

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТЕЛЕЖКИ ТРАМВАЙНОГО ВАГОНА ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ¹

В.А. Романов², П.А. Тараненко³, В.Н. Шахринов⁴

Методом конечных элементов выполнена оценка влияния жесткости элементов каркаса тележки трамвайного вагона на ее собственные частоты и формы. Продемонстрирована возможность оценки частотного диапазона, в котором элементы каркаса тележки можно считать абсолютно жесткими.

Ключевые слова: тележка трамвайного вагона, собственные частоты и формы, виброизоляция, абсолютно жесткое тело.

Введение

Вопросы динамического поведения сложной механической системы современного трамвая не могут рассматриваться в отрыве от конструктивных особенностей реализации проекта, которая предполагает удовлетворение большого числа системных требований (по массе, габаритам, пассажироместимости, материалоемкости, энергоэффективности и т.д.). Взаимозависимость решения задачи обеспечения качества механической системы с точки зрения ее динамики от решения сопутствующих (и в целом ряде случаев решаемых с более высокими приоритетами очередности) задач означает необходимость компромиссных подходов, что, в свою очередь, как минимум затрудняет решение, а может сделать его даже не полным.

Конструктивная реализация податливых и демпфирующих элементов взаимодействия колесной пары с рамой, рамы с балкой, использованная в существующей конструкции Усть-Катавского вагоностроительного завода, может быть классифицирована как двухкаскадная виброизоляция. Количественная оценка эффективности существующего прототипа может дать представление о том внимании, которое уделялось разработчиками как вопросам удобства и комфорта пассажиров, так и вопросам усталостной долговечности элементов силового каркаса, и наметить пути совершенствования в новых изделиях.

В расчетных подходах к оценке эффективности виброизоляции по отношению к экспериментальным есть свои очевидные достоинства и недостатки. Определяющим преимуществом расчетных подходов является возможность прогнозирования поведения системы при корректировке объекта исследования (вплоть до утраты ассоциативной связи с прототипом, до неузнаваемости), а основная трудность заключается в сложности создания адекватной модели динамической системы [5].

На сегодняшний день в рамках этапа создания расчетной динамической модели сложной механической системы исследователи получили в свое распоряжение чрезвычайно эффективное средство анализа напряженно-деформированного состояния механических систем – программные продукты на основе конечно-элементных подходов численного интегрирования систем дифференциальных уравнений. Этот инструмент предоставляет возможность с высокой точностью оценивать как статические податливости (жесткости) элементов сложных механических систем, так и их динамические характеристики – собственные частоты и формы (применительно к оценке диссипативных свойств возможности расчетных подходов существенно скромнее). Вместе с тем,

¹ Работа выполнялась при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках проекта «Создание высокотехнологичного производства модельного ряда энергосберегающих низкопольных трамвайных вагонов модульной конструкции» по договору №02.G36.31.0002 от 12.02.2013 г.

² Романов Вячеслав Александрович – кандидат технических наук, доцент, кафедра Прикладной механики, динамики и прочности машин, Южно-Уральский государственный университет.

E-mail: r.v@mail.ru

³ Тараненко Павел Александрович – кандидат технических наук, доцент, кафедра Прикладной механики, динамики и прочности машин, Южно-Уральский государственный университет.

E-mail: pataranenko@gmail.com

⁴ Шахринов Владимир Николаевич – аспирант, кафедра Прикладной механики, динамики и прочности машин, Южно-Уральский государственный университет.

в силу алгоритмических особенностей решения динамических задач (как в нестационарной, так и в стационарной постановках) полные конечно-элементные модели, приемлемые для статического анализа и анализа собственных частот и форм, оказываются неприемлемыми для формулировок динамических задач. Происходит это, в первую очередь, по причине ограниченности вычислительных ресурсов. Особую актуальность это обстоятельство приобретает при решении параметрических задач. Из сказанного следует, что при решении динамических задач механических систем с достаточно сложной геометрией построение расчетной модели объекта исследования может потребовать дополнительного шага – перехода от конечно-элементной модели исходной геометрии к модели, ориентированной на использование в динамических задачах, и отличающейся от исходной существенно более скромными требованиями к вычислительным ресурсам.

В настоящей работе излагаются результаты первых шагов в направлении построения расчетной модели трамвая, ориентированной на решение динамических задач.

