

В.А. ВойтенкоЛуганский национальный университет имени Владимира Даля,
Луганск, Луганская Народная Республика**МОДЕЛИРОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ ПРИ СИЛОВОМ
ВЗАИМОДЕЙСТВИИ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ФРИКЦИОННОЙ ПАРЫ
В ДИСКОВОМ ТОРМОЗЕ С ПЛАВАЮЩЕЙ ТОРМОЗНОЙ КОЛОДКОЙ**

При торможении железнодорожного подвижного состава, в результате силового взаимодействия рабочих поверхностей фрикционной пары дискового тормоза, возникает шум, который существенно снижает комфорт пассажирских перевозок и создает дополнительную шумовую нагрузку на городскую инфраструктуру. Конструкция дискового тормоза с плавающей тормозной колодкой для высокоскоростного подвижного состава железных дорог и электропоездов метрополитена создает меньший уровень шума при торможении по сравнению с традиционной конструкцией. Разработка адекватной математической модели акустической эмиссии силового взаимодействия рабочих поверхностей фрикционной пары дискового тормоза с плавающей тормозной колодкой, с учетом особенностей новой кинематической схемы, является актуальной научно-технической задачей.

Математическая модель возникновения акустической эмиссии при взаимодействии рабочих поверхностей фрикционной пары в дисковом тормозе с плавающей тормозной колодкой основана на сложении акустических эмиссий множества гауссовских узкополосных случайных акустических процессов с заданными корреляционными функциями и спектрами мощности с учетом модулирующих воздействий конструкции дискового тормоза. В предложенной математической модели считается неизвестным временное положение модулирующего воздействия на независимые гауссовские узкополосные случайные процессы, однако принимается, что они находятся в пределах временного интервала, определяемого длительностью модулирующего воздействия. Предложенная математическая модель позволяет по результатам численного моделирования осуществить выбор оптимальных геометрических размеров плавающей тормозной колодки и материалов фрикционной пары, обеспечивающих наилучшие шумовые характеристики дискового тормоза с плавающей тормозной колодкой.

При помощи предложенной математической модели получены спектры мощности акустической эмиссии, возникающей при силовом взаимодействии рабочих поверхностей фрикционной пары дискового тормоза с плавающей тормозной колодкой, которые хорошо согласуются с результатами экспериментов, проведенных в условиях лаборатории. Полученные спектры мощности подтверждают существенные преимущества дискового тормоза с плавающей тормозной колодкой по уровню создаваемого шума по сравнению с традиционной конструкцией дискового тормоза. Это обеспечивает перспективность внедрения дискового тормоза предложенной конструкции на высокоскоростном подвижном составе железных дорог и на электропоездах метрополитена для повышения уровня комфорта на транспорте.

Ключевые слова: дисковый тормоз, плавающая тормозная колодка, тормозной диск, поворотная ось, акустическая эмиссия, шум, спектр мощности.

V.A. Voytenko

Vladimir Dahl Lugansk National University, Lugansk, Lughansk People's Republic

**SIMULATION OF ACOUSTIC EMISSION IN THE FORCE INTERACTION
OF THE WORKING SURFACES OF THE FRICTION PAIR
IN A DISK BRAKE WITH A FLOATING BRAKE PAD**

When the railway rolling stock brakes, as a result of the force interaction of the working surfaces of the friction disc brake pair, noise occurs, which significantly reduces the comfort of passenger traffic and creates an additional noise load on the urban infrastructure. The design of a disc brake with a floating brake shoe for high-speed rolling stock of railroads and subway electric trains creates a lower noise level when braking in comparison with the traditional design. The development of an adequate mathematical model of acoustic emission of the force interaction of the working surfaces of the friction pair of a disk brake with a floating brake pad, taking into account the peculiarities of the new kinematic scheme, is an urgent scientific and technical problem.

A mathematical model of the occurrence of acoustic emission in the interaction of the working surfaces of a friction pair in a disc brake with a floating brake pad is based on the addition of acoustic emissions from a variety of Gaussian narrow-band random acoustic processes with given correlation functions and power spectra taking into account the modulating effects of the disc brake design. In the proposed mathematical model, the temporal position of the modulating influence on independent Gaussian narrow-band random processes is considered unknown, however, it is assumed that they are within the time interval determined by the duration of the modulating influence. The proposed mathematical model makes it possible, according to the results of numerical modeling, to select the optimal geometric dimensions of a floating brake pad and friction pair materials, which provide the best noise characteristics of a disc brake with a floating brake pad.

Using the proposed mathematical model, we obtained the power spectra of acoustic emission arising from the force interaction of the working surfaces of a friction pair of a disc brake with a floating brake pad, which are in good agreement with the results of experiments conducted in the laboratory. The power spectra obtained confirm the substantial advantages of a disc brake with a floating brake pad in terms of the level of noise generated in comparison with the traditional disc brake design. This shows the promising implementation of disc brakes of the proposed design on high-speed rolling stock of railways and on subway trains to increase the level of comfort in transport.

