

В. Л. ГОРОБЕЦ (ДИИТ), Н. П. СНИТКО (Министерство инфраструктуры, Киев),
А. Д. ЛАШКО (Укрзалізниця, Киев)

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УПРАВЛЕНИЯ ГАШЕНИЕМ ЭНЕРГИИ КОЛЕБАНИЙ

В статті запропоновано приблизну класифікацію методів гасіння коливань складних механічних систем, а також наведено підхід адаптивного управління розсіюванням енергії коливань елементів залізничного рухомого складу.

Ключові слова: тяговий рухомий склад, система управління, гасіння коливань, динамічні характеристики

В статье предложена приблизительная классификация методов гашения колебаний сложных механических систем, а также приведен подход адаптивного управления рассеиванием энергии колебаний элементов железнодорожного подвижного состава.

Ключевые слова: тяговый подвижной состав, система управления, гашение колебаний, динамические характеристики

In the paper an approximate classification of methods of damping oscillations for complex mechanical systems is offered as well as the approach of an adaptive control by dissipation of the vibration energy of the railway rolling stock devices is presented.

Keywords: tractive rolling stock, control system, damping of oscillations, dynamic characteristics

Традиційно, залізничний рухомий склад (ПС) оснащується різноманітними пристроями подвладження нежелателних колебаний и вібрацій [1] – гасителями колебаний.

В настоящее время в различных областях техники, и, в первую очередь, в области высокоскоростного транспорта, всё более часто находят применение системы автоматического управления характеристиками подвешивания элементов ходовой части ПС. Типы таких систем управления и способы регулирования, очевидно, определяются динамическими свойствами самих объектов управления, а также характеристиками приложенных к ним возмущающих воздействий.

В данной работе поставлена цель – добиться улучшения показателей динамики тягового подвижного состава (ТПС) без существенного изменения конструкции его экипажной части.

Эта задача особенно актуальна при проведении глубоких модернизаций подвижного состава, так как позволяет не только повысить его технологический уровень и улучшить ремонтные показатели, но и, при достаточно умеренных дополнительных затратах добиться существенного улучшения эксплуатационных характеристик и ресурса несущих конструкций (НК).

Приблизительная классификация методов улучшения показателей динамических систем приведена на рис. 1.

По виду управления методы можно разделить на:

- активные, когда функционирование системы связано с целенаправленным изменением координат состояния объекта управления;
- пассивные, при этом орган управления, направленно влияющий на движение системы, как таковой, отсутствует.

По фактору управления методы делятся по принципу возможных способов изменения траектории движения системы.

По способу функционирования системы управления, их можно разделить на следующие:

- отсутствие принципа управления, когда система работает как набор независимых элементов, выполняющих свои функции (например, гашение колебаний);
- классический принцип управления, представленный широким спектром известных систем автоматического управления;
- принципы оптимального управления, когда на основе некоторых predetermined данных об объекте управления, вырабатывается управление, обеспечивающее необходимые критерии качества системы;



Рис. 1. Обзор методов улучшения показателей качества динамических систем

- адаптивные и нежесткие алгоритмы – при отсутствии априорных знаний об объекте управления (принципы адаптивного управления, робастные алгоритмы, алгоритмы нечеткой логики и др.).
- Некоторые характерные примеры использования систем управления для улучшения динамики механических систем приведены ниже:
1. Непосредственное применение систем автоматического регулирования для получения требуемых траекторий движения объекта регулирования (вид – активная, фактор – усилие, жесткость, рассеивание энергии, принцип работы системы – любой).
 2. Управление свойствами и параметрами источников силовых возмущений с целью улучшения характеристик динамических систем (вид – активная, фактор – источник возмущения, принцип работы – любой).
 3. Использование систем нерегулируемых гасителей колебаний (вид – пассивная, фактор – рассеивание энергии, принцип работы – отсутствует).
 4. Применение элементов конструкции с внутренним рассеиванием энергии – инерционно-диссипативное гашение колебаний (вид – пассивная, фактор – рассеивание энергии, принцип работы – отсутствует).
 5. Контрафазное силовое возмущение (вид – пассивная, фактор – рассеивание энергии, принцип работы – отсутствует).
 6. Селективное частотное подавление колебаний (вид – активная, фактор – усилие, жесткость, рассеивание энергии, принцип работы системы – любой).
 7. Адаптивное управление движением или рассеиванием энергии в конструкции (вид – активная, фактор – усилие, жесткость, рассеивание энергии, принцип работы системы – оптимальное управление или адаптивный).
- Непосредственное использование систем автоматического регулирования для улучшения их динамических характеристик в области железнодорожного транспорта может быть, например, представлено активная подвеска подвижного состава [2] (опубликовано по материалам Н. Siebald et al., Glasers Annalen, Tagungsband 2002, S. 154-160).*
- Примером активной подвески подвижного состава может служить регулируемая пневматическая подвеска поезда ICE1, блок схема которой приведена на рис. 1.

