

КОЛЕБАНИЯ ВИБРАЦИОННОГО СТОЛА С ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ КОЛЕБАНИЙ

А.Е. Манушина

alexandraamanushinaaa@gmail.com

SPIN-код: 2389-8780

Е.К. Уфимцев

simplepeople101@gmail.com

SPIN-код: 4130-4872

Н.А. Чемезов

nikita-chem@inbox.ru

SPIN-код: 7128-3810

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрено решение ряда исследовательских и практических задач по теме гашения колебаний. Актуальность темы подтверждена тем, что многие конструкции (от конструкций автомобиля до многоэтажных зданий) подвергаются наибольшим и нежелательным колебаниям, т. е. резонансу. Выполнен патентный обзор различных систем гашения колебаний. Проведены лабораторные эксперименты и по их результатам сделаны необходимые расчеты для определения характеристик колебаний одномассовой и двухмассовой систем. Результаты показали, что эффективным способом смещения положения резонансной частоты является увеличение массы груза динамического гасителя. Данное заключение служит предпосылкой к разработке путей регулирования массы груза.

Ключевые слова

Колебания, динамический гаситель, теория колебаний, резонанс, двухмассовая система, одномассовая система, частота колебаний, характеристики колебаний

Поступила в редакцию 28.01.2019

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019

Введение. Как известно, колебания — это процесс, сопровождающийся многократным чередованием возрастания и убывания некоторых физических величин [1]. Можно сказать, что каждый из нас ежесекундно встречается с этим явлением. Колебания возникают и в технике: при работе приборов, механизмов и машин; в физиологии: при работе внутренних органов человека. Каждое из этих колебаний имеет свои характеристики: амплитуду, частоту, период [2]. Колебания нужно учитывать во всех отраслях промышленности. Например, в ракетостроении для точного расчета полета космического аппарата необходимо учитывать колебания, возникающие при сгорании горючего в топливном баке. Также в машиностроении часто используют муфты, соединяющие валы и служащие для уменьшения динамических (в том числе ударных) нагрузок и предохраняющие привод от резонансных колебаний [3]. В автомобилях устанавливаются амортизаторы для гашения колебаний подвески, процесс совершается благодаря перетеканию рабочей жидкости через специальные клапаны.

Однако часто колебания могут привести к негативным последствиям и результатам, например, к поломке автомобиля при нарушении работы двигателя или падению зданий при землетрясениях. Явление наибольших и опасных колебаний называют резонансом. Резонанс — явление, происходящее в случае совпадения частоты возмущающей силы с частотой свободных колебаний [1]. Для линейных колебательных систем число свободных колебаний соответствует числу степеней свободы.

Для снижения амплитуды колебаний применяют различные гасители, одним из которых является динамический гаситель. Он представляет собой колебательное звено, которое присоединяется к тому устройству, резонансное колебание которого необходимо подавить [4]. Динамический гаситель колебаний применяют в основном для виброзащиты специальных сооружений: башенных конструкций, мачт с оттяжками, опор линий электропередач, висячих мостов и переходов, металлических каркасных зданий и сооружений горной промышленности [5]. При этом снижение уровня колебаний сопровождается уменьшением динамических напряжений и увеличением долговечности гибких стальных сооружений [6].

Обзор конструкций динамических гасителей. Существует множество примеров применения динамических гасителей в различных отраслях. Так, в авиастроении данное устройство используется в подвеске самолета (рис. 1). Двигатель закреплен на пилоне самолета с помощью системы демпферов, которая содержит компонент, чувствительный к направлению и переориентирующий