Keywords: disc brake, floating brake pad, brake disc, swivel axis, acoustic emission, noise, power spectrum.

При конструировании современного высокоскоростного подвижного состава железных дорог, а также электропоездов метрополитена особое внимание уделяется комфортабельности пассажирских поездов [1, 2]. До настоящего времени полностью не решена проблема возникновения шума при торможении в результате силового взаимодействия рабочих поверхностей фрикционной пары дискового тормоза, что существенно снижает комфорт пассажирских перевозок и создает дополнительную шумовую нагрузку на городскую инфраструктуру [3–5]. Это приводит к необходимости принятия дополнительных мер по защите от шума в виде шумозащитных экранов и зеленых насаждений [6]. Применяются малошумные фрикционные материалы накладок для тормозных колодок из композитов и металлокерамики [7].

Целью исследования является разработка методов снижения шума, вызванного взаимодействием тормозной колодки с тормозным диском, и разработка новых подходов к оценке спектра акустической эмиссии при торможении подвижного состава.

По мнению автора, существуют значительные резервы снижения уровня шума при торможении железнодорожного подвижного состава в звуковом диапазоне частот путем изменения кинематической схемы дискового тормоза. Перспективной является конструкция дискового тормоза с плавающей тормозной колодкой, которая, в отличие от традиционной тормозной колодки, имеет поворотную ось, проходящую через центр масс тормозной колодки либо смещенную относительно центра масс [8–10]. Такая плавающая тормозная колодка в процессе силового взаимодействия рабочих поверхностей фрикционной пары имеет возможность самоустанавливаться в оптимальное положение на поверхности тормозного диска, соответствующее нулевому результирующему моменту сил трения, приложенных к тормозной колодке относительно поворотной оси. При изменении условий силового взаимодействия рабочих поверхностей плавающей тормозной колодки и тормозного диска в процессе торможения тормозная колодка автоматически устанавливается в оптимальное положение, при этом совершая колебательные движения вокруг поворотной оси. В предельном случае, если поворотная ось тормозной колодки проходит через ее центр масс, колодка совершает вращение вокруг поворотной оси в течение всего времени торможения подвижного состава. Установка плавающей тормозной колодки в оптимальное положение на поверхности тормозного диска либо ее вращение вокруг поворотной оси приводит к значительному снижению уровня акустической эмиссии, сопровождающей силовое взаимодействие рабочих поверхностей фрикционной пары в результате быстрой приработки, более равномерного износа рабочих поверхностей, быстрого удаления продуктов износа, а также оптимального положения тормозной колодки на поверхности тормозного диска в соответствии с текущими условиями фрикционного взаимодействия.

Предварительные экспериментальные исследования шумовых и силовых характеристик дискового тормоза с плавающей тормозной колодкой, проведенные автором при помощи экспериментальных плавающих колодок (рис. 1, 2) и испытательного стенда, показали, что диско-

вый тормоз предлагаемой конструкции создает намного меньший уровень шума по сравнению с традиционной конструкцией, причем эффективность торможения не снижается.

Экспериментальная плавающая тормозная колодка (см. рис. 1) содержит диск *1*, изготовленный из чугуна марки СЧ20, регулировочный винт *2*, обеспечивающий возможность изменения расстояния между поворотной осью *3* и центром масс тормозной колодки *1*, и шарик *4* для уменьшения коэффициента трения при вращении поворотной оси и передачи усилия прижатия от клещевого механизма.

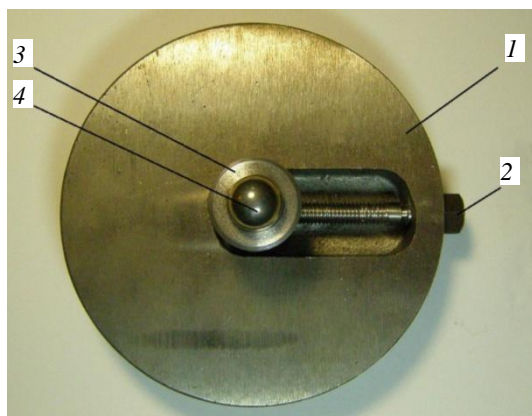


Рис. 1. Конструкция плавающей тормозной колодки в форме диска [11]: *1* – диск; *2* – регулировочный винт; *3* – поворотная ось; *4* – шарик

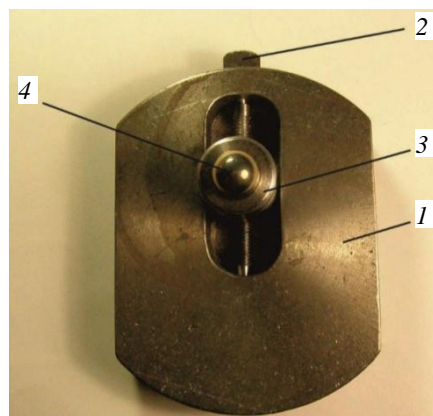


Рис. 2. Конструкция плавающей тормозной колодки: *1* – диск; *2* – регулировочный винт; *3* – поворотная ось; *4* – шарик

Таким образом, при помощи экспериментальной плавающей тормозной колодки можно путем изменения расстояния между поворотной осью и центром масс тормозной колодки исследовать шумовые и силовые характеристики дискового тормоза предлагаемой конструкции для режима колебаний, когда происходит самоустановка колодки в оптимальное положение на рабочей поверхности тормозного диска, и для режима вращения, когда тормозная колодка непрерывно вращается вокруг поворотной оси в процессе всего торможения.

Сформулируем основные гипотезы и допущения, принятые при разработке математической модели. Будем считать процесс силового взаимодействия рабочих поверхностей тормозной колодки и тормозного диска нестационарным, состоящим из случайного упругого взаимодействия отдельных микронеровностей, формирующих общую их шероховатость. Также предположим, что каждое отдельное взаимодействие микронеровностей является независимым, в результате него образуется независимый узкополосный акустический процесс некоторой длительности с распределением мощности в спектре акустической эмиссии по закону Гаусса. Будем считать, что на моменты времени, соответствующие возникновению независимых гауссовских узкополосных случайных акустических процессов, и на их длительность оказывает модулирующее воздействие со стороны кинематической схемы дискового тормоза. Результирующие спектры мощности акустической эмиссии нестационарного фрикционного взаимодействия рабочих поверхностей фрикционной пары дискового тормоза получим в результате суммирования спектров независимых случайных акустических процессов некоторой длительности в пределах заданного интервала времени с учетом их временной корреляции (согласованного либо рассогласованного излучения в результате модулирующего воздействия в рассматриваемый момент времени).

Рассмотрим процесс образования акустической эмиссии при силовом взаимодействии рабочих поверхностей плавающей тормозной колодки и тормозного диска как результат реализации независимых гауссовских узкополосных случайных коррелированных акустических процессов взаимодействия микронеровностей поверхностей фрикционной пары в условиях модулирующих воздействий [11–14].

Поскольку кинематика дискового тормоза с плавающей тормозной колодкой предполагает два основных варианта – установление плавающей колодки путем колебаний вокруг поворотной оси в оптимальное положение на рабочей поверхности тормозного диска и непрерывное вращение в процессе силового взаимодействия рабочих поверхностей фрикционной пары, то необходимо рассмотреть отдельно расчетные схемы для этих случаев и получить аналитические выражения, описывающие в процессе торможения модулирующие воздействия.

Расчетная схема (рис. 3) соответствует случаю, когда поворотная ось O_k не проходит через центр масс C_k плавающей тормозной колодки (режим колебаний). На приведенной схеме (см. рис. 3) показаны: O – ось вращения тормозного диска; O_k – поворотная ось плавающей тормозной колодки; C_k – центр масс тормозной колодки; b – расстояние от поворотной оси до центра масс тормозной колодки; α_0 – оптимальный угол поворота тормозной колодки; dS – элемент площади рабочей поверхности фрикционной пары; \mathbf{r} – радиус-вектор положения элемента площади dS поверхности фрикционной пары в системе отсчета $X_k O_k Y_k$, связанной с поворотной осью тормозной колодки; \mathbf{r}_d – радиус-вектор положения элемента площади dS поверхности фрикционной пары в системе отсчета XOY , связанной с осью вращения тормозного диска; ω , ω_1 – угловые скорости плавающей тормозной колодки и тормозного диска.

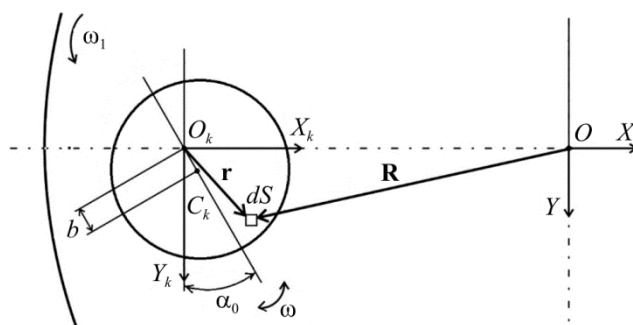


Рис. 3. Расчетная схема для режима колебаний плавающей тормозной колодки

В этом случае модулирующее воздействие на независимые узкополосные гауссовские акустические процессы будет определяться частотой колебаний плавающей тормозной колодки вокруг поворотной оси. В случае колебаний тормозной колодки с угловой скоростью ω , начальной фазой β и амплитудой δ_0 по закону

$$\delta(t) = \alpha_0 + \delta_0 \sin(\omega t + \beta) \tag{1}$$

длительность модулирующего воздействия $\gamma = 1/(2 \cdot \omega)$.