Система управления первой ступени рессорного подвешивания 4 состоит из регулятора 1; активатора 2; датчика рассогласования 3 и опорного датчика 5.

От активатора 2 в систему поступают динамические силы для компенсации колебаний. Электродинамический активатор должен обеспечивать пассивное следование за всеми изменениями длины пружин рессорного подвешивания, и, с другой стороны, обеспечивать гашение колебаний во всех нагрузочных режимах, в том числе и при движении вагона в кривых.

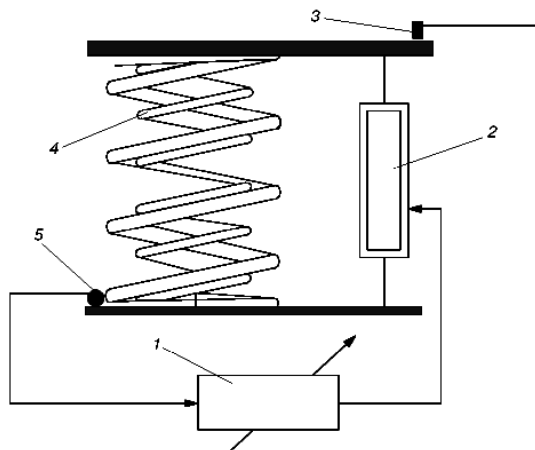


Рис. 1. Блок-схема активной подвески поезда ICE1 [2]

Для оценки рассогласования установлены датчики ускорения на раме тележки (опорный датчик 5 непосредственно над рессорами первой ступени подвешивания) и датчик рассогласования 3 в нижней части кузова вагона. С помощью сигналов, получаемых от датчиков, регулятор 1 управляет активаторами таким образом, что передача вибраций в кузов вагона значительно уменьшается. Недостатком системы можно считать необходимость дополнительного силового воздействия на элементы подвешивания.

Управление свойствами и параметрами источников силовых возмущений может быть проиллюстрировано системой активного гашения колебаний моторных осей, описанной в [3] (опубликовано по материалам Н.-Р. Beck, Elektrische Bahnen, 1999, N 12, S. 393-401), где для регулирования силы сцепления, применяется принцип активного гашения статьи колебаний с учетом негативной роли, которую в процессах износа играют переменные составляющие сил и моментов на полом валу современного тягового привода. Для активного подавления переменных составляющих тяговых моментов большой амплитуды предлагаются раз-

личные регуляторы частоты вращения. Как показали исследования [3], наилучшие результаты дает регулятор состояния, регулирование с помощью которого выполняется на основе набора переменных состояния системы тягового привода.

Ко второму классу методов улучшения динамических показателей систем можно также отнести регулирование тяги с использованием сил сцепления [3] (опубликовано по материалам статьи В. Engel *et al.*, Elektrische Bahnen, 1998, N 6, S. 201-209), основано на совмещении двух способов снижения колебаний – их активном подавлении и одновременном регулировании сил сцепления, что позволяет улучшить динамические показатели электровозов высокой мощности. Предложенная система управления позволяет добиться [3] существенного увеличения ресурса тягового привода (рис. 2).