Так, при разработке нового трамвайного вагона требуется удовлетворить установленным нормативным значениям по плавности хода при максимальной скорости и номинальной нагрузке [1–3] и по плавности хода для порожних и груженых вагонов через 5–10 км/ч вплоть до скорости, на 10–15 км/ч, превышающей конструкционную [4, 5]. Максимальный уровень шума в кабине водителя, в пассажирском помещении, а также наружного шума, измеренного на расстоянии 7,5 м от колеи при движении одиночного вагона со скоростью 40 км/ч не должен превышать допустимых значений [2]. Динамические показатели тележек порожних (груженых) вагонов не должны превышать допустимых значений, приведенных в [5]. Допускаемые уровни виброускорений, измеренных в вертикальном и горизонтальном (продольном и поперечном) направлениях на сидениях вблизи пятников, в центре трамвайного вагона и в кабине водителя – значений, установленных в [6].

Конечноэлементная модель тележки трамвайного вагона

Трехмерные геометрические модели, которые создают инженеры-конструкторы при проектировании новых изделий, весьма точно отражают компоновку элементов, но практически непригодны для построения конечноэлементных моделей с целью последующей оценки прочности, и поэтому нуждаются в серьезной корректировке. В частности, при прочностных расчетах кузова и тележки трамвайного вагона использование моделей, состоящих из плоских элементов типа Shell, позволяет без потери точности на порядок уменьшить ресурсоемкость задачи по сравнению с трехмерными конечноэлементными моделями. Поэтому первым шагом на пути построения конечноэлементной модели из элементов типа Shell является упрощение объемной модели. Такое упрощение реализуют путем преобразования объемов в поверхности. Однако в достаточно сложных с геометрической точки зрения деталях и элементах конструкций при перестроении модели из объемной в поверхностную приходится преодолевать трудности, связанные со стыковкой вновь созданных поверхностей. Так в сборках, состоящих из объемов, зачастую детали и элементы конструкции находятся на некотором расстоянии друг от друга, поэтому при создании модели, состоящей из поверхностей, между соседними поверхностями появляются зазоры (рис. 1). Для построения работоспособной конечноэлементной модели такие зазоры следует устранять.

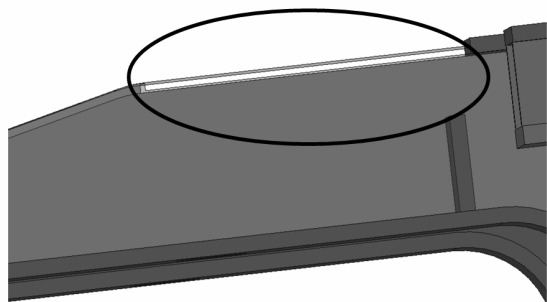


Рис. 1. Зазор между поверхностями после перестроения объемной модели в поверхностную

Эффективно решать эти проблемы позволяет, например, пакет SpaceClaim, в котором просто и удобно реализованы алгоритмы создания и соединения срединных поверхностей. В частности, для создания поверхностной модели достаточно использовать всего две команды этого программного пакета – Mid-surface и Extend.

В рассматриваемой модели тележки буксовое подрессоривание заменено пружинами в вертикальном и горизонтальном направлениях (рис. 2), вагон представлен сосредоточенной массой, оси колесных пар приняты абсолютно жесткими, масса тележки учитывает массы навесного оборудования (двигатели, редукторы), путем увеличения плотности материала. В дальней-

шем эти элементы конструкции будут представлены твердотельными. Расчетная динамическая модель тележки приведена на рис. 3.

