

ISSN 0201-727X



ВЕСТНИК

**РОСТОВСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА
ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ**

**№ 1
2012**

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

<i>Ахвердиев К.С., Приходько В.М., Морозкин И.С.</i> Оценка влияния источника смазки на основные рабочие характеристики подшипника конечной длины при наличии перекося	7
<i>Каменева А.Л.</i> Влияние структуры и фазового состава ионно-плазменных поликристаллических пленок, формируемых методом магнетронного распыления, на их трибологические, физико-механические и коррозионные свойства	15
<i>Озябкин А.Л., Колесников И.В., Харламов П.В.</i> Динамический мониторинг состояния резьбовых соединений тормозных систем вагонов	22
<i>Рыжский А.А., Висторопская Ф.А., Шучев К.Г., Моисеенко С.А.</i> Термодинамический подход к расчету интенсивности окислительного изнашивания твердых сплавов	28
<i>Щерба М.Ю.</i> Моделирование виброакустической динамики шлифовальных цилиндров цилиндрических шлифовальных деревообрабатывающих станков	38

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ, БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ И ЭКОЛОГИЯ

<i>Бойко Н.И., Санамян Г.В.</i> Формирование шероховатости поверхности цилиндрических деталей при механической обработке наплавленного металла	42
<i>Болдырев А.П., Жиров П.Д., Шлюшников А.П.</i> Методика оценки параметрической надежности поглощающих аппаратов автосцепки с использованием статистического моделирования и теории экстремальных значений	46
<i>Волков И.В., Петрушин Д.А.</i> Физическое моделирование инерционного накопителя энергии в составе тяговой сети электроснабжения	53
<i>Ефимов Н.А., Тычков А.С.</i> Эффективная технология изготовления листовых деталей в ремонтном производстве локомотивного хозяйства	60
<i>Кузнецов В.Ф., Шантаренко С.Г., Пономарев Е.В., Евсеев И.Л.</i> Оценка динамической нагруженности элементов тягового привода третьего класса	66
<i>Соломин В.А., Соломин А.В., Замшина Л.Л., Быкадоров А.Л.</i> Усилия поперечной самостабилизации тягового линейного асинхронного двигателя	71
<i>Шаповалов В.В., Майба И.А., Щербак П.Н., Лубягов А.М., Ананко А.М., Фейзов Э.Э.</i> Разработка ГОСТа для проведения входного контроля твердых смазочных материалов, используемых в узлах трения в системе «колесо – рельс»	74

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ, АВТОМАТИКА И ТЕЛЕКОММУНИКАЦИИ

<i>Баранов Л.А., Гречишников В.А.</i> Синтез тракта аналого-цифрового преобразования в системах автоматического контроля и управления ж.-д. транспорта	78
<i>Бестемьянов П.Ф., Кравцов Ю.А., Щербина Е.Г., Чегуров А.Б.</i> Методика оценки работоспособности рельсовых цепей тональной частоты при воздействии тока электроподвижного состава с асинхронным тяговым приводом	87
<i>Бубнов В.П.</i> Метод расчета вероятностно-временных характеристик пребывания заявок в разомкнутой сети массового обслуживания	92
<i>Гуда А.Н., Финоченко В.А., Веремеенко Б.А.</i> Экспертная система экологического мониторинга железнодорожного транспорта	96
<i>Гусева Л.Л., Оруджева А.А., Таран В.Н.</i> Математическое моделирование образовательной емкости трудового потенциала в системе высшего образования	101
<i>Колесников В.И., Ковалев С.М., Иванченко В.Н.</i> Интеллектуализация транспортных процессов на основе гибридных технологий и мультиагентных систем	107
<i>Мишиев Е.Д.</i> Применение теории автоматического управления и регулирования в организации ресторанно-гостиничного бизнеса	113
<i>Соловьев В.В., Финаев В.И.</i> Синтез систем адаптивного управления для многосвязных объектов с нечеткими параметрами	117

7 **Moshkov, V.Y.** Regularities of formation, particularly the structure and properties of superhard nanocomposite coatings : Dis. ... Candidate of Physics and Mathematics Sciences / V.Y. Moshkov. – Tomsk : Tomsk State University, 2009. – 165 p.

8 **Kameneva, A.L.** Improvement of the tribological characteristics of films on the basis of ZrN by optimizing the processing conditions of the process of magnetron sputtering / A.L. Kameneva, D.M. Karavaev // Mineral resources of the North: Problems and Solutions: Proc. 9th Int. scientific and practical. Conf. – Vorkuta : Branch SPGGI (TU) «Vorkuta Mining Institute», 2011. – P. 298.

9 **Petrzhik, M.I.** Modern methods of assessing the mechanical and tribological properties of functional surfaces / M.I. Petrzhik, D.V. Shtansky, E.A. Levashov // Mater. X Intern. Scientific-Technical. Conf. «High Technology Industry in Russia»; XVI Intern. symposium. «Thin Films in Electronics». 9–11 September 2004. – Moscow : of CNIT «Technomash», 2004. – P. 311.