Расчетная схема (рис. 4) соответствует случаю, когда поворотная ось проходит через центр масс плавающей тормозной колодки (режим вращения). На схеме ω_2 – угловая скорость вращения плавающей тормозной колодки.

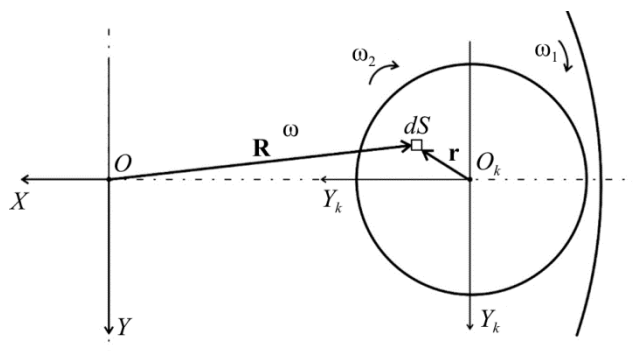


Рис. 4. Расчетная схема для режима вращения плавающей тормозной колодки

В этом случае модулирующее воздействие со стороны конструкции дискового тормоза на независимые узкополосные гауссовские акустические процессы будет определяться частотой вращения тормозного диска и частотой вращения плавающей тормозной колодки вокруг поворотной оси.

Действие сил трения на элементы площади dS поверхности плавающей тормозной колодки приводит к возникновению вращающих моментов относительно поворотной оси колодки. Будем считать положительными суммарные моменты сил трения, приложенные к поворотной оси плавающей тормозной колодки, если они совпадают по направлению с угловой скоростью ω_2 (см. рис. 4). Рассчитав суммарный отрицательный момент M_- и суммарный положительный момент M_+ , а также момент сопротивления M_S в подшипнике на поворотной оси плавающей тормозной колодки, проверим, при каких угловых скоростях ω_1 и ω_2 будет выполняться равенство

$$M_+ = M_- \pm M_S. \quad (2)$$

Таким образом, получим зависимость угловой скорости вращения ω_2 плавающей тормозной колодки от угловой скорости вращения ω_1 тормозного диска, а также зависимость коэффициента трения $\mu(V_{\text{отн}}, T)$, где $V_{\text{отн}}$ – относительная скорость точек рабочих поверхностей фрикционной пары, T – температура рабочих поверхностей фрикционной пары, определяемая тепловыми процессами в дисковом тормозе при торможении. Длительность модулирующего воздействия $\gamma = 1/(2 \cdot \omega_2)$.

Теперь, когда характер модулирующего воздействия на независимые узкополосные гауссовские акустические процессы взаимодействия микронеровностей рабочих поверхностей фрикционной пары дискового тормоза определен для обоих рассмотренных случаев – колебаний и вращения плавающей тормозной колодки вокруг поворотной оси, приступим к построению математической модели акустической эмиссии при силовом взаимодействии рабочих поверхностей в дисковом тормозе предлагаемой конструкции.

При взаимодействии точек фрикционных поверхностей возникают акустические импульсы в результате реализации независимых гауссовских узкополосных случайных процессов $\vartheta_i(t)$ с корреляционными функциями $K_i(t_1 - t_2)$ и спектрами мощности $G_i(\omega)$ [13]. Поскольку процесс фрикционного взаимодействия точек поверхностей фрикционной пары носит нестационарный характер, зависящий от параметров шероховатости, равномерности износа, наличия в зоне фрикционного контакта продуктов износа, термических деформаций поверхностей и других факторов, то введен параметр γ , являющийся длительностью модулирующего воздействия на независимые гауссовские узкополосные случайные процессы $\vartheta_i(t)$. Также будем считать неизвестным временное положение τ начала модулирующего воздействия длительностью γ , однако примем, что τ находится в пределах

временного интервала $\left[-\frac{T_0}{2}; \frac{T_0}{2}\right]$, причем $T_0 + \gamma \leq T$, где T определяет границы рассматриваемого

временного интервала $\left[-\frac{T_0}{2}; \frac{T_0}{2}\right]$. Рассмотрим только два независимых узкополосных случайных

гауссовских процесса акустической эмиссии: $i = 1, 2$. Тогда корреляционную функцию между двумя независимыми гауссовскими случайными процессами, находящимися в состояниях с началом акустической эмиссии в моменты времени t_1 и t_2 , можно записать в виде

$$K(t_1 - t_2) = \vartheta_1(t_1) \cdot \vartheta_2(t_2). \quad (3)$$

Тогда акустический сигнал, полученный в результате взаимодействия двух согласованных (коррелирующих) независимых гауссовских случайных акустических процессов, может быть записан в виде

$$S(t, \tau) = I \cdot \frac{t_1 - \tau}{\gamma} \cdot \vartheta_1(t) + I \cdot \frac{t_2 - \tau}{\gamma} \cdot \vartheta_2(t) = \sum_1^{\infty} I \cdot \frac{t - \tau}{\gamma} \cdot \vartheta_i(t), \quad (4)$$

где I – интенсивность акустической эмиссии в относительных единицах.