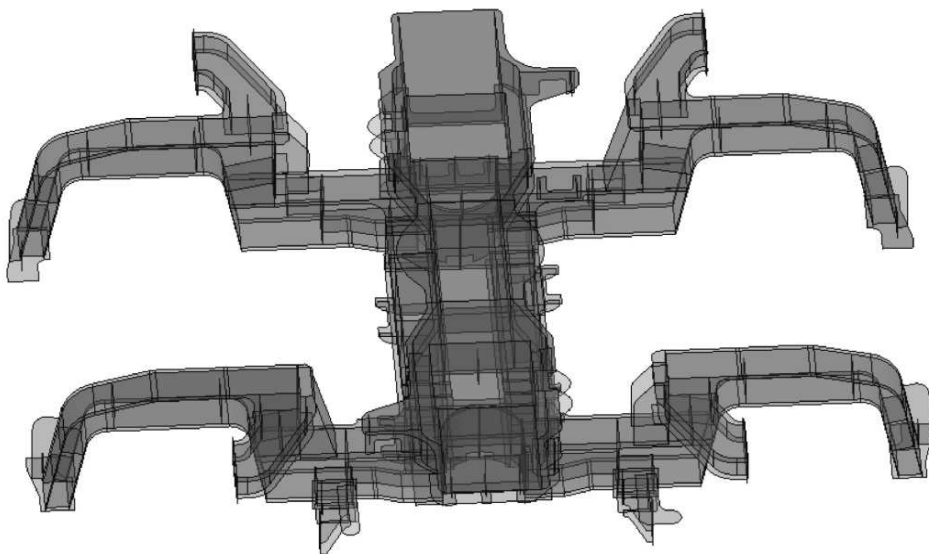


Рис. 2. Геометрическая модель тележки трамвайного вагона, состоящая из срединных поверхностей

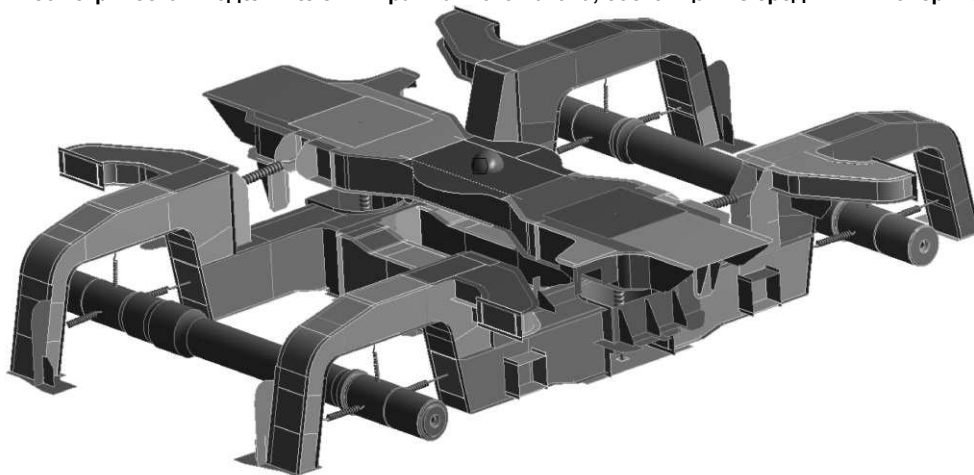


Рис. 3. Расчетная динамическая модель тележки трамвайного вагона

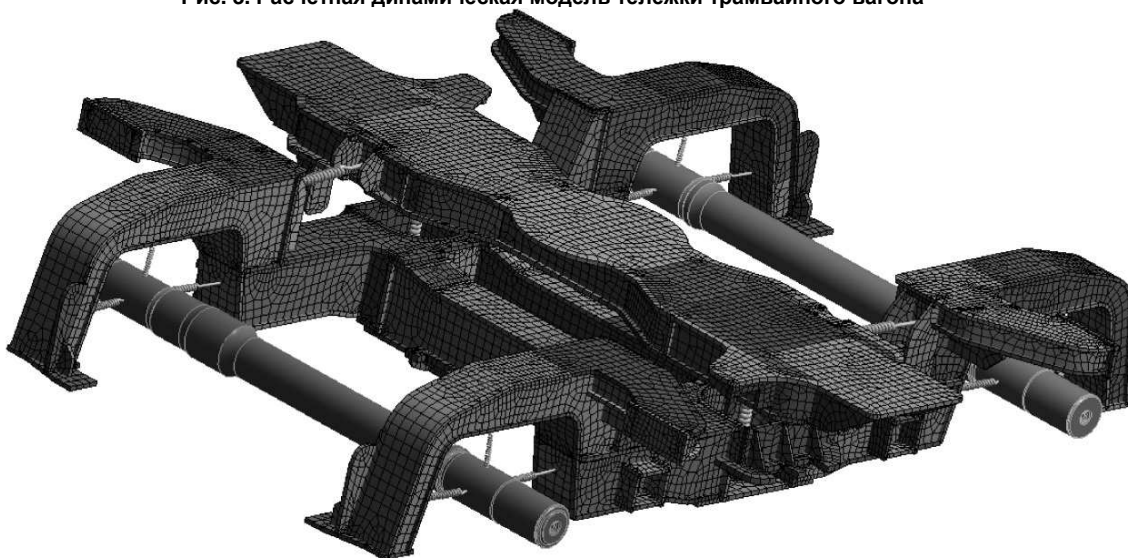


Рис. 4. Конечноэлементная модель тележки

Механика

Анализ собственных частот и форм тележки трамвайного вагона

Конечноэлементная модель тележки, с использованием которой найдены ее собственные частоты и формы, приведена на рис. 4.