Рис. 2. Влияние метода регулирования на срок службы тягового привода [3]

К группе методов, подразумевающих использование нерегулируемых гасителей колебаний, можно отнести практически все реализации конструкторских решений, применяемые на текущий момент для подвижного состава железных дорог Украины, не зависимо от вида и принципов работы гасителей, применяемых для уменьшения колебаний ПС. Обычно, для гашения колебаний применяются вертикальные гасители колебаний, и наклонные, обеспечивающие демпфирование одновременно вертикальных и горизонтальных колебаний.

Достаточно интересный метод гашения колебаний (*инерционно-диссипативное гашение колебаний*), достойный выделения в отдельную категорию, представлен на рис. 3, где η – возмущение; K – упругий элемент; B – диссипативный элемент; m – массивное тело. Гашение колебаний при этом обеспечивается рассеиванием энергии внутренними диссипативными свойствами такой системы.

Может быть, не вполне исчерпывающим примером такого гасителя можно считать вторую ступень подвешивания ПС, когда усилия в

упруго-диссипативных связях уравновешиваются силами инерции части его кузова. Недостаток – необходимость наличия массивного тела, которое не всегда может являться полезным элементом динамической системы.

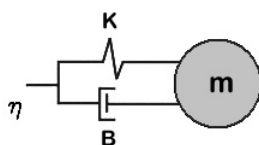


Рис. 3. Инерционно-диссипативный гаситель колебаний

Наименование группы методов гашения колебаний *контрафазным силовым возмущением* предложено авторами в связи со спецификой его действия, заключающегося в возбуждении силового воздействия (чаще импульсного), уменьшающего колебания конструкции и прикладываемого в противофазе к циклам ее колебаний. Представителями данного класса можно считать ударный виброгаситель и дульный тормоз (воен.).

Основу ударного виброгасителя [5 – 7] составляет массивное тело m (рис. 4) с элементом демпфируемой системы A , колебания которого следует уменьшить. Наибольшее распространение получили плавающие ударные гасители, которые настраивают на режим двух поочередных соударений тела о каждый ограничитель за период движения, дающий для таких устройств наибольший эффект.

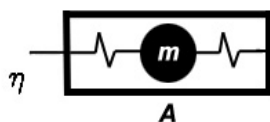


Рис. 4. Ударный гаситель колебаний

Принцип действия дульного тормоза [8] состоит в изменении направления и скорости движения части пороховых газов, истекающих из канала ствола после вылета снаряда. Это приводит к появлению силы, направленной противоположно движению откатных частей и тормозящих его.

Селективное частотное подавление колебаний (напр., [9]), основанное на принципах оптимального (или иных методов) управления, выделено здесь в отдельный класс методов в связи с тем, что в отличие от обычных, классических методов, частотная область используется не на этапе проектирования и определения параметров системы управления, а непосредственно

венно в процессе управления динамическим объектом. Некоторым недостаткам данного типа управления можно считать достаточно большой объем вычислительной работы (при использовании цифровых регуляторов), что для систем большой сложности может вызвать трудности его реализации в реальном масштабе времени.

Адаптивное управление движением или рассеиванием энергии в конструкции является, пожалуй, наиболее перспективным методом построения систем гашения нежелательных колебаний в транспортных конструкциях.

Например, система слежения за положением кузова [11] позволяет добиться увеличения показателей устойчивости и скоростей движения ПС в кривых.

В данной работе рассматривается бортовая система активного гашения колебаний тележек локомотивов (БСГК), представляющая собой систему автоматического управления (САУ), состоящей из аппаратной и программной части, которая выполняет прием и обработку информации от датчиков, определяющих параметры динамических процессов в экипажной части локомотива. На основании полученной информации синтезирует управление рабочим органом (РО) системы с целью улучшения динамических характеристик локомотива.

Общая структурная схема БСГК приведена на рис. 4.

В данной структурной схеме используются следующие функциональные блоки.

Блок датчиков (БД) – набор стандартных датчиков, которые собраны в едином конструктивном блоке и предназначены для

- измерение относительных перемещений рабочего органа (РО);
- измерение абсолютного ускорения элементов РО;
- измерение относительной скорости движения РО.

Дополнительное требование к датчиковой аппаратуре заключается в их достаточном ресурсе с целью обеспечения длительного функционирования системы, возможности их самого тестирования и обеспечения нанесенных показателей точности измерения.

Блок связи с объектом (БСО) – блок предназначен для сочетания аналоговой (датчики, РО) части системы и состоит из аналого-цифровых (АЦП) и цифро-аналоговых (ЦАП) преобразователей.

Рабочий орган (РО) – управляемый гаситель колебаний, который осуществляет регулирующее влияние на объект управления (ОУ).



Рис. 4. Структурная схема бортовой системы активного гашения колебаний тележек локомотивов

Цифровой адаптивный регулятор (ЦАР) – программа реального масштаба времени, что выполняет формирование исходного сигнала (влиянию управления) на РО и выполняет необходимые для работы системы сервисные функции, связанные с контролем работы БД и самой системы.

Объектом управления (ОУ) являются рамы тележек локомотива, а именно, их подвешивания и узлов опирания кузова.

Основными целями, которые достигаются при использовании БСГК, являются:

- улучшение показателей динамики локомотива в вертикальном направлении за счет введения управляющих воздействий на элементы его подвешивания.
- улучшение показателей динамики локомотива в поперечном горизонтальном направлении за счет введения управляющих влияний в узлах опирания тележек на кузов

Основными требованиями к системе являются:

- работа системы и управляющие воздействия на локомотив не должны допускать возникновения ситуаций, которые противоречат требованиям ПТЭ [12] по обеспечению безопасности движения поездов.
- локомотив должен работать при отключенной БСГК, при этом показатели его динамичности и устойчивости движения должны быть не хуже, чем у локомотива, который не оборудован указанной системой.

Основными характеристиками системы БСГК являются:

- показатели качества работы системы;
- надежность системы;
- агрегатная структура;

- унификация системы;
- автономность системы.

Показатели качества работы системы определяется как отношение среднеквадратичных отклонений локомотива при использовании БСГК и без нее, определенные на участке колеи, которая имеет достаточную длину для получения представительских оценок показателей динамики локомотива [13]. При определении показателей качества работы системы в части поперечной динамики показатель качества работы системы определяется как отношение амплитуд поперечных (рамных сил) которые возникают при прохождении локомотивом кривых.

Влияние управления, которое БСГК прикладывает к несущим конструкциям (НК) и элементам всех ступеней подвешивания, не должно приводить к потере прочности и устойчивости этих элементов и конструкции в целом. При отключении БСГК локомотив должен сохранять свои естественные характеристики и параметры. Может быть рассмотрен вариант оснастки указанной системы встроенным датчиком устойчивости локомотива от вкатывания колеса на рельс и датчиками динамики длительного действия. Результаты съема информации с указанных датчиков могут вводиться в ЦАРЬ с целью текущего контроля качества работы системы в целом и оценки динамических показателей локомотива, и т.п.

Архитектура системы (с точки зрения изменения ее параметров) должна быть построена так, чтобы позволять осуществлять как можно более легкое изменение объема, мощности и функциональных возможностей системы. БСГК выполняется в виде автономных напольных модулей, которые состоят из БД и РО, которые потом соединяются в систему через один БСО модулем ЦАР.

Система должна быть спроектирована с максимальным использованием стандартных элементов, средств измерительной и компьютерной техники. Нестандартные детали и элементы должны быть сопровождаемые объемом конструкторской документации (КД).

Сформулируем **конечную цель работы** БСГК как максимально возможное приближение состояния локомотива к точке его естественного равновесия при действии на него неравенств колеи в вертикальном и поперечном горизонтальном направлении. Математически это может быть записано как

$$\int_{t-\tau}^t F_i^2 dt \rightarrow \min, \quad i = \overline{1, n}, \quad (1)$$

где t – текущее время;

τ – промежуток времени, определяющий чувствительность системы управления;

F – динамическая составляющая усилия, перемещения, или скорости в элементах подвешивания;

n – количество контролируемых динамических показателей.

Учитывая то, что в процессе эксплуатации локомотивов БСГК не должна вмешиваться в существующую кинематическую и электрическую схемы локомотива, она должна быть предельно компактной и отделенной (за исключениями РО и цепей питания системы) от них.

Возможности использования физических параметров для как входных данных системы выглядят, как указано в табл. 1. а пригодность измеряемых величин для построения критериев качества работы системы (целевых функций) – в табл. 2.

На основании анализа динамических показателей локомотива ЧС4 были разработаны его упрощенные математические модели, которые описывают колебание электровоза отдельно в вертикальном и поперечном направлениях. Схемы указанных моделей приведены на рис. 5.

Колебания масс тележек и кузовов описываются системами дифференциальных уравнений (2) и (3) соответственно для его вертикальных и поперечных колебаний.

$$\begin{cases} \ddot{v}_1 = m_{v1}^{-1}(S_1 - S_2); \\ \ddot{v}_2 = m_{v2}^{-1}(S_2); \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \ddot{u}_1 = m_{u1}^{-1}(T \cdot \sin(\alpha) + (F_1 - F_2)); \\ \ddot{u}_2 = m_{u2}^{-1}(F_2), \end{cases} \quad (3)$$

где v_1, v_2 – вертикальные перемещения соответственно в первой и второй степени подвешивания (часть рамы тележки, часть кузова);

m_{v1}, m_{v2} – массы частей рамы тележки и кузова, что принимают участие в вертикальных колебаниях;

S_1, S_2 – вертикальные усилия в первой и второй степени подвешивания;

u_1, u_2 – горизонтальные перемещения соответственно в первой и второй степени подвешивания (часть рамы тележки, часть кузова);

m_{u1}, m_{u2} – массы частей рамы тележки и кузова, что принимают участие в горизонтальных колебаниях;

F_1, F_2 – горизонтальные поперечные усилия в первой и второй степени подвешивания;

T – сила тяги локомотива;

α – угол набегания колеса на рельс.

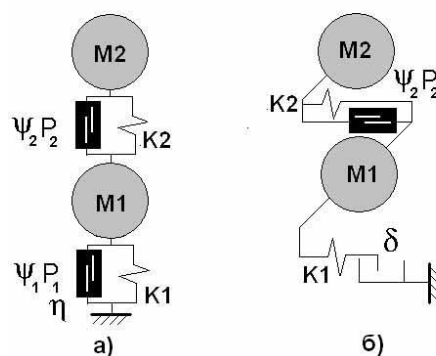


Рис. 5. Схемы упрощенных моделей электровоза:
а) модель вертикальных колебаний;
б) модель поперечных колебаний

Усилия взаимодействия частей подвешивания определяются на основании выражений (4) – (5):

$$\begin{aligned} S_1 &= -K_1(v_1 - \eta) - \psi_1(t)p_1 \operatorname{sgn}(\dot{v}_1 - \dot{\eta}); \\ S_2 &= -K_2(v_2 - v_1) - \psi_2(t)p_2 \operatorname{sgn}(\dot{v}_2 - \dot{v}_1); \\ F_1 &= \begin{cases} 0 & \uparrow |u_1| < \delta; \\ -K_1(|u_1| - \delta) \operatorname{sgn}(u_1) & \uparrow |u_1| \geq \delta; \end{cases} \\ F_2 &= -K_2(u_2 - u_1) - \psi_2(t)p_2 \operatorname{sgn}(\dot{u}_2 - \dot{u}_1), \end{aligned} \quad (5)$$

Таблица 1

Физические характеристики динамики локомотива и возможность их использования

№ п/п	Название характеристики	Колебание		Примечание
		Вертикальные	Поперечные	
1	2	3	4	5
1	Относительное перемещение РО	+	+	
2	Относительная скорость РО	+	+	Вычисление за значениями абсолютной скорости мест крепления РО
3	Относительное ускорение РО	+	+	То же
4	Усилие в подвешивании, или усилие взаимодействия «колесо-рельс»	+	+	Вычисление за величиной давления в рабочей зоне РО, соединенное с сжатием пружин подвешивания
5	Абсолютное перемещение РО		+	Назначается по данным датчика поперечного перемещения буксы относительно рельса
6	Абсолютная скорость РО	+	+	
7	Абсолютное ускорение РО	+	+	

