

Предлагается системный подход, требующий единства терминологии в области вибрации и мониторинга.

Предлагается дополнить имеющиеся документы важными для диагностики параметрами и критериями, связанные с прямым измерением ряда дефектов с использованием датчиков вала.

Работа выполняется при финансовой поддержке РНФ в соответствии с соглашением № 15-19-00267 от 19.05.2015 г.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 24346–80. Вибрация. Термины и определения. – М.: Стандартинформ, 2010. – 25 с.
2. ISO 1925:2001. Mechanical vibration Balancing – vocabulary.
3. ГОСТ Р ИСО 2041–2012. Вибрация, удар и контроль технического состояния. – М.: Стандартинформ, 2014. – 46 с.
4. ISO 2041:2009. Mechanical vibration Shock and condition monitoring – vocabulary.
5. ГОСТ Р ИСО 13372–2013. Контроль состояния и диагностика машин. Термины и определения. – М.: Стандартинформ, 2014. – 21 с.
6. ISO 13372:2012. Condition monitoring and diagnostics of machines – vocabulary.
7. ISO 17359:2011. Condition monitoring and diagnostics of machines – General guidelines.
8. ГОСТ Р ИСО 13379-1–2015. Контроль состояния и диагностика машин. Методы интерпретации данных и диагностирования. Ч. 1. Общее руководство. – М.: Стандартинформ, 2016. – 36 с.
9. ISO 13379-2:2014 (ГОСТ Р ИСО 13379-2–2016). Контроль состояния и диагностика машин. Методы интерпретации данных и диагностирования. Ч. 2. Подход на основе данных измерений. – М.: Стандартинформ, 2014. – 21 с.
10. ISO 13373-3:2015 (ГОСТ Р ИСО 13373-3–2016). Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Ч. 3. Руководство по диагностированию по параметрам вибрации. – М.: Стандартинформ, 2014. – 21 с.
11. ISO 13373-9:2015 (ГОСТ Р ИСО 13373-9–2016). Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Ч. 9. Методы диагностирования электродвигателей. – М.: Стандартинформ, 2014. – 21 с.
12. Simon Mills. A new standard for Condition Monitoring. (An overview of ISO Standard 17359.2011).
13. Куменко А. И., Кузьминых Н. Ю., Костюков В. Н. Расчет и интерполяция характеристик опорных подшипников скольжения в области возможных перемещений шеек роторов // Теплоэнергетика. – 2016. – № 10. – С. 23 – 30.
14. Куменко А. И., Кузьминых Н. Ю. Разработка критерии надежности и оценки технического состояния роторов в опорах на подшипниках скольжения в условиях эксплуатации // Вестник Брянск. гос. техн. ун-та. – 2016. – № 3. – С. 6 – 16.
15. Kumenko A. I., Kuzminyh N. Yu., Timin A. V. Shaft Sensor Based on Modeling Diagnostic Signs of Power Unit Defects / International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2016 // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 152. – P. 531 – 539.

## КРИТЕРИИ НАДЕЖНОСТИ И МОНИТОРИНГ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МОЩНЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ В ОПОРАХ ВАЛОПРОВОДОВ

Куменко А. И., Кузьминых Н. Ю., Тимин А. В.

(ООО НПЦ «ДИНАМИКА», г. Омск, Россия)

**Аннотация.** Рассмотрены методические вопросы применения датчиков вала для систем виброконтроля, мониторинга и автоматической диагностики технического состояния энергетических установок. Предлагаются пути совершенствования нормативной базы для систем мониторинга и технической диагностики турбоагрегатов.

Кроме традиционных критериев по параметрам вибрации согласно ГОСТ Р 55263–2012 и ГОСТ Р 55265.2–2012, предложены дополнительные критерии надежности роторов и опор турбоагрегатов, роторы которых опираются на подшипники скольжения. Прежде всего, это критерии для статических и динамических реакций, а так же критерии, связанные со всплытием вала. Для статических реакций на первом этапе предлагается максимально допустимое отклонение в 40 % от веса ротора. Для динамических реакций предлагается ввести нормы, связанные с динамическими нагрузками от остаточного дисбаланса. Для жестких роторов динамические нагрузки не должны превышать 5 % от веса ротора, приходящегося на опору. Для гибких роторов – 2 %.

Предлагаются методики расчетной оценки статических и динамических нагрузок по результатам измерений статических и динамических смещений шеек роторов.

Сформулированные критерии необходимы для оценки технического состояния в современных системах автоматической диагностики.

**Ключевые слова:** системы мониторинга, автоматическая диагностика, датчики вала, турбоагрегат, смещения шеек роторов, статические смещения, динамические смещения; статические и динамические реакции в опорах, критерии надежности.

## Необходимость определения статических и динамических нагрузок в опорных подшипниках турбомашин в эксплуатации

Все проектные динамические характеристики роторов в валопроводе выполняются при расчетных статических реакциях его опор. Однако в эксплуатации имеется существенное отличие реальных статических сил от расчетных, на которые спроектирована машина. Прежде всего это отличие связано со значительными тепловыми и силовыми деформациями статорных элементов, неравномерным прогревом элементов «статора-фундамента». Эти отклонения приводят с одной стороны к существенному изменению статической жесткости масляной пленки одной из опор и, как правило, к изменениям положения резонансов роторов в валопроводе. Как следствие, это может привести к возможным повышенным уровням оборотной вибрации. С другой стороны изменение статических нагрузок приводит к

изменению динамических характеристик масляной пленки и возможной потере устойчивости движения роторов на масляной пленке, повышению динамических нагрузок в опорах, задеваниям о баббит и другим проблемам. Как результат действия перечисленных дефектов повышаются напряжения в ответственных элементах валопровода, что может приводить к разрушению болтов полумуфт или появлению трещин.

Один из основных подходов в процессе диагностики сделать невидимые тепломеханические процессы видимыми [1]. Перечисленные проблемы могут усугубляться из-за недостаточной жесткости отдельных элементов, нарушения подвески трубопроводов или устаревшей схемой передачи усилий в продольном направлении при тепловых расширениях турбины. Кроме того со временем наблюдается загрязнение поверхностей скольжения, необратимые деформации шпоночных соединений и поверхностей скольжения, необратимые деформации верхнего строения фундамента, корпусов турбины и трубопроводов, образование трещин в элементах фундамента, его просадка под действием вибрационных и весовых нагрузок, особенно при высоком уровне грунтовых вод или сейсмических воздействиях и т.п. Таким образом, путем оценки статических и динамических нагрузок в опорах мы можем контролировать на всех режимах разброс взаимного положения опор и давать качественную и количественную оценку технических параметров, характеризующих техническое состояние [2, 3].

Не менее важный вопрос касается оценки величин отклонения статических реакций от расчетных и допустимых динамических реакций в опорах. В 1980-е гг. в работах ВТИ [4] было предложено считать допустимым отклонение статических реакций от расчетных в пределах 40 %. Эти цифры были даны без должного обоснования и видимо нуждаются в коррекции для каждого типа турбоагрегата.

В отношении оценки динамических нагрузок все проще, так как имеется допуск в 2 % от веса для гибких роторов и в 5 % для жестких для амплитуды динамической реакции в опоре от остаточной неуравновешенности [5]. Следовательно, эту норму можно принять за основу для амплитуды полигармонической динамической нагрузки в опоре.

Для допускаемых переменных напряжений в шейках роторов и болтах полумуфт существует отраслевая норма в 20 МПа [6], которая принята в 70-е годы прошлого столетия так же без достаточного обоснования, так как предел усталости роторных сталей на порядки выше. Поскольку для введения упомянутых критериев необходимо знать относительно точное положение шейки вала в расточке подшипника, далее предполагается в системах мониторинга крупного энергетического оборудования ТЭС и АЭС использование полной системы датчиков вала, измеряющей смещения с двух сторон подшипника в соответствии с ГОСТ Р 55263–2012 [8].

## Инженерные методы расчета статических и динамических реакций опор валопровода в эксплуатации

Большинство работ, посвященных определению реакций опор валопроводов было направлено на решение проектных и наладочных задач и сопровождалось на начальном этапе трудоемкими измерениями изменения ВПО при переходе их холодного в горячее состояние. При расчетах статических реакций наиболее полный учет всех параметров вплоть до нелинейной статической податливости масляного слоя выполнялся лишь в работах МЭИ [6]. Расчет динамических реакций осуществлялся в программных комплексах вынужденных колебаний от неуравновешенностей и несовершенств сборки роторов [6] и при определении нелинейных реакций [7]. С развитием измерительных технологий и систем мониторинга, а также благодаря рекомендациям нового ГОСТ Р 55263–2012 по установке полной системы датчиков вала [8], появилась возможность быстро вычислять и контролировать статические нагрузки в опорных подшипниках турбоагрегата в процессе эксплуатации.

Пусть на валопроводе установлена полная система датчиков вала, измеряющая осредненное статическое и динамическое положение вала на поперечной оси подшипника.

Для каждого подшипника в соответствии с методикой [9] в поле возможных перемещений цапф заранее рассчитывается номограмма, однозначно связывающая положение вала в его расточке с парой статических нагрузок в опоре в безразмерном виде. В каждой узловой точке номограммы рассчитываются так же другие статические и динамические параметры, в том числе в безразмерном виде матрицы жесткости и демпфирования в масляном слое. Наличие угловых перекосов цапф позволяет вычислить пару моментов, действующих на цапфу. Безразмерные параметры в виде нагруженностей легко пересчитываются в размерные [9], а далее полученные нагрузки можно использовать для решения других задач. Первая задача – использование для оценки технического состояния упомянутого 40%-го критерия. Вторая задача – определение текущих расцентровок роторов по полумуфтам [6, 9]. И третья задача – определение напряжений от статических нагрузок, расцентровок и собственного веса роторов.

По датчикам вала получим также динамические компоненты абсолютных смещений опоры в трех направлениях и выделим из них первую гармонику, соответствующую обратной вибрации:

$$\begin{aligned} \bar{w}_r(t) &= W_{0r}\cos(\omega t - \varphi_r) = W_{01}\cos\omega t + W_{03}\sin\omega t; \\ w_b(t) &= W_{0b}\cos(\omega t - \varphi_b) = W_{02}\cos\omega t + W_{04}\sin\omega t; \\ \bar{w}_o(t) &= W_{0o}\cos(\omega t - \varphi_o) = W_{05}\cos\omega t + W_{06}\sin\omega t. \end{aligned} \quad (1)$$

Для расчета динамических нагрузок оборотной частоты для каждого из подшипников воспользуемся результатами предварительного расчета коэффициентов жесткости  $C(i, j)$  и демпфирования  $B(i, j)$ .

Векторы реакции  $\vec{q}(t)$  в цапфе  $k$ -го подшипника и векторы ее относительного смещения  $\vec{w}(t) - \vec{w}_0(t)$  и скорости этих смещений связаны известным линейным соотношением [10]

$$\begin{bmatrix} -q_r(t) \\ -q_b(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11}c_{12} \\ c_{21}c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_r(t) - w_{0r}(t) \\ w_b(t) - w_{0b}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11}b_{12} \\ b_{21}b_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{w}_r(t) - \dot{w}_{0r}(t) \\ \dot{w}_b(t) - \dot{w}_{0b}(t) \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где индекс «0» относится к перемещению центра расточки подшипника;  $c_{ij}$  и  $b_{ij}$  – матрицы жесткости и демпфирования масляной пленки, найденные с учетом фактического расчетного статического положения цапфы в расточке подшипника и направления действия статической нагрузки, здесь и далее индексы « $r$ », « $b$ », «1» и «2» относятся к горизонтально-поперечному и вертикальному направлениям соответственно.

Для установившихся вынужденных колебаний с частотой  $\omega$  изменения любого кинематического или динамического параметра происходят по закону:

$$\begin{aligned} w_r(t) &= W_1 \cos \omega t + W_3 \sin \omega t; \\ w_b(t) &= W_2 \cos \omega t + W_4 \sin \omega t; \\ q_r(t) &= Q_1 \cos \omega t + Q_3 \sin \omega t; \\ q_b(t) &= Q_2 \cos \omega t + Q_4 \sin \omega t, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $Q_1, Q_2, W_{10}, W_{20}, W_1, W_2$  – компоненты косинусоидальных составляющих амплитуд реакций и смещений для  $k$ -й опоры;  $Q_3, Q_4, W_{03}, W_{04}, W_3, W_4$  – компоненты синусоидальных составляющих амплитуд реакций и смещений для  $k$ -й опоры.

В этом случае из (1.3) можно получить соотношение, связывающее перечисленные амплитудные значения [6]

$$\begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \omega b_{11} & \omega b_{12} \\ c_{21} & c_{22} & \omega b_{21} & \omega b_{22} \\ -\omega b_{11} & -\omega b_{12} & c_{11} & c_{12} \\ -\omega b_{21} & -\omega b_{22} & c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_1 - W_{01} \\ W_2 - W_{02} \\ W_3 - W_{03} \\ W_4 - W_{04} \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Амплитудные компоненты для корпуса подшипника  $W_{01}, W_{02}, W_{03}, W_{04}$  получаем по результатам мониторинга абсолютной вибрации опор. Амплитудные компоненты  $W_1, W_2, W_3, W_4$  для относительных перемещений шейки ротора в расточке подшипника получим из (1).

В работе [5] указан еще один способ оценки динамических нагрузок, который может быть применен наряду с этим для контроля технического состояния и остаточного дисбаланса.

Полученные формулы для динамических составляющих нагрузки позволяют выполнить оценку технического состояния по разным критериям, в том числе по величинам остаточной 2%-й или 5%-й остаточной реакции от неуравновешенности [5]. На динамическую реакцию можно наложить второе ограничение, связанное с вероятным разрушением баббита от динамического воздействия. Однако этот подход еще не апробирован и требует разработки. А при известных статических и динамических реакциях и моментах могут быть даны оценки суммарным переменным напряжениям в валопроводе от расцентровок и статических нагрузок и дефектов, вызывающих вынужденные колебания.

## Выводы

1. Обоснована необходимость оценки в процессе мониторинга технического состояния статических и динамических нагрузок в опорах мощных турбоагрегатов.

2. Полученные параметры технического состояния могут быть оценены по самостоятельным критериям или использованы в других задачах, требующих выполнения сложных расчетов, в том числе:

- текущих расцентровок опор;
- напряжений в валопроводе от статических и динамических нагрузок.

3. Предложенные критерии оценки технического состояния роторов в условиях эксплуатации предполагают использование полной системы датчиков вала, измеряющей смещения с двух сторон подшипника в соответствии с ГОСТ Р 55263–2012.

Работа выполняется при финансовой поддержке РНФ в соответствии с соглашением № 15-19-00267 от 19.05.2015 г.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Костюков В. Н., Науменко А. П. Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин: Учебное пособие. – Омск: ОмГТУ, 2011. – 360 с.
2. Kumenko A. I., Kuzminyh N. Yu., Timin A. V. Shaft Sensor Based on Modeling Diagnostic Signs of Power Unit Defects: International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2016 // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 152. – P. 531 – 539.
3. Kumenko A. I., Kostyukov V. N., Kuzminyh N. Y., Timin A. V. Development of methodological support for turbine unit shaft defect and stress monitoring systems at thermal power stations and atomic power stations with application of shaft displacement sensors // 14<sup>th</sup> International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies. CM2016/MFPT2016 10 – 12 October, 2016. – Novotel, Paris, France.

4. Комаров В. А., Тимофеев И. А. и др. Вибрационные характеристики турбины К-800-240-3 ЛМЗ. В кн.: Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт. – М.: Энергия, 1979. – С. 251 – 258.
5. Куменко А. И., Костюков А. В., Бойченко С. Н. и др. Обеспечение вибрационной надежности турбоагрегатов ТЭС и АЭС. Состояние и совершенствование нормативной базы // Надежность и безопасность энергетики. – 2016. – № 2(33). – С. 21 – 25.
6. Куменко А. И. Совершенствование расчетно-экспериментальных методов исследования динамических характеристик турбоагрегатов и их элементов: Дис. ... д-ра техн. наук. – М.: МЭИ, 1999.
7. Некрасов А. Л. Расчетный анализ нелинейных колебаний роторов турбомашин в подшипниках скольжения: Дис. ... канд. техн. наук. – М.: МЭИ, 1998.
8. ГОСТ Р 55263–2012 Вибрация «Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах. Часть 2. Стационарные паровые турбины и генераторы мощностью более 50 МВт с рабочими частотами вращений 1500, 1800, 3000 и 3600 мин<sup>-1</sup>. (ISO 7919-2:2009).
9. Куменко А. И., Кузьминых Н. Ю., Костюков В. Н. Расчет и интерполяция характеристик опорных подшипников скольжения в области возможных перемещений шеек роторов // Теплоэнергетика. – 2016. – № 10. – С. 23 – 30.
10. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин. – М.: Изд-во МЭИ, 2000.

## МОНИТОРИНГ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО РОТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДАТЧИКОВ ВАЛА

Куменко А. И., Кузьминых Н. Ю., Тимин А. В.  
(ООО НПЦ «ДИНАМИКА», г. Омск, Россия)

Рассмотрены методические вопросы применения датчиков вала для балансировок и для мониторинга неуравновешенности гибких роторов. На примере четырех опорного экспериментального валопровода показаны разные результаты вариантов балансировки и отыскания распределенной неуравновешенности гибкого ротора пятью с дисками.

Измерение параметров вибрации вала выполнено согласно ГОСТ Р 55263–2012 и ГОСТ Р 55263.2–2012. Для балансировки используются численные абсолютные перемещения вала и соответствующие абсолютные чувствительности. Для повышения качества балансировки применен новый метод, использующий не только минимизацию перемещений прогиба в средней части вала, но и минимизацию углов наклона цапф.

При использовании дополнительных условий для нахождения остаточного дисбаланса получаем значительно больше комплексных уравнений, что позволяет отыскать более детальное и более точное распределение дисбаланса вдоль оси. Для минимизации углов наклона измерения динамических перемещений шейки вала выполняются с двух сторон подшипника.

Показано, что при классическом подходе, когда дисбаланс компенсируется в двух-трех плоскостях, остаточная вибрация оказывается заметно больше, чем при применении предлагаемого метода. Сформулированы основные способы диагностирования остаточного дисбаланса в процессе мониторинга. Выполнено обоснование, почему балансировка с применением чувствительностей, измеренных с помощью датчиков вала дает лучший результат, чем традиционная балансировка с использованием чувствительностей опор.

Отмечается, что балансировка по относительной вибрации вала допустима лишь в том случае, когда абсолютными балансировочными чувствительностями опор можно пренебречь по отношению к абсолютным или относительным балансировочным чувствительностям по валу.

Приведены экспериментальные и расчетные амплитудо-фазочастотные характеристики четырехпоршного ротора до и после балансировок с использованием разных методов.

Предлагаемый метод позволяет выполнять непрерывную оценку технического состояния и уровня остаточного дисбаланса в современных системах мониторинга и автоматической диагностики.

## ОБОБЩЕННАЯ МОДЕЛЬ МЕХАНИЗМА ФОРМИРОВАНИЯ И СТРУКТУРЫ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО СИГНАЛА ПОРШНЕВОЙ МАШИНЫ

Науменко А. П., Костюков В. Н.

(ООО НПЦ «ДИНАМИКА», г. Омск, Россия)

Доклад посвящен проблемам моделирования виброакустических (ВА) сигналов машин и механизмов. Целью работы является формирование подходов к разработке феноменологической модели структуры ВА сигналов при возникновении неисправностей и дефектов. Представлены частные модели структур ВА сигналов некоторых неисправностей поршневых машин (ПМ).

Поршневая машина представляет собой сложную газо-механическую систему и является мощным и многофакторным генератором ВА сигналов, имеющим три основных, чаще всего, статистически независимых, источника [1, 2], которые с достаточной степенью условности можно разделить на:

- 1) неуравновешенность движущихся и вращающихся масс – силы инерции и моменты этих сил – полигармонические воздействия  $F_h$  (*harmonic*);
- 2) газогидродинамические процессы – протекание газа и жидкости – стохастические (шумовые) воздействия  $F_n$  (*noise*);
- 3) соударения и трение между элементами и деталями механизмов – ударные (*shock*) вынуждающие воздействия  $F_s$  (например, взаимодействие зубчатых пар, работа клапана).



# XXI ВСЕРОССИЙСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ ПО НЕРАЗРУШАЮЩЕМУ КОНТРОЛЮ И ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ

28 ФЕВРАЛЯ - 2 МАРТА 2017



# СБОРНИК ТРУДОВ



РОССИЙСКОЕ ОБЩЕСТВО  
ПО НЕРАЗРУШАЮЩЕМУ КОНТРОЛЮ И ТЕХНИЧЕСКОЙ  
ДИАГНОСТИКЕ

XXI ВСЕРОССИЙСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ  
ПО НЕРАЗРУШАЮЩЕМУ КОНТРОЛЮ  
И ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ

**СБОРНИК ТРУДОВ**

28 февраля – 2 марта 2017 г.



Москва, 2017

УДК [681.518.54+620.19](035)

ББК 30.82-5я2

Д25

Д25      **XXI Всероссийская конференция по неразрушающему контролю и технической диагностике: сборник трудов.** Москва, 28 февраля – 2 марта 2017 г. – М.: Издательский дом «Спектр», 2017. – 364 с.: ил.

ISBN 978-5-4442-0125-1

DOI 10.14489/4442-0125-1

Сборник содержит научные труды (тезисы и доклады), представленные на XXI Всероссийской конференции по неразрушающему контролю и технической диагностике. Изложены результаты работ ученых и специалистов российских и зарубежных фирм – мировых лидеров по производству средств неразрушающего контроля и технической диагностики. В состав сборника вошли работы по: акустической эмиссии; вибродиагностике; акустическим, магнитным, электромагнитным, оптическим, тепловым, микроволновым и радиационным методам неразрушающего контроля (НК) и технической диагностики (ТД); методам НК и ТД при оценке техногенной безопасности; обучению, аттестации и сертификации.

УДК[681.518.54+620.19](035)

ББК 30.82-5я2

## НАУЧНОЕ ИЗДАНИЕ

# ХХI ВСЕРОССИЙСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ ПО НЕРАЗРУШАЮЩЕМУ КОНТРОЛЮ И ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ

## СБОРНИК ТРУДОВ

28 февраля – 2 марта 2017 г.

Корректор *А.И. Евсейчев*

Инженер по компьютерному макетированию *А.И. Евсейчев*

Художественное оформление *Н.И. Смольянина*

ISBN 978-5-4442-0125-1



9 785444 201251

Сдано в набор 31.01.2017 г. Подписано в печать 15.02.2017 г.

Формат 60×90  $\frac{1}{16}$ . Бумага офсетная. Гарнитура Times.

Печать цифровая. Уч.-изд. л. 23. Тираж 200 экз. Заказ № 02112

ООО «Издательский дом «СПЕКТР»,  
119048, Москва, ул. Усачева, д. 35, стр. 1. Тел.: (495) 514 76 50.  
[Http://www.idspektr.ru](http://www.idspektr.ru). E-mail: [info@idspektr.ru](mailto:info@idspektr.ru)

Отпечатано в типографии ООО «Паблит»  
127282, Москва, ул. Полярная, д. 31В, стр. 1

ISBN 978-5-4442-0125-1

© РОНКТД, 2017

### Секция 3

## ВИБРОДИАГНОСТИКА

**Руководители секции: Г. В. Зусман, В. Н. Костюков**

1. Новая методика диагностирования подшипниковых узлов рельсово-подвижного состава в процессе движения <i>Басакин В. В., Костюков В. Н., Костюков А. В., Казарин Д. В.</i> . . . . .	145
2. Методика диагностики электротехнических устройств, содержащих обмотки и магнитопровод <i>Городнов А. В., Засухин В. В., Рущинский В. Н., Тренин С. А.</i> . . . . .	152
3. Совершенствование методов и средств вибродиагностики колесно-моторных блоков подвижного состава <i>Зайцев А. В., Костюков А. В., Казарин Д. В.</i> . . . . .	155
4. Результаты экспериментальных исследований, подтверждающие возможность регистрации механических колебаний намагниченных тел с помощью внешней обмотки <i>Засухин В. В., Рущинский В. Н., Тренин С. А.</i> . . . . .	163
5. Вибрационный измерительный и диагностический канал КД8700 и резонансный метод контроля подшипников <i>Зусман Г. В.</i> . . . . .	163
6. Опыт применения параметров характеристической функции для диагностики и мониторинга технического состояния подшипников качения <i>Костюков В. Н., Костюков А. В., Бойченко С. Н.</i> . . . . .	165
7. Автоматические системы мониторинга «здоровья» оборудования производственно-транспортного комплекса, обеспечивающие высокую безопасность и эффективность <i>Костюков В. Н., Костюков Ан. В., Костюков А. В., Бойченко С. Н., Казарин Д. В.</i> . . . . .	167
8. О дополнительных требованиях к системам виброконтроля и мониторинга технического состояния турбоагрегатов ТЭС и АЭС <i>Куменко А. И., Кузьминых Н. Ю.</i> . . . . .	174
9. Критерии надежности и мониторинг технического состояния мощных турбоагрегатов с использованием статических и динамических сил в опорах валопроводов <i>Куменко А. И., Кузьминых Н. Ю., Тимин А. В.</i> . . . . .	181
10. Мониторинг распределенной неуравновешенности экспериментального ротора с использованием датчиков вала <i>Куменко А. И., Кузьминых Н. Ю., Тимин А. В.</i> . . . . .	186
11. Обобщенная модель механизма формирования и структуры виброакустического сигнала поршневой машины <i>Науменко А. П., Костюков В. Н.</i> . . . . .	187