Рассмотрены два случая:

- 1) элементы каркаса рамы тележки приняты упругими;
- 2) элементы каркаса рамы тележки приняты абсолютно жесткими.

Для первого и второго расчетных случаев найдены собственные частоты и соответствующие им формы колебаний тележки. Сравнительный анализ позволил выявить собственные частоты и формы, совпадающие в первом и втором расчетных случаях. Результаты сопоставления частот приведены в таблице. Собственная форма, соответствующая частоте 4,65 Гц, приведена на рис. 5.

Собственные частоты тележки трамвайного вагона, Гц

№	Элементы тележки – упругие тела	Элементы тележки – абсолютно твердые тела
1	2,40	2,37
2	4,65	4,62
3	5,17	5,16
4	7,10	7,09
5	8,27	8,24
6	8,40	8,35
7	12,36	12,42
8	16,07	16,22
9	20,77	21,11

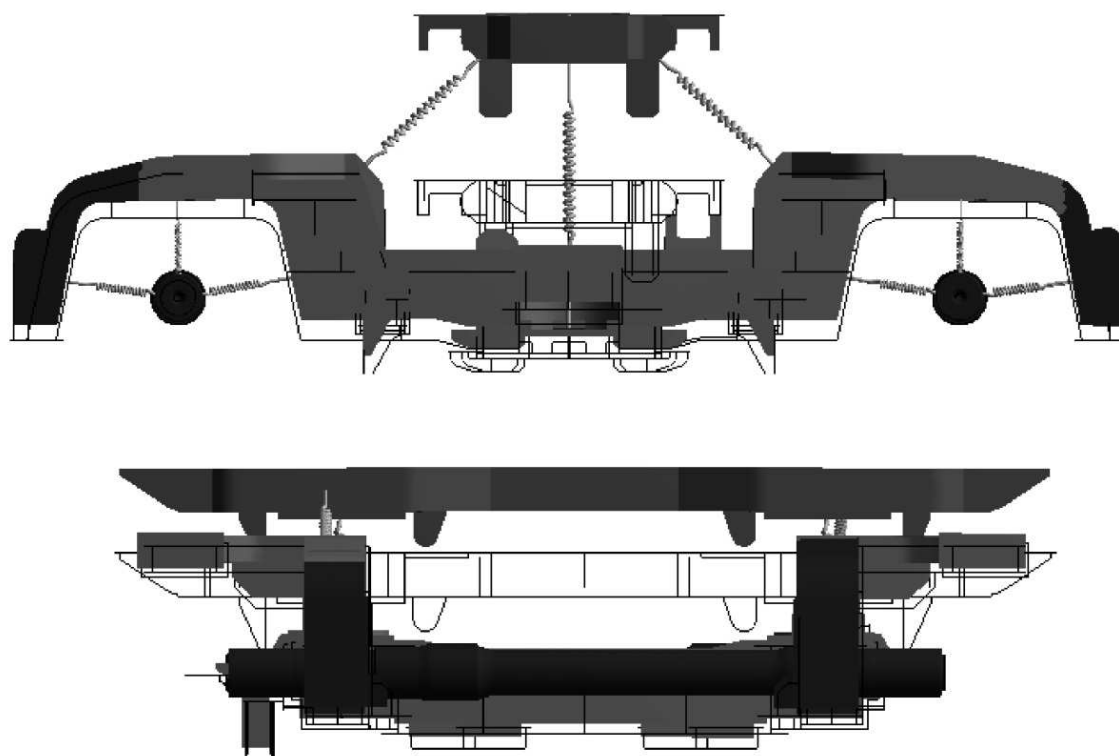


Рис. 5. Собственная форма тележки, соответствующая частоте 4,65 Гц

Таким образом, элементы каркаса трамвайного вагона можно считать абсолютно жесткими в диапазоне частот от 0 до 20 Гц. На более высоких частотах элементы каркаса тележки начинают деформироваться и, в случае построения маломассовой дискретной модели тележки, для снижения ресурсоемкости задачи рекомендуется их замена эквивалентными системами с малым числом степеней свободы. Для построения таких моделей предполагается использовать методы идентификации механических систем [7, 8].

