

На правах рукописи

Мурманский Борис Ефимович

**РАЗРАБОТКА, АПРОБАЦИЯ И РЕАЛИЗАЦИЯ МЕТОДОВ
ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
СИСТЕМЫ РЕМОНТОВ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК
В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Екатеринбург – 2015

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» на кафедре «Турбины и двигатели»

Научный консультант доктор технических наук, профессор
Бродов Юрий Миронович

Официальные оппоненты **Андрюшин Александр Васильевич**, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО «Национальный исследовательский университет – Московский энергетический институт», заведующий кафедрой автоматизированных систем управления тепловыми процессами;

Мильман Олег Ошеревич, доктор технических наук, профессор, ЗАО «Турбоконт», директор по науке;

Хоменок Леонид Арсеньевич, доктор технических наук, профессор, ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ»), заместитель генерального директора по научной работе

Ведущая организация ОАО «Всероссийский теплотехнический институт», г. Москва

Защита диссертации состоится 11 декабря 2015 г. в 14 ч на заседании диссертационного совета Д 212.285.07 на базе ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» по адресу: 620012 г. Екатеринбург, ул. Мира, 19, ауд. И-420 (зал ученого совета).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», <http://lib.urfu.ru/mod/data/view.php?id=51&rid=243423>

Автореферат разослан « » _____ 2015 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Аронсон Константин Эрленович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность

В настоящее время на электростанциях России эксплуатируется большое количество паротурбинных установок (ПТУ), отработавших несколько межремонтных периодов. По данным ВТИ, МЭИ, ЦКТИ и других ведущих научных организаций, 52 % оборудования тепловых электростанций отработало от 30 до 50 лет, а 7 % – более 50 лет. Старение оборудования сопровождается снижением его надежности, ростом количества повреждений. Мировой опыт показывает, что диагностика состояния, устранение выявленных дефектов, замена и реконструкция отдельных узлов для обеспечения надежности оборудования, находящегося в эксплуатации требуют значительно меньших затрат по сравнению с вводом новых мощностей.

Разработка и реализация мероприятий по повышению надежности элементов паротурбинных установок, находящихся в эксплуатации, дает возможность сокращения затрат на их эксплуатацию и ремонт, продление срока эксплуатации.

Совершенствование системы ремонтов оборудования на основе анализа его повреждаемости является одним из эффективных направлений повышения надежности и снижения эксплуатационных затрат.

Работа соответствует приоритетным направлениям развития науки, технологий и техники РФ (энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика), а также критическим технологиям РФ (технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии на органическом топливе) из перечня, утвержденного Указом Президента РФ № 899 от 07.07.2011.

Цель работы — повышение надежности и совершенствование ремонтов оборудования ПТУ за счет разработки и обоснования комплекса методов, реализуемых в условиях эксплуатации.

Задачи исследования:

- разработка методики анализа для определения (выявления) наиболее повреждаемых узлов и элементов оборудования паротурбинных турбоустановок и причин их повреждаемости на основе комплекса информации о повреждаемости ПТУ в условиях эксплуатации;

- разработка комплексного подхода к повышению надежности состояния паротурбинной установки;
- разработка и исследование мероприятий по повышению надежности эксплуатации узлов турбин и вспомогательного оборудования турбоустановки, ограничивающих ее общую надежность и вызывающих неплановые ремонты;
- разработка на основе единого подхода подсистем (модулей) мониторинга для наиболее повреждаемых узлов паротурбинных установок; обобщение данных по диагностическим признакам повреждений узлов турбин и вспомогательного оборудования турбоустановки и формирование баз знаний дефектов и их диагностических признаков;
- исследование процессов, происходящих в системе тепловых расширений турбин, оценка эффективности реализации мероприятий по нормализации тепловых расширений;
- разработка и обоснование стратегий совершенствования ремонта для турбин и вспомогательного оборудования турбоустановки, учитывающих особенности их эксплуатации и влияние на общую надежность турбоустановки.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Разработаны принципиальные положения концепции повышения надежности оборудования ПТУ в условиях эксплуатации, включающей в себя следующие основные элементы: определение на основе статистического анализа повреждаемости приоритетных направлений повышения надежности ПТУ; устранение причин выявленных нарушений с применением современных методов и технологий; реализация методик эксплуатационного мониторинга для элементов с низкой надежностью.

2. Разработаны методика комплексного анализа повреждаемости оборудования, учитывающая дефекты, приведшие к отказам, и дефекты, обнаруженные в процессе ремонта, а также методика определения элементов, лимитирующих надежность ПТУ.

3. Исследованы, разработаны, апробированы и реализованы методы и технологии повышения надежности и увеличения межремонтного периода для опорных подшипников и систем парораспределения турбин в условиях эксплуатации, основанные на изменении свойств поверхностей скольжения при их обработке поверхностно-активными веществами на основе эпилама.

4. На основе обобщения результатов исследований и разработок по повышению вибрационной надежности турбоагрегатов сформулированы и структурированы признаки для диагностики 34 характерных дефектов турбоагрегата, вызывающих изменения его вибросостояния.

5. Разработаны аналитическая и конечно-элементная модели для оценки взаимодействия элементов системы тепловых расширений паровых турбин при возникновении разности температур на фланцах цилиндра.

6. Разработаны, исследованы и апробированы статистические модели оценки состояния и прогнозирования остаточного ресурса теплообменного оборудования ПТУ.

7. Сформулированы и обоснованы основные параметры подсистем мониторинга для ряда узлов турбины (система регулирования, система тепловых расширений, система «ротор-подшипники») и вспомогательного оборудования ПТУ (питательные насосы, конденсатные насосы, насосы системы циркуляционного водоснабжения и сетевые насосы), как модулей комплексной системы мониторинга.

8. Обосновано, что система ремонта и технического обслуживания оборудования ПТУ должна предусматривать применение индивидуальных стратегий ремонта для оборудования различных технологических подсистем ПТУ с учетом условий их эксплуатации.

Достоверность и обоснованность результатов работы определяются использованием современных методов исследования для решения поставленных задач, использованием известных методик для статистической обработки данных, соответствием параметров статистических моделей известным критериям, хорошей воспроизводимостью опытных данных, полученных при натурных исследованиях, апробацией и подтверждением результатов исследования при работе в различных условиях эксплуатации ПТУ, на которых реализованы разработанные методы, соответствием всех полученных результатов современным физическим представлениям, длительным опытом надежной эксплуатации большого числа паровых турбин, на которых реализованы результаты исследований и разработок автора.

Практическая значимость заключается в том, что на основе данных, собранных по 800 паротурбинным установкам мощностью от 100 до 800 МВт разных типов и разных заводов-изготовителей, определены критические элементы, лимитирующие надежность ПТУ. Полученные данные по повреждаемости оборудования различных технологических подсистем ПТУ могут быть использованы для совершенствования системы технического обслуживания и ремонта турбин и турбинного оборудования. Результаты исследований по повышению надежности работы ПТУ уже используются в условиях эксплуатации на ряде ТЭС, а также могут быть использованы при разработке современных турбин в части новых решений, которые уже апробированы и имеют положительный опыт эксплуатации.

Реализация результатов работы. Результаты работы уже реализованы и используются на ряде ТЭС:

- технология повышения надежности работы элементов систем парораспределения турбины реализована на 4 турбоагрегатах Ново-Свердловской ТЭЦ, Среднеуральской и Нижне-Туринской ГРЭС;
- выполнена замена систем автоматического регулирования на электрогидравлические на 6 турбоагрегатах Свердловской и Богословской ТЭЦ;
- реализованы системы вибромониторинга на 14 турбоагрегатах различных типов мощностью от 50 до 500 МВт ряда ТЭС (Южная ТЭЦ Ленэнерго, Рефтинская ГРЭС, Белоярская АЭС, ТЭЦ-14 Пермьэнерго, Нижне-Туринская ГРЭС, Ново-Свердловская ТЭЦ);
- технология предотвращения протечек масла внедрена более чем на 20 турбоагрегатах различных типов мощностью от 6 до 500 МВт ряда ТЭС (Среднеуральская ГРЭС, Рефтинская ГРЭС, Ново-Свердловская ТЭЦ, Серовская ГРЭС, Первоуральская ТЭЦ); применение данной технологии внесено ЗАО УТЗ в заводскую документацию ряда новых турбин;
- апробирован комплексный подход к мониторингу и нормализации работы системы тепловых расширений на 5 турбоагрегатах мощностью 100 и 300 МВт различных типов и различных заводов-изготовителей, которые работают на Рефтинской ГРЭС, Среднеуральской ГРЭС, Ново-Свердловской ТЭЦ.

На защиту выносятся:

- концепция комплексной системы повышения надежности ПТУ;
- методика комплексного анализа надежности оборудования ПТУ и результаты исследования повреждаемости ПТУ в целом и ее элементов;

- результаты обобщения информации по диагностическим признакам различных дефектов узлов турбин и турбинного оборудования;
- методы и технологии повышения надежности узлов турбин и турбинного оборудования в условиях эксплуатации с использованием поверхностно-активных веществ на основе эпилама;
- модели для оценки взаимодействия элементов системы тепловых расширений паровых турбин при возникновении разности температур на фланцах цилиндра и результаты исследований эффективности применения методов нормализации тепловых расширений турбин;
- модели оценки состояния теплообменных аппаратов ПТУ;
- результаты исследований и рекомендации по совершенствованию системы ремонта оборудования ПТУ в условиях эксплуатации.

Личный вклад автора состоит: в сборе, анализе и обобщении статистических материалов по надежности оборудования ПТУ; разработке концепции комплексной системы повышения надежности паротурбинной установки и методики комплексного анализа надежности оборудования ПТУ; постановке задач исследования и непосредственном участии в проведении работ по нормализации тепловых расширений турбин и анализе их результатов; исследовании причин повреждения узлов турбин; разработке и апробации методов повышения надежности работы систем парораспределения; отработке методов повышения надежности эксплуатации подшипниковых узлов; сборе, анализе и обобщении информации по вибрационному проявлению различных дефектов узлов турбин; непосредственном участии в разработке основных положений комплексной системы мониторинга паротурбинной установки и параметров состояния для модулей мониторинга отдельных элементов ПТУ; разработке рекомендаций по совершенствованию ремонта оборудования ПТУ; обобщении результатов исследования и формулировке рекомендаций для инженерной практики по совершенствованию турбин.

Апробация работы. Основные материалы диссертационной работы обсуждены и доложены: на международной научно-технической конференции «Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов» (Змиев, 1994), «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (Змиев, 1997, 2000), на Первой научно-технической конференции Регионального Уральского отделения Академии инженерных наук

РФ «Наука и инженерное творчество XXI века» (Екатеринбург, 1995), на I, II, III, IV, V, VI Международных научно-практических конференциях: «Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта» (Екатеринбург, 1995, 1999); «Внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта» (Екатеринбург, 2002, 2004, 2007, 2009), на «Совещании по повышению надежности работы систем автоматического регулирования паровых турбин» (Екатеринбург, 2003), III Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы энергетики» (Екатеринбург, 2007), Международной научно-практической конференции «Перспективы развития технических наук» (Челябинск, 2015).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 63 печатных работах (из них 25 относятся к изданиям, рекомендуемым ВАК для опубликования результатов при защите докторских диссертаций), в том числе четырех учебных пособиях, справочнике, монографии, двух патентах на изобретение и двух патентах на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 8 глав, заключения, библиографического списка из 347 наименований. Весь материал изложен на 407 страницах, содержит 92 рисунка, 30 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выбранной темы, сформулированы цель и задачи исследования, отражены научная новизна и практическая значимость полученных результатов, приведены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе проведен аналитический обзор литературных источников, которые посвящены: основным направлениям совершенствования системы ремонтного обслуживания оборудования ТЭС, методам сбора и анализа информации по надежности работы паротурбинных установок, анализу методов повышения надежности элементов турбин и оборудования ПТУ, анализу мероприятий по нормализации работы системы тепловых расширений турбин, анализу основных задач и направлений работ по мониторингу и диагностике оборудования паротурбинной установки.

Исходя из проведенного анализа литературных данных и поставленной цели исследования, сформулированы основные задачи исследования.

Во второй главе представлены результаты разработки концепции комплексной системы повышения надежности ПТУ в условиях эксплуатации.

На основе выполненных исследований надежности работы паротурбинных установок в процессе эксплуатации и ремонта, а также на основе анализа опыта апробации и реализации различных мероприятий, направленных на повышение надежности оборудования ПТУ, автором разработаны основные положения концепции комплексного подхода к повышению надежности состояния ПТУ в условиях эксплуатации. Основные работы, выполняемые при реализации комплексного подхода, представлены на схеме (рис. 1).

В рамках концепции разработаны основы комплексного подхода к сбору и обработке информации по надежности работы оборудования ПТУ. В соответствии с предложенным подходом анализ надежности строится на информации о повреждениях, вызвавших отказы оборудования, повреждениях, выявляемых при выполнении плановых ремонтов оборудования, а также на данных о неполадках в работе оборудования, проявившихся в процессе эксплуатации ПТУ. *В качестве исходной информации использованы акты отказов оборудования, ремонтная документация, отчетная эксплуатационная документация, а также информация, полученная методом экспертных оценок от технических специалистов электростанций.*

Такой подход дал возможность получения качественных данных по различным аспектам надежности работы оборудования ПТУ. Апробация предложенного комплексного подхода к анализу надежности основного и вспомогательного оборудования ТЭС выполнена на 30 ПТУ мощностью от 100 до 300 МВт 7 электростанций РФ.

На основе комплексного подхода к анализу повреждаемости оборудования ПТУ автором разработана методика определения основных элементов, лимитирующих надежность конкретного агрегата, на основе статистического анализа данных эксплуатации ПТУ. Основные положения методики представлены ниже:

Шаг 1 — определение показателей надежности конкретного оборудования и сравнение с аналогичными показателями подобного оборудования.



Рис. 1. Схема реализации комплексного подхода к повышению надежности оборудования

Шаг 2 — анализ распределения повреждаемости всей группы оборудования (например, всех турбин) по повреждаемым узлам и деталям.

Шаг 3 — анализ распределения повреждаемости конкретного типа оборудования (например, конкретного типоразмера турбин) по повреждаемым узлам и деталям.

Шаг 4 — анализ распределения повреждаемости конкретного агрегата.

Шаг 5 — анализ основных факторов, влияющих на повреждаемость конкретных деталей и узлов оборудования.

Шаг 6 — анализ конструктивных особенностей узлов и деталей, имеющих наиболее низкую надежность у отдельных типоразмеров оборудования.

На рис. 2 представлены показатели надежности, определяемые на каждом шаге анализа, выполняемого согласно предложенной методике.



Рис. 2. Структура анализа показателей надежности оборудования ПТУ

Для повышения надежности оборудования, отработавшего длительный (более 20 лет) период, предложено выполнить анализ и в ряде случаев экспериментальную проверку возможности применения конструктивных и технологических

решений, используемых в оборудовании, производимом в настоящее время, а также технологий, используемых в других отраслях науки и техники, для устранения аналогичных проблем.

Предложено определять приоритетные направления повышения надежности оборудования, используя анализ повреждаемости узлов и оборудования ПТУ. В тех случаях, когда у одной и той же установки выявлен ряд узлов, лимитирующих надежность, приоритетность выполнения работ по ним должна определяться технико-экономическим анализом. Предложено в качестве критерия при определении приоритетных направлений повышения надежности оборудования применять удельную величину затрат на повышение общей надежности оборудования ПТУ в целом.

Комплексный подход к повышению надежности для ряда узлов оборудования, лимитирующих его надежность, в качестве основного мероприятия предусматривает разработку и реализацию системы мониторинга состояния в процессе эксплуатации, предназначенной для выявления аномалий в работе оборудования ПТУ на стадии, когда эти аномалии еще не могут дать значительного ущерба. Разработана концепция комплексной системы мониторинга состояния оборудования ПТУ, позволяющая на основе единых принципов разрабатывать модули мониторинга для узлов турбины и вспомогательного оборудования турбоустановки.

В третьей главе представлены результаты исследования приоритетных направлений повышения надежности работы турбин и турбинного оборудования, полученные на основе статистического анализа данных эксплуатации и ремонта ПТУ.

Были обобщены статистические данные о причинах отказов более чем по 300 энергоблокам мощностью от 200 до 800 МВт: 16 % отказов энергоблоков связано с отказами турбин, 8,6 % – вспомогательного оборудования паротурбинных установок, 8,1 % – арматуры и 2,1 % – трубопроводов.

Собраны статистические данные и на их основе выполнен анализ причин отказов турбин и турбинного оборудования более чем по 800 паротурбинным установкам мощностью от 100 до 800 МВт разных типов и разных заводов-изготовителей более чем за 25-летний период эксплуатации. При анализе отказов турбин они объединялись в выборки по элементам, вызвавшим отказ: проточная

часть, система парораспределения, система регулирования, подшипники; масло-система, трубопроводы и арматура, прочие элементы. Результаты проверки статистической однородности массивов исходных данных за два периода – до 1991 г. и после – показали, что собранная информация статистически однородна. Это позволило использовать весь объем полученной информации и построить функции плотности распределения характеристик отказов элементов турбин.

Количественная оценка показателей надежности и построение функций плотности распределения характеристик отказов элементов турбин выполнена методом ядерной оценки. Анализ показателей надежности выполнялся по всем турбинам в целом и отдельно по каждому типу турбины. Выполнялась оценка по двум показателям: удельное число отказов узла на одну турбину данного типа в год (показатель безотказности) и среднее время восстановления из-за повреждения этого узла (показатель ремонтпригодности).

Установлено, что доля отказов и доля времени восстановления из-за повреждений каждого элемента практически для всех типов турбин имеют близкие значения: разброс значений по отказам составляет от 5 до 15 % (рис. 3).

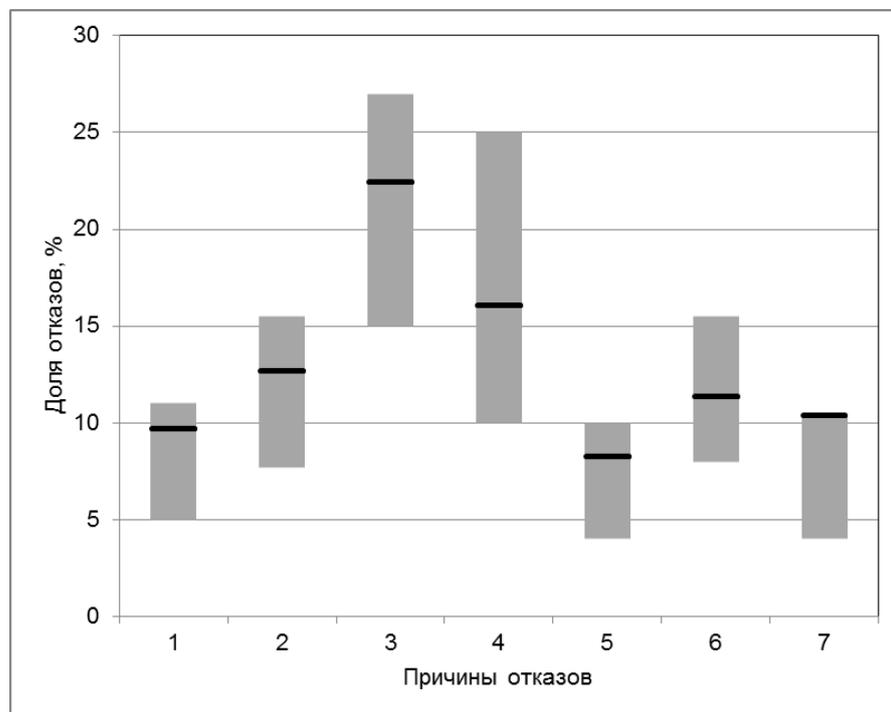


Рис. 3. Распределение отказов и времени восстановления турбин по причинам: 1 — повреждения проточной части; 2 — повреждения систем парораспределения; 3 — повреждения систем регулирования; 4 — повреждения подшипников; 5 — повреждения маслосистем; 6 — повреждения трубопроводов и арматуры; 7 — прочее

Отклонения показателей повреждаемости элементов отдельных типов турбин от общего распределения указывает, по мнению автора, на необходимость анализа причин этих отклонений и по его результатам совершенствования методов ремонта этих турбин, разработки и реализации комплекса эксплуатационных и реконструктивных мероприятий.

На основе собранной информации обобщены данные о характерных повреждениях элементов турбин, их причинах, а также об изменениях в состоянии оборудования, которые наблюдаются при этих повреждениях.

По *проточной части турбин* показано, что наибольшее число повреждений элементов приходится на долю рабочих лопаток (48 %); повреждаемость вала ротора составляет 17 %, при этом 75 % повреждений вала ротора — это прогиб вала. Установлено, что 62 % случаев повреждений элементов проточной части вызывает изменение вибрационного состояния турбины.

По *системе парораспределения турбин* показано, что 38 % отказов этого узла происходит из-за повреждений в механизме парораспределения; 68 % этих повреждений вызвано заклиниванием опорных подшипников кулачкового распределительного вала и, как следствие, разрушения сепаратора подшипника.

По *системе регулирования турбин* показано, что практически все ее элементы имеют значительное количество повреждений, при этом 33 % повреждений вызваны механическим износом, а 17 % — наличием механических примесей в масле.

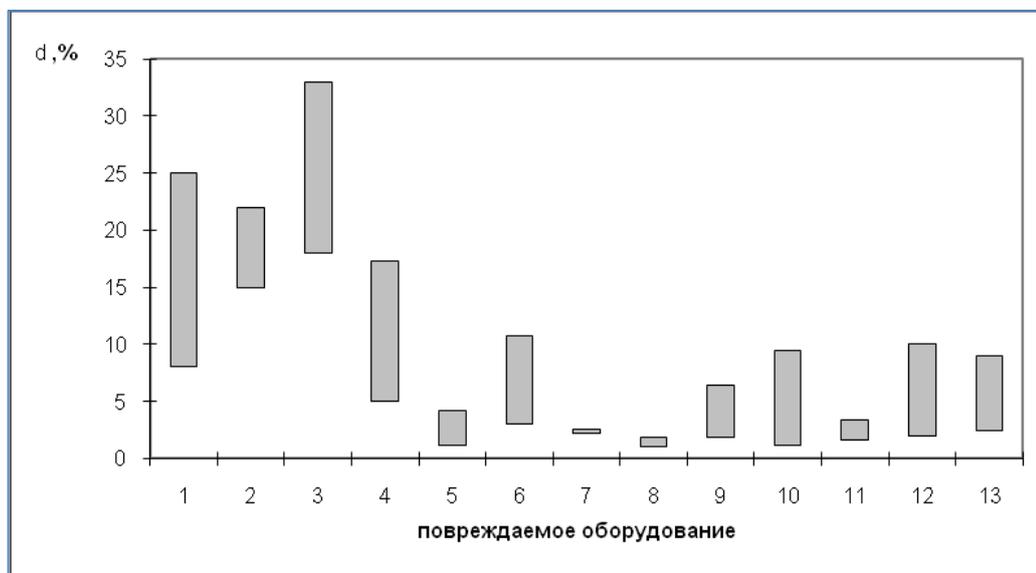
По *опорным подшипникам турбин* показано, что при 50 % повреждений этого узла происходит изменение вибросостояния подшипников, при 22 % повреждений — повышение температуры баббита и при 13 % — течь масла.

По *упорным подшипникам турбин* показано, что характерными признаками повреждений являются увеличение осевого сдвига ротора (64 %), уровня вибрации подшипника (12 %), повышение температуры баббита колодок (18 %).

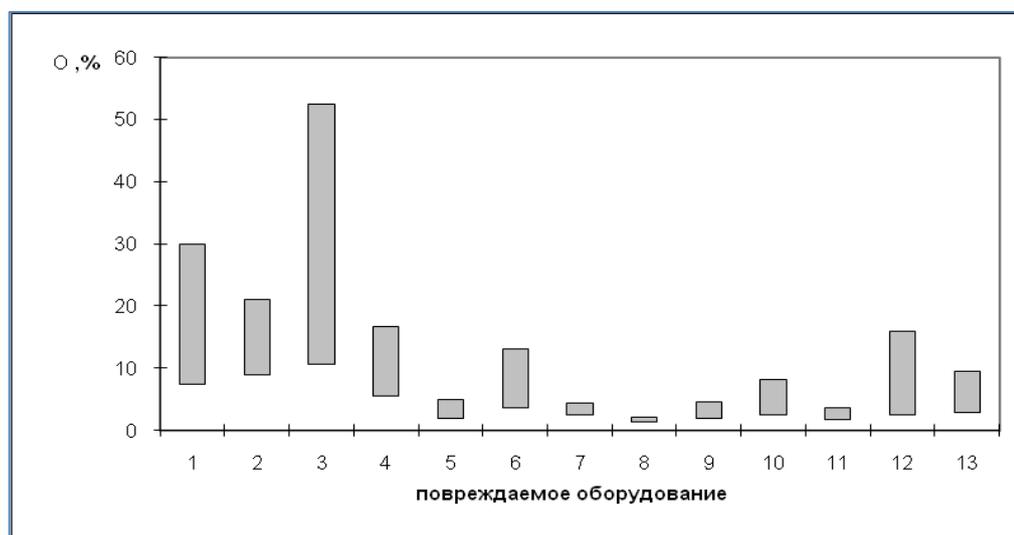
По результатам анализа актов отказов, а также данных, полученных методом экспертных оценок, показано, что для ряда турбин до 30 % неплановых остановов вызваны их неудовлетворительным вибросостоянием.

Результаты статистического анализа показателей надежности оборудования показали, что значительное число остановов ПТУ происходит из-за отказов

вспомогательного оборудования турбоустановки (рис. 4). Среди вспомогательного оборудования энергоблоков наибольшее количество отказов и время восстановления приходится на долю питательных насосов (ухудшение вибрационного состояния, заклинивание насоса, износ уплотнений) и конденсаторов (загрязнение трубок, нарушение водяной герметичности), а на станциях с поперечными связями происходит большое коли-



а



б

Рис. 4. Отказы вспомогательного оборудования: *а* — распределение отказов вспомогательного оборудования турбоустановок; *б* — доля отказов вспомогательного оборудования, вызывающая остановки турбин: 1 — конденсаторы; 2 — питательные электронасосы; 3 — питательные турбонасосы; 4 — подогреватели высокого давления; 5 — подогреватели низкого давления; 6 — сальниковые подогреватели; 7 — эжекторы; 8 — деаэраторы; 9 — циркуляционные насосы; 10 — конденсатные насосы; 11 — бустерные насосы; 12 — арматура; 13 — трубопроводы

чество отказов конденсатных насосов (подсос воздуха в подводящем трубопроводе, износ уплотнений рабочих колес, заедание в подшипниках, нарушение центровки, износ вкладыша подшипника и т. п.).

Установлены наиболее повреждаемые элементы насосного оборудования и характерные причины: у *циркуляционных насосов* — подшипники (54,2 %), проточная часть (до 16,7 %); у *конденсатных насосов* распределение отказов качественно совпадает с данными по циркуляционным насосам; у *питательных насосов* 14 % отказов связано с повреждениями арматуры и трубопроводов в пределах насосной установки (заклинивание обратных клапанов, повреждения сальников задвижек, обрывы трубопроводов и т.п.), 7 % вызваны повреждениями подшипников, а 18,6 % отказов — дефектами изготовления, монтажа и ремонта.

Исследования отказов теплообменного оборудования, установленного в схемах более 150 паровых турбин, которые привели их к аварийным остановам, показали следующее:

1) для многих теплообменных аппаратов ПТУ (в особенности для подогревателей сетевой воды) характерна меньшая реальная наработка их трубных систем до исчерпания ресурса по сравнению с нормативными сроками службы;

2) теплообменные аппараты ПТУ, работающие с теплоносителями более высоких параметров (давление и температура), имеют меньший срок службы по сравнению с аппаратами, работающими с низкими параметрами;

3) теплообменные аппараты ПТУ, работающие в переменных режимах, имеют меньшую долговечность по сравнению с аппаратами, установленными в схемах ПТУ, эксплуатируемых преимущественно в базовом режиме.

Представлены данные об основных причинах повреждаемости теплообменных аппаратов, работающих во всех схемах ПТУ.

На основе анализа ремонтной документации 39 турбин типа Т-100-130, Т-175/210-130 ЗАО УТЗ, К-100-90, К-200-130, Т-180/210-130 ОАО ЛМЗ, эксплуатирующихся на 7 ТЭС, сформулированы *перечни дефектов, выявленных в процессе ремонтов турбин и вспомогательного турбинного оборудования*. По результатам обобщения полученных при анализе данных показано, что наибольшее количество дефектов фиксируется в процессе ремонта проточной части турбин, большое количество дефектов (до 30 %) обнаружено при ремонте узлов парорас-

пределения; дефекты узлов системы регулирования в процессе капитального ремонта встречаются редко (порядка 8 % случаев) и в основном те, которые требуют большого объема восстановительных работ и соответственно не могут быть устранены в текущие и средние ремонты; дефекты подшипников составляют не более 5 % всех обнаруженных дефектов.

В результате сравнительного анализа распределения выявляемых во время капитального ремонта дефектов основных узлов 10 однотипных турбин (на примере Т-100/110-130 ЗАО УТЗ), работающих на трех ТЭЦ, установлено, что оно (распределение дефектов) имеет качественно одинаковый характер. Это позволило считать, что выявленные дефекты являются наиболее характерными для данного типа турбин. Установлено, что количество повреждений, явившихся причиной отказов при эксплуатации, составляет менее 3 % дефектов, выявленных во время ремонтов. Таким образом, большинство дефектов, выявляемых во время плановых ремонтов, не являются критичными и либо вообще не проявляются в процессе эксплуатации, либо влияют на экономичность турбины и другие показатели, которые выявляются специальными испытаниями ПТУ.

На основе анализа ремонтной документации по вспомогательному оборудованию ПТУ выполнено обобщение наиболее характерных дефектов оборудования и работ, проводимых для их устранения. Показано, что повреждения трубопроводов и арматуры для разных турбоустановок вызывают от 4 до 15 % общего числа отказов, при этом повреждения арматуры составляют 10 % повреждений вспомогательного оборудования, арматуры — соответственно 12 %.

По результатам *исследования повреждаемости арматуры* технологических подсистем 19 энергоблоков на сверхкритические параметры пара мощностью от 300 до 800 МВт Рефтинской ГРЭС, Среднеуральской ГРЭС и Сургутской ГРЭС-2 на основе анализа ремонтной документации за период от 5 до 17 лет и экспертной оценки эксплуатационным персоналом показано, что объемы ремонта арматуры не зависят от типа ремонта блока (капитальный, средний или текущий). Показано, что и для энергоблоков, и для станций с поперечными связями наибольшее количество повреждений имеют клапаны (обратные — 22 % и отсечные — 21 %); наибольшее время требуется для ремонта задвижек — 39 % общего времени восстановления всей арматуры.

Выявлено, что наибольшее количество дефектов арматуры связаны с протечками вдоль штока через сальники, а также с повреждениями самих штоков и затворов.

На основе *анализа повреждаемости трубопроводов* турбоустановок энергоблоков, выполненного за 10-летний период, показано, что наибольшее количество повреждений происходит на трубопроводах промперегрева.

Предложенная методика комплексного статистического анализа надежности работы турбин и вспомогательного турбинного оборудования в различных условиях эксплуатации позволила *определить критические* (наиболее повреждаемые) *элементы, лимитирующие надежность ПТУ*: системы регулирования и парораспределения, подшипники и система тепловых расширений турбин, трубные пучки теплообменных аппаратов. Показано, что реализация мероприятий по устранению выявленных причин повреждений позволит снизить общее количество отказов турбин: реконструкция систем регулирования — на 15–20 %, реализация систем вибромониторинга, осуществляющего непрерывный контроль за состоянием подшипников, — на 2,0–5,0 %, разработка мероприятий по предотвращению течи масла из подшипников турбин — на 0,5–1,0 %, устранение причин заклинивания механизма парораспределения — на 1,8–4,2 %. Определено, что для повышения надежности вспомогательного оборудования ПТУ приоритетной является задача оптимизации срока замены трубных пучков теплообменных аппаратов, а также повышение надежности арматуры (это позволит снизить количество unplanned остановов турбоустановок на 16 %).

В четвертой главе представлены результаты разработки и реализации методов повышения надежности работы и снижения затрат на ремонт систем парораспределения и автоматического регулирования турбин в условиях эксплуатации.

На основе анализа причин unplanned остановов 25 турбин мощностью от 6 до 50 МВт, работающих на 5 электростанциях, и анализа отчетной документации по устранению выявленных дефектов определено, что главной причиной unplanned остановов являются дефекты гидродинамических систем автоматического регулирования и защит (САРиЗ), возникающие вследствие износа элементов; при этом остановки оборудования, вызванные износом деталей в системе регулирова-

ния турбины, носят длительный характер и, как правило, повторяются многократно. Для турбин малой мощности, имеющих высокий износ гидродинамических систем регулирования, обоснована целесообразность замены ремонта этих систем на реконструкцию с переходом на микропроцессорные электрогидравлические системы. Показано, что окупаемость реконструкции происходит в короткие сроки (менее года).

На основе расчета системы регулирования частоты вращения паровой противодавленческой турбины (типа Р) малой мощности по обобщенным моделям показано, что при переходе к ЭГСР (рис. 5) повышается степень затухания колебаний (примерно с 47 до 90 %), что приводит к повышению надежности за счет снижения колебательности и, как следствие, снижения износа механогидравлической части САР.

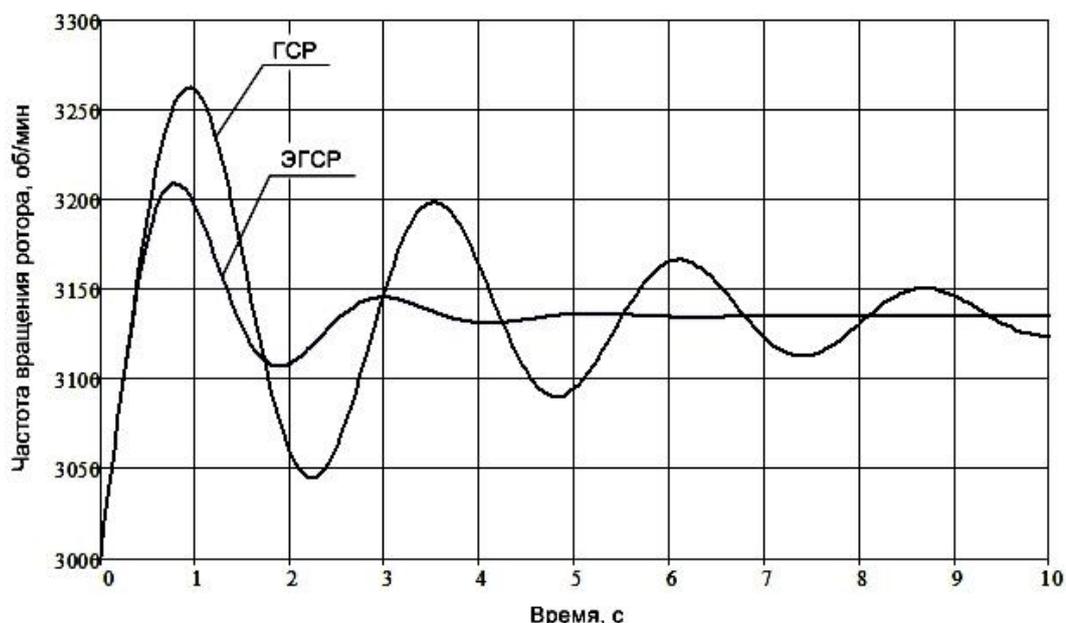


Рис. 5. Переходные процессы повышения частоты вращения при сбросе нагрузки в гидромеханической и электрогидравлической системах регулирования

Обосновано, что при реконструкции систем регулирования и защиты турбин с переходом на микропроцессорные электрогидравлические создается возможность реализации в составе комплексной системы мониторинга ПТУ модуля мониторинга и диагностики САРиЗ. В этом случае все элементы импульсной части (датчики, регуляторы) и электрогидравлические преобразователи контролируются в электрической части, а для диагностики состояния САРиЗ турбины в целом требуется дополнительно обеспечить контроль исполнительных механизмов

(сервомоторов) и элементов парораспределения. Сформулированы необходимые для создания модуля мониторинга САРиЗ параметры: параметры качества, условие работоспособности системы регулирования турбины, параметры состояния и параметры процесса.

Исследование причин повреждаемости элементов систем парораспределения турбин Т-100-130 ЗАО УТЗ и ее модификаций показало, что большинство отказов этих турбин вызвано повреждениями кулачкового механизма парораспределения. При этом наиболее распространенной причиной отказов является заклинивание опорных подшипников и, как следствие, разрушение их сепараторов. Повреждение происходит по следующему механизму: при работе турбины с неизменной нагрузкой из-за повышенных температур воздуха в зоне кулачкового механизма происходит спекание (пригар) консистентной смазки между сепаратором и роликами подшипника и заклинивание подшипника; при необходимости изменения нагрузки турбины сервомотор пытается повернуть шестерню, образовавшийся в подшипнике пригар не позволяет сепаратору переместиться, и в подшипнике возникает усилие, которое приводит к повреждению сепаратора.

По результатам исследования применимости поверхностно-активных веществ на основе эпилама в качестве смазки опорных подшипников парораспределения фторсодержащих разработана, апробирована и защищена авторским свидетельством специальная технология нанесения раствора эпилама на поверхности трения в подшипнике качения, обеспечивающая полную обработку сепаратора и роликов подшипника; при этом обеспечивается упрочнение их поверхности, придание ей антикоррозионных и антифрикционных свойств. Результаты применения этой технологии на четырех турбинах Т-100-130 Среднеуральской ГРЭС и Ново-Свердловской ТЭЦ, а также на турбине Т-88-90 (К-100-90 ЛМЗ) Нижнетуринской ГРЭС показали, что обработанные комплекты подшипников отработали без повреждений плановый межремонтный период, который составил для разных турбин от 5 до 7 лет (аналогичные подшипники без обработки работали от 6 до 8 месяцев).

В пятой главе представлены результаты разработки и реализации методов повышения надежности работы и снижения затрат на ремонт системы «ротор – подшипники».

По результатам исследования статистического материала по повреждениям подшипников турбин различной мощности *выполнено обобщение видов и причин повреждений баббитовой заливки* отдельно для вкладышей опорных подшипников и колодок упорных подшипников. Подтверждено, что в процессе нормальной работы турбоагрегатов происходит сравнительно малое число повреждений подшипников, а дефекты, вызываемые износом баббитовой заливки (натиры, задиры, натяги, отслоение, выкрашивание, подплавление и др.), возникают в основном при малых скоростях скольжения в режимах «смешанной» и граничной смазки.

Для предотвращения повреждений шеек валопровода при возникновении аварийных ситуаций, связанных с недостаточным поступлением масла на смазку и уменьшения затрат на ремонт, предложена конструкция вкладыша, имеющая два слоя антифрикционного материала (рис. 6).

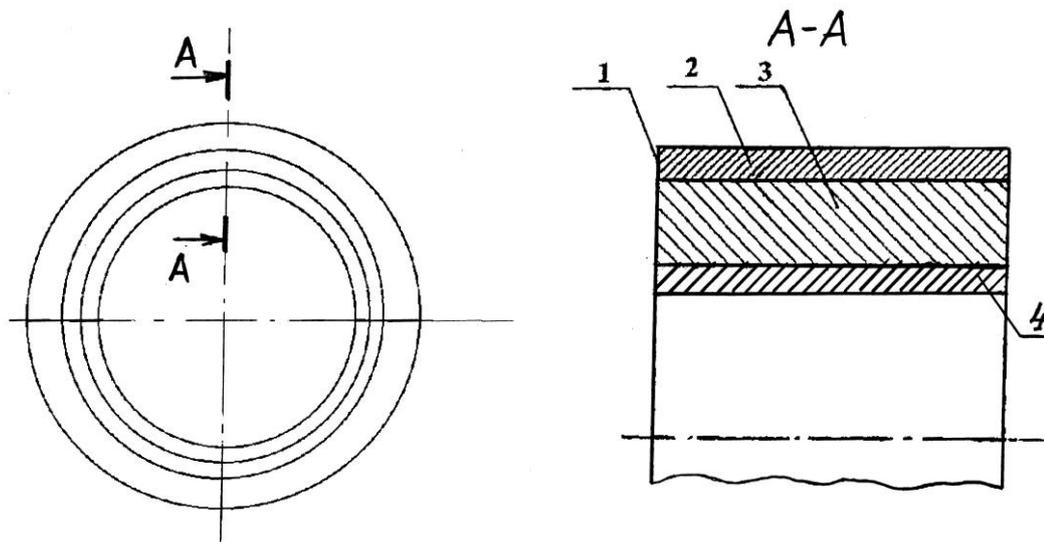


Рис. 6. Вкладыш радиального подшипника скольжения турбины: 1 – вкладыш подшипника, 2 – металлический вкладыш, 3 – слой композиционного антифрикционного материала, 4 – слой баббита

Конструкция предусматривает выполнение на стальном основании вкладыша подшипника слоя антифрикционного композиционного материала, состоящего из спеченных порошков на основе меди, на который, в свою очередь, нано-

сится рабочий антифрикционный слой из баббита, толщина которого сопоставима с радиальными зазорами между ротором и статором. В качестве антифрикционного композиционного материала предложено применять биметалл сталь-бронзографит типа «Романит-Н», который допускает работу при температуре до 700 °С. В предложенной конструкции вкладыша в условиях нормальной эксплуатации, с достаточным количеством смазочного масла, шейки валопровода контактируют с рабочим антифрикционным слоем из баббита. При возникновении аварийной ситуации с расплавлением баббита шейка вала вступает в контакт со слоем из композиционного антифрикционного материала.

В результате обобщения опыта реализации систем вибрационного мониторинга турбин разных типов и мощности предложены методические основы создания подсистемы мониторинга вибрационного состояния турбины как одного из модулей комплексной системы мониторинга с учетом специфики контролируемых параметров.

На основе результатов анализа и обобщения дефектов вибрационного состояния турбины показано, что при создании модуля мониторинга целесообразно разделить все дефекты на дефекты, привнесенные в процессе ремонта турбины, и дефекты, возникающие в процессе длительной эксплуатации. Выполнена разработка двух режимов работы модуля вибромониторинга: диагностика вибросостояния турбоагрегата после ремонта (осуществляется на основе анализа состояния агрегата в процессе пусковых операций и нагружения); эксплуатационная диагностика (осуществляется на основе анализа изменения в процессе эксплуатации турбоагрегата его вибрационных характеристик во времени и от режимов работы агрегата).

Представлены результаты обобщения на основе литературных источников, собственных исследований автора, а также информации от экспертов, диагностических признаков для дефектов роторов, подшипников и других узлов турбоагрегата, которые вызывают изменение его вибрационного состояния. По результатам выполненного обобщения сформирован и структурирован список из 34 дефектов и относящихся к ним 104 диагностических признаков, при этом 59 признаков относятся к двум и более дефектам одновременно, а 45 признаков являются уникальными и могут проявляться только при конкретном дефекте.

На основе анализа всех диагностических признаков, относящихся к 34 дефектам, определены параметры состояния и параметры процесса, которые должны контролироваться в подсистеме вибромониторинга, а также перечень зависимостей параметров состояния от параметров процесса, наличие которых является свидетельством возникновения отклонений в вибрационном состоянии турбоагрегата.

Предложена методика автоматизации процесса поиска дефекта в подсистеме мониторинга вибрационного состояния турбоагрегата. Все признаки структурированы по следующим группам: определяемые по выходу измеряемого параметра за фиксированные, как правило, нормируемые границы (группа граничных признаков); определяемые при появлении ненаблюдаемого ранее фактора (группа факторных признаков); определяемые по наличию связи между вибрационными параметрами и параметрами технологического процесса (группа корреляционных признаков).

Для группы корреляционных параметров предложена методика, основанная на корреляционно-регрессионном анализе многофакторной зависимости между изменением параметров вибрации и режимных параметров.

Предложено проводить оценку корреляционной связи по формуле коэффициента множественной корреляции

$$R(V_i, \Pi_1, \Pi_2 \dots \Pi_n) = \sqrt{\sum_{j=1}^n \beta_j \cdot r(V_i, \Pi_j)} \quad (1)$$

здесь β_j – коэффициенты регрессии в функции $V_i = f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_n)$, описывающей связь между вибрационными параметрами V_i и параметрами технологического процесса Π_j , а $r(V_i, \Pi_j)$ – парный коэффициент корреляции между вибрационным и технологическим параметром.

Работа системы автоматизации диагностирования повреждений в части анализа группы корреляционных параметров заключается в периодическом вычислении коэффициента множественной корреляции по формуле (1) и сравнения полученного значения с ранее вычисленной величиной коэффициента корреляции.

Представлены результаты исследования по устранению протечек масла из подшипников вдоль вала.

Представлены результаты исследований, выполненных автором совместно с рядом научно-исследовательских организаций по подбору состава вещества, обладающего способностью изменять смачиваемость поверхности вала таким обра-

зом, что масляная пленка преобразуется в отдельные капли (рис. 7), которые под действием центробежной силы отрываются от поверхности в зону уплотнений, не попадая по валу за пределы подшипника. По результатам анализа и исследования выбран раствор фторсодержащих поверхностно-активных веществ (ПАВ) на основе эпилама «Эфрен-1». Разработана специальная технология нанесения раствора ПАВ для придания олеофобных свойств шейкам роторов турбин и предотвращения протечек масла из подшипников вдоль вала.

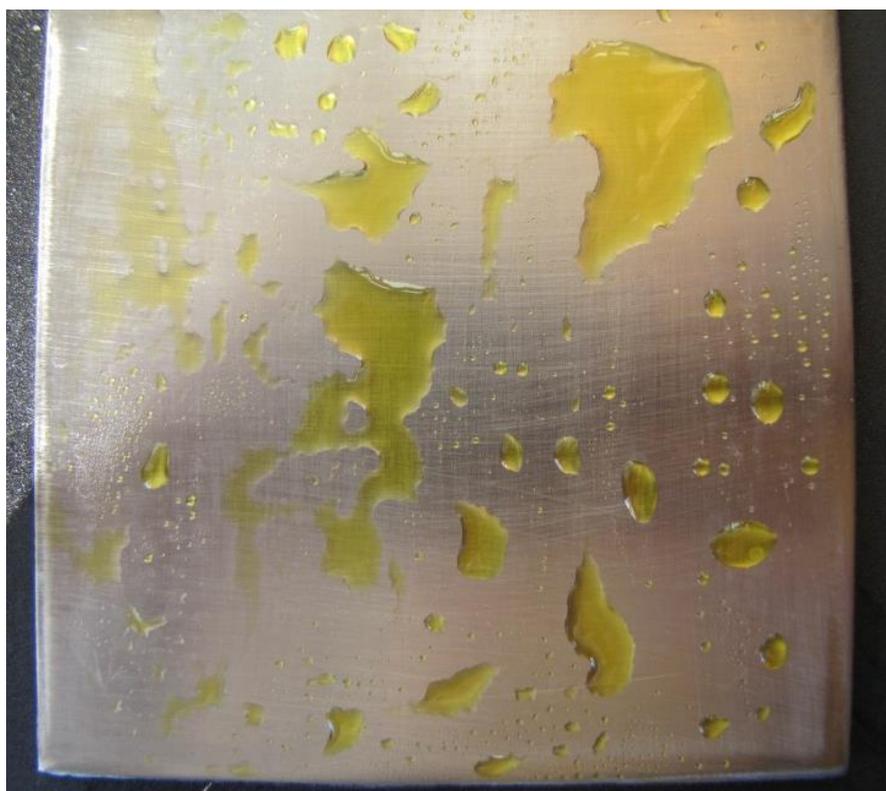


Рис. 7. Образование капель масла на обработанной раствором ПАВ поверхности образца

В результате выполненного исследования установлено, что качество обработки и стойкость нанесенного покрытия зависят в основном от качества подготовки поверхности. В связи с этим в технологии предусмотрено несколько этапов обезжиривания, для каждого этапа обезжиривания подобраны растворители, позволяющие в результате комплексной обработки удалить все возможные отложения. Исследованы и определены критерии применимости данной технологии, оптимальные зоны нанесения покрытия для подшипников различных типоразмеров турбин, определены расходы растворителей и ПАВ.

Апробация и отработка методики предотвращения протечек масла проводились в условиях эксплуатации на роторах 20 турбин мощностью от 16 до 500 МВт

электростанций Уральского региона и на роторах вспомогательного турбинного и котельного оборудования (дымососа, воздухоудувки, питательных турбо- и электронасосов).

Разработанная в рамках настоящего исследования методика предотвращения протечек масла вдоль вала из подшипников турбины путем обработки вала составом ПАВ на основе эпилама реализована ЗАО УТЗ более чем на 30 турбинах и внесена в заводскую документацию турбин типа Т-63/76-8,8, Т-60/65-130-2М, Т-120/130-130.

В **шестой главе** представлены результаты разработки методов повышения надежности работы систем тепловых расширений турбин. Расчетно-экспериментальные исследования и апробация разработанных методов проводились в условиях эксплуатации двух турбин К-300-240-2 ХТЗ Рефтинской ГРЭС, двух турбин Т-100/110-130 ЗАО УТЗ Ново-Свердловской ТЭЦ, трех турбин Т-175/210-130 ЗАО УТЗ Омской ТЭЦ-5, турбины К-300-240 ЛМЗ Среднеуральской ГРЭС при сохранении проектных схем организации систем тепловых расширений и при различных их модернизациях.

Целью исследования было определение причин, вызывающих отклонения от нормальной работы системы тепловых расширений для конкретных типов турбин, оценка эффективности различных мероприятий по устранению этих причин, а также отработка методики, позволяющей контролировать все необходимые параметры, характеризующие работу системы.

По результатам исследования эффективности регламентных мероприятий, рекомендованных в РД 34-30-506-90, для снижения сил трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников турбин, выполненного в процессе эксплуатации и ремонта трех турбин Т-175/210-130 (Т-185/220-130) в условиях Омской ТЭЦ-5 за 10-летний период, показано, что реализация регламентных мероприятий (очистка скользящих поверхностей, нанесение сухого чешуйчатого графита на поверхности скольжения корпуса подшипника, корректировка нагрузок от цилиндров на опоры путем шабровки опорных поверхностей лап цилиндров) позволяет нормализовать величину тепловых расширений корпусов цилиндров, но дает

лишь временный результат. Так, за 5 лет эксплуатации суммарная величина теплового расширения турбоагрегата ст.№4 уменьшилось с 23,4 до 19,5 мм. Зафиксировано, что нарушения в системе тепловых расширений цилиндров появляются по мере загрязнения поверхностей.

В развитие методов, предложенных в РД 34-30-506-90, апробированы ряд новых методов.

По результатам исследования в процессе эксплуатации (~5 лет) турбины Т-175/210-130, у которой на поверхности скольжения корпусов подшипников были установлены опорные пластины (рис. 8) из композиционного антифрикционного материала — биметалл стальбронзографит (коэффициент трения от 0,03 до 0,05; износ при нагрузке до 100 кг/см² от 0,5 до 5 мкм/км), показана высокая эффективность (рис. 9) и долговечность эффекта применения пластин для снижения сил трения и улучшения процесса тепловых расширений турбины.

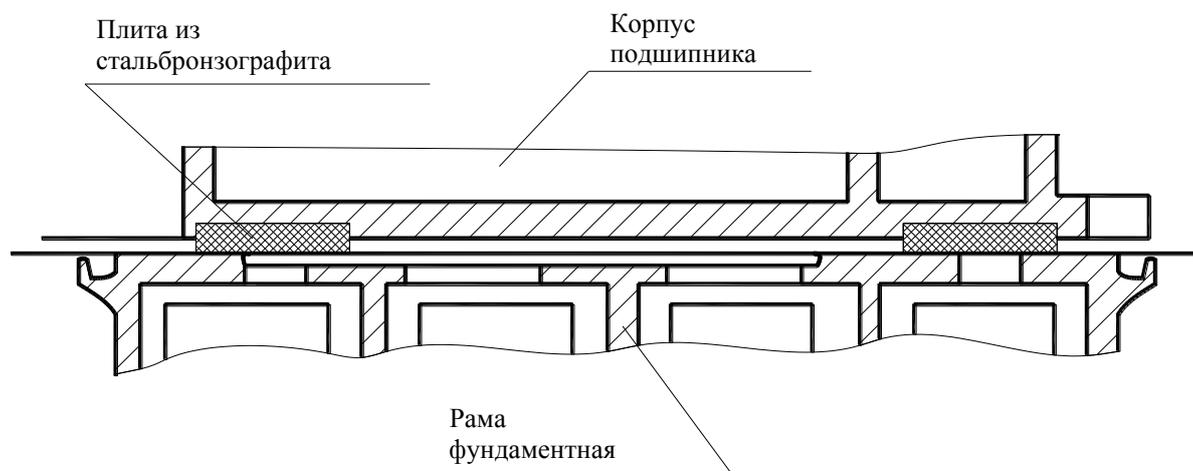


Рис. 8. Пример установки на поверхность скольжения корпуса подшипника опорных пластин из стальбронзографита

Представлены результаты исследования эффективности реконструкции узла «паз–поперечная шпонка», проведенного на турбинах К-300-240 ХТЗ Рефтинской ГРЭС, К-300-240 ЛМЗ Среднеуральской ГРЭС, Т-175-130 ЗАО УТЗ Омской ТЭЦ-5, Т-110/120-130 ЗАО УТЗ Ново-Свердловской ТЭЦ.

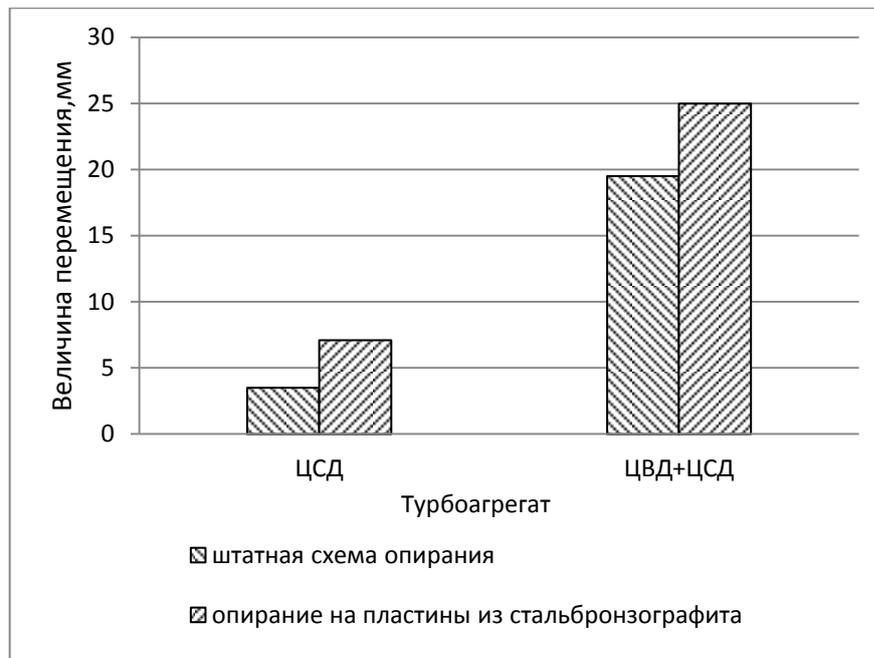


Рис. 9. Эффект от применения биметалла стальбронзографит в качестве композитного материала для снижения трения на поверхности скольжения корпуса подшипника №2 Т-185/220-130 ЗАО УТЗ

На основании выполненного обобщения результатов исследований на разных типах турбин установлено, что в штатных призматических поперечных шпонках гарантированно происходит заклинивание в паре «паз–зуб шпонки» с последующим пластическим деформированием элементов сочленения.

Показано, что на турбинах, имеющих поворотные поперечные шпонки, допускающие свободу значительных угловых взаимных перемещений «крыльев» корпуса подшипника и лап цилиндров, обеспечивается нормальная работа системы тепловых расширений.

На основе анализа величины разворота «крыльев» стула и лап показано, что для исследованных типов турбин применение вместо штатных призматических шпонок ромбовидных поперечных шпонок является неэффективным, так как не позволит исключить защемлений и пластических деформаций в узлах сочленения полностью. На рис. 10 в качестве примера представлены результаты определения величин суммарных разворотов лап цилиндров и «крыльев» корпуса подшипника №2 при пуске из холодного состояния турбины К-300-240 ХТЗ ст. № 2 Рефтинской ГРЭС.

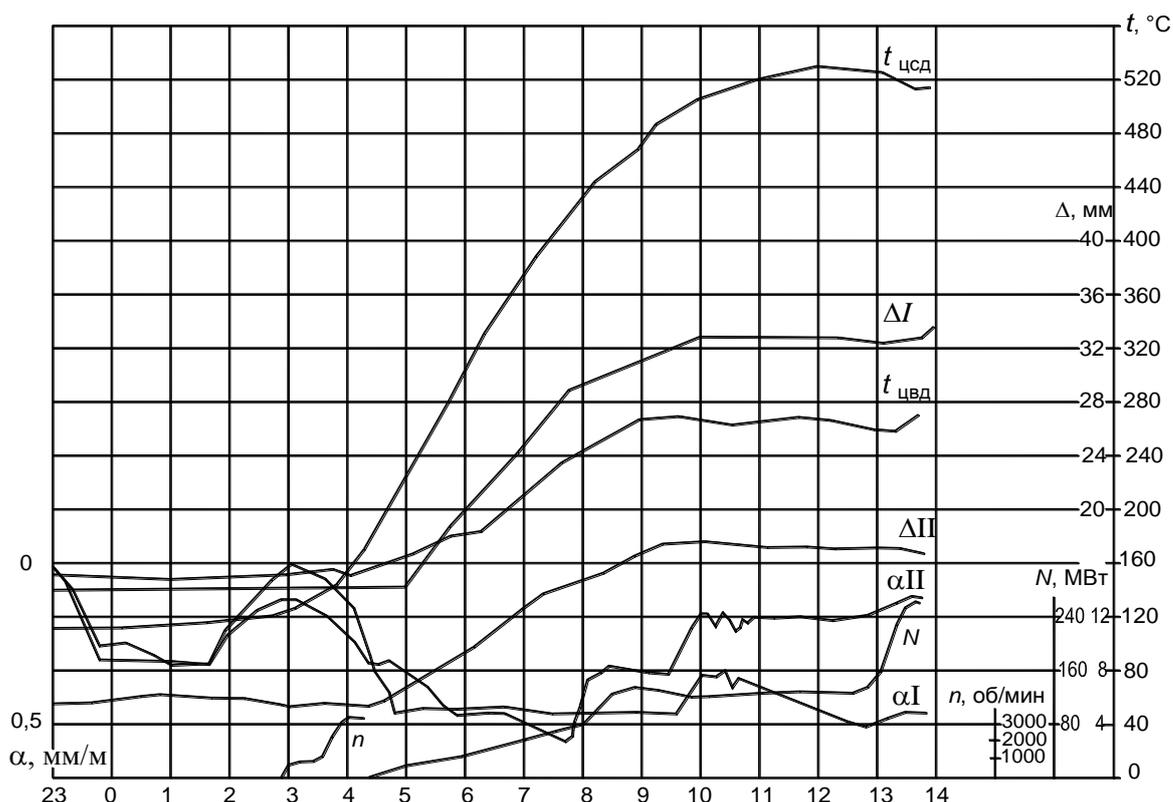


Рис. 10. Пуск турбоагрегата К-300-240 ХТЗ ст. №2 Рефтинской ГРЭС (30.04.97 – 01.05.97):
 α_I – изменение уклона корпуса подшипника №1; α_{II} – изменение уклона корпуса подшипника №2; Δ_I – перемещение корпуса подшипника №1; Δ_{II} – перемещение корпуса подшипника №2; $t_{цвд}$ – температура металла ЦВД (верх) в районе регулирующей ступени; $t_{цсд}$ – температура металла ЦСД (верх) в районе паровпуска; n – частота вращения ротора; N – нагрузка турбоагрегата

Установлено, что для турбин, оборудованных поворотными поперечными шпонками, асимметрия поперечных перемещений лап обусловлена только особенностями прогрева цилиндра, связанными, в свою очередь, с равномерностью нанесения изоляции, разнотолщинностью стенок и т.д. При этом подтверждено, что повышенная асимметрия поперечных перемещений лап (более 1 мм) не сопровождается затрудненными тепловыми перемещениями корпусов подшипников. Обосновано, что для турбин, оборудованных поворотными шпонками, принятый в настоящее время для всех турбин критерий оценки состояния системы тепловых расширений по величине разности поперечных перемещений лап относительно корпусов подшипников неинформативен.

По результатам исследования эксплуатационных характеристик, а также опыта реализации и последующей эксплуатации различных конструкций поворотных шпонок показано, что наиболее важными характеристиками, определяющими возможность их применения в конструкции турбины при новом проектиро-

вании и при модернизации уже работающих турбин, являются предельное осевое усилие, которое способно передавать устройство; технологичность выполнения; технологичность монтажа при выполнении модернизации действующих турбин; возможность корректировки, при необходимости, нагрузок на лапы цилиндров и осевой центровки проточной части.

Разработаны модели для анализа процессов, происходящих в системе тепловых расширений турбин при температурном перекосе на фланцах турбины: аналитическая и конечно-элементная.

Аналитическая модель основана на расчетной схеме (рис. 11).

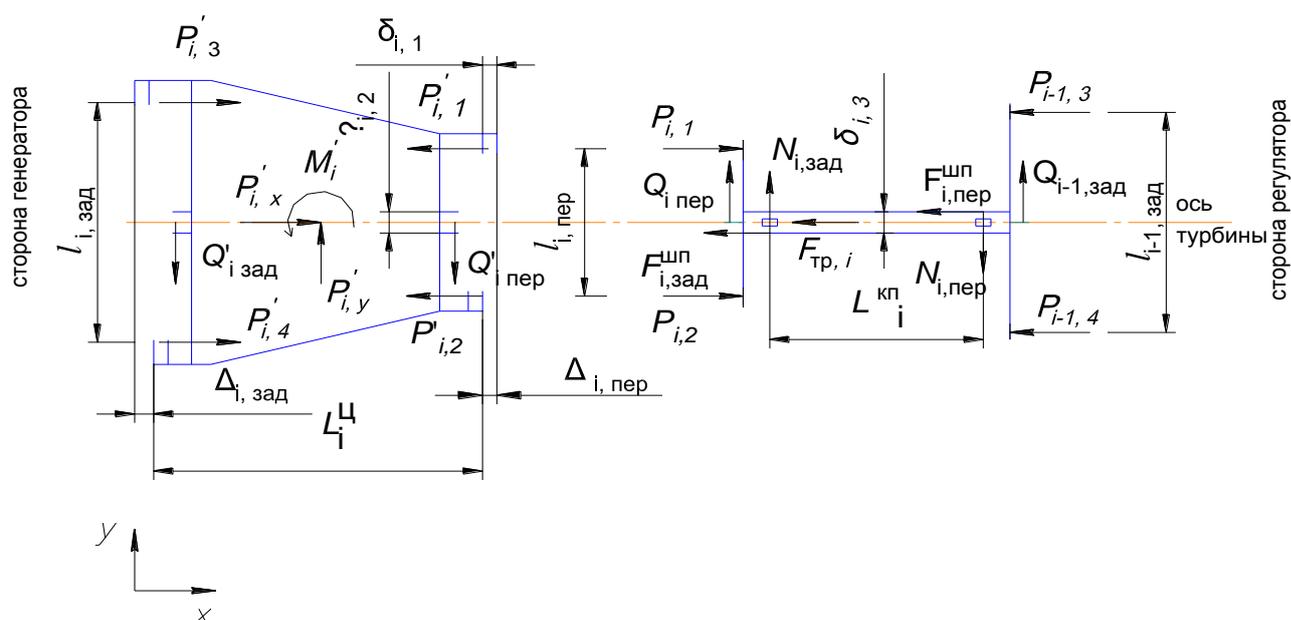


Рис. 11. Схема взаимодействия цилиндра турбины и корпуса подшипника

По результатам моделирования, выполненного для двухцилиндровой турбины с габаритами, близкими к габаритам турбин типа Тп-115 производства ЗАО УТЗ, и соответствующими весовыми нагрузками на корпуса переднего (50 т) и среднего подшипников (91 т), установлено, что при величине зазора на продольных шпонках 0,05 мм (принятой для этих турбин) контакт между пазом в корпусе переднего подшипника и продольными шпонками наступает при разности температур металла фланцев правой и левой сторон цилиндра чуть больше 2 °С. При достижении допустимой по инструкции разности температур в 10 °С сила трения в паре «фундаментная рама–корпус переднего подшипника» увеличивается с 147 до 245 кН, а при разности температур в 20 °С сила трения достигает величины 367 кН. Показано, что возникающие от температурного перекоса усилия, действующие на продольную шпонку, имеют значительные величины

(при разности температур $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ усилие составит $162,5\text{ кН}$), что приводит к высоким контактным напряжениям на поверхности соприкосновения паза и шпонки и, как следствие, к «задирам» и местным «выработкам» на боковых поверхностях паза.

Обосновано, что увеличение боковых зазоров на продольных шпонках существенно снижает уровень усилий, связанных с температурным перекосом; при этом показано, что боковые зазоры на продольных шпонках могут быть увеличены до величин, при которых поворот корпуса подшипника в горизонтальной плоскости не превысит величину, эквивалентную допустимой согласно РД для уклона в вертикальной плоскости.

Конечно-элементная модель, состоящая из 77169 элементов и 170515 узлов, описывает систему из двух цилиндров турбины и двух корпусов подшипников, взаимодействующих друг с другом при помощи шпонок (рис. 12). В качестве нагрузки, действующей на систему, задана неравномерная температура поперек оси первого цилиндра. Температура линейно менялась от одной стороны цилиндра к другой. Моделировались температурные деформации системы при постепенном увеличении градиента температуры. Моделирование осуществлялось на двумерной модели, которая не учитывала реальную жесткость (упругие свойства) элементов системы. Целью исследования было решение контактной задачи для определения очередности и условий начала контактов в местах шпоночных соединений.

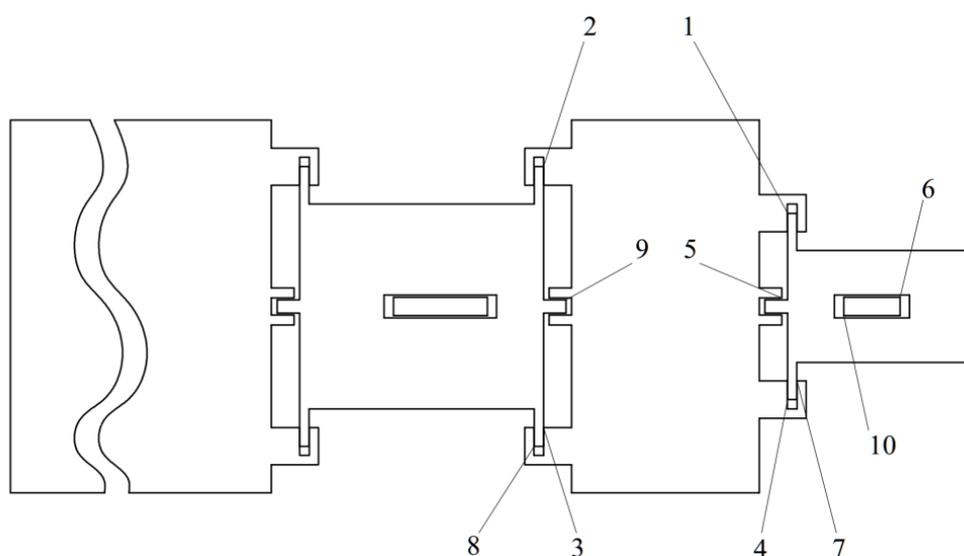


Рис. 12. Последовательность изменения точек контакта

По результатам моделирования установлено, что контакты в точках 1 и 2 присутствуют постоянно. Сразу после появления температурного перекося исчезает контакт в точке 3. При величине перекося в 1,1 °С возникает контакт на вертикальной шпонке между первым цилиндром и корпусом переднего подшипника и исчезает контакт на левой поперечной шпонке со стороны цилиндра. Первый контакт на продольных шпонках возникает при температурном перекося в 2,5 °С. Наблюдается одностороннее касание в точке 6. При увеличении перекося до 3,3 °С вновь появляется контакт на левой поперечной шпонке, но уже с противоположной стороны. При величине перекося 4,6 °С появляется контакт на левой задней поперечной шпонке. Двусторонний контакт на продольной шпонке под передним корпусом подшипника возникает при величине перекося в 9,5 °С, т.е. можно утверждать, что значимых дополнительных сил трения на корпусе переднего подшипника при величине перекося до 10 °С не возникает. В ходе моделирования получена допустимая величина разности температур поперек корпуса цилиндра 6,9 °С для величины зазоров 0,05 мм, после которой возможны «сминания» в шпоночных соединениях.

Для снижения сил трения на поверхностях скольжения в процессе эксплуатации турбины на период до ремонта разработана и защищена авторским свидетельством конструкция разгружающего устройства (рис. 13), которое передает часть весовой нагрузки, приходящейся на подошву корпуса подшипника, непосредственно на фундамент турбины через упругие элементы. Разгружающая способность устройства определяется геометрическими размерами и количеством используемых пластин. Разработаны и согласованы с заводом-изготовителем проекты разгружающих устройств для турбин К-200-130 и К-300-240 ЛМЗ.

В седьмой главе представлены результаты разработки и реализации методов повышения надежности работы и совершенствования ремонта вспомогательного оборудования ПТУ.

Представлены результаты разработки основных параметров, необходимых для функционирования подсистемы мониторинга вспомогательного оборудования.

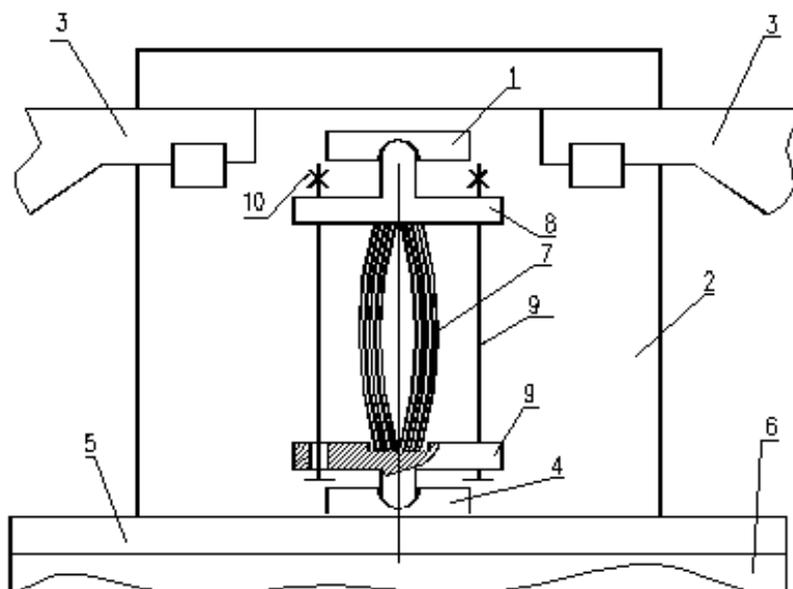


Рис. 13. Принципиальная схема разгружающего устройства: 1 – опорная площадка корпуса подшипника; 2 – корпус подшипника; 3 – лапа цилиндра турбины; 4 – опорная площадка фундаментной рамы; 5 – фундаментная рама; 6 – фундамент; 7 – упругий элемент; 8 – траверса; 9 – тяга; 10 – гайка

Сформулированы параметры качества, параметры состояния, условия работоспособности для насосного оборудования турбоустановки: питательных насосов, конденсатных насосов, насосов системы циркуляционного водоснабжения и сетевых насосов.

Для оптимизации сроков замены трубных пучков теплообменных аппаратов ПТУ разработана и апробирована методика, позволяющая определить необходимость и обосновать целесообразность их замены.

Поскольку теплообменные аппараты ПТУ относятся к оборудованию, имеющему большое количество однотипных элементов — теплообменных трубок, отказ одной трубки не приводит к отказу аппарата в целом, а основным критерием, определяющим целесообразность проведения замены трубных пучков, является остаточный ресурс трубок, то для определения сроков замены трубных пучков наиболее целесообразно применение методов статистического анализа.

Показано, что одна из основных проблем, возникающая при статистическом анализе повреждаемости трубных систем конденсаторов ПТУ, состоит в сборе информации; имеющаяся на станциях информация, как правило, неполная и частично недостоверная.

Выполнена разработка и апробация *двух статистических моделей* для определения оптимальных сроков замены трубных систем конденсаторов паровых турбин; выбор применяемой модели зависит от периода эксплуатации, наличия и полноты статистической информации о повреждаемости конденсатора.

В период нормальной эксплуатации, когда имеется полная информация о наработках трубок, при которых происходят отказы, может быть использована *первая статистическая модель*. В этом случае предполагается, что предельное состояние конденсатора наступает, когда число вышедших из строя трубок достигает критического значения n^* , при котором величина потерь от эксплуатации аппарата с поврежденными трубками сравнивается с потерями от полной замены трубок конденсатора и эксплуатационными потерями для нового аппарата (в зависимости от стоимости топлива n^* составляет от 7 до 9 % общего количества трубок в аппарате). Функция распределения для наработок отказавших трубок аппроксимируется нормальным распределением.

Оценка остаточного ресурса проводится на основе полученного выражения

$$F(t) \approx 1 - \Phi \left\{ \frac{n^* - N[1 - P_0(t)]}{\sqrt{N[1 - P_0(t)]P_0(t)}} \right\}, \quad (2)$$

где $\Phi\{\bullet\}$ — нормированная функция распределения Гаусса; n^* — предельное количество отглушенных трубок в аппарате; N — полное число трубок в конденсаторе; $P_0(t)$ — вероятность безотказной работы трубки.

Вторая статистическая модель может применяться на электростанциях, где не имеется точной информации о наработках трубок конденсатора. Она основана на методе обработки цензурированных данных. Основная идея предлагаемой модели заключается в том, что состояние конденсатора, период его эксплуатации характеризуются количеством трубок, отглушаемых во время ремонта турбины (энергоблока). Нарботки этих трубок образуют цензурированную выборку, т. е. точное время их отказа в процессе эксплуатации конденсатора не известно. Интервал неопределенности (интервал цензурирования) принимается равным интервалу от текущего ремонта до ремонта, когда в последний раз отглушались трубки. Функция распределения для цензурированной выборки представляет собой ступенчатую линию, у которой ступени соответствуют полным наработкам, а их высоты равны количеству отглушенных трубок для данного момента времени.

Для каждого конденсатора можно определить предельную максимальную величину отглушенных во время ремонта трубок, при превышении которой наступает срок необходимой замены трубной системы в целом. Учитывая, что при возрастании количества ремонтов, во время которых отглушаются трубки конденсатора, ширина критической области должна увеличиваться, а также принимая срок службы теплообменных аппаратов 30 лет, ширину критической области предлагается рассчитывать по зависимости

$$\Delta n_{\text{кр}} = \left(\frac{N}{6}\right)^{0,5} \Phi^{-1}\left(1 - \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \left(1 + \frac{\sum_{i=1}^m i}{30}\right), \quad (3)$$

где m — количество ремонтов блока (ПТУ) с отглушением трубок конденсатора.

Апробация методики проводилась на конденсаторе турбины ст. № 2 (ПТ-25-90/10-4 ЗАО УТЗ) Невинномысской ГРЭС, а также на 10 конденсаторах турбин К-300-240 ХТЗ и К-500-240 ХТЗ Рефтинской ГРЭС.

На рис. 14 в качестве примера приведены функции распределения для выборок, построенных по приведенным выше формулам для конденсатора К2-3000-2.

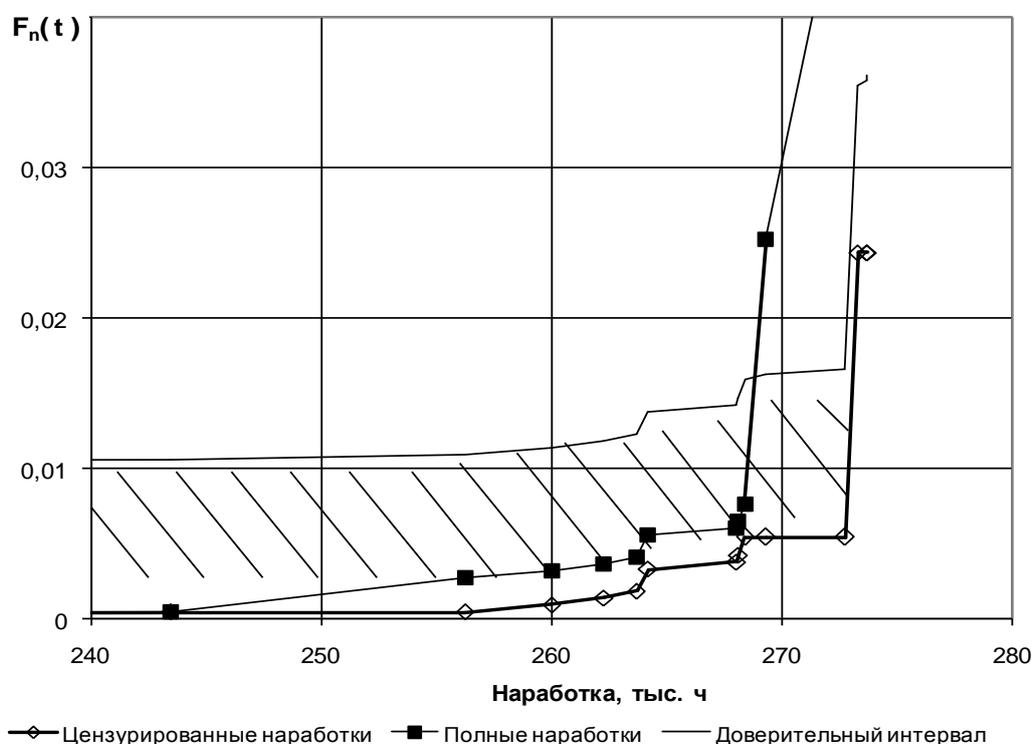


Рис. 14. Функция распределения наработок до отказа трубок конденсаторов К2-3000-2

По результатам расчетов установлено, что предельное максимальное количество отглушенных во время ремонта трубок, при превышении которого наступает срок замены трубной системы в целом, для конденсатора с числом трубок $N = 4420$ шт. (К2-3000-2), рассчитанное при уровне значимости $\alpha = 0,05$, составит $\Delta n_{кр} = 45$ шт.

На основании сравнения результатов, полученных при расчете по описанным выше статистическим моделям остаточного ресурса конденсаторов турбин ст. № 5 и 6 Рефтинской ГРЭС установлено, что при наличии полной информации о наработках трубок конденсатора до отказа, а также априорной информации о том, что конденсатор находится в периоде нормальной эксплуатации, целесообразно использование первой статистической модели, в которой вероятность отказа отдельной трубки описывается нормальным распределением. При недостатке информации как по наработке до отказа отдельных трубок, так и о периоде эксплуатации конденсатора наиболее целесообразно использовать статистическую модель, основанную на цензурированных выборках. Показано, что данная модель позволяет спрогнозировать начало периода исчерпания ресурса конденсатора, отстоящего от момента возникновения массовых отказов трубок на 1,5–2,0 года.

В восьмой главе, посвященной разработке мероприятий по совершенствованию системы ремонта и техобслуживания оборудования ПТУ, даны рекомендации по оптимизации ремонта для ряда элементов турбоустановки: турбины, теплообменного вспомогательного оборудования, арматуры, трубопроводов.

Выполнено сравнение различных систем ремонта оборудования. В качестве критерия при сравнении был применен параметр риска недостижения цели, поставленной при планировании ремонтов. Представлены результаты сравнительной оценки рисков, возникающих при следующих целях ремонтного обслуживания: снижение количества unplanned остановов, уменьшение затрат на ремонт оборудования, уменьшение продолжительности ремонтов, снижение удельных расходов топлива, обеспечение заданного графика несения нагрузки.

По результатам анализа полученной от экспертов информации показано, что риск недостижения цели при планово-предупредительной системе ремонта оборудования для разных целей варьируется от 18 до 38 %, при системе ремонта по фактическому состоянию от 37 до 48 %, при системе ремонта по отказу от 69

до 90 %. При этом на основе обобщения полученных данных показано, что для целей, связанных с обеспечением надежности и экономичности работы оборудования, эксперты отдают предпочтение планово-предупредительной системе ремонта, а для достижения целей, связанных с уменьшением затрат на ремонт и продолжительности ремонта, системы планово-предупредительных ремонтов и ремонтов по фактическому состоянию имеют близкие значения рисков.

Обоснована целесообразность перехода к регламентному поузловому ремонту турбин. Показано, что необходимость проведения ремонта (состояние узлов) может оцениваться на основе статистического анализа повреждаемости данных узлов.

На основе статистического анализа эксплуатационных данных по повреждаемости деталей (узлов) от величины их наработки после выполнения капитального ремонта, выполненного по 30 турбинам мощностью от 100 до 500 МВт, работающих на 6 электростанциях, за 10-летний период времени, для основных узлов турбины определены количественное и качественное распределение повреждений в течение межремонтного периода и распределение их причин. На основе обобщения результатов анализа сформулированы рекомендации по совершенствованию системы ремонтов турбин:

1. Для обеспечения надежной эксплуатации турбин и оптимизации затрат на ремонт необходимо разработать регламенты ремонта и технического обслуживания (периодичность и объемы работ) по узлам для каждого типа турбин индивидуально.

2. Целесообразно уменьшить межремонтный период для системы регулирования до 30 тысяч часов или в объем среднего ремонта турбин включать полную разборку и ремонт САР.

3. Целесообразно уменьшить межремонтный период для системы парораспределения до 30 тысяч часов или в объем среднего ремонта турбин включать полную разборку и ремонт системы парораспределения. При техническом обслуживании необходимо включать в объем работ контроль и обслуживание подшипников механизма парораспределения.

4. При наработке турбин после ремонта более 25–30 тысяч часов начинают возникать дефекты проточной части и подшипников из-за нарушений в работе системы тепловых расширений. Следует при наработке турбины 30 тысяч часов выполнять комплекс мероприятий по обследованию, а по результатам при необхо-

димости выполнять мероприятия по нормализации работы системы тепловых расширений.

Представлены результаты исследования по выбору и обоснованию стратегии ремонта арматуры, на основе статистического анализа данных по эксплуатации и ремонту арматуры по 19 энергоблокам мощностью от 300 до 800 МВт на сверхкритические параметры пара за период от 5 до 17 лет по ряду технологических подсистем энергоблоков (острый пар, основной конденсат, питательная вода, растопочный узел и промперегрев и др.).

При исследовании использовались удельные показатели для каждой технологической подсистемы в расчете на год (удельное количество дефектов n_d ; удельное число ремонтов; удельное количество поврежденных узлов n_y ; удельное (на единицу арматуры в подсистеме) количество ремонтов арматуры в год), что позволило рассматривать с единых позиций (объединять отдельные выборки в единую совокупность) показатели арматуры технологических подсистем энергоблоков различной мощности. По результатам исследования показано, что на количество проводимых ремонтов арматуры и устраняемых дефектов оказывают влияние различные факторы, связанные с особенностями конструкции, качеством изготовления и ремонта, параметров среды и др.; влияние какого-либо отдельного фактора несущественно.

Установлено, что во всех исследуемых подсистемах энергоблоков мощностью 300, 500 и 800 МВт наиболее повреждаемыми являются узлы управления запорным органом (от 30 до 54%) и приводной головки энергетической арматуры (от 44 до 89%).

Обоснована *стратегия ремонта* «по отказу» для большинства типов *арматуры*; для наиболее ответственной арматуры (стопорные клапана турбины, регуляторы питания котла и др.), отказы которой могут привести к инциденту или аварии энергоблока, ремонт должен осуществляться в плановом порядке.

Показано, что *стратегию ремонта трубопроводов* можно выбрать такую же, как и *арматуры*: наиболее ответственные трубопроводы — острого пара, промперегрева, питательной воды — обеспечиваются диагностическим обслуживанием и плановым восстановлением; остальные же трубопроводы ремонтируются по «отказу».

Показано, что *стратегия ремонтного обслуживания* различных типов *теплообменных аппаратов* ПТУ ТЭС должна учитывать особенности их эксплуатации, а также характер их повреждаемости. Обосновано проведение планово-предупредительного ремонта для маслоохладителей, проведение ремонта по фактическому состоянию на основе технико-экономического обоснования для подогревателей аппаратов системы регенеративного подогрева питательной воды. Технико-экономическое обоснование сроков замены трубных систем теплообменных аппаратов предложено основывать на определении момента времени, когда величина потерь от эксплуатации аппарата с поврежденными трубками сравняется с потерями, которые имеют место при замене трубной системы и эксплуатационными потерями для нового аппарата.

Обосновано, что ремонт конденсатора паровой турбины должен осуществляться на основе фактического состояния; при этом определяющим фактором является остаточный ресурс трубок. По результатам анализа повреждаемости трубок конденсаторов К-15240 шести турбин К-300-240 ХТЗ, эксплуатируемых на Рефтинской ГРЭС (рис. 15), установлено, что увеличение интенсивности отказов конденсаторов Рефтинской ГРЭС с трубками из латунных сплавов после 200 тысяч часов наработки связано, прежде всего, с остаточной толщиной стенки (на момент проведения диагностирования остаточная толщина стенок составляла от 0,25 до 0,56 мм). По результатам анализа ремонтной документации установлено, что массовое повреждение трубок наблюдается при величине остаточной толщины стенки 0,4—0,5 мм во время пусковых операций турбин.

На основе исследования показано, что массовое исчерпание ресурса трубок конденсаторов определяется двумя основными факторами: значительной степенью повреждения трубок (малая остаточная толщина стенок); знакопеременностью и резким возрастанием нагрузок на трубки конденсатора во время пусковых операций турбины. Обосновано, что если у взятого на анализ образца трубки средняя остаточная толщина стенки меньше $\delta_{ст} \leq 0,46$ мм, то с вероятностью 99,7 % степень повреждения трубок конденсатора составляет 90 % и более и как следствие требуется замена трубного пучка.

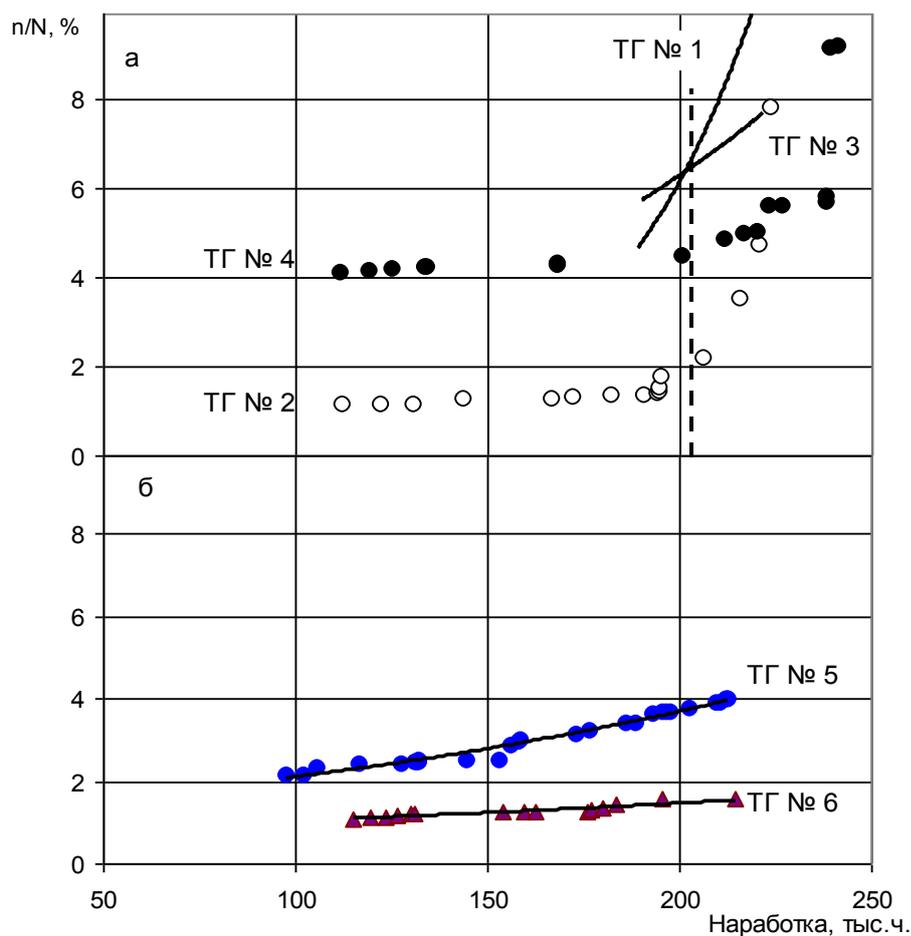


Рис. 15. Распределение повреждаемости трубок конденсаторов турбин РефтГРЭС от наработки: *а* – конденсаторы турбин ст. № 2, 4; *б* – конденсаторы турбин ст. № 5,6; — — аппроксимация опытных данных

По результатам расчетов, выполненных на основе статистической модели оценки остаточного ресурса трубок конденсатора, показано, что для ремонта конденсатора по состоянию необходимо проводить статистический анализ повреждаемости трубных систем конденсатора совместно с периодической оценкой состояния металла трубок начиная с наработки, при которой количество отглушенных трубок составляет от 3,0 до 3,5 % от общего количества трубок в конденсаторе, или величина остаточной толщины стенки образцов трубок – $\delta_{ст} \leq 0,5$ мм.

Обосновано применение статистических методов оценки состояния аппаратов для планирования ремонтов различного теплообменного оборудования ПТУ. На основе статистического анализа ремонтной документации и отказов ПВД 16 энергоблоков с турбинами К-200-130 ЛМЗ и Т-180/210-130 ЛМЗ Сургутской ГРЭС-1 определено оптимальное количество запасных частей (спиралей), необходимое для выполнения ремонтов ПВД в течении года, а также обоснован срок гарантийной ответственности организации, выполняющей ремонтное обслужива-

ние ПВД. На рис. 16 представлена вероятность аварийного ремонта ПВД после окончания капитального ремонта.

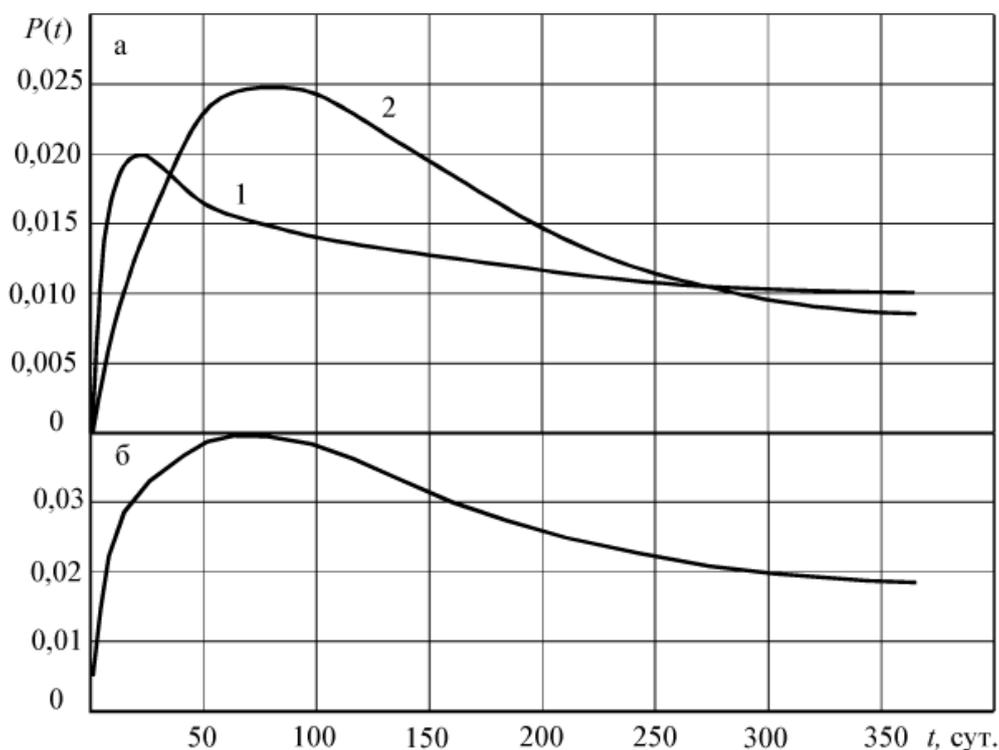


Рис. 16. Вероятность повреждений ПВД: а – вероятность ремонтов ПВД (1 – вероятность аварийного ремонта; 2 – вероятность планового ремонта); б – вероятность неработоспособного состояния ПВД

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработаны принципиальные положения концепции повышения надежности оборудования ПТУ в условиях эксплуатации, заключающейся в определении приоритетных направлений повышения надежности на основе анализа повреждаемости отдельных узлов и деталей турбин, применении современных методов и технологий, использовании методик эксплуатационного мониторинга. Предложено в качестве критерия при определении приоритетных направлений повышения надежности оборудования ПТУ применять удельную величину затрат на повышение общей надежности оборудования.

2. Разработаны методика анализа повреждаемости оборудования ПТУ и методика определения основных элементов, лимитирующих надежность конкретного агрегата. Методики основаны на статистическом анализе информации о повреждениях, вызвавших отказы оборудования, повреждениях, выявляемых при

выполнении плановых ремонтов оборудования, о неполадках в работе оборудования, проявившихся в процессе эксплуатации, а также на анализе основных факторов, приводящих к повреждаемости этих деталей и узлов оборудования.

3. По результатам исследования показателей надежности основного и вспомогательного оборудования по 300 энергоблокам мощностью от 200 до 800 МВт показано, что неплановые остановки энергоблоков вызваны отказами турбин (16 %), вспомогательного турбинного оборудования (8,6 %), арматуры (8,1 %), трубопроводов (2,1 %).

4. На основе анализа статистических данных по отказам турбин и турбинного оборудования более чем по 800 паротурбинным установкам мощностью от 100 до 800 МВт разных типов и разных заводов-изготовителей установлено, что доля отказов и доля времени восстановления из-за повреждений элементов каждой группы (проточная часть, подшипники, САР и т.д.) практически для всех типов турбин имеют близкие значения (по отказам от 5 до 15 %).

5. Определены критические (наиболее повреждаемые) узлы турбин и вспомогательного турбинного оборудования, лимитирующие надежность турбоустановок: системы регулирования и парораспределения турбин, подшипники и система тепловых расширений турбин, трубные пучки теплообменных аппаратов.

6. На основе обобщения опыта эксплуатации и ремонта 25 турбин разной мощности показано, что для турбин, имеющих высокий износ механогидравлических систем регулирования, целесообразно производить реконструкцию систем регулирования с переходом на микропроцессорные электрогидравлические системы регулирования и защиты, что также позволит обеспечить автоматическое диагностирование и контроль состояния системы регулирования и защиты турбины в процессе эксплуатации.

7. Разработаны, апробированы и реализованы методы повышения надежности узлов турбин в условиях эксплуатации, основанные на изменении свойств поверхностей деталей турбин при их обработке поверхностно-активными веществами на основе эпилама. Разработана, защищена авторским свидетельством и апробирована на 5 турбинах технология обработки опорных подшипников кулачкового механизма раствором эпилама, что позволило обеспечить безотказную работу кулачкового механизма на период до 7 лет (использование подшипников с конси-

стентной смазкой вызывало unplanned останов через 6—8 месяцев). Разработана и апробирована более чем на 20 турбинах, а также на вспомогательном вращающемся оборудовании ПТУ технология предотвращения протечек масла из подшипников.

8. На основе исследования материалов по повреждениям подшипников турбин определены и систематизированы причины различных повреждений баббитовой заливки опорных и упорных подшипников. Предложена и защищена патентом многослойная конструкция вкладыша подшипника, позволяющая исключить контакт шеек валопровода со стальным основанием вкладыша при выплавлении баббитовой заливки.

9. На основе обобщения данных о повреждаемости турбин сформирован и структурирован список из 34 дефектов и относящихся к ним 104 диагностических признаков; определены параметры состояния и параметры процесса, использование которых в системе мониторинга позволяет диагностировать состояние турбины. Предложена методика автоматизации диагностики повреждений, основанная на корреляционно-регрессионном анализе многофакторных связей между изменением параметров вибрации турбин и режимных параметров ПТУ.

10. Определена эффективность различных методов по устранению причин, вызывающих отклонения от нормальной работы системы тепловых расширений:

– показано, что реализация регламентных мероприятий не обеспечивает нормальные тепловые расширения на межремонтный период;

– показано, что применение опорных пластин, изготовленных из биметалла сталь-бронзографит, обеспечивает снижение сил трения на поверхностях скольжения и достижение нормативных величин тепловых расширений турбины на длительный (~5 лет) период;

– показано по результатам экспериментального исследования, проведенного на 8 турбинах мощностью от 100 до 300 МВт, что в штатных призматических поперечных шпонках гарантированно происходит заклинивание в паре «паз–зуб шпонки» с последующим пластическим деформированием элементов сочленения; установка поворотных шпонок обеспечила нормализацию величины несимметричности расширения лап цилиндров в поперечном направлении на длительный период (более трех межремонтных периодов); на основе расчетного анализа экс-

платационных характеристик различных конструкций поворотных шпонок разработаны рекомендации по наиболее надежной конструкции шпонки для вновь проектируемых и реконструируемых турбин.

11. Разработаны аналитическая и конечно-элементная модели для оценки взаимодействия элементов системы тепловых расширений паровых турбин при возникновении разности температур на фланцах цилиндра. На основе моделирования определены моменты и места начала контактного взаимодействия, а также момента заклинивания элементов системы. Показано:

– при допускаемой инструкцией по эксплуатации турбин разности температур $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ между левым и правым фланцами ограничение зазора на продольных шпонках величиной $0,05\text{ мм}$ (чертежный зазор для большинства турбин) приводит к появлению существенных сил трения на продольных шпонках;

– допускаемые зазоры на продольных шпонках могут быть увеличены до величин, при которых поворот стула в горизонтальной плоскости определяется теми же критериями, что и в вертикальной плоскости; увеличение боковых зазоров на продольных шпонках существенно снижает уровень усилий, связанных с температурным перекосом.

12. Разработана и защищена патентом конструкция разгружающих устройств, которые позволяют при возникновении повышенных сил трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников турбины обеспечить нормальную работу системы тепловых расширений на период до планового ремонта.

13. Сформулированы и обоснованы основные параметры подсистем мониторинга в соответствии с общими принципами комплексной системы мониторинга состояния ПТУ для основных процессов и элементов технологических подсистем ПТУ: вибросостояния, систем регулирования, тепловых расширений паровой турбины, вспомогательного оборудования (питательных насосов, конденсатных насосов, насосов системы циркуляционного водоснабжения и сетевых насосов).

14. Показана возможность проведения оценки состояния и прогнозирования остаточного ресурса конденсаторов турбин на основе методов статистического анализа с достаточной для практических целей точностью при эксплуатации ПТУ; разработаны и апробированы две статистические модели. Установлено, что при наличии полной информации о наработках трубок конденсатора до отказа, а так-

же априорной информации о том, что конденсатор находится в периоде нормальной эксплуатации целесообразно использование первой статистической модели, в которой вероятность отказа отдельной трубки описывается нормальным распределением. При недостатке информации как по наработке до отказа отдельных трубок, так и о периоде эксплуатации конденсатора наиболее целесообразно использовать статистическую модель, основанную на цензурированных выборках. Данная модель позволяет спрогнозировать начало периода исчерпания ресурса конденсатора, отстоящего от момента возникновения массовых отказов трубок на 1,5–2,0 года.

15. Показано и обосновано, что для обеспечения надежной эксплуатации и оптимизации затрат на ремонт необходимо разработать индивидуальные стратегии ремонта и технического обслуживания оборудования ПТУ с учетом особенностей их эксплуатации:

– для турбин периодичность ремонта узлов наиболее целесообразно определять на основе статистического анализа повреждаемости данных узлов турбин конкретных типоразмеров; представлены количественные данные по системам регулирования, парораспределения, тепловых расширений паровых турбин. Показана целесообразность назначения срока гарантийной ответственности организаций, выполняющих ремонт проточной части, подшипников, систем парораспределения и регулирования - 15 тысяч часов;

– для арматуры обоснована стратегия ремонта «по отказу» для большинства арматуры; для наиболее ответственной арматуры, отказы которой могут привести к инциденту или аварии энергоблока, ремонт должен осуществляться в плановом порядке. Эти результаты сформированы на основе исследования повреждаемости арматуры по 19 энергоблокам на сверхкритические параметры пара мощностью от 300 до 800 МВт за период от 5 до 17 лет;

– для теплообменного оборудования ПТУ обоснованы следующие стратегии ремонта: для маслоохладителей – планово-предупредительный ремонт, для конденсатора, подогревателей системы регенеративного подогрева питательной воды, сетевых подогревателей – ремонт по фактическому состоянию.

Основные положения и результаты диссертационной работы отражены в следующих публикациях автора.

Книги

1. Ремонт паровых турбин : учеб. пособие для вузов/ В. Н. Родин, А. Г. Шарапов, Б. Е. Мурманский, Ю. А. Сахнин, В. В. Лебедев, М. А. Кадников, Л. А. Жученко; под общ. ред. Ю. М. Бродова и В. Н. Родина. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2002. 296 с.
2. Ремонт паровых турбин : учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. / В. Н. Родин, А. Г. Шарапов, Б. Е. Мурманский [и др.]; под общ. ред. Ю. М. Бродова и В. Н. Родина. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2005. 438 с.
3. Трубопроводы тепловых электрических станций : учеб. пособие / Б. Е. Мурманский, Т. Ф. Богатова, Ю. М. Гофман, В. И. Брезгин; под общ. редакцией Ю.М. Бродова. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. 300 с.
4. Ремонт и техническое обслуживание оборудования паротурбинных установок : справочник : в 2 т. / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, Ю. М. Гофман, Б. Е. Мурманский, М. А. Ниренштейн, А. Ю. Рябчиков, П. Н. Плотников; под общ. ред. Ю. М. Бродова. Екатеринбург: УрФУ, 2011. 1029 с.
5. Мурманский Б. Е. Ремонт подшипников паровых турбин : учеб. пособие / Б. Е. Мурманский, А. Е. Языков, Ю. М. Бродов; под общ. ред. Ю. М. Бродова. Екатеринбург: УрФУ, 2014. 152 с.
6. Языков А. Е. Повреждения подшипников паровых турбин / А. Е. Языков, Б. Е. Мурманский. М.: НТФ «Энергопрогресс», 2015. 94 с.

Статьи, опубликованные в рецензируемых научных журналах и изданиях, определенных ВАК

7. Анализ показателей надежности турбоустановок и энергоблоков в целом АО «Свердловэнерго» / Ю. М. Бродов, Б. Е. Мурманский, М. М. Мительман, Г. Д. Бухман, В. А. Зайцев, Р. Н. Гринфельд //Теплоэнергетика. 1997. №1. С. 9—14.
8. Показатели надежности основного и вспомогательного оборудования турбоустановок ТЭС Свердловэнерго / Ю. М. Бродов, Б. Е. Мурманский, М. М. Мительман, Г. Д. Бухман, В. А. Зайцев //Электрические станции. 1997. №5. С. 12—15.
9. Разработка и опытная эксплуатация тахометрического комплекса секундомера ТКС-1 / В. А. Бусоргин, Г. И. Корзухин, М. М. Мительман, Б. Е. Мурманский, А. Г. Шарапов, В. В. Лебедев, А. М. Данилов, И. И. Вагин, Р. С. Фасхутдинов, Ю. Я. Кузьмин // Электрические станции. 1997. №5. С. 45—47.

10. Концепция комплексной системы мониторинга состояния оборудования энергоблока / Н. Н. Акинфьева, К. Э. Аронсон, Т. Ