

На правах рукописи



ШАХМАНОВ ВИТАЛИЙ НИКОЛАЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ
ФАКТИЧЕСКОГО ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ШАХТНЫХ
ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Кемерово - 2016

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Кузбасский государственный технический университет имени Т.В. Горбачева»

Научный руководитель:

Герике Борис Людвигович
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты:

Красюк Александр Михайлович
доктор технических наук, профессор,
ведущий научный сотрудник
лаборатории горной аэродинамики
Института горного дела
им. Н.А. Чинакала

Макаров Николай Владимирович
кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой горной механики
Уральского государственного горного
университета

Ведущая организация

ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный
университет» г.Красноярск

Защита состоится «30» июня 2016 г. в 10.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.102.01 на базе ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева» по адресу: 650000, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28, факс: (3842) 58-33-80, e-mail: siyu.eav@kuzstu.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева» и на сайте:

<http://science.kuzstu.ru/wp-content/docs/OAD/Soresearchers/2016/sh/Dissertation.pdf>

Автореферат разослан «___» _____ 2016 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Ирина Юрьевна Семькина

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В шахтах и рудниках, с увеличением глубины ведения работ и ростом выделений вредных примесей, а так же эволюцией вентиляционных сетей за период эксплуатации, возрастает необходимость увеличения покрытия требуемых режимов проветривания, что неизбежно ведет к возрастанию единичных мощностей шахтных вентиляторов главного проветривания (ШВГП) и изменению их компоновочных схем.

Развитие вентиляторостроения с 30-х годов XX века велось в ЦАГИ им. Н.Е. Жуковского, ВНИИГМ им. М.М. Фёдорова, в институтах «ДОНГИ-ПРОУГЛЕМАШ» и ИГД СО АН СССР. Большой вклад в развитие вентиляторостроения внесли Ковалевская В.И., Пономарев Л.Т., Бабак Г.А., Раскин И.А., Левин Е.М., Гимельшейн Л.Я., Косарев Н.П., Носырев Б.А., Тимухин С.А., Петров Н.Н., Красюк А.М., Макаров В.Н. и др.

Принятые аэродинамические схемы и методы расчета вентиляторов главного проветривания претерпели существенные изменения. Однако вопросы надежности и безотказности работы ШВГП остаются до сих пор актуальными, несмотря на их резервирование. Для расчета показателей надежности различных технических систем и устройств большую ценность представляют статистические материалы, характеризующие систему в условиях эксплуатации. На основе этих материалов представляется возможным установить виды отказов и обосновать математическую модель, отражающую изменение надежности оборудования во времени. Вопросами разработки методов определения надежности, классификации отказов, установления закономерностей распределения времени безотказной работы и времени восстановления, количественной оценки надежности и долговечности отдельных горных машин посвящены исследования многих российских ученых, среди которых можно выделить работы Докукина А.В., Топчиева А.В., Меламеда З.М., Гетопанова В.Н., Солода В. И., Солода Г. И. Радкевича Я. М. и др.

В настоящее время наиболее приемлемыми и распространенными методами оценки показателей работоспособности сложных технических систем являются диагностические, которые на основе анализа изменения эксплуатационных параметров позволяют построить прогностические модели деградации оборудования.

Детальный анализ стандартов в области диагностики машинного оборудования показывает, что вибрация характеризует практически все изменения в ШВГП. Регистрируемый при этом виброакустический сигнал содержит практически всю информацию о фактическом состоянии взаимодействующих поверхностей и процессах, протекающих в контактирующих узлах и деталях. Поэтому установление взаимосвязи технического состояния отдельных узлов и агрегатов ШВГП и их вибрационными параметрами, необходимой для обоснования метода оценки их технического состояния, позволяю-

щей повысить эффективность и безотказность работы ШВГП, является актуальной научной задачей.

Цель диссертационной работы: разработать методику и систему мониторинга и диагностики технического состояния ШВГП по параметрам механических колебаний.

Идея работы заключается в выявлении и использовании закономерностей функционирования ШВГП, проявляющихся в вибрационных процессах на его опорах, для разработки методики и системы оценок технического состояния.

Задачи исследования:

1. Исследовать процессы возникновения механических колебаний в ШВГП и выявить их влияние на техническое состояние механического оборудования.

2. Разработать критерии и признаки неисправного состояния ШВГП, проявляющиеся в вибрационных процессах, формирующихся на опорных узлах вентиляторных установок.

3. Разработать методические основы диагностики ШВГП по параметрам механических колебаний и мониторинга их технического состояния.

4. Разработать методику вибродиагностики ШВГП на основе современных методов и средств и провести её промышленную апробацию.

Методы исследования включают:

- научный анализ литературных источников по проблематике исследований;
- методы математической статистики и корреляционного анализа при обработке статистического материала о состоянии парка ШВГП на шахтах и рудниках Кузбасса;
- методы математического моделирования и математической статистики при изучении процессов возникновения механических колебаний в ШВГП и построении прогностических моделей их деградации;
- пассивные методы экспериментальных исследований при мониторинге и построении прогноза изменчивости технического состояния агрегатов ШВГП.

Основные научные положения, защищаемые автором:

- низкая вероятность восстановления работоспособности механического оборудования ШВГП $P_{(t=24 \text{ час})} = 0,39$ стала лимитирующим фактором при повышении добычи угля на шахтах Кузбасса. Основными причинами отказов являются (по степени значимости) отсутствие системы контроля технического состояния основных узлов и агрегатов ШВГП; конструктивные и технологические дефекты изготовления, монтажа и технического обслуживания в условиях эксплуатации агрегата; низкая ремонтпригодность отдельных узлов и агрегатов вентиляционной установки; что связывается с отсутствием системы контроля за техническим состоянием основных узлов и агрегатов ШВГП, конструктивными и технологическими дефектами изготовления,

монтажа и технического обслуживания в условиях эксплуатации ШВГП, низкой ремонтпригодностью отдельных узлов и агрегатов ШВГП;

- диагностические признаки технического состояния ШВГП должны базироваться, для получения наиболее достоверного заключения, как на результатах моделирования рабочих процессов в агрегатах вентиляторной установки, так и на результатах комплексного анализа всей имеющейся экспериментальной информации о вибрационной активности опорных узлов;
- прогностическая модель изменения технического состояния узлов и агрегатов ШВГП при незначительном числе диагностик, базируется на том, что вид закона наработки влияет только на время первой диагностики t_1 , а средняя скорость деградации $\bar{V}_{\text{ср}}$ сама является прогнозной. Такой подход повышает точность и достоверность оценки (прогноза) межконтрольных интервалов и остаточного ресурса объекта диагностики;
- мониторинг технического состояния ШВГП позволяет учитывать изменение параметров вибрационной активности и определять уровень состояния подшипниковых опор в текущий момент времени, а также прогнозировать выход из строя агрегатов с заданным уровнем достоверности.

Достоверность и обоснованность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждаются:

- представительным объемом статистической выборки (диагностическое обслуживание более 100 ШВГП различного типа на протяжении 8 лет);
- корректным использованием апробированных методов теоретической и прикладной механики, теории колебательных процессов, а также методов статистического прогнозирования;
- использованием современных методов измерения и анализа механических колебаний;
- высокой сходимостью полученных в диссертации теоретических и экспериментальных данных (относительная ошибка не превышает 15% при 95% доверительной вероятности);
- положительными результатами внедрения разработанной методики мониторинга технического состояния ШВГП на шахтах и рудниках Кузбасса.

Научная новизна результатов исследования заключается в следующем:

- установлена закономерность аварийности ШВГП различных типов от условий эксплуатации;
- разработаны модели механических колебаний агрегатов ШВГП, пригодные для идентификации параметров по экспериментальному материалу, полученному на эксплуатирующихся вентиляторах;
- разработана методика мониторинга технического состояния ШВГП различного типа по общему уровню вибрации V_e и спектральным маскам, базирующаяся на теоретико-вероятностном подходе и учитывающая вид технического обслуживания.

Практическая ценность работы заключается в том, что результаты исследований позволяют:

- определять влияние конструктивных параметров и режимов работы ШВГП различного типа на частотный состав механических колебаний, генерируемых в различных узлах и агрегатах вентиляторов;
- рекомендовать переход к системе профилактического технического обслуживания ШВГП на базе мониторинга фактического технического состояния по параметрам механических колебаний;
- повысить безотказность эксплуатации ШВГП на основе достоверной экспериментальной информации о техническом состоянии каждого конкретного вентилятора, эксплуатирующегося в конкретных условиях, за счет использования теоретико-вероятностной модели прогнозирования изменения показателей эксплуатационной надёжности.

Личный вклад автора состоит:

- в обработке статистического материала по эксплуатационной надёжности ШВГП в условиях шахт и рудников Кузбасса;
- в проведении теоретических исследований и численных экспериментов, а так же в обработке и анализе результатов стендовых и натурных испытаний;
- в разработке методики функциональной диагностики ШВГП и выборе критериев оценки технического состояния основных узлов и агрегатов;
- в реализации методики мониторинга технического состояния ШВГП различного типа на шахтах и рудниках Кузбасса.

Реализация работы. Разработанная автором методика диагностики ШВГП по параметрам механических колебаний используется экспертными организациями КузГТУ, Прокопьевского филиала КузГТУ, ВостНИИ, НИЦ КузНИУИ при экспертных обследованиях горно-шахтного оборудования на шахтах и рудниках Кузбасса.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на Международной научно-практической конференции «Перспективы инновационного развития угольных регионов России» (Прокопьевск, 2011, 2014), на III Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии и экономика в машиностроении» (Юрга, 2012), на IV Всероссийской конференции «Безопасность и живучесть технических систем» (Красноярск, 2012), на Международной научно-практической конференции «Перспективы развития горно-транспортного оборудования» (Москва, 2013), на III и IV Международной научно-практической конференции «Современные тенденции и инновации в науке и производстве» (Междуреченск, 2014, 2015), на XVI Международной научно-практической конференции «Энергетическая безопасности России: новые подходы к развитию угольной промышленности» (Кемерово, 2014).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 12 научных работах, из них 4 – в изданиях, рекомендуемых ВАК РФ.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения и двух приложений, изложенных на 133 страницах маши-

нописного текста, включая 30 таблиц, содержит 60 рисунков и список литературы из 100 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель и идея работы, научная новизна и практическая ценность, а также научные положения, выносимые на защиту.

В **первой главе** рассмотрены актуальные проблемы эффективной эксплуатации ШВГП.

На основе анализа показателей эксплуатационной надежности работы ШВГП показано, что большинство шахтных вентиляторов не удовлетворяет требованиям ПБ обеспечения безотказной работы $P[t=720 \text{ час}] = 0,93$ из условия безопасности ведения горных работ и опасности загазовывания хотя бы одной горной выработки шахтного поля, обслуживаемого данным вентилятором.

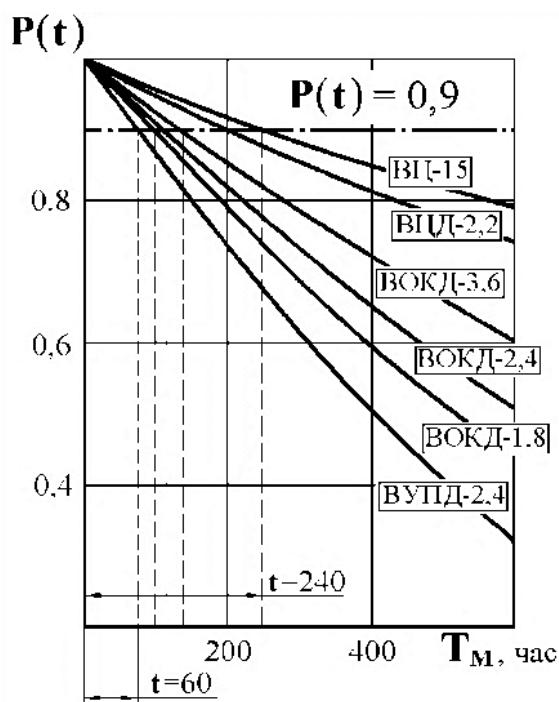


Рис. 1. Вероятность безотказной работы ШВГП

сравнению с требуемой, по правилам безопасного ведения горных работ, которая должна быть $P(t=720 \text{ час}) \geq 0,9$. Низкая вероятность безотказной работы вентиляторов, эксплуатирующихся на горных предприятиях Кузбасса, является следствием конструктивных, компоновочных и эксплуатационных недостатков, влияние которых на показатели безотказности работы ШВГП мо-

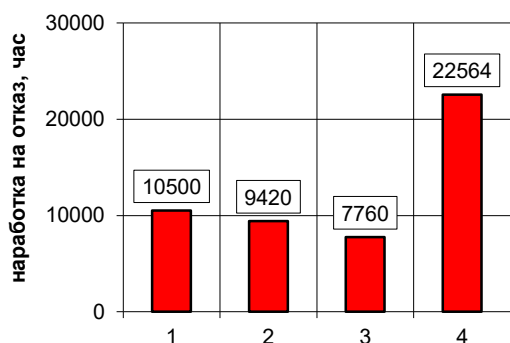
Для установления эксплуатационной надежности исследуемых вентиляторных установок определялись следующие количественные характеристики надежности: вероятность безотказной работы $P(t)$ (рис. 1); коэффициент готовности K_G ; среднее время наработки на отказ $T_{ср}$ (рис. 2); среднее время восстановления утраченной работоспособности $t_{ср.в.}$ (рис. 3). На рис. 2 и 3 приняты следующие обозначения: 1 – ротор вентилятора; 2 – опоры ротора; 3 – зубчатые муфты; 4 – трансмиссионный вал.

В табл. 1 приведены результаты статистических наблюдений за восстановлением работоспособности отказавших ШВГП.

Для всех ШВГП, за которыми производились наблюдения, следует отметить их низкую надежность по

гут быть выявлены с помощью диагностических методов определения технического состояния оборудования.

Вентилятор ВОКД-3,6



Вентилятор ВЦ-15

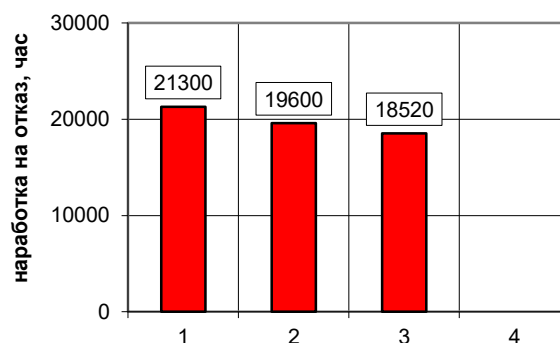


Рис. 2. Нарботка на отказ механического оборудования

Здесь $\Sigma T_{\text{восст}}$ – суммарное время восстановления за период наблюдения; n – число отказов; $t_{\text{ср.восст}}$ – среднее время восстановления; $P(t=24 \text{ час})$ – вероятность выполнения ремонта за 24 час (время отводящееся на профилактический ремонт вентилятора графиком ППР).

Таблица 1. Показатели ремонтпригодности элементов осевого вентилятора (объем выборки $N = 10$ машин)

Показатели Элементы надежности	$\Sigma T_{\text{восст}}$, чел-час	n	$t_{\text{ср.восст}}$, чел-час	$P(t=24 \text{ час})$
Ротор вентилятора	3810	54	70,6	0,761
Подшипниковые опоры	4780	97	49,3	0,768
Зубчатые муфты	2450	83	29,5	0,873
Трансмиссионный вал	740	19	38,9	0,772
Механическая часть в целом	11780	253	46,5	0,394
Электропривод	2470	64	38,6	0,880
Система управления	1960	195	10,0	0,930
Электрическая часть в целом	4430	259	17,1	0,820
ШВГП в целом	16210	512	31,7	0,322

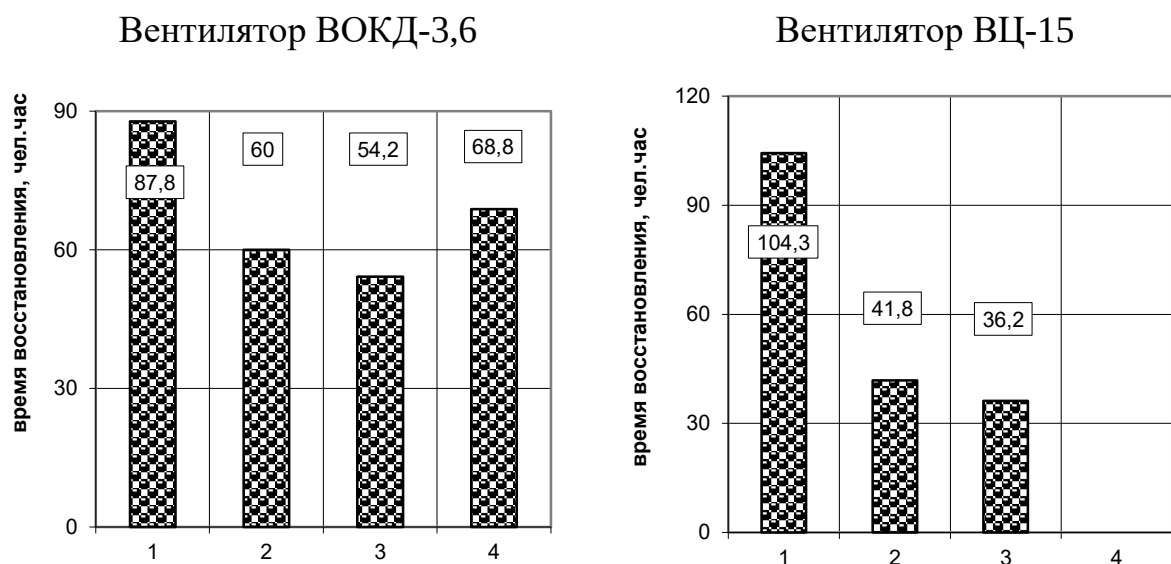


Рис. 3. Трудоемкость восстановления работоспособности

Во второй главе проведен анализ влияния конструктивных параметров осевого вентилятора на динамические процессы, формирующиеся в вентиляционной установке. Разработана параметрическая модель вентиляционной установки с осевым вентилятором, которую условно можно разделить на 4 узла (рис. 4): ротор приводного двигателя, представляющего двухопорный вал с распределенной массой по его длине (позиция 1); зубчатые муфты с внутренним зацеплением (позиции 2 и 4); трансмиссионный вал (позиция 3); ротор вентилятора (двухопорный вал, на котором жестко закреплены два рабочих колеса с набором рабочих лопаток, позиция 5).

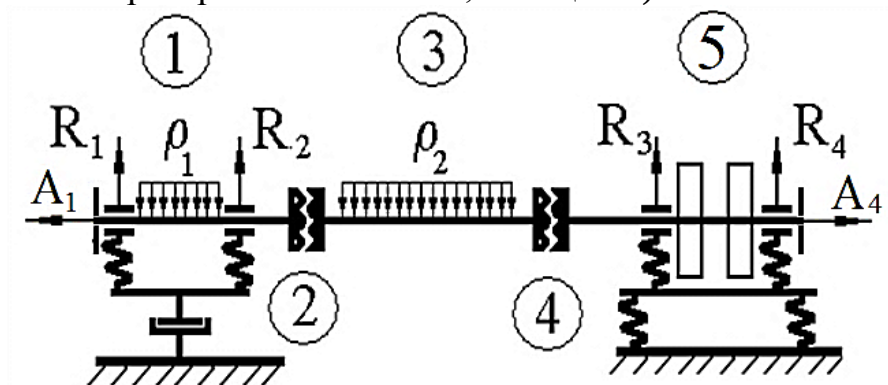


Рис. 4. Расчетная эквивалентная схема осевого шахтного вентилятора К-06, К-84.

Рассмотрим колебательную систему, представляющую собой вращающийся вал, к произвольному сечению которого приложены различные внешние периодические нагрузки (рис. 5).

$$\left. \begin{aligned} P(z, t) &= P(z) \sin k\omega t; \\ M(z, t) &= M(z) \sin k\omega t; \\ \rho(z, t) &= \rho(z) \sin k\omega t; \\ \mu(z, t) &= \mu(z) \sin k\omega t. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

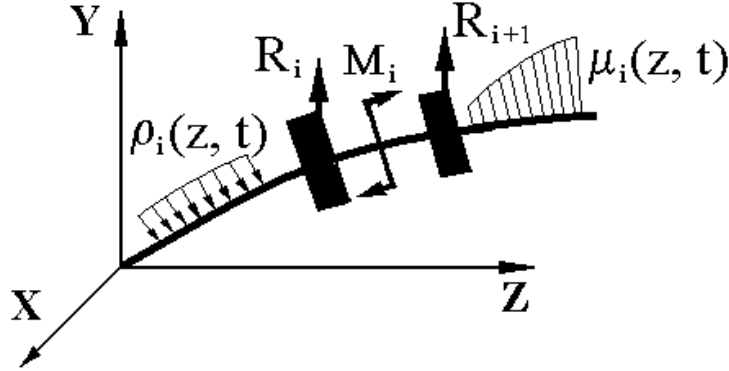


Рис. 5. К выводу уравнения колебаний вращающегося вала

Решение системы (1) позволяет получить исходные дифференциальные уравнения движения колеблющейся балки с учетом инерции поворота

$$EI \frac{\partial^4 u}{\partial t^2 \partial z^2} = -m_{\Sigma} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + M_{\Sigma}^* \frac{\partial^3 u}{\partial t^2 \partial z}, \quad (2)$$

и поперечных нагрузок, действующих на вращающийся вал:

$$\left. \begin{aligned} EI \frac{\partial^4 x}{\partial t^2 \partial z^2} &= -m_{\Sigma} \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + M_{\Sigma}^* \frac{\partial^3 y}{\partial t^2 \partial z} + \rho_{\Sigma x} - M_{\Sigma y}^* \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}; \\ EI \frac{\partial^4 y}{\partial t^2 \partial z^2} &= -m_{\Sigma} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + M_{\Sigma}^* \frac{\partial^3 x}{\partial t^2 \partial z} + \rho_{\Sigma y} - M_{\Sigma x}^* \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Система дифференциальных уравнений (2) и (3) в общем виде является исходным уравнением вынужденных изгибных колебаний вращающегося вала, которое позволяет определить величину перерезывающего усилия $Q(z)$ и изгибающий момент $M(z)$ в текущем сечении:

$$Q(z) = (k\omega)^2 \left(\int_0^z \rho F_y dz + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i \right) + \int_0^z \rho dz + \sum_1^i P_i \varepsilon_i - M_{\Sigma}^*, \quad (4)$$

$$\begin{aligned}
M(z) = (k\omega)^2 & \left[\int_0^z \left(\int_0^z \rho F_y dz + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i \right) dz \right. \\
& \left. + \int_0^z \left(\int_0^z \rho dz + \sum_1^i P_i \varepsilon_i \right) dz - \int_0^z M^* dz - \sum_1^i M_i \varepsilon_i \right]
\end{aligned} \quad (5)$$

Путем несложных преобразований уравнения (5) можно получить уравнение вынужденных колебаний под действием возмущающей нагрузки

$$\begin{aligned}
Y(z) = (k\omega)^2 & \iint_z \left[\left(\int_0^z \rho F_y dz + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i \right) dz + \sum_1^i I_{\partial i} y_i \varepsilon_i \right] \frac{dz^2}{EI} \\
& + \iint_z \left[\left(\int_0^z \sum_1^i P_i \varepsilon_i \right) dz \right] \frac{dz^2}{EI} + \iint_z \left(\sum_1^i M_i \varepsilon_i \right) \frac{dz^2}{EI} + \frac{dy(0)}{dt} + y(0),
\end{aligned} \quad (6)$$

Для безпорного вращающегося вала, схема которого и внешние нагрузки на который приведены на рис. 6, уравнение прогиба можно представить как

$$y(z) = \omega^2 \iint_z \frac{M_Y}{EI} dz^2 + \iint_z \frac{M_0}{EI} dz^2 + \frac{dy(0)}{dt} + y(0), \quad (7)$$

из анализа следует, что амплитуда вибрации трансмиссионного вала зависит от геометрических параметров и от величины дисбаланса $y(0)$, а его решение позволяет определить максимальную точку прогиба вала и узловые точки, при которых $y(z)=0$.

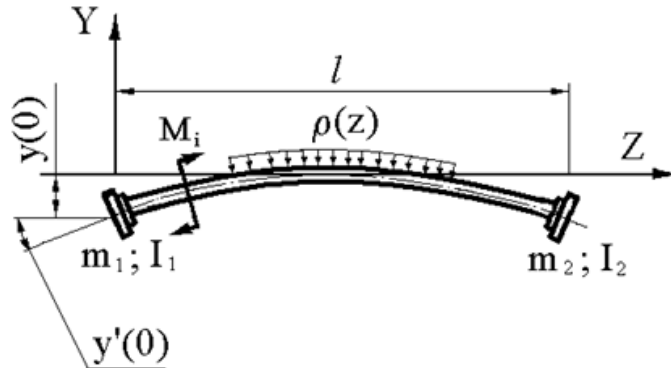


Рис. 6. К выводу уравнения колебаний трансмиссионного вала

Интегральное уравнение вынужденных колебаний вращающегося двухпорного вала (ротора вентилятора) под действием сил неуравновешенности запишется следующим образом:

$$y(z) = \omega^2 \left[\iint_0^z \frac{M_y}{EI} dz^2 + \iint_0^z \frac{M_0}{EI} dz^2 - \frac{z}{l} \left(\int_0^l \int_0^z \frac{M_y}{EI} dz^2 - \int_0^l \int_0^z \frac{M_0}{EI} dz^2 \right) \right], \quad (8)$$

Статический дисбаланс в каком-либо сечении ротора вентилятора эквивалентен возмущающей сосредоточенной силе, приложенной к центру тяжести сечения вала при его колебаниях с частотой, равной угловой скорости его вращения.

Уравнение для расчета амплитуды вынужденных колебаний вращающегося ротора электродвигателя на подшипниках скольжения имеет вид:

$$y(z) = \omega^2 \iint_z \frac{M_y}{EI} dz^2 + \omega \iint_z \frac{M_{\alpha y}}{EI} dz^2 + \frac{dy(0)}{dt} + y(0), \quad (9)$$

Анализ уравнения (9) показывает, что наряду с оборотной частотой во вращающейся системе с гидравлическим демпфером присутствует форма колебаний с частотой на порядок ниже оборотной.

Таким образом, решения уравнений (6, 7, 8 и 9) позволяют определить расчетным путем амплитудно-частотную характеристику вращающегося элемента ШВГП. Это позволит составить карты распознавания для определения дефектов вращающихся систем.

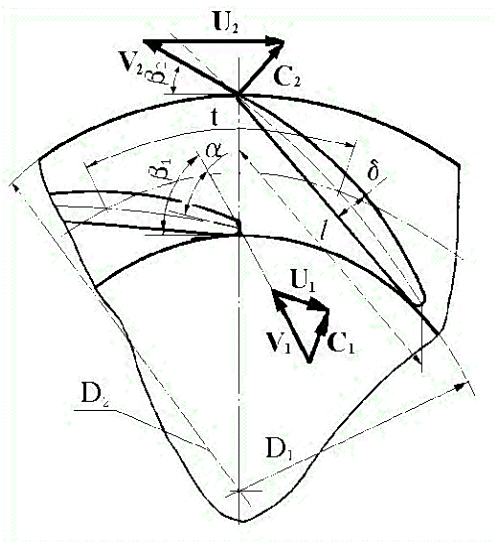


Рис. 7. Параметры круговой решетки профилей

В третьей главе рассмотрены вопросы образования потерь давления в рабочих колесах ШВГП и их вклад в колебательные процессы, формирующиеся в вентиляционной установке.

В межлопаточных каналах рабочего колеса вентилятора происходит не только передача энергии воздушному потоку, но и возникает основная часть ее потерь.

В первом приближении анализ взаимодействия рабочего колеса и воздушного потока можно свести к рассмотрению радиальной решетки профилей, т.е. заменить пространственное течение плоским.

Геометрические параметры решетки определяются формой профилей, их количеством n и расположением (рис. 7). Профиль характеризуется толщиной, средней линией, равноотстоящей от рабочей и тыльной линий профи-

ля, внутренней хордой, соединяющей концы средней линии 1, длиной средней линии.

Положение профилей в решетке определяется углами установки профиля на входе в решетку $\beta_{1л}$ и выходе из нее $\beta_{2л}$, средним шагом решетки t , определяемым длиной дуги среднего радиуса, соединяющей смежные лопасти.

Для характеристики потока, обтекающего решетку, приняты следующие кинематические параметры:

- абсолютная, относительная и переносная скорости потока на входе в решетку C_1, V_1, U_1 ;
- угол входа потока в решетку β_1 , равный углу между вектором относительной скорости и касательной к окружности на входе;
- абсолютная, относительная и переносная скорости потока на выходе из решетки C_2, V_2, U_2 ;
- угол выхода потока из решетки β_2 ;
- угол отставания потока $\Delta\beta = (\beta_{2л} - \beta_2)$;
- угол атаки потока $\alpha = (\beta_{1л} - \beta_1)$.

Весь поток воздуха в канале решетки может быть условно представлен двумя областями:

– пограничный слой – область, в которой градиент скорости в направлении, перпендикулярном профилю, очень велик, и вязкость оказывает существенное влияние на характер течения. Профиль пограничного слоя зависит от ряда факторов и, прежде всего, от характера течения, числа Рейнольдса потока, степени турбулентности. Его толщина есть величина условная, принимаемая, как правило, равной расстоянию до точки потока, в которой скорость отличается от скорости в основной его части на 1%;

– ядро потока – остальное течение вне пограничного слоя. В этой области градиент скорости в направлении, перпендикулярном линиям тока, не достигает больших значений, поэтому течение является потенциальным.

Для оценки потерь давления воспользуемся методом эквивалентного диффузора, согласно которому предполагается, что коэффициент потерь давления ξ в межлопаточном канале зависит от степени расширения $F_{2к}/F_1$ и угла раскрытия $\gamma_э$ круглого диффузора эквивалентного по площадям входного F_1 и выходного $F_{2к}$ сечений и длине межлопаточного канала колеса. Угол $\gamma_э$ определим из выражения:

$$\gamma_э = 2 \arctg \frac{\sqrt{\bar{b}_1 \sin \beta_{2л}} - \sqrt{\bar{D}_1 \bar{b}_1 \sin \beta_1}}{\bar{l}_л \sqrt{n}} + 2 \arctg \frac{|\tg \alpha / 2|}{\sqrt{\pi}}, \quad (10)$$

Таким образом угол раскрытия эквивалентного диффузора $\gamma_э$ характеризует интенсивность процесса отрывного вихреобразования в межлопаточном канале рабочего колеса вентилятора.

При возникновении большой местной диффузорности возникает значительный градиент скорости в направлении движения, что приводит к появлению в пограничном слое области заторможенного потока или даже обратного течения. Указанная зона соответствует началу отрыва пограничного слоя и формированию вниз по потоку области интенсивного отрывного вихреобразования, приводящего к потере давления в межлопаточных каналах.

Орбита вибрации (рис. 8), снятая на опорах ротора ВГП, свидетельствует о возникновении автоколебаний в системе «ротор – опорные подшипники». Это служит информативным критерием для выявления изменения жесткости системы «опора – ротор вентилятора», связанным с изменением положения тел качения в подшипниковом узле.

Возможными причинами такой работы вентилятора главного проветривания, что подтвердилось в дальнейшем при дефектации узлов, являются аэродинамические неустойчивости типа вращающегося срыва.

На рис. 9 представлена фотография течения, соответствующего режиму, при котором коэффициент подачи φ превышает его оптимальное значение φ_n .

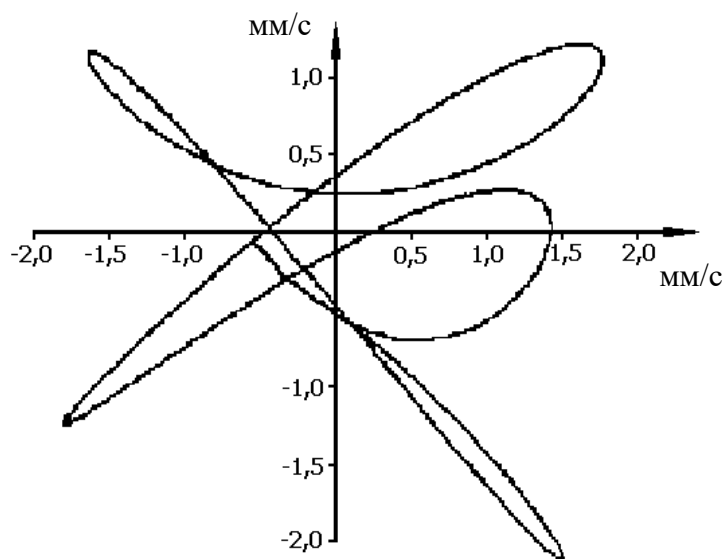
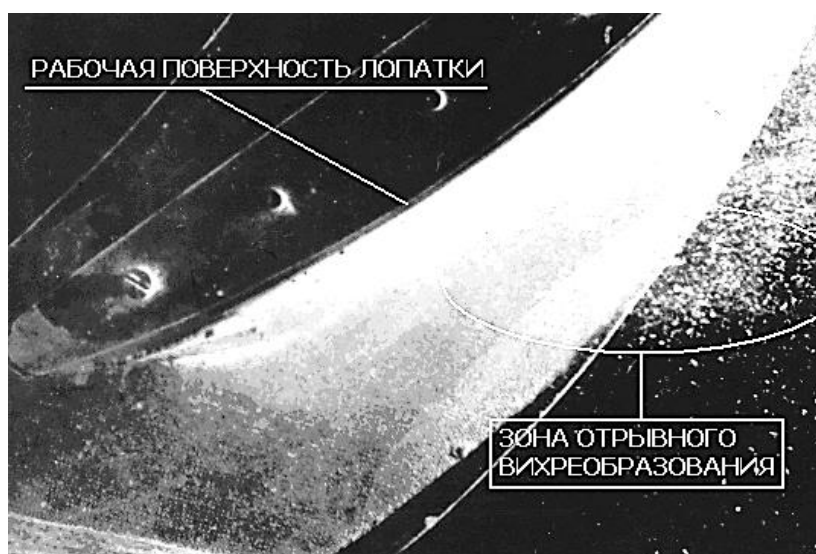


Рис. 8. Орбита вибрации ротора ШВГП при срыве потока

На снимке во входном участке межлопаточного канала на рабочей поверхности лопатки видна устойчивая замкнутая вихревая зона, возникновение которой обусловлено противоположным влиянием кориолисовой и центробежной сил инерции, а также местной диффузорности и конфузорности потока.

Зона отрывного вихреобразования, формирующаяся в области входного участка, по мере приближения к выходу расширяется и в выходном сечении



*Рис. 9. Картина течения при срыве
воздушного потока*

занимает примерно четвертую часть межлопаточного канала рабочего колеса, что обуславливает значительные потери напора. Движение «вихрей» вдоль оси вентилятора может служить источником низкочастотной и сверхнизкочастотной вибрации, которая вызывает динамические перегрузки в опорных подшипниках, приводящие к их деградации и даже разрушению.

В четвертой главе рассмотрены вопросы оценивания остаточного ресурса работоспособности ШВГП.

Из анализа известных методов оценки фактического ресурса эксплуатирующегося оборудования (детерминированных, экспертных, физико-статистических и фактографических), базирующихся на данных об объекте, для прогнозирования остаточного ресурса вентиляторов главного проветривания наиболее подходящими являются экстраполяционные, основанные на анализе тренда параметров технического состояния исследуемого оборудования. Сложность применения вероятностного подхода при оценке показателей надежности заключается в трудности определения закона наработки ШВГП на отказ и его параметров для конкретной единицы оборудования.

На практике при оценке остаточного ресурса при малом числе измерений используется очень простой подход, когда остаточный ресурс определяется по формуле:

$$t = h \frac{|U_n - U_0|}{V_{cp}}, \quad (11)$$

Необходимость определения остаточного ресурса возникает при продлении срока службы оборудования за пределы нормативного срока, а также при планировании периодичности контроля технического состояния оборудования, с целью обеспечения безопасности его эксплуатации. При этом предлагается прогнозировать среднюю скорость на следующий интервал диагностики:

$$V_{i+1} = V_1^y \frac{U_i}{U_i^p}, \quad (12)$$

При экстраполяционном подходе к оценке остаточного ресурса и незначительном числе диагностик, что характерно для вентиляторов главного проветривания, разработан алгоритм прогнозирования остаточного ресурса, особенностью которого является то, что вид закона наработки влияет только на время первой диагностики t_1 , а средняя скорость деградации (12) сама является прогнозной. Такой подход повышает точность и достоверность оценки межконтрольных интервалов и остаточного ресурса.

В пятой главе приведена методика диагностирования вентиляторов главного проветривания по параметрам вибрации и приведены результаты оценивания фактического технического состояния двух типов ШВГП (центробежного и осевого).

В качестве метода оценки технического состояния ШВГП предложено использовать вибродиагностику, поскольку все динамические процессы, происходящие в вентиляторах, включая и движение воздуха по лопастям рабочего колеса, каналам направляющего и спрямляющего аппаратов, вызывают механические колебания, которые могут быть зафиксированы на опорных узлах.

В качестве объектов диагностики выбраны два типа ШВГП – центробежный и осевой. В основу методики положены государственные, межотраслевые и отраслевые нормативно-методические материалы. Контрольно-диагностические измерения по параметрам вибрации предусматривают проведение измерений и регистрацию контролируемых диагностических параметров во всех штатных точках измерения (рис. 10).

Методикой устанавливаются следующие параметры вибросигнала, регистрируемые при контрольных измерениях: среднее квадратическое значение абсолютной виброскорости (V_e , мм/с) корпусов подшипников электропривода и рабочего колеса и пиковое значение виброускорения корпусов подшипников рабочего колеса. Показано, что помимо общего уровня вибрации, регистрируемого в стандартных частотных диапазонах, необходимо производить спектральный анализ вибрационных процессов, возникающих на опорах приводных электродвигателей и турбин, который позволяет идентифицировать возникающие дефекты и отслеживать их развитие.

В качестве предельно допустимых значений виброскорости приняты величины спектральных опорных масок (рис. 11), для отдельных составляющих вибрации введены две границы: «предупреждение» и «тревога» (рис. 11), которые построены для доверительных вероятностей 0,8 и 0,95, соответственно. Здесь по оси абсцисс отложены порядковые номера оборотной частоты вращения ротора ($S_1, S_3, S_5 \dots$) и общий уровень СКЗ виброскорости V_e .

Разработанная прогностическая модель развития дефектов по параметрам вибрации позволяет классифицировать техническое состояние объекта диагностики с 95% доверительной вероятностью на основе одного из критериев близости (расстояние по Хэммингу, Евклидово расстояние, квадратичное расстояние и обобщенное

расстояние) и прогнозировать момент перехода в неисправное состояние, грозящее аварийным отказом вентилятора главного проветривания.

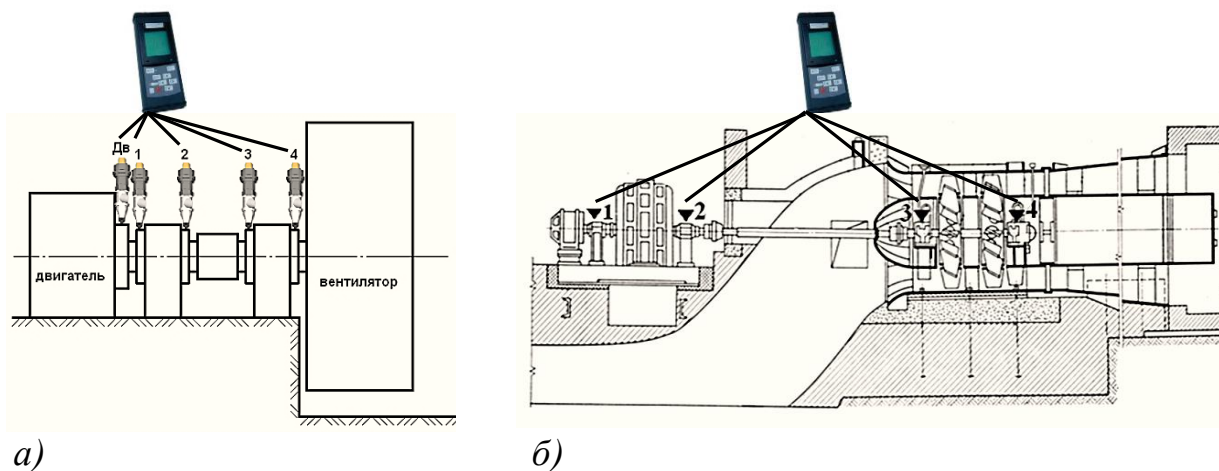


Рис. 10. Контрольные точки измерения вибрации на центробежном ШВГП типа ВЦ-25 (а) и осевом ШВГП типа ВОКД-1,8 (б)

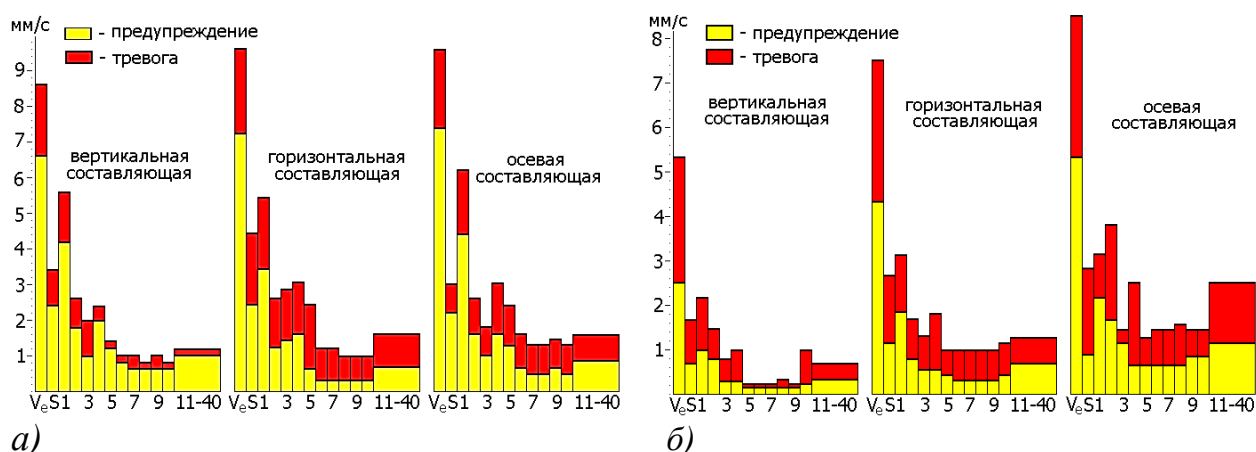


Рис. 11. Спектральные опорные маски для рабочих колес центробежных вентиляторов (а) и приводных электродвигателей (б)

Проанализирована работа двух типов вентиляторов главного проветривания: центробежного ВЦ-25 и осевого ВОКД-1,8, в результате оценки технического состояния которых было установлено, что:

- у резервного вентилятора ВЦ-25 (технологическая позиция 2), установленного на вентиляционном стволе шахты Талдинская-2 ОАО «СУЭК-Кузбасс», обнаружено опасное явление – срыв воздушного потока с рабочих лопастей вентилятора, что приводит к возникновению резонансных колебаний и, как следствие, – к разрушению лопаток или подшипниковых узлов, как это было показано в 3 главе;
- техническое состояние резервного вентилятора ВОКД-1,8 (технологическая позиция 2), установленного на вентиляционном стволе ОАО рудник «Весёлый», оценивается по параметрам механических колебаний как недопустимое. Основной причиной повышенной вибрации турбины вентилятора является нарушение опорной

жесткости подшипниковых узлов, расположенных со стороны кока и диффузора. На основании разработанных рекомендаций была восстановлена податливость опор.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе дано новое решение актуальной научной задачи, состоящей в установлении взаимосвязи технического состояния отдельных узлов и агрегатов шахтных вентиляторов главного проветривания с вибрационными процессами, формирующимися на его опорах, необходимой для обоснования метода оценки технического состояния ШВГП, имеющей существенное значение для их безотказной и безопасной эксплуатации.

В результате выполненных лично автором исследований получены следующие основные результаты:

1. Повышение требований к эффективности проветривания горных выработок при интенсификации технологических процессов выдвигает на первый план проблему надежности ШВГП. Недостаточная надежность, вызванная отказами электромеханического оборудования, характеризуется низкой вероятностью восстановления работоспособности $P_{(t=24 \text{ час})}=0,82$ и $P_{(t=24 \text{ час})} = 0,39$, соответственно, стала одним из сдерживающих факторов при повышении добычи на горных предприятиях Кузбасса.

2. Для расчета амплитудно-частотных характеристик принят метод интегральных уравнений, позволяющий определять амплитуду и частоту колебательных процессов на опорах ШВГП в зависимости от конструктивных параметров вентилятора и режима его эксплуатации. Разработанные модели позволяют идентифицировать дефекты типа «дисбаланс» и «расцентровка», наиболее часто возникающие в агрегатах вентилятора, по реальным процессам, фиксируемым при мониторинге технического состояния ШВГП.

3. Математическая модель течения воздуха в диффузорных каналах пригодна для оценки потерь давления в межлопаточных каналах рабочих колес. Результаты моделирования показывают, что угол раскрытия эквивалентного диффузора достигает минимального значения в окрестности оптимального режима работы вентилятора, где потери в межлопаточных каналах рабочего колеса имеют наименьшее значение. Построенная по результатам лабораторного эксперимента орбита вибрации свидетельствует о возникновении автоколебаний в системе «ротор – опорные подшипники», причиной которых являются аэродинамические неустойчивости типа вращающегося срыва.

4. Движение сформированных «вихрей» вдоль оси вентилятора может служить источником низкочастотной и сверхнизкочастотной вибрации, которая вызывает динамические перегрузки в опорных подшипниках, приводящие к деградации опорных узлов и даже их разрушению.

5. Разработанная на основе выполненных исследований методика диагностики ШВГП по параметрам механических колебаний базируется не только на анализе общего уровня вибрации V_e , но и на спектральном анализе вибрационных процессов, возникающих на опорах приводных электродвигателей и рабочих колес вентилятора, для которого разработаны предельные состояния в виде спектральных опорных масок.

6. Разработанная методика прошла апробацию на шахтах и рудниках Кузбасса, результаты которой свидетельствуют о высоком уровне достоверности ($P = 95\%$) распознаваемых дефектов, что позволяет прогнозировать момент перехода в неисправное состояние, грозящее аварийным отказом ШВГП.

Направление дальнейших исследований

1. Изучить трансляцию механических колебаний от опорных узлов рабочих колес осевых вентиляторов к опорным элементам кожуха для уменьшения трудоёмкости проведения диагностических работ.

2. Разработать методику определения собственных частот колебаний валов рабочих колес, трансмиссионных валов и лопаточного аппарата для всех типов ШВГП в том числе и с частотным регулированием производительности.

3. Увеличить достоверность оценок технического состояния ШВГП за счет привлечения других методов функциональной диагностики.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

Статьи в изданиях, рекомендованных ВАК РФ

1. Герике, Б. Л. Основы динамической диагностики машинных агрегатов горного оборудования / Б. Л. Герике, П.Б. Герике, **В.Н. Шахманов** // Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня: Интеграция науки, профессионального образования и производства. – М. – изд-во «Горная книга». – 2011. - №ОБ 3. – С. 367 – 377.

2. Герике, Б. Л. Динамическая диагностика машинных агрегатов горного оборудования / Б. Л. Герике, П.Б. Герике, **В.Н. Шахманов** // Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня: Перспективы развития горно-транспортного оборудования. – М. – изд-во «Горная книга». – 2011. - №ОБ 5. – С. 80 – 89

3. Шахманов, В. Н. Об одной модели механических колебаний вентилятора главного проветривания / **В.Н. Шахманов**, Б. Л. Герике // Вестник КузГТУ. – 2011. – № 6. – С. 30 – 32.

4. Герике, Б. Л. Построение динамической модели вентилятора главного проветривания для идентификации возникающих дефектов / Б.Л. Герике, Е.В. Прейс, **В.Н. Шахманов**, И.Д. Богомолов.// Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня: Промышленная безопасность и охрана труда на предприятиях топливно-энергетического комплекса. – М. – изд-во «Горная книга». – 2011. - № ОБ 9. – С. 94 – 99.

В прочих научных изданиях

5. Герике, Б. Л. Эксплуатационные характеристики вентиляторов главного проветривания на шахтах Кузбасса / Б.Л. Герике, **В.Н. Шахманов** // Перспектива развития Прокопьевско-Киселевского угольного района как составная часть комплексного инновационного плана моногородов: Сборник трудов III Международной научно-практической конференции. – Прокопьевск: изд-во филиала ГУ КузГТУ в г. Прокопьевске, 2011. – С. 35-38.

6. Герике, Б. Л. Определение динамических характеристик вентилятора главного проветривания / Б.Л. Герике, **В.Н. Шахманов** // Инновационные технологии и эко-

номика в машиностроении: сб. трудов III Международной науч.-практич. конф. Т. 2 – Юргинский технологический институт. – Томск: Изд. Томского политехнического университета, 2012 – С. 308-311.

7. Герике, Б. Л. Эксплуатационные характеристики шахтных вентиляторов главного проветривания / Б.Л. Герике, **В.Н. Шахманов** // Безопасность и живучесть технических систем: Труды IV Всероссийской конференции. В 2 томах. Т. 2 – Красноярск: Институт физики им. Кипренского, 2012 – С. 59-62.

8. Герике, Б. Л. Особенности образования потерь давления в рабочих колесах шахтных центробежных вентиляторов главного проветривания / Б.Л. Герике, **В.Н. Шахманов** // Перспективы развития горно-транспортного оборудования: Материалы Международной научно-практической конференции. – М.: ИПО «У Никитских ворот», 2013. – С. 29-36.

9. Герике, Б. Л. Мониторинг технического состояния шахтных вентиляторов главного проветривания по параметрам механических колебаний / Б.Л. Герике, **В.Н. Шахманов** // Перспективы инновационного развития угольных регионов России: Сборник трудов IV Международной научно-технической конференции. – Прокопьевск. 2014. – С. 278 – 282.

10. Герике, Б. Л. Оценка остаточного ресурса вентиляторов главного проветривания при незначительном числе наблюдений / Б.Л. Герике, **В.Н. Шахманов** // Современные тенденции и инновации в науке и производстве: Материалы III Международной научно-практической конференции. – Междуреченск. 2014. – С. 26 – 27.

11. Герике, Б. Л. Вибродиагностика осевых вентиляторов главного проветривания / Б.Л. Герике, А.А. Хорешок, Ю.В. Дрозденко, **В.Н. Шахманов** // Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности: сборник трудов XVI Международной научно-практической конференции. – Кемерово. 2014. – С. 74-77.

12. Шахманов, В. Н. Опыт вибродиагностики шахтных вентиляторов главного проветривания типа ВДК / **В.Н. Шахманов** // Современные тенденции и инновации в науке и производстве: Материалы IV Международной научно-практической конференции. – Междуреченск. 2015. – С. 26 – 27.

Личный вклад автора в работах, выполненных в соавторстве, заключается в следующем: [1], [2] – проведение аналитического обзора, формулировка выводов; [3], [4] – постановка задачи, проведение аналитического обзора, формулировка выводов; [5-7] – проведение аналитического обзора, обработка результатов, формулировка выводов; [8] – постановка задачи, проведение аналитического обзора, формирование выводов; [9], [10] – выполнение основного объема исследований, обработка полученных результатов, формирование выводов; [11], [12] – проведение аналитического обзора, верификация модели, формулировка выводов.

Подписано к печати 21.04.2016. Формат 60×84 1/16

Бумага офсетная. Печать офсетная. Уч. печ. л. 1,0. Тираж 100 экз. Заказ № _____
Издательство ФГБОУ ВПО "Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева" 650000, Кемеровская обл, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28