При $\frac{t-\tau}{\gamma} < 0,5$ $I = 1$, при $\frac{t-\tau}{\gamma} > 0,5$ $I = 0$. В первом случае будем считать сложение акустической эмиссии двух независимых гауссовских случаев узкополосных случайных акустических процессов в одинаковой фазе соответствующей максимальной интенсивности $I = 1$, во втором случае – в противофазе, соответствующей интенсивности $I = 0$. Предположим, что форма спектра мощности независимых гауссовских узкополосных случайных акустических процессов описывается выражением вида

$$f(x) = I(x), \quad (5)$$

где $x = \frac{t-\tau}{\gamma}$.

Обозначим центральную частоту спектра мощности $G_i(\omega)$, $i = 1, 2$, независимых гауссовских узкополосных случайных акустических процессов через

$$\nu_i = \int_0^{\infty} \omega G_i(\omega) d\omega \cdot \left(\int_0^{\infty} G_i(\omega) d\omega \right)^{-1} \quad (6)$$

и эквивалентную полосу частот процесса $\vartheta_i(t)$ через

$$\Omega_i = \int_0^{\infty} G_i^2(\omega) d\omega \cdot \left(\max G_i^2(\omega) \right)^{-1}. \quad (7)$$

Предполагая, что $\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega$ и $\nu_i \gg \Omega$, запишем выражения для спектров мощности акустических процессов:

$$G_i(\omega) = \frac{G_0}{2} \left(f\left(\frac{\omega - \nu_i}{\Omega}\right) + f\left(\frac{\omega + \nu_i}{\Omega}\right) \right) = \frac{G_0}{2} \sum_1^{\infty} \left(f\left(\frac{\omega - \nu_i}{\Omega}\right) + f\left(\frac{\omega + \nu_i}{\Omega}\right) \right), \quad (8)$$

где $f(x)$ – функция, определяющая форму спектра мощности.

Спектру мощности соответствует корреляционная функция вида

$$K_i(\tau) = G_0 \cdot \frac{\sin \pi F \tau}{\pi \tau} \cdot \cos \nu_i \tau, \quad (9)$$

где F – критерий Фишера; G_0 – амплитуда спектра мощности на нулевой частоте.

Таким образом, случайные акустические процессы $\vartheta_i(t)$ имеют спектры мощности одинаковой формы, но с разными центральными частотами (6), в результате чего с течением времени центральные частоты в спектрах мощности случайных акустических процессов будут изменяться. Результирующий спектр акустической эмиссии, сопровождающий нестационарное фрикционное взаимодействие, может быть получен в результате суммирования спектров независимых случайных акустических процессов с учетом их согласованного либо рассогласованного излучения в результате модулирующего воздействия в момент времени τ длительностью γ , согласно (4) и (9).

Математическая модель была реализована в компьютерной среде MATLAB [15]. По результатам численных экспериментов были получены результирующие спектры мощности акустической эмиссии нестационарного фрикционного взаимодействия рабочих поверхностей фрикционной пары дискового тормоза с плавающей тормозной колодкой для случаев колебательного и вращательного движения тормозной колодки вокруг поворотной оси. Результирующие спектры мощности акустической эмиссии сравнивались со спектрами мощно-

сти, полученными в условиях лаборатории при помощи экспериментальной плавающей тормозной колодки на испытательном стенде. Для этого использовался конденсаторный измерительный микрофон 4145 с частотным диапазоном 3,9 Гц – 100 кГц и предусилитель 2618 со входным импедансом 100 ГОм // 0,8 пФ производства 1978 г. фирмы Брюль и Кьер (Дания), установленный на виброзащитном подвесе на расстоянии 1 м от фрикционной пары испытательного стенда, а также современная звуковая карта и компьютерная программа, реализующая быстрое дискретное оконное преобразование Фурье, написанная автором на языке высокого уровня C++ для IBMPC.

Запись данных акустической эмиссии проводилась следующим образом. Тормозной диск разгонялся до заданной угловой скорости, после чего электропитание трехфазного асинхронного электродвигателя испытательного стенда отключалось и движение осуществлялось по инерции. В этот момент проводилась запись фоновой акустической эмиссии, сопровождающей вращение трансмиссии испытательного стенда без торможения. Запись акустической эмиссии, сопровождающей фрикционное взаимодействие рабочих поверхностей фрикционной пары дискового тормоза, выполнялась таким же образом при движении трансмиссии и тормозного диска по инерции с прижатой к его рабочей поверхности тормозной колодкой. После этого из спектра мощности акустической эмиссии фрикционного взаимодействия вычитался спектр фоновой акустической эмиссии. Таким же способом были получены спектры мощности акустической эмиссии силового взаимодействия рабочих поверхностей дискового тормоза традиционной конструкции.