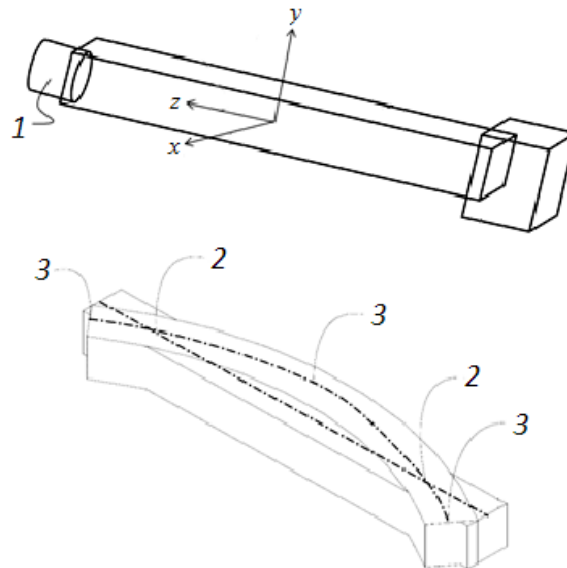


Рис. 1. Динамическая форма обслуживания в подвеске самолета

свое положение после изгиба системы [7]. Направление определяется тремя осями координат (x , y , z). Положение 3 показывает этап настройки компонента и создания нового положения, обеспечивающего затухание колебаний в задан-

ном режиме, положение 2 соответствует новой форме устойчивого состояния системы, стремящейся вернуться в начальное положение. Амортизатор 1 учитывает потери на вязкоупругое демпфирование.

В автомобилестроении динамическое гашение может применяться, например, в зеркале заднего вида (рис. 2). В этом зеркале установлен динамический гаситель колебаний, который компенсирует шумы и вибрации, возникающие в кузове автомобиля [8]. Система состоит из нескольких модулей: 1 — модуль, отображающий колебания, 7 — модуль ЕСМ, 4 — модуль черного ящика, 5 — высокопроходимый модуль. Все эти части изобретения закреплены на нижней 6 и верхней 3 части тела, имеющего резиновую прокладку 2 между частями закрепленного внутри зеркала. Каждый модуль отвечает за разные параметры, в совокупности дающие эффективное гашение колебаний. Таким образом, зеркало является не только неотъемлемой частью транспортного средства, но и амортизатором.

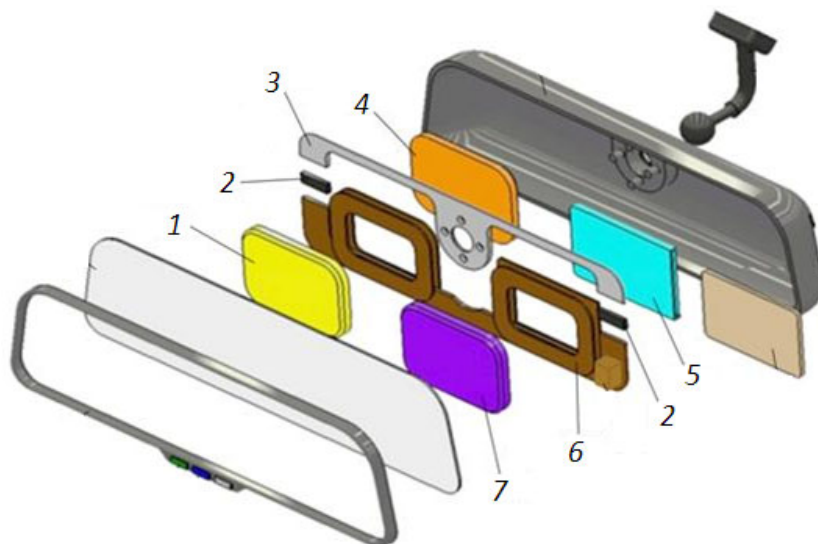


Рис. 2. Динамический гаситель в зеркале заднего вида автомобиля

Кроме того, динамические гасители могут встречаться в строительных сооружениях для защиты зданий от вибраций. Примером тому служит интересная американская разработка (рис. 3). В этом патенте контроль вибраций осуществляется с помощью резервуара с водой, расположенного на верхнем этаже здания [9]. Резервуар 1 представляет собой систему вертикальных 3 и горизонтальных 2 сеток, которые способствуют повышению скорости затухания вибраций в вертикальном направлении.