Эффективность подрессоривания как элемента виброизоляции

Расчет установившихся вынужденных колебаний проведен с учетом демпфирующих элементов (см. рис. 5). Внешнее воздействие, соответствующее кинематическому возбуждению, задано в виде вертикального перемещения оси колесной пары (рис. 6).

Для кузова, представленного в этой модели одной сосредоточенной массой, найдена амплитудно-частотная характеристика (рис. 7). По вертикальной оси отложена амплитуда установившихся колебаний кузова относительно амплитуды входного воздействия.

Приведенные на рис. 7 относительные амплитуды установившихся вынужденных колебаний кузова при их сопоставлении с допустимыми значениями предоставляют возможность оценить эффективность виброизоляции.

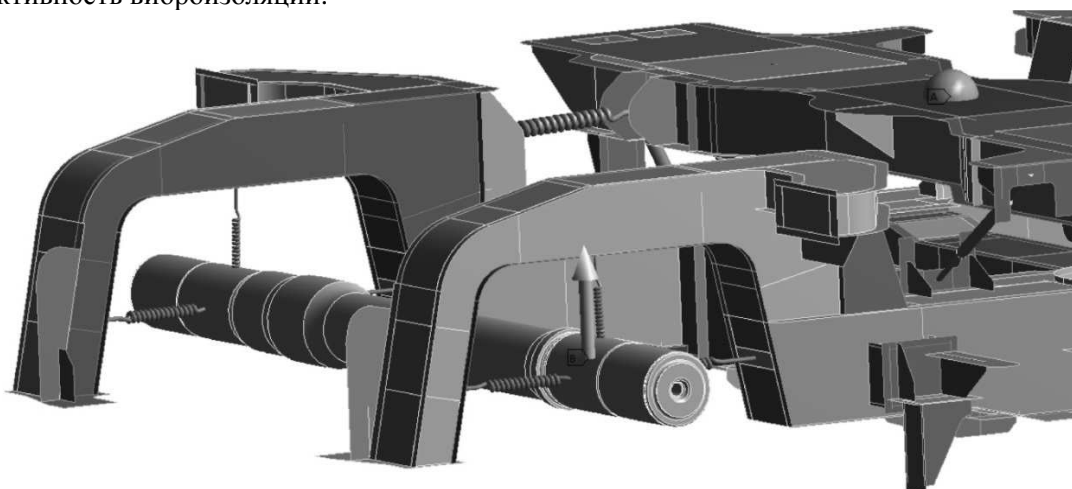


Рис. 6. Модель тележки трамвайного вагона с демпферами для расчета установившихся вынужденных колебаний

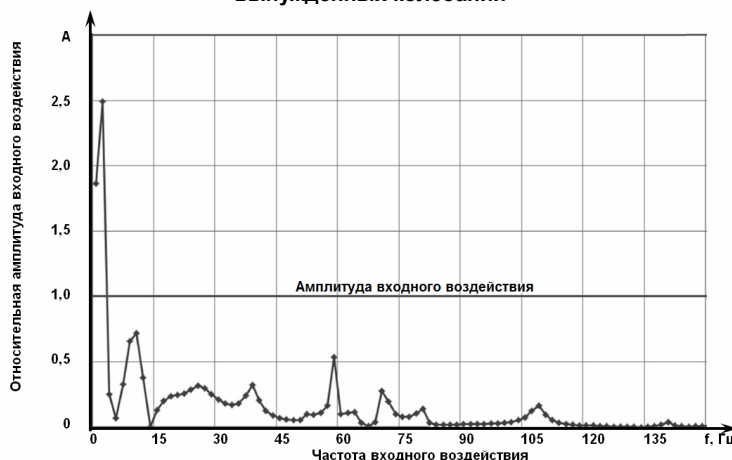


Рис. 7. Относительные амплитуды установившихся вынужденных колебаний кузова при кинематическом возбуждении оси колесной пары

Таким образом, продемонстрирована возможность получения оценки виброизоляции тележки трамвайного вагона. Конечно-элементную модель тележки предполагается использовать для построения дискретной модели тележки с малым числом степеней свободы, учитывающей конечное число собственных частот и форм, вносящих существенный вклад в форму вынужденных колебаний.

Выводы

1. Построена трехмерная конечноэлементная модель тележки, которая может быть использована в задаче оценки виброизоляции трамвайного вагона.
2. Элементы каркаса тележки трамвайного вагона можно считать абсолютно жесткими в диапазоне собственных частот 0...20 Гц.
3. Все проведенные расчеты носят предварительный характер и являются первым шагом для последующего решения задачи виброизоляции нового трамвайного вагона.