10 Effect of coatings on the corrosion behavior of TiN alloy VK8 / I.I. Zamaletdinov, V.I. Kichigin, A.L. Kameneva, A.Y. Klochkov // Corrosion : Materials. Protection. – Moscow : Publishing House «Science and Technology», 2011. – № 6. – P. 32.

УДК 629.4.077 – 597.7 + 06

А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, П.В. Харламов

ДИНАМИЧЕСКИЙ МОНИТОРИНГ СОСТОЯНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ВАГОНОВ

Одним из наиболее распространённых методов соединений тормозных систем вагонов, работающих под давлением, являются резьбовые соединения. Работоспособность тормозной системы, эксплуатационные показатели работы тормозов и безопасность движения определяются её герметичностью [1]. Основным показателем состояния тормозной системы поезда в эксплуатации является наличие утечек сжатого воздуха через неплотности резьбовых соединений. Появление утечек в процессе эксплуатации связано как с износом резьбового соединения в целом, так и с разрушением герметизирующих материалов. Это значительно снижает надёжность и безопасность движения железнодорожного подвижного состава.

Для повышения надёжности подвижного состава всё чаще используют системы виброакустической диагностики, позволяющие без изменения конструкции технических систем обеспечивать наблюдение за изменением состояния диагностируемого объекта. Достаточно привести пример. Начиная с 1995 года в США запрещена эксплуатация систем без виброакустической диагностики состояния. Компании National Instruments (США), Bentley Nevada (США), Brüel & Kjær (Бельгия), ИМАШ РАН (Россия) и др. работают над созданием виброакустической диагностики сложных технических систем с использованием системного подхода к созданию информационных моделей диагностики на базе отображения свойств фрикционных систем в координатах состояния, доступных измерению.

Основные методы виброакустической диагностики рассчитаны на обнаружение зарождающихся дефектов, которые по характеру влияния на вибрацию и шум объекта диагностирования могут быть разделены на три основные группы.

К первой относятся дефекты, появление которых изменяет характеристики *колебательных сил*, являющихся причиной возникновения вибрации и шума. Во вторую группу объединяются дефекты, которые не меняют характеристики колебательных сил, а изменяют *механические свойства узлов*, в которых они действуют. К третьей группе относятся дефекты, приводящие к изменению *механических свойств узлов и конструкции*, по которым распространяется вибрация. Методы функциональной диагностики позволяют эффективно обнаруживать дефекты первой группы. Методы тестовой диагностики эффективнее всего работают при поиске дефектов третьей группы. Дефекты второй группы могут обнаруживаться методами как функциональной, так и тестовой диагностики. Если же дефекты имеют свойства первой и второй групп, то для их обнаружения используются методы функциональной диагностики. Дефекты всех трех групп на последних этапах своего развития оказывают существенное влияние на сигналы вибрации и (или) шума и поэтому могут быть обнаружены до момента возникновения аварийной ситуации системами динамического мониторинга состояния машин и оборудования.

Для обеспечения надёжности и безопасности подвижного состава, их заданных параметров необходимо выполнять *неразрушающий контроль состояния узлов трения* без нарушения технологического цикла рабочих органов с использованием средств **динамического мониторинга** и информационных технологий, базирующихся на статистической обработке виброакустической информации о параметрах системы. Известны два спектральных метода диагностирования механических систем [2]: *авторегрессионного анализа* и анализа с применением *передаточных функций*. В первом случае используется информация о вибрационных последовательностях данных только одного информационного канала, например изменения тягового момента двигателя. Однако для построения такой модели необходима параметрическая линейаризация динамических процессов, в результате чего может теряться информация о диссипативных свойствах системы.

Во втором случае необходимо одновременно иметь два информационных канала вибрационных последовательностей данных в нормальном и тангенциальном направлении фрикционного взаимодействия. При таком оценивании нет необходимости линеаризации для получения параметрической модели, что с большей вероятностью позволяет оценить влияние на выходные характеристики узла трения нелинейно-взаимосвязанных основных и второстепенных факторов, а также двойственную упругодиссипативную природу процессов трения.

Применение авторегрессионного метода спектрального оценивания

В качестве объекта исследования выберем резьбовые соединения тормозных магистралей подвижного состава. От качества сборки фрикционных связей указанных соединений и условий их эксплуатации зависит надёжность работы тормозной системы подвижного состава и безопасность его движения. Рассмотрим один из возможных методов мониторинга внутреннего состояния указанных соединений с применением физико-математического моделирования [3] на лабораторном стенде, моделирующем систему «путь – грузовой подвижной состав», с установленной моделью тормозной системы, находящейся под давлением сжатого воздуха.

Для проведения модельных испытаний трубопровода тормозной магистрали на элементы резьбового соединения были наклеены тензометрические датчики фирмы НВМ по схеме для измерения величины момента закручивания (рис. 1) с исключением температурной погрешности кабеля. Испытания проводились на модели грузового вагона в течение 95 ч до момента времени, когда давление в моделируемом трубопроводе снижалось на 10 % от первоначального, равного 5 атм.

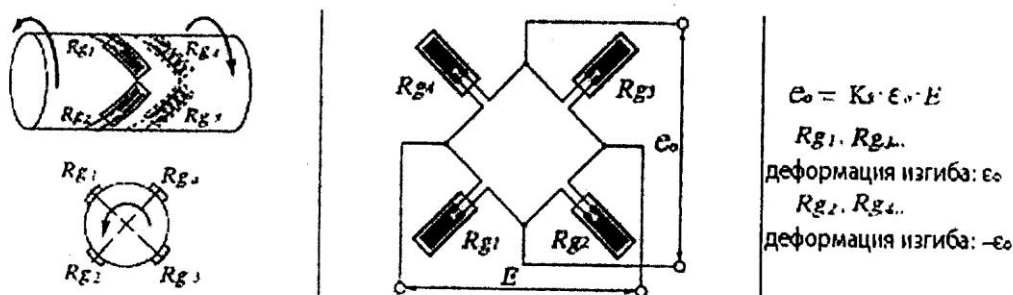


Рис. 1. Формирование тензометрической схемы измерения момента закручивания

Для реализации параметрического спектрального оценивания использовался гармонический алгоритм Берга расчёта авторегрессионных коэффициентов модели [2, 4]. Алгоритм Берга использует оценку коэффициентов отражения по методу наименьших квадратов. При каждом значении порядка p в нём минимизируется арифметическое среднее мощности ошибок линейного предсказания вперёд и назад (выборочная дисперсия ошибки предсказания):

$$D_p^{fb} = \frac{1}{2N} \left[\sum_{n=p+1}^N |e_p^f[n]|^2 + \sum_{n=p+1}^N |e_p^b[n]|^2 \right], \quad (1)$$

где полагается, что ошибки линейного предсказания вперёд и назад определяются рекурсивными выражениями $e_p^f[n] = e_{p-1}^f[n] + k_p e_{p-1}^b[n-1]$; $e_p^b[n] = e_{p-1}^b[n-1] + k_p^* e_{p-1}^f[n]$, которые связывают ошибки предсказания порядка p с ошибками предсказания порядка $p-1$. Коэффициент отражения k_p можно рассматривать как коэффициент частной корреляции между ошибками линейного предсказания вперёд и назад, полагая, что он обладает свойством

$$k_p = - \frac{M(e_{p-1}^f[n] \cdot e_{p-1}^{b*}[n-1])}{\sqrt{M(|e_{p-1}^f[n]|^2)} \cdot \sqrt{M(|e_{p-1}^b[n-1]|^2)}},$$

определяющим геометрическое среднее между частной корреляцией ошибки предсказания вперёд

$$\frac{M(e_{p-1}^f[n] \cdot e_{p-1}^{b*}[n-1])}{\sqrt{M(|e_{p-1}^f[n]|^2)}} \text{ и частной корреляцией ошибки предсказания назад } \frac{M(e_{p-1}^f[n] \cdot e_{p-1}^{b*}[n-1])}{\sqrt{M(|e_{p-1}^b[n-1]|^2)}}.$$

Величина (1) является функцией только одного параметра – комплексного коэффициента отражения k_p , поскольку ошибки предсказания, начиная с порядка $p-1$, известны. Приравнявая комплексную производную от (1) нулю $\frac{\partial D_p^{fb}}{\partial \text{Re}\{k_p\}} + i \frac{\partial D_p^{fb}}{\partial \text{Im}\{k_p\}} = 0$ и решая полученное уравнение относительно k_p , получаем выражение для оценки по методу наименьших квадратов:

$$\hat{k}_p = - \frac{2 \sum_{n=p+1}^N e_{p-1}^f[n] \cdot e_{p-1}^{b*}[n-1]}{\sum_{n=p+1}^N |e_{p-1}^f[n]|^2 + \sum_{n=p+1}^N |e_{p-1}^b[n-1]|^2}. \quad (2)$$

Оценка коэффициента отражения (2) представляет собой гармоническое среднее коэффициентов частной корреляции ошибок предсказания вперёд и назад, а её модуль не превышает единицы, что гарантирует *получение устойчивого фильтра*, имеющего только полюсы.