Например, во всем известном Сингапурском отеле MarinaBaySands, который привлекает своим бассейном на крыше, используется аналогичная система гашения вибраций. Вода в бассейне компенсирует колебания во время подземных толчков.

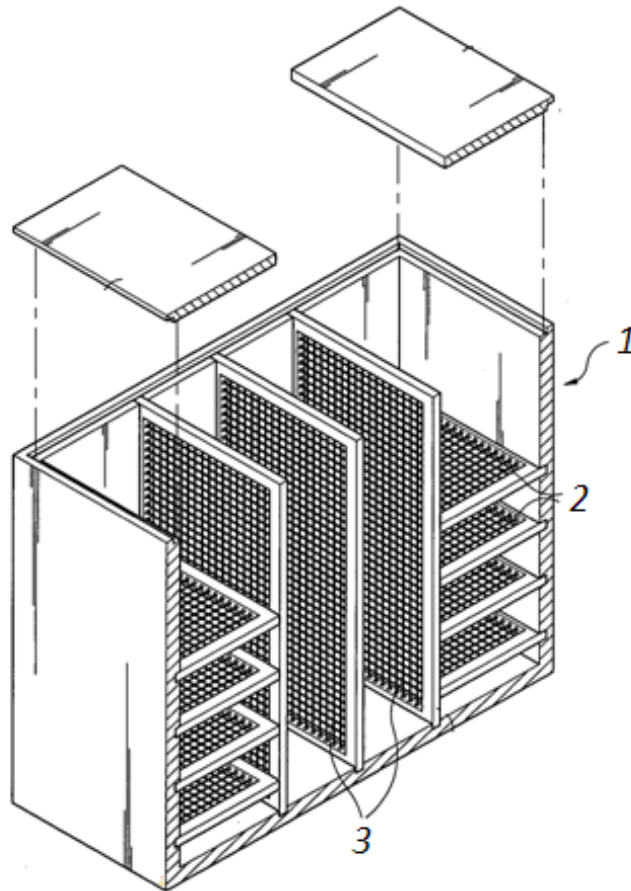


Рис. 3. Система контроля вибрации, представляющая резервуар для воды, расположенный на верхнем этаже высокого здания

Исследования гашений колебаний. Для подтверждения эффективности динамического гашения колебаний проведена серия экспериментов с использованием вибрационной установки, представленной на рис. 4.

Колебательная система состоит из вибрационного стола и закрепленного на нем динамического гасителя колебаний. Вибрационный стол представляет собой плиту 2, прикрепленную к основанию установки при помощи восьми стальных пластин 1. Динамический гаситель колебаний состоит из пластинки 3 и груза 4. Груз с помощью винтов можно закреплять в разных местах пластинки. Вынужденные колебания системы возбуждаются приводом, установленным на плите 2. Привод состоит из электродвигателя постоянного тока 8, груза 6 и ременной передачи 7. Груз 6 эксцентрично крепится к валу, который свободно вращается в подшипниках опор. К этому же валу прикреплен ведомый шкив 5 ременной передачи. Плиту 2 можно перемещать относительно основания установки путем вращения винта 9. Винт 9 свободно вращается в опоре 10, гайка 11 с помощью кронштейна крепится к плите.

Определение жесткости и демпфирования стола с массой M проводили на модели одномассовой системы без груза 4 (см. рис. 4), схему которой можно увидеть на рис. 5.

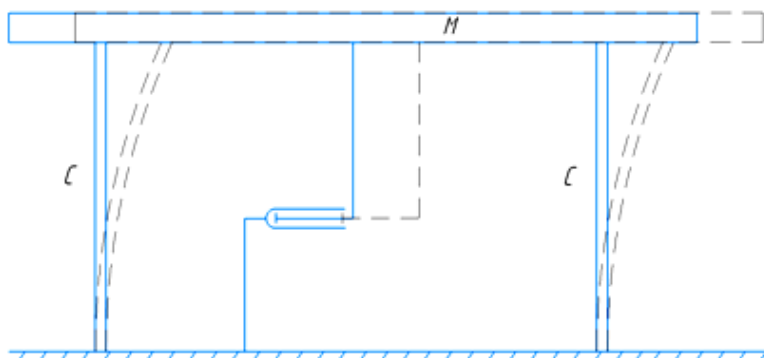


Рис. 5. Схема одномассовой системы

Жесткость пластин стола была определена по экспериментальному графику зависимости упругости пластин от перемещений (рис. 6). Полученная характеристика имеет слабую нелинейность, поэтому применимо линейное описание жесткости пружины $c = 40,74 \text{ Н/м}$.

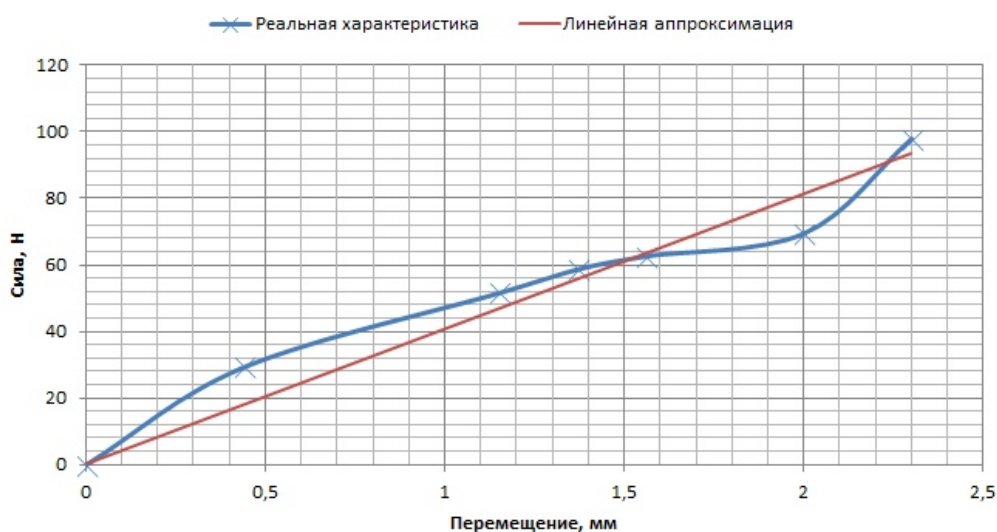


Рис. 6. График зависимости упругости пластин от перемещений

С помощью экспериментально полученных данных колебаний стола, снятого с использованием датчика ускорений, были определены собственная частота колебаний и коэффициент затухания одномассовой системы (рис. 7).

Кроме того, для определения резонанса был построен график АЧХ, который можно увидеть на рис. 8. Видно, что значение резонансной частоты полученной в ходе эксперимента и теоретическая совпали.

