и электро-механика*. 2008. № 9. С. 34–40.

REFERENCES

1. Chernous'ko F. L., Akulenko L. D., Sokolov B. N. *Upravlenie kolebaniyami* [Control of oscillations]. Moscow: Nauka Publ., 1980: 383. (In Russ.)

2. Skubov D. Yu., Khodzhaev K. Sh. *Nelineinaya elektromekhanika* [Nonlinear electromechanics]. Moscow: Fizmatlit Publ., 2003: 360. (In Russ.)

3. Schreiner R. T. *Matematicheskoe modelirovanie elektroprivodov peremennogo toka s poluprovodnikovymi preobrazovatelyami chastoty* [Mathematical modeling of AC electric drives with semiconductor frequency converters]. Ekaterinburg: URO RAN Publ., 2000: 654. (In Russ.)

4. 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.

5. Dmitriev V.N., Gorbunov A.A. Rezonansnyi vibratsionnyi elektroprivod mashin i ustanovok s avtomaticheskim upravleniem [Resonant vibration electric drive of machines and installations with automatic control]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*. 2009; Vol. 11, no 3: 310–314. (In Russ.)

6. Yatsun V., Filimonikhin G., Dumenko K., Nevda-kha 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. 1:19–25.

7. Fedorenko I. Ya., Gnezdilov A. A. Dinamicheskie svoystva dvukhmassnoi vibratsionnoi tekhnologicheskoi mashiny [Dynamic properties of a two-mass vibrating technological machine]. *Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2016; no 3: 179–183. (In Russ.)

8. Zedgenizov V. G., Fayzov S. Kh. Issledovanie vliyaniya osnovnykh parametrov dvukhmassovoi kolebatel'noi sistemy na ee dinamicheskie kharakteristiki [Investigation of the influence of the main parameters of a two-mass oscillatory system on its dynamic characteristics]. *iPolytech Journal*. 2022; Vol. 26, no 2: 164–172. (In Russ.)

9. Zhakash A., Talasbaev A.A., Raymova A. Self synchronization of two one mass resonant vibrators. *Theoretical & Applied Science*. 2015; Vol. 26. Iss. 6: 48–51.

10. Astashev V. K. O novykh napravleniyakh ispol'zovaniya yavleniya rezonansa v mashinakh [On new directions of using the phenomenon of resonance in machines]. *Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya*. 2011; no 8(48): 10–15. (In Russ.)

11. Ben'kovich E. S. Prakticheskoe modelirovanie dinamicheskikh sistem [Practical modeling of dynamic systems]. Saint-Petersburg: BHV-Petersburg Publ., 2002: 464. (In Russ.)

12. Chernykh I. V. *Modelirovanie elektrotekhnicheskikh ustroystv v Matlab, SimPowerSystems i Simulink* [Modeling of electrical devices in Matlab, Sim Power Systems and Simulink]. Moscow: DMK Press Publ., 2008: 290. (In Russ.)

13. Garanin A. Yu., Silaeva E. V., Shlegel' O. A., Popenko V. N. DC electromagnet traction force calculation. *Elektrotekhnika* [Russian Electrical Engineering]. 2003; 2: 55–58. (In Russ.)

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

15. 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: 251–268.

16. Artyunin A. I., Eliseyev S. V. Effect of «crawling» and peculiarities of motion of a rotor with pendular selfbalancers. *Applied Mechanics and Materials*. 2013; Vol. 373–375: 38–42.

17. Kartavyi A. N. Mekhanizm vzbuzhdeniya kolebaniy i zatraty moshchnosti debalansnymi vibro-vozбудителями [Mechanism of excitation of vibrations and power consumption by unbalanced vibration exciters]. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika* [Mining equipment and electromechanics]. 2008; 9: 34–40. (In Russ.)

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Зедгенизов В. Г. Руководство темой исследования. Анализ состояния вопроса и существующих решений.

Файзов С. Х. Разработка конструкции и методики. Выполнение расчетов и чертежей. Оформление статьи.

AUTHOR CONTRIBUTION STATEMENT

Viktor G. Zedgenizov Research topic management. Analysis of the issue and current solutions.

Sorbon Kh. Faizov Development of design and methodology. Performing calculations and drawings. Article layout.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Зедгенизов Виктор Георгиевич – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры строительных, дорожных машин и гидравлических систем, SPIN-код: 9565-419.

Файзов Сорбон Хотамович – аспирант кафедры строительных, дорожных машин и гидравлических систем.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Viktor G. Zedgenizov – Dr. of Sci., Professor, Professor of the Construction, Road Machines and Hydraulic Systems Department, SPIN-код: 9565-419.

Sorbon Kh. Faizov – Postgraduate student of the of Construction, Road Machines and Hydraulic Systems Department.