Литература

1. Нормы для расчета и проектирования механической части новых вагонов трамвая колеи 1524 мм. – М.: ВНИИВ, 1989. – 100 с.
2. ГОСТ 8802-78. Вагоны трамвайные пассажирские. Технические условия.
3. ГОСТ 27364-87. Вагоны трамвайные пассажирские. Общие технические условия.
4. ОСТ 24.050.16-85 Вагоны пассажирские. Методика определения плавности хода.
5. ОСТ 24.050.37-84 Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества.
6. ОСТ 24.050.28-81 Вагоны пассажирские методика измерения и оценки вибрации.
7. Редько, С.Ф. Идентификация механических систем / С.Ф. Редько, В.Ф. Ушкалов, В.П. Яковлев. – Киев: Наукова думка, 1985. – 216 р.
8. Хейлен, В. Модальный анализ: теория и испытания/ Вард Хейлен, Стефан Ламменс, Пол Сас. – М.: Новатест, 2010. – 319 с.

Поступила в редакцию 12 июля 2013 г.

*Bulletin of the South Ural State University
Series "Mathematics. Mechanics. Physics"
2014, vol. 6, no. 2, pp. 23–28*

ESTIMATE OF DYNAMIC PROPERTIES OF TRAM CAR BOGIE FOR THE SOLUTION OF VIBRATION ISOLATION PROBLEM

V.A. Romanov¹, P.A. Taranenko², V.N. Shahrinov³

Using finite element method the estimate of influence rigidity of the framework elements of tram car bogie on its own frequency and shapes is performed. The possibility of evaluation of the frequency range, in which the elements of the frame of a bogie can be considered as absolutely rigid, is shown.

Keywords: tram car bogie, natural frequencies and shapes, vibration isolation, absolutely rigid body.

References

1. *Normy dlya rascheta i proektirovaniya mekhanicheskoy chasti novykh vagonov tramvaya kolei 1524 mm* (Norms for calculation and design of a mechanical part of new tram cars ruts of 1524 mm). Moscow: VNIIV Publ., 1989. 100 p. (in Russ.).
2. *GOST 8802-78. Vagony tramvaynye passazhirskie. Tekhnicheskie usloviya.* (GOST 8802-78. Passenger tram cars. General technical specifications). (in Russ.).
3. *GOST 27364-87. Vagony tramvaynye passazhirskie. Obshchie tekhnicheskie usloviya.* (GOST 27364-87. Tramway passenger cars. General specifications). (in Russ.).
4. *OST 24.050.16-85 Vagony passazhirskie. Metodika opredeleniya plavnosti khoda.* (OST 24.050.16-85 Passenger cars. Methods for ride comfort determination). (in Russ.).
5. *OST 24.050.37-84 Vagony gruzovye i passazhirskie. Metody ispytaniy na prochnost' i khodovye kachestva* (OST 24.050.37-84 Freight and passenger cars. Methods of durability tests and performance characteristics). (in Russ.).
6. *OST 24.050.28-81 Vagony passazhirskie metodika izmereniya i otsenki vibratsii* (OST 24.050.28-81 Passenger cars. Methods for vibration measuring and estimation). (in Russ.).
7. Red'ko S.F., Ushkalov V.F., Yakovlev V.P. *Identifikatsiya mekhanicheskikh sistem* (Identification of mechanical systems.). Kiev: Naukova dumka Publ., 1985. 216 p. (in Russ.).
8. Kheylen V., Lammens S., Sas P. *Modal'nyy analiz: teoriya i ispytaniya* (Modal Analysis Theory and Testing). Moscow: Novatest Publ., 2010. 319 p. (in Russ.). [Heylen W., Lammens S., Sas P. *Modal Analysis Theory and Testing*. KUL Press, Leuven, Belgium, 1997. (in Eng.).]

Received 12 July 2013

¹ Romanov Vyacheslav Alexandrovich is Cand. Sc. (Engineering), Associate Professor, Applies Mechanics, Dynamic and Strength of Machines Department, South Ural State University.

E-mail: r.v@mail.ru

² Taranenko Pavel Alexandrovich is Cand. Sc. (Engineering), Associate Professor, Applies mechanics, Dynamic and Strength of Machines Department, South Ural State University. E-mail: pataranenko@gmail.com

³ Shahrinov Vladidmir Nikolaevich is Post-graduate student, Applies Mechanics, Dynamic and Strength of Machines Department, South Ural State University.