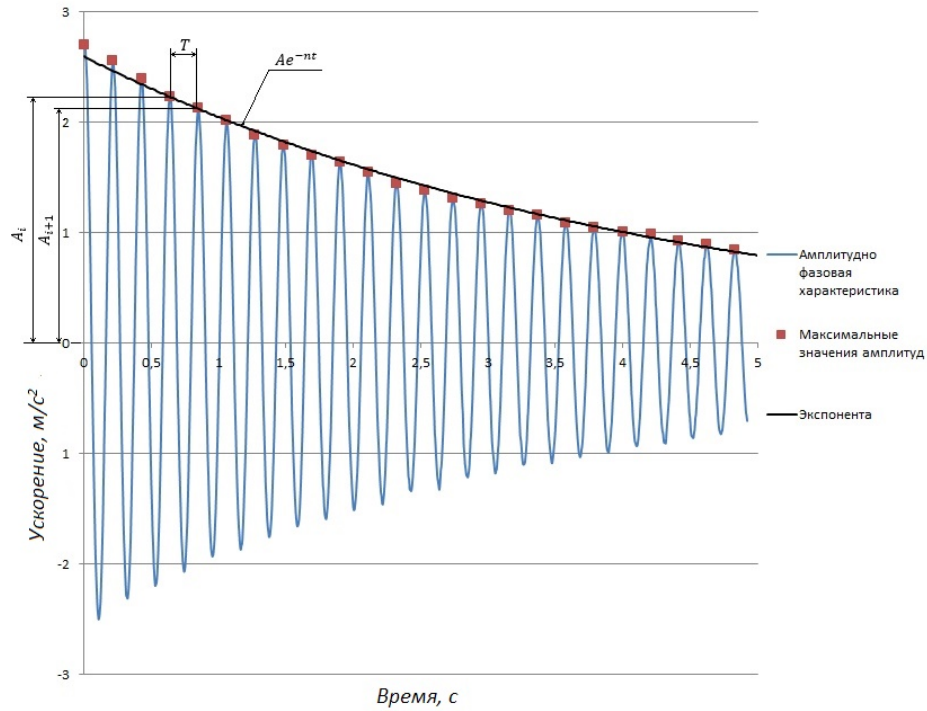


Рис. 7. График затухающих колебаний

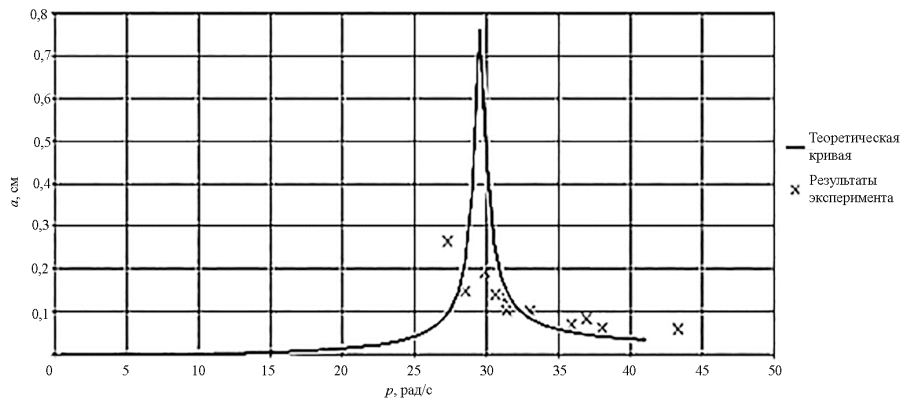


Рис. 8. АЧХ одномассовой системы

Далее рассмотрим двухмассовую систему, состоящую из вибрационного стола и динамического гасителя, при различных значениях масс (m_1 , m_2 , m_3) груза динамического гасителя.

Суть явления, возникающего при колебании системы с двумя степенями свободы, заключалось в том, что при некотором значении частоты возмущения одна из масс практически неподвижна, а колебания другой компенсируют действие возмущающей силы. Для исследования этого явления, а также характеристик двухмассового колебательного контура был проведен эксперимент

аналогичный предыдущему, который мы провели для системы с одной степенью свободы. Конструкция установка отличается наличием груза гасителя (рис. 9).