В качестве примера на рис. 5 приведена поверхность, демонстрирующая изменение спектра мощности акустической эмиссии во время торможения, полученная при помощи предложенной математической модели, которая отражает характерные флуктуации спектрального состава акустической эмиссии в процессе торможения.

На рис. 6 приведена спектрограмма, полученная при испытаниях экспериментальной плавающей тормозной колодки в лабораторных условиях. Флуктуации спектрального состава акустической эмиссии (см. рис. 6) при силовом взаимодействии рабочих поверхностей фрикционной пары в дисковом тормозе с плавающей тормозной колодкой отражают нестационарный характер фрикционного взаимодействия, а также результат модулирующего воздействия конструкции дискового тормоза.

Установлено, что в случае если поворотная ось проходит через центр масс плавающей тормозной колодки, спектр мощности акустической эмиссии имеет амплитуду гармоник в среднем в 1,5–2 раза меньше, чем в случае, если расстояние b между поворотной осью и центром масс плавающей тормозной колодки более 15 мм. Таким образом, режим вращения плавающей тормозной колодки вокруг поворотной оси предпочтительнее, чем режим колебаний, несмотря на необходимость усложнения конструкции тормозной колодки для обеспечения ее длительного вращения с малым моментом сопротивления.

Результаты сравнения амплитуд гармоник спектров мощности акустической эмиссии для силового взаимодействия в дисковом тормозе с плавающей тормозной колодкой и в дисковом тормозе традиционной конструкции показали неоспоримое преимущество по уровню шума дискового тормоза предложенной конструкции. Традиционная тормозная колодка, по сравнению с плавающей тормозной колодкой в режиме вращения такой же формы и площади рабочей поверхности, создает акустическую эмиссию, до 5 раз большую по мощности. С учетом того что обе тормозные колодки обеспечивают, как отмечалось ранее, одинаковую эффективность торможения, дисковый тормоз предлагаемой конструкции является весьма перспективным малозумяющим тормозом для высокоскоростного подвижного состава железных дорог и электропоездов метрополитена.

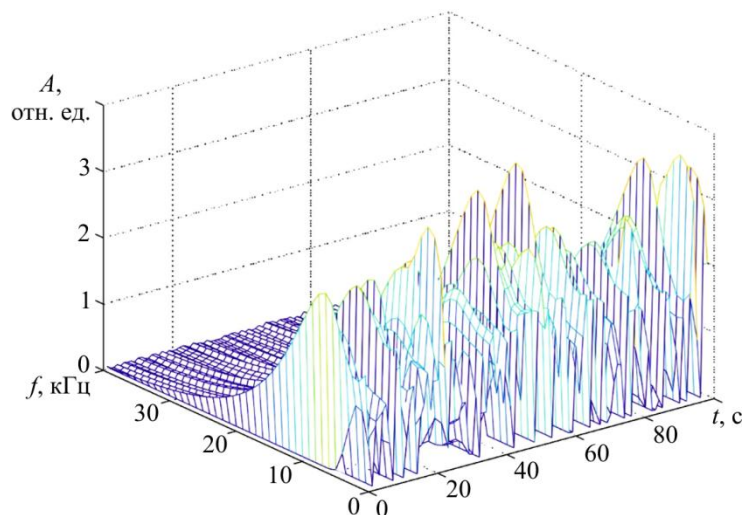


Рис. 5. Изменение спектра акустической эмиссии во время торможения

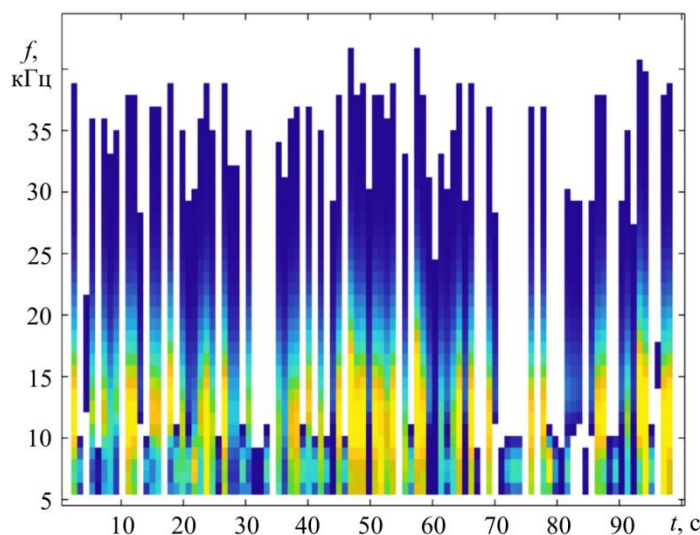


Рис. 6. Спектрограмма акустической эмиссии дискового тормоза с плавающей тормозной колодкой