Андерсеном [4] было записано и проанализировано ещё одно рекурсивное уравнение, упрощающее вычисление знаменателя в выражении для оценки (2):

$$A_p = \sum_{n=p+1}^N \left(|e_{p-1}^f[n]|^2 + |e_{p-1}^b[n-1]|^2 \right),$$

далее получаем $A_p = (1 - |\hat{k}_{p-1}|^2) \cdot A_{p-1} - |e_{p-1}^f[p]|^2 - |e_{p-1}^b[N]|^2$. Начальные значения ошибок пред-

сказания определяются выражением $e_0^f[n] = e_0^b[n] = x[n]$, $1 \leq n \leq N$. Указанный алгоритм требует выполнения $3Np - p^2$ комплексных сложений и умножений, p действительных делений и требует памяти для хранения $3N + p$ комплексных чисел.

Для анализа был выбран фрагмент вибрационных данных изменений момента закручивания фрикционной подсистемы резьбового соединения тормозной магистрали подвижного состава, как пример реализации собранной базы трибоспектральных исследований, длительностью два часа, спектрограмма которого представлена на рис. 2. Спектрограмма представляет собой мгновенный спектр, зависящий от времени наблюдения, в котором величина модуля спектральной функции отображается цветом в координатах «время – частота». Спектрограмма позволяет выполнять анализ нестационарности системы путем выбора сечений по характерной частоте системы и времени анализа. Согласно рис. 2 следует отметить, что анализируемый интервал времени можно разбить на четыре характерные области.

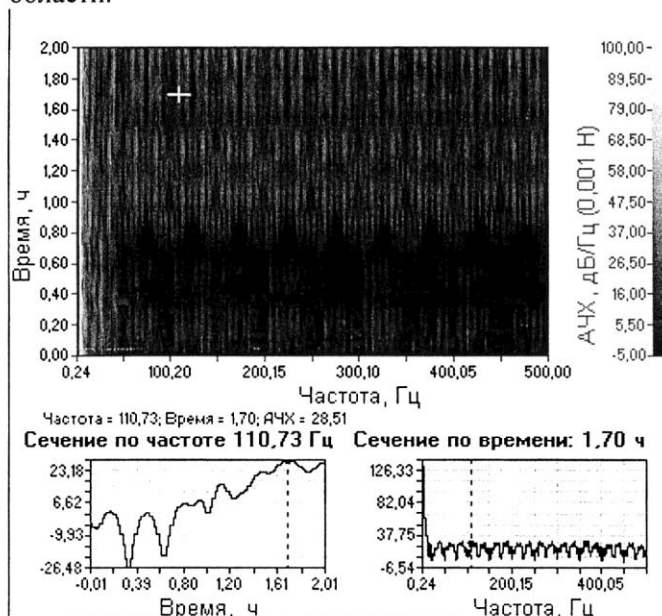


Рис. 2. Спектрограмма выборочных вибрационных последовательностей данных и выбранные пользователем сечения по частоте и времени

Текущие характеристики фрикционного контакта при изменении точки равновесия вызывают изменение коэффициентов дифференциальных уравнений в вариациях и распределение корней характеристического полинома в комплексной плоскости, а изменение параметров уравнений в вариациях несёт информацию об его свойствах. Анализ распределения корней характеристического полинома фрикционной подсистемы резьбового соединения тормозной магистрали подвижного состава, приведенный на рис. 3, показал, что полученная математическая модель оценивает частотные свойства дискретно, с частотным интервалом около 40 Гц. По вариациям характерных частот и степени диссипации γ наблюдается изменение текущих характеристик фрикционного контакта, а именно циркуляционных и диссипативных свойств.

Циркуляционные силы, характеризующие упругие свойства фрикционного контакта, в динамической системе трения всегда формируются естественным образом и определяют один из механизмов потери устойчивости, второй механизм связан с существованием запаздывающих аргументов, потенциально влияющих на преобразование положительно определённой матрицы скоростных коэффициентов в отрицательно определённую [5].

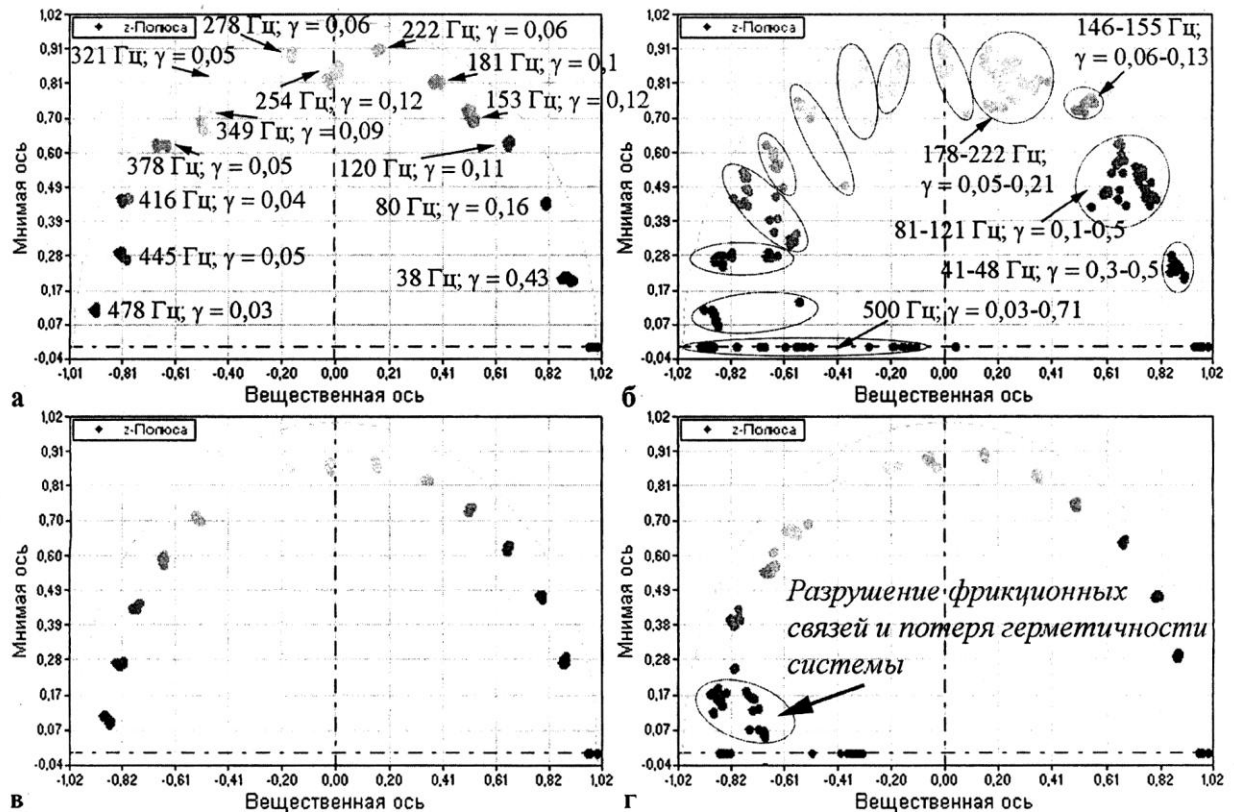


Рис. 3. Стационарные траектории изменения корней характеристического полинома, соответствующего заданным вибрационным последовательностям данных в интервале времени:

а – от 0 до 0,44 с (относительной стабильности); *б* – от 0,45 до 0,8 с (формирование новых траекторий движения); *в* – от 0,81 до 1,34 с (стабилизации траекторий движения); *г* – от 1,35 до 2 с (формирование нового равновесного состояния)

Исследуя траектории изменений корней характеристического полинома на комплексной плоскости, далее можно идентифицировать механизмы потери стабильности фрикционных связей. Согласно рис. 3, *а* по вариации корней характеристического полинома теперь можно установить, что в заданном временном интервале упругодиссипативные свойства фрикционных связей изменяются незначительно, что может свидетельствовать о стабильности, стационарности фрикционных связей и герметичности тормозной магистрали.

Анализ траекторий положения корней характеристического полинома на комплексной плоскости, приведенный на рис. 3, *б*, свидетельствует об изменении характерных частот и степени диссипации γ в положительном направлении, что может являться идентификационным параметром нарушения сложившихся ранее фрикционных связей, перехода от одного (рис. 3, *а*) к другому стационарному состоянию (рис. 3, *в*) – разрушения фрикционных связей, приводящих в конечном счёте к потере герметичности фрикционной подсистемы резьбового соединения тормозной магистрали подвижного состава (рис. 3, *г*).

Таким образом, при использовании авторегрессионных методов спектрального оценивания получаем коэффициенты математической модели, имеющие только устойчивые значения корней. Это значительно снижает информативность модели, так как в анализируемых вибрационных последовательностях данных могут содержаться траектории движения, приводящие анализируемую систему к неустойчивости или неустойчивости. Для идентификации критических режимов анализируемой трибосистемы необходимо точное определение граничных частот и степени диссипации, при превышении которых можно утверждать, что построенная параметрическая модель адекватна реальному динамическим процессам, протекающим на фрикционном контакте резьбового соединения тормозной магистрали подвижного состава.

Применение частотных передаточных функций

Для выполнения мониторинга технического состояния резьбовых соединений тормозных магистралей подвижного состава с применением частотных передаточных функций [5, 6] дополнительно на исследуемую трибосистему были наклеены тензометрические датчики по ортогональной тензометрической схеме термокомпенсации с исключением температурной погрешности кабеля (рис. 4). Таким образом, получили два измерительных канала вибрационных последовательностей данных – по нормальной составляющей (сжатие – растяжение) и тангенциальной составляющей (момент закручивания резьбового соединения).

Полученная измерительная схема позволила провести модельные испытания герметичности резьбовых соединений тормозной магистрали подвижного состава согласно анализу частотной функции передачи [6, с. 73–75], наиболее полно отражающей упругодиссипативную природу процессов трения и изнашивания и позволяющей идентифицировать пороговые значения регистрируемых параметров.

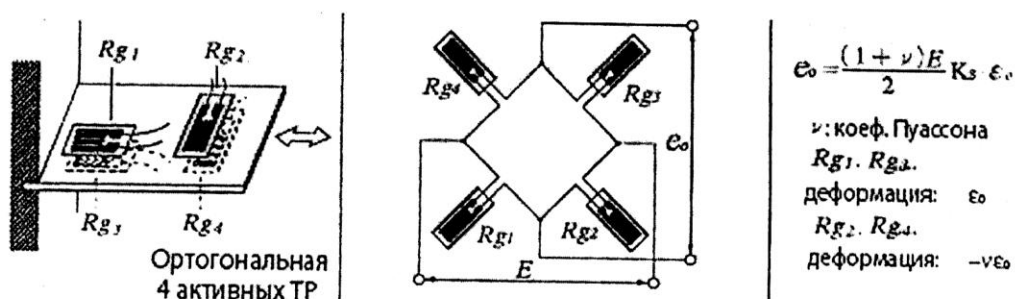


Рис. 4. Формирование тензометрической схемы измерения продольной деформации (сжатия – растяжения)

В качестве идентификационных параметров стабильности, стационарности анализируемой трибосистемы в частотной области были выбраны значения *внутреннего коэффициента трения* и интегральные оценки амплитудно-фазочастотных характеристик величины и степени диссипации [6, с. 74]. Результаты длительных испытаний по динамическому мониторингу модели подвижного состава с подсистемой тормозной магистрали, находящейся под давлением, приведены на рис. 5.

Анализ полученных характеристик, приведенный на рис. 5, показал, что по изменению внутреннего коэффициента трения и интегральных оценок амплитудно-фазочастотных характеристик можно выделить три характерных этапа разрушения фрикционных связей в резьбовом соединении тормозной магистрали: *I* – период стабильности фрикционных связей; *II* – период увеличения количества разрываемых фрикционных связей и *III* – период потери герметичности тормозной магистрали в результате превышения разорванных над ещё действующими фрикционными связями.

Согласно рис. 5 можно отметить, что при стабильности фрикционных связей (период *I*), т.е. герметичности тормозной магистрали, дисперсия σ_x^2 интегральных оценок величины (рис. 5, *a*) и степени (рис. 5, *б*) диссипации анализируемой трибосистемы находится в определённом граничном диапазоне относительно математического ожидания M_x по всем октавным диапазонам частот.

Изменение технического состояния тормозной магистрали, т.е. снижение её герметичности, связано с разрушением сложившихся фрикционных связей (временной период *II*). По изменению интегральных оценок величины диссипации (рис. 5, *a*) на 35 ч испытаний в частотном диапазоне 11,2–22,4 Гц идентифицируем возрастание их *пик-фактора*, т.е. отношения пикового значения к среднеквадратичному отклонению в 4,3 раза. Это свидетельствует о возможных деструкциях уплотняющего материала, составляющего резьбовое соединение тормозной магистрали подвижного состава. В том же временном диапазоне интегральные оценки степени диссипации (рис. 5, *б*) заметно не меняются, что обусловлено возрастанием инерционных составляющих фрикционного соединения. Так как наблюдается одновременное возрастание диссипативных и инерционных составляющих фрикционного взаимодействия трущихся поверхностей резьбового соединения, то интегральные оценки степени диссипации заметно не изменились.

Возрастание инерционности фрикционных связей обуславливает ускорение процессов деструкции уплотняющих резьбовое соединение материалов (временной период *III*), возрастание амплитуды внутреннего коэффициента трения, интегральных оценок величины диссипации (2,8–5,6 Гц) и степени диссипации уже в высокочастотной области спектрального анализа (177,8–354,8 Гц). Возрастание величин внутреннего коэффициента трения и интегральных оценок величины и степени диссипации на величину более чем два–три среднеквадратичных отклонений от стационарного состояния (математическое ожидание интегральных оценок не меняется) свидетельствует о нарушении герметичности тормозной магистрали, снижении безопасности движения подвижного состава.

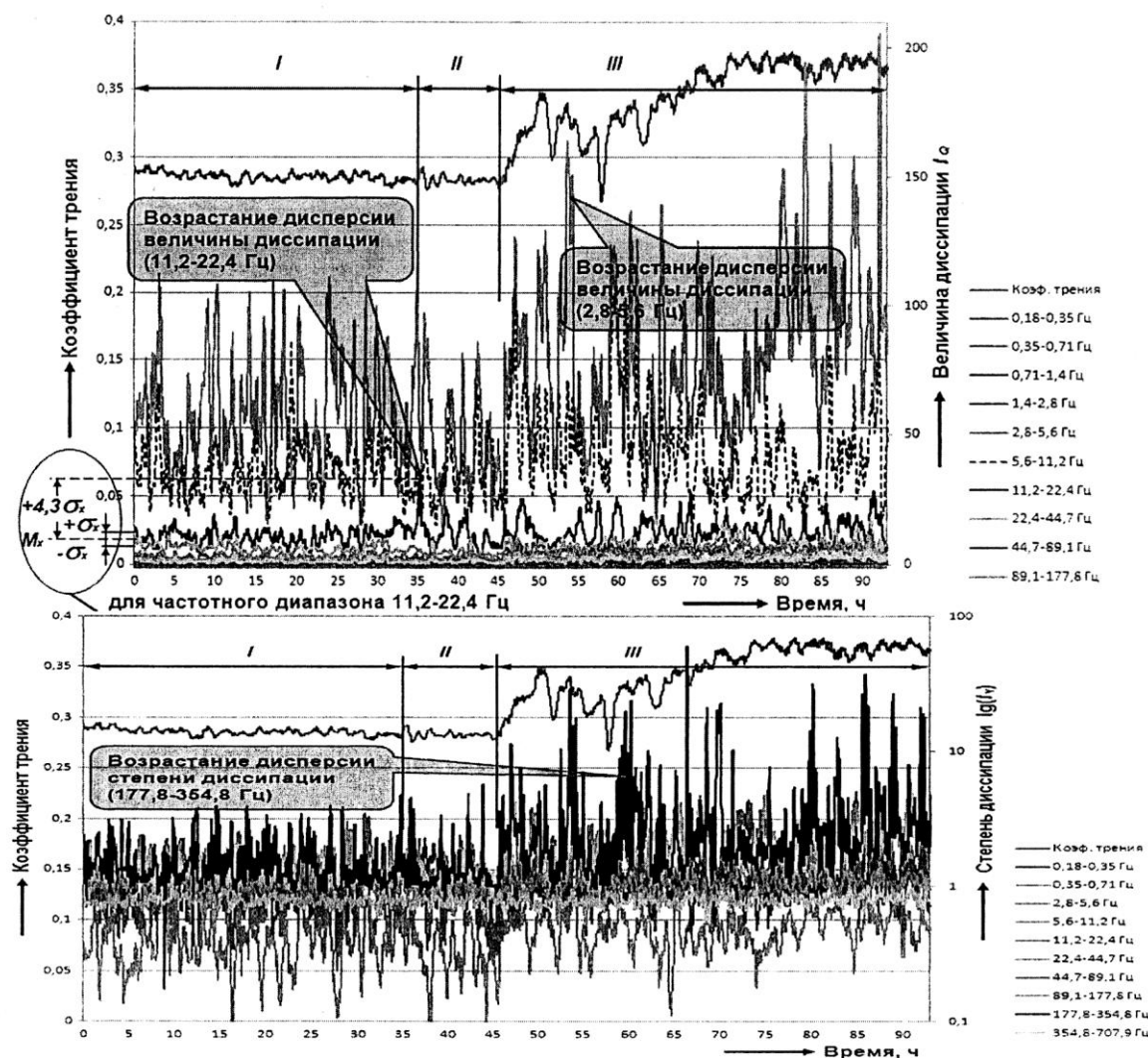


Рис. 5. Интегральные оценки амплитудно-фазочастотных характеристик трибосистемы резбовых соединений тормозной магистрали подвижного состава:

a – величины диссипации I_0 ; b – степени диссипации I_1 ;
 M_x – математическое ожидание интегральной оценки;
 σ_x – среднеквадратичное отклонение интегральной оценки

Заключение

В результате проведенных исследований установлено, что для задач динамического мониторинга фрикционных связей использование методов параметрического, авторегрессионного анализа нецелесообразно, так как, во-первых, математическая модель такого спектрального оценивания всегда устойчива, во-вторых, анализ частотного состояния анализируемой трибосистемы осуществляется дискретно, с заданным шагом, определяемым порядком характеристического полинома; в-третьих, процесс линеаризации частотного спектра по методу наименьших квадратов снижает точность оценки диссипативных потерь в трибосистеме. Всё это ограничивает область применения автоспектральных методов идентификации трибосистемы для задач его динамического мониторинга.

Использование частотных передаточных функций [5, 6] позволяет исключить вышеуказанные недостатки и оценивать состояние трибосистемы как в случае её устойчивости, так и потери стабильности, стационарности, эргодичности. Использование же интегральных оценок величины и степени диссипации позволяет идентифицировать переходные состояния фрикционной подсистемы и эффективно выполнять задачи, стоящие перед динамическим мониторингом фрикционных подсистем мобильного транспорта.

Библиографический список

- 1 Колесников, И.В. Улучшение характеристик работы резбовых соединений тормозных систем вагонов / И.В. Колесников, А.Л. Озябкин, А.В. Челохьян // Вестник РГУПС. – 2005. – № 3. – С. 10–21.
- 2 Сергиенко, А.Б. Цифровая обработка сигналов / А.Б. Сергиенко. – СПб. : Питер, 2003. – 604 с.

3 Пат. 2343450 Российская Федерация, МПК G 01 N 3/56. Способ испытаний узлов трения / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]. – № 2006121024/28 ; заявл. 24.04.2008 ; опубл. 10.01.2009, Бюл. № 1.

4 Марпл-мл., С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения / С.Л. Марпл-мл. – М. : Мир, 1990.

5 Озябкин, А.Л. Теоретические основы динамического мониторинга фрикционных мобильных систем / А.Л. Озябкин // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 10.

6 Озябкин, А.Л. Методы повышения надёжности резьбовых соединений тормозных систем вагонов / А.Л. Озябкин, И.В. Колесников // Вестник РГУПС. – 2011. – № 4. – С. 66–75.

Bibliography

1 Kolesnikov, I.V. Improvement of characteristics of work of carving junctions of brake systems of cars / I.V. Kolesnikov, A.L. Ozyabkin, A.V. Chelohjan // Vestnik RGUPS. – 2005. – № 3. – P. 10–21.

2 Sergienko, A.B. Digital processing of signals / A.B. Sergienko. – SPb. : Peter, 2003. – 604 p.

3 Patent 2343450 Russian Federation, MKP G 01 N 3/56. The way for tests of junctions of a friction / V.V. Shapovalov, A.L. Ozyabkin [et al.]. – № 2006121024/28 ; appl. 4.24.2008 ; publ. 1.10.2009, Bull. № 1.

4 Marpl-jun., S.L. Digital spectral analysis and its applications / S.L. Marpl. – Moscow : Mir, 1990.

5 Ozyabkin, A.L. Theoretical principles of dynamic monitoring of frictional mobile systems / A.L. Ozyabkin // Friction and greasing in machines and mechanisms. – 2011. – № 10.

6 Ozyabkin, A.L. Method to increase the reliability of carving junctions in brake systems of cars / A.L. Ozyabkin, I.V. Kolesnikov // Vestnik RGUPS. – 2011. – № 4. – P. 66–75.

УДК 621.91 : 669.018.45

А.А. Рыжский, Ф.А. Висторонская, К.Г. Шучев, С.А. Моисеенко

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ПОДХОД К РАСЧЕТУ ИНТЕНСИВНОСТИ ОКИСЛИТЕЛЬНОГО ИЗНАШИВАНИЯ ТВЕРДЫХ СПЛАВОВ

Введение. Мировой опыт развития машиностроения и металлообработки свидетельствует о повышении требований к качеству выпускаемых машин при использовании современного оборудования, технологий, инструмента и систем управления процессами резания. Важным фактором достижения этих задач является дальнейшее повышение удельного веса применения твердых сплавов (ТС) для оснащения формообразующего, в том числе и режущего инструмента.

Уровень скоростей резания твердосплавным инструментом, применяемым на станках с ЧПУ, ГПМ и ГПС для повышения максимальной производительности при обработке стальных изделий, значительно выше, чем применяемым на операционных станках; так, скорость резания при обработке стали на этом автоматизированном оборудовании может достигать 300–500 м/мин. В этих условиях твердосплавные инструменты работают в тепловых режимах, достигающих предела теплостойкости ТС и подвергаются в основном диффузионному и окислительному видам изнашивания.

Представляет научный и практический интерес изучение закономерности изнашивания ТС при активном химическом взаимодействии с активными компонентами внешней среды (жидкой или газообразной).

Эволюция взглядов на расчет интенсивности изнашивания ТС как элемента теплонагруженной пары трения

Изыскание новых и совершенствование известных методов теоретической оценки характеристик износа является одной из ключевых проблем науки о трении и износе, так как теоретическая зависимость для оценки характеристик трения и износа позволяет прогнозировать работоспособность пары трения (независимо от того, речь идет о классической паре трения или специфической паре «инструмент – деталь») и эффективно управлять их износостойкостью.

В отечественной и зарубежной практике известны теоретические подходы к оценке характеристик окислительного износа и экспериментальные результаты исследования этого вида изнашивания как при резании [4], так и при трении [16].

В табл. 1, заимствованной из [4], представлены известные авторам теоретические зависимости для оценки окислительного износа.

Одними из первых исследователей, в чьей работе была сделана попытка аналитически учесть влияние окисления на износ, были Г. Yoshimoto и Т. Tsukizoe (формула 1, табл. 1). Авторы через константы окисления и механические характеристики рассчитали скорость износа пленки Fe_2O_3 , (формула 1). Л.И. Лысенко и Л.А. Каденацкий предположили, что контакт при трении образуется в присутствии окисных пленок (нормальный допустимый вид изнашивания), а единичное пятно при переходе из одной зоны контакта в другую покрывается слоем окислов.