Методика проведения эксперимента заключалась в следующем: установка инерционным методом возбуждения колебаний приводилась в колебательное движение. Далее, по мере изменения напряжения на электродвигателе, акселерометром регистрировались ускорения вибростола. Были построены теоретические кривые АЧХ для системы с двумя степенями свободы (рис. 10–12). По полученным данным были нанесены точки на графики амплитудно-частотных характеристик для разных значений масс груза гасителя. В свою очередь, теоретические графики амплитудно-частотных характеристик строились по следующей формуле:

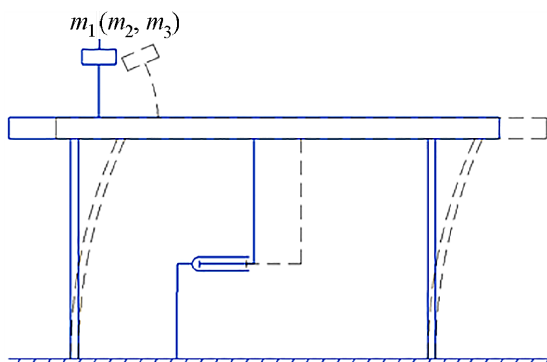


Рис. 9. Расчетная схема двухмассовой системы

$$H = \frac{(c_r - m_r p^2) t \varepsilon p^2}{M m_r p^4 - [(c + c_r) m_r + c_r M] p^2 + c c_r},$$

где c_r — коэффициента жесткости пластин гасителя, m_r — масса груза гасителя; t — масса груза; ε — расстояние от центра масс груза до оси его вращения; p — угловая скорость вращения груза; M — масса стола; c — коэффициент жесткости пластин стола.