Сравнительный анализ спектров мощности, полученных в ходе численного и натурального экспериментов, показал, что результаты численных экспериментов хорошо согласуются с результатами натуральных экспериментов. Таким образом, предложенная математическая модель акустической эмиссии при силовом взаимодействии рабочих поверхностей фрикционной пары в дисковом тормозе предлагаемой конструкции является адекватной и дает вполне достоверные результаты численного моделирования.

Список литературы

1. Вакуленко С.П., Копылова Е.В. Научные подходы к обеспечению качества обслуживания пассажиров при организации мультимодальных пассажирских перевозок // Железнодорожный транспорт. – 2018. – № 6. – С. 21–26.
2. Мишарин А.С. Развитие скоростного и высокоскоростного сообщения и международного блока ОАО «РЖД» // Железнодорожный транспорт. – 2018. – № 2. – С. 9–13.
3. Курепин Д.Е. Анализ уровней сверхнормативного шумового воздействия от железнодорожного транспорта // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2015. – № 1. – С. 35–40.

4. Зеленко Ю.В., Мямлин С.В., Недужая Л.А. Современные подходы к контролю шума от подвижного состава и созданию шумовых карт железных дорог // Транспорт Российской Федерации. – 2015. – № 3(58). – С. 50–53.
5. Подуст С.Ф. Экспериментальные исследования шума и вибрации при движении пассажирских и скоростных поездов // Вестник РГУПС. – 2015. – № 2. – С. 30–35.
6. Пронин А.П. Влияние железнодорожного транспорта на окружающую природную среду // Автоматика на транспорте. – 2016. – Т. 2, № 4. – С. 610–623.
7. Ахтямов Р.Г., Миронова М.О. Анализ снижения шума подвижного состава железнодорожного транспорта // Профессиональное образование, наука и инновации в XXI веке: сб. тр. XI Санкт-Петербургского конгресса. – 2017. – С. 194–195.
8. Войтенко В.А. Математическая модель трения и износа в дисковом тормозе новой конструкции // Вестник РГУПС. – 2018. – № 3. – С. 8–15.
9. Войтенко В.А. Перспективные конструкции для дисковых тормозов высокоскоростных поездов // Транспорт Российской Федерации. – 2018. – № 5 (78). – С. 8–11.
10. Войтенко В.А. Исследование силового взаимодействия в дисковом тормозе с плавающей тормозной колодкой // Бюллетень транспортной информации. – 2018. – № 10 (280). – С. 15–19.
11. Melvin J. Hinich Detecting randomly modulated pulses in noise // Signal Processing. – 2003. – Vol. 83, No. 6. – P. 1349–1352.
12. Захаров А.В., Чернояров О.В. Оценка величины спектральной плотности случайного импульса с неизвестным временем прихода и центральной частотой // Синтез, передача и прием сигналов: межвуз. сб. науч. тр. – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 1997. – С. 23–30.
13. Трифонов А.П., Алексеенко С.П. Квазиравнодоподобная оценка дисперсии стационарного гауссовского случайного процесса // Известия вузов. Серия: Радиоэлектроника. – 1994. – Т. 37, № 11. – С. 10–18.
14. Парфенов В.И. Вероятностные модели стохастических модулированных процессов // Радиолокация, навигация, связь: труды 7-й междунар. науч.-техн. конф. – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2001. – С. 40–48.
15. Солонина А.И. Цифровая обработка сигналов в зеркале MATLAB: учеб. пособие. – СПб.: БХВ-Петербург, 2018. – 560 с.