Таблица 2

Пригодность динамических показателей для построения целевых функций системы БСГК

№ п/п	Наименование динамического показателя	Прогнозируемый результат использования показателя в качестве целевой функции	Выводы относительно пригодности
1	2	3	4
1	Относительное перемещение РО	Уменьшение дисперсии относительного перемещения РО должно привести к полному блокированию упругого элемента (заклинивание), что является тривиальным решением задачи	Непригодно
2	Относительная скорость перемещения РО	В указанном случае дисперсия относительной скорости стремится к минимуму, если функция взаимного перемещения тождественна нулю	Непригодно
3	Относительное ускорение РО	Уменьшение дисперсии относительного ускорения РО имеет такие же последствия, как оба предыдущих случая	Непригодно
4	Усилие в подвешивании	Уменьшение дисперсии силы в связи является основной целью работы системы. Однако, сложности корректной регистрации этой величины принуждает искать более пригодные показатели	Пригодно
5	Абсолютное перемещение РО	Данный показатель является достаточно нетехнологическим с точки зрения его регистрации	Пригодно условно
6	Абсолютная скорость РО	Для вертикальных колебаний такой показатель не может быть зарегистрирован с пригодной точностью	Непригодна
7	Абсолютное ускорение РО	Считая на наличие широкой номенклатуры акселерометра, в том числе тех, которые работают в диапазоне инфранизких частот, абсолютное ускорение может быть применено для построения целевых функций БСГК. К тому же, акселерометр легко размещается в одном блоке конструктива РО	Пригодно

где K_1, K_2 – жесткости соответственно в первой и второй степени подвешивания для вертикальных или горизонтальных колебаний;

$\eta = \eta(t)$ – геометрическая неровность пути [14];

$\psi_1(t), \psi_2(t)$ – коэффициенты трения в управляемых гасителях колебаний (РО), соответственно в первой и второй степени подвешивания;

p_1, p_2 – силы нормального давления фрикционной связи соответственно в первой и второй степени подвешивания;

\dot{v}_1, \dot{v}_2 – скорость масс части рамы тележки и кузова электроваза;

$\dot{\eta}$ – производная геометрической неровности пути [14].

Учитывая отсутствие в модели угла поворота тележки, угол набегания колеса на рельс α определяется приближенно как отношение скорости поперечного движения массы тележки к скорости движения локомотива с помощью выражения (6):

$$\alpha = \frac{u_1}{V}, \quad (6)$$

где V – скорость движения локомотива.

Исследование динамики локомотива ЧС4 показывает достаточно слабую зависимость показателей его динамики от характеристик гасителей колебаний с постоянными коэффициентами сопротивления. При этом было определено оптимальными значение условной силы давления и коэффициенту трения как $p = 50$ кН при $\psi = 0,1$.

Далее рассматриваются результаты, полученные для упрощенной модели локомотива с неуправляемыми гасителями колебаний и локомотива, оснащенного БСГК. На диаграммах введены обозначения: сист. V – система БСГК моделью ЦАР условного типа a); сист. D – система БСГК с моделью ЦАР условного типа b).

Были проведены опыты по численному моделированию реакции указанных выше моделей на прохождение резонанса путем подачи на модель гармонического возбуждения переменной частоты таким образом, чтобы обеспечить нахождение модели в области резонансных колебаний 2 с (быстрое прохождение резонансной зоны) и 20 с (медленное прохождение резонансной зоны).

Результаты моделирования приведены на рис. 6 и 7, соответственно, для моделирования

быстрого и медленного резонанса модели, где сравниваются среднеквадратичные отклонения величин усилий в первой и второй степенях подвешивания локомотива ЧС4.

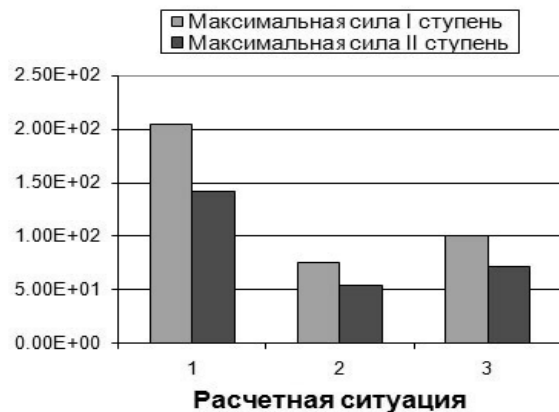


Рис. 6. Результаты моделирования резонансных колебаний. Быстрый резонанс. Расчетные ситуации: 1 – без БСГК; 2 – с БСГК типа a); 3 – с БСГК типа b)

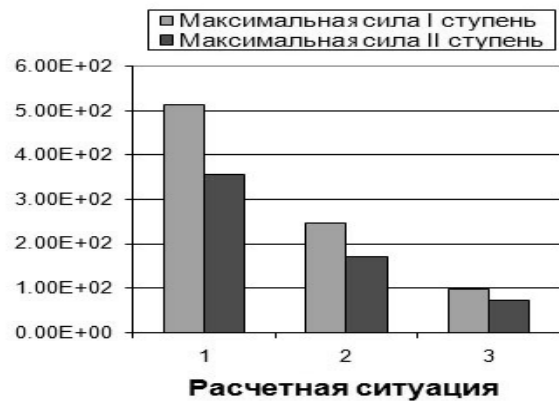


Рис. 7. Результаты моделирования резонансных колебаний. Медленный резонанс. Расчетные ситуации: 1 – без БСГК; 2 – с БСГК типа a); 3 – с БСГК типа b)

Выводы

1. Проведен обзор публикаций и предложен вариант бортовой системы активного гашения колебаний тележек локомотивов.
2. Проведенные на упрощенной модели локомотива ЧС4 расчеты по моделированию работы предложенной системы показывают возможность улучшения его динамических характеристик.
3. Внедрение в локомотивном хозяйстве бортовой системы активного гашения колебаний тележек локомотивов должно базироваться на минимальном объеме дополнительного оборудования, которое выполняет функции указанной системы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Манашкин, Л. Гасители колебаний и амортизаторы ударов рельсовых экипажей [Текст] / Л. Манашкин, С. Мямлин, В. Приходько. – Д., 2007. – 196 с.
2. Активное гашение вибраций на поезде ICE1 [Текст] // Железные дороги мира. – 2004. – № 5.
3. Активное гашение колебаний моторных осей [Текст] // Железные дороги мира. – 2000. – № 7.
4. Регулирование тяги с высоким использованием сил сцепления [Текст] // Железные дороги мира. – 1999. – № 2.
5. Крупенин, В. Л. Ударные и виброударные машины и устройства [Текст] / В. Л. Крупенин // Вестник научно-технического развития. – 2009. – № 4 (20).
6. Дукарт, А. В. Задачи теории ударных гасителей колебаний [Текст] / А. В. Дукарт. – М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2006. – 208 с.
7. Вибрации в технике: Справ. в 6 тт. – 2-е изд. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов [Текст]. – М.: Машиностроение, 1995. – 456 с.
8. Сергеев, М. М. Теория и расчет дульного тормоза [Текст] / М. М. Сергеев. – М.: Оборонгиз, 1939. – 139 с.
9. Зуев, А. Л. Управление упругими колебаниями с использованием канонической формы [Текст] / А. Л. Зуев // Динамические системы: Межвед. сб. науч. тр. – 2006. – Вып. 20. – С. 27-34.
10. Егоров, А. И. Точечное управление колебаниями: Краевые задачи для дифференциальных уравнений в частных производных [Текст] / А. И. Егоров, В. Е. Капустян. – Кишинев: Штиинца, 1981. – С. 34-41.
11. Grajonert, J. Podstawy teorytyczno-doświadczane projektowania zawiaszeń pneumatycznych [Text] / J. Grajonert. – Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 1996. – 180 с.
12. Правила технічної експлуатації залізниць України [Текст]. – К.: Транспорт України, 1995. – 256 с.
13. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм [Текст]. – М.: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1998. – 145 с.
14. Диментберг, М. Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний [Текст] / М. Ф. Диментберг. – М.: Наука, 1980. – 368 с.

Поступила в редколлегию 06.11.2010.

Принята к печати 11.11.2010.