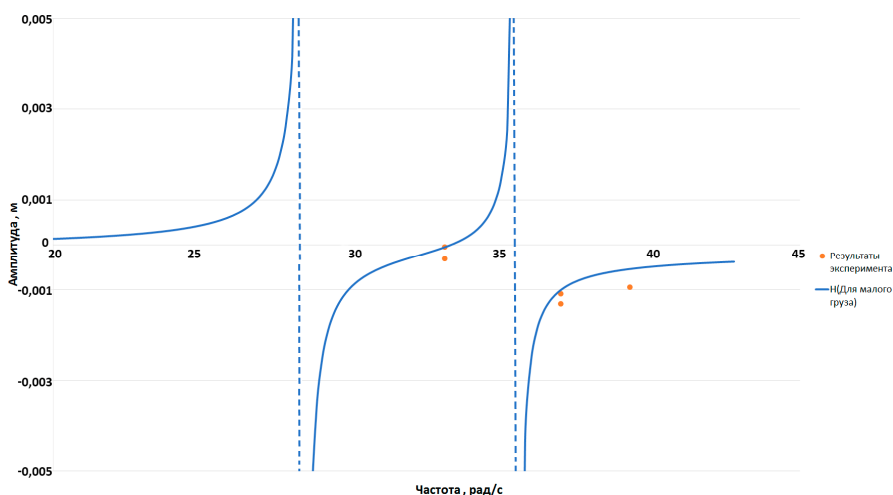


Рис. 10. АЧХ двумассовой системы для груза m_1

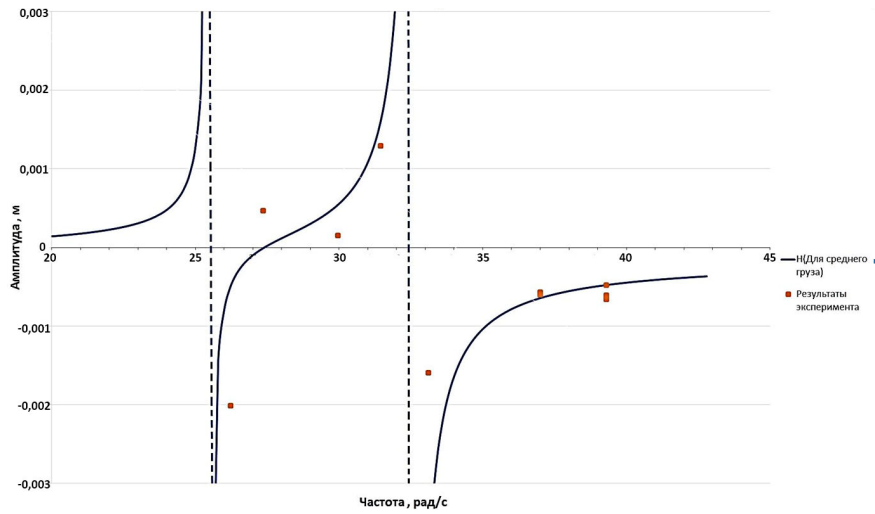


Рис. 11. АЧХ двумассовой системы для груза m_2

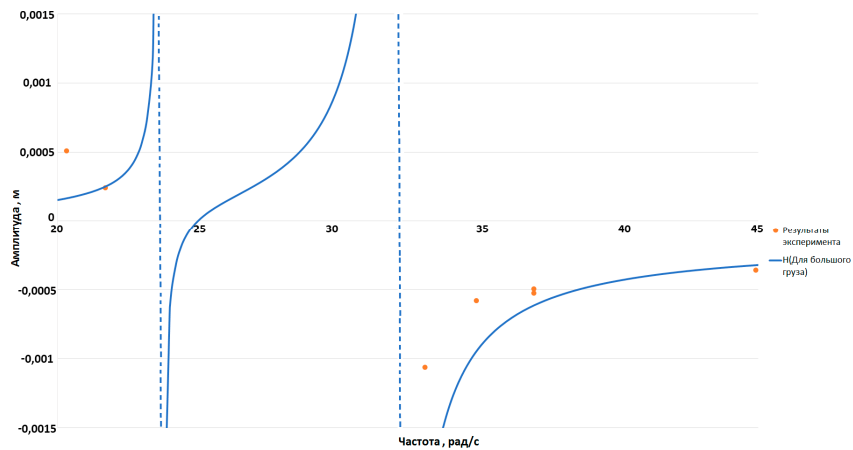


Рис. 12. АЧХ двумассовой системы для груза m_3

Как видно из графиков, экспериментальные значения с достаточной точностью «легли» на теоретическую кривую. Значит, можно говорить о том, что методика проведения эксперимента была выдержана. Также можно легко заметить, какое влияние груз-гаситель оказал на колебательный контур, анализируя, как смещается значение резонансной частоты.

По итогам проделанной работы были достигнуты следующие результаты:

- 1) определена жесткость пластин стола;
- 2) получены графики АЧХ для одномассовой и двухмассовой систем с нанесенными на них экспериментальными точками;

По итогам проделанной работы можно сформулировать следующие выводы:

- 1) с изменением массы динамического гасителя колебаний происходит смещение резонансной частоты;

2) динамический гаситель позволяет значительно снизить амплитуды колебаний при частоте возмущения равной собственной частоте;

3) результаты эксперимента достаточно правдоподобны теоретическим расчетам, следовательно, методика может быть применена в дальнейших исследованиях колебаний;

4) установка и методические указания подготовлены для использования в учебных целях при проведении лабораторных работ на кафедре «Теоретическая механика».

Дальнейшее развитие работы будет направлено в сторону использования резервуара с водой в качестве гасителя колебаний. Такая модель универсальна и более эффективна для гашения колебаний системы.

Литература

- [1] Колесников К.С., ред. Курс теоретической механики. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.
- [2] Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М., Высшая школа, 1980.
- [3] Ильин М.М., Колесников К.С., Саратов Ю.С. Теория колебаний. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001.
- [4] Борисевич А.А., Сидорович Е.М., Игнатюк В.И. Строительная механика. Минск, БНТУ, 2009.
- [5] Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М., Физматгиз, 1959.
- [6] Дегтярева М.С., Громов Н.А. Явление резонанса. Красноярск, СФУ, 2012.
- [7] Griffin S.F., Granger G.D. Dynamic shape maintenance of aerospace subsystems using tuned mass dampers. Patent US20160319895A1. Appl. 29.04.2015, publ. 03.11.2017.
- [8] Kim K.T. Dynamic dampers integrated mirror. Patent KR20160052008A. Appl. 31.10.2014, publ. 12.05.2016.
- [9] Ju Y.K., Yoon S.W., Kim D.K. Vibration control apparatus using water tank located at top floor of a tall building. Patent US2005050809A1. Appl. 02.03.2004, publ. 06.11.2007.