References

1. Vakulenko S.P., Kopylova E.V. Nauchnyye podkhody k obespecheniyu kachestva obsluzhivaniya passazhirov pri organizatsii mul'timodal'nykh passazhirskikh perevozok [Scientific approaches to ensuring the quality of passenger service in the organization of multimodal passenger transportation]. *Zheleznodorozhnyy transport – Railway transport*, 2018, no. 6, pp. 21–26.
2. Misharin A.S. Razvitiye skorostnogo i vysokoskorostnogo soobshcheniya i mezhdunarodnogo bloka OAO "RZHD" [The development of high-speed and high-speed communications and the international unit of JSC "Russian Railways"]. *Zheleznodorozhnyy transport – Railway transport*, 2018, no. 2, pp. 9–13.
3. Kurepin D.Ye. Analiz urovney sverkhnormativnogo shumovogo vozdeystviya ot zheleznodorozhnogo transporta [Analysis of the levels of excessive noise exposure from railway transport]. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya – Proceedings of Petersburg Transport University*, 2015, no. 1, pp. 35–40.
4. Zelenko YU.V., Myamlin S.V., Neduzhaya L.A. Sovremennyye podkhody k kontrolyu shuma ot podvizhnogo sostava i sozdaniyu шумовых карт zheleznykh dorog [Modern approaches to the control of noise from rolling stock and the creation of noise maps of railways]. *Transport Rossiyskoy Federatsii – Transport of the Russian Federation*, 2015, no. 3(58), pp. 50–53.
5. Podust S.F. Eksperimental'nyye issledovaniya shuma i vibratsii pri dvizhenii passazhirskikh i skorostnykh poyezdov [Experimental studies of noise and vibration during the movement of passenger and high-speed trains]. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya – Bulletin of Rostov Transport University*, 2015, no. 2, pp. 30–35.
6. Pronin A.P. Vliyaniye zheleznodorozhnogo transporta na okruzhayushchuyu prirodnyuyu sredyu [The impact of rail transport on the environment]. *Avtomatika na transporte – Automation on transport*, 2016, Vol. 2, no. 4, pp. 610–623.
7. Akhtyamov R.G., Mironova M.O. Analiz snizheniya shuma podvizhnogo sostava zheleznodorozhnogo transporta [Analysis of noise reduction of rolling stock of railway transport]. *Sbornik trudov XI Sankt-Peterburgskogo kongressa "Professional'noye obrazovaniye, nauka i innovatsii v XXI veke"*. Sankt-Peterburg, 2017, pp. 194–195.

8. Voytenko V.A. Matematicheskaya model' treniya i iznosa v diskovom tormoze novoy konstruksii [Mathematical model of friction and wear in the disc brake of a new design]. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya – Bulletin of Rostov Transport University*, 2018, no. 3, pp. 8-15.
9. Voytenko V.A. Perspektivnyye konstruksii dlya diskovykh tormozov vysokoskorostnykh poyezdov [Perspective designs for disc brakes of high-speed trains]. *Transport Rossiyskoy Federatsii – Transport of the Russian Federation*, 2018, no. 5(78), pp. 8-11.
10. Voytenko V.A. Issledovaniye silovogo vzaimodeystviya v diskovom tormoze s plavayushchey tormoznoy kolodkoy [Study of force interaction in a disk brake with a floating brake pad]. *Byulleten' transportnoy informatsii – Bulletin of transport information*, 2018, no. 10 (280), pp. 15-19.
11. Melvin J. Hinich Detecting randomly modulated pulses in noise, 2003, *Signal Processing*, Vol. 83, no 6, pp. 1349-1352.
12. Zakharov A.V., Chernoyarov O.V. Otsenka velichiny spektral'noy plotnosti sluchaynogo impul'sa s neizvestnym vremenem prikhoda i tsentral'noy chastotoy [Estimation of the spectral density of a random pulse with an unknown time of arrival and the center frequency]. *Mezhvuzovskiy sbornik nauchnykh trudov "Sintez, peredacha i priyem signalov"*. Voronezh: Voronezhskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, 1997, pp. 23-30.
13. Trifonov A.P., Alekseyenko S.P. Kvazipravdopodobnaya otsenka dispersii statsionarnogo gaussovskogo sluchaynogo protsesssa [Quasi-likelihood estimate of the variance of a stationary Gaussian random process]. *Izvestiya vuzov. Seriya Radioelektronika – Bulletin of universities. Radio electronics series*, 1994, Vol. 37, no. 11, pp. 10-18.
14. Parfenov V.I. Veroyatnostnyye modeli stokhasticheskikh modulirovannykh protsessov [Probabilistic models of stochastic modulated processes]. *Trudy VII mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Radiolokatsiya, navigatsiya, svyaz"*. Voronezh: Voronezhskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, 2001, pp. 40-48.
15. Solonina A.I. Tsifrovaya obrabotka signalov v zerkale MATLAB: uchebnoye posobiye. [Digital signal processing in the mirror MATLAB: a tutorial]. Sankt-Peterburg, VKHV-Peterburg, 2018, 560 p.

Получено 10.01.2019

Об авторе

Войтенко Владимир Афанасьевич (Луганск, Луганская Народная Республика) – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Микро- и наноэлектроника» Луганского национального университета имени Владимира Даля (91034, г. Луганск, квартал Молодежный, 20А, e-mail: vlvoitenko@gmail.com).

About the author

Vladimir A. Voytenko (Lugansk, Lugansk People's Republic) – Ph.D. in Technical Sciences, Docent, Head of the Department of Micro- and Nanoelectronics, Vladimir Dahl Lugansk National University (20A, Molodyozhny qu., Lugansk, 91034, Lugansk People's Republic, e-mail: vlvoitenko@gmail.com).