Манушина Александра Евгеньевна — студентка кафедры «Космические аппараты и ракеты-носители», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Уфимцев Евгений Константинович — студент кафедры «Космические аппараты и ракеты-носители», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Чемезов Никита Андреевич — студент кафедры «Космические аппараты и ракеты-носители», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Благовещенский Иван Германович, доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Петухов Алексей Игоревич, ассистент кафедры «Теоретическая механика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

THE OSCILLATIONS OF THE VIBRATION TABLE WITH A DYNAMIC OSCILLATION DAMPER

A.E. Manushina

alexandraamanushinaaa@gmail.com

SPIN-code: 2389-8780

E.K. Ufimtcev

simplepeople101@gmail.com

SPIN-code: 4130-4872

N.A. Chemezov

nikita-chem@inbox.ru

SPIN-code: 7128-3810

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The solution of a number of researches and practical tasks on the topic of oscillation suppression is considered. The relevance of the theme is confirmed by the fact that many constructions (from car designs to multi-storey buildings) are subjected to the greatest and undesirable oscillations, i.e., resonance. A patent review of various vibration damping systems has been completed. The laboratory experiments have been carried out and, based on their results, the necessary calculations have been made for determination of the vibration characteristics of single-mass and two-mass systems. The results showed that an effective way to shift the position of the resonant frequency is to increase the mass of the load of the dynamic damper. This conclusion is a prerequisite for the development of ways to control the cargo mass.

Keywords

Oscillations, dynamic damper, oscillation theory, resonance, two-mass system, single-mass system, oscillation frequency, oscillation characteristics

Received 28.01.2019

© Bauman Moscow State Technical University, 2019

References

- [1] Kolesnikov K.S., ed. Kurs teoreticheskoy mekhaniki [Course of theoretical mechanics]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2002 (in Russ.).
- [2] Biderman V.L. Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy [Theory of mechanical oscillations]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1980 (in Russ.).
- [3] Il'in M.M., Kolesnikov K.S., Saratov Yu.S. Teoriya kolebaniy [Oscillation theory]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2001 (in Russ.).
- [4] Borisevich A.A., Sidorovich E.M., Ignatyuk V.I. Stroitel'naya mekhanika [Construction mechanics]. Minsk, BNTU Publ., 2009 (in Russ.).
- [5] Timoshenko S.P., Young D.H., Weaver W. jr. Vibration Problems in Engineering. Van Nost. Reinhold, 1955. (Russ. ed.: Kolebaniya v inzhenernom dele. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1959.)
- [6] Degtyareva M.S., Gromov N.A. Yavlenie rezonansa [Resonance phenomena]. Krasnoyarsk, SFU Publ., 2012 (in Russ.).
- [7] Griffin S.F., Granger G.D. Dynamic shape maintenance of aerospace subsystems using tuned mass dampers. Patent US20160319895A1. Appl. 29.04.2015, publ. 03.11.2017.
- [8] Kim K.T. Dynamic dampers integrated mirror. Patent KR20160052008A. Appl. 31.10.2014, publ. 12.05.2016.

- [9] Ju Y.K., Yoon S.W., Kim D.K. Vibration control apparatus using water tank located at top floor of a tall building. Patent US2005050809A1. Appl. 02.03.2004, publ. 06.11.2007.

Manushina A.E. — Student, Department of Spacecraft and Launch Vehicles, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Ufimtcev E.K. — Student, Department of Spacecraft and Launch Vehicles, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Chemezov N.A. — Student, Department of Spacecraft and Launch Vehicles, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Blagoveschenskiy I.G., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Theoretical Mechanics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Petukhov A.I., Assistant, Department of Theoretical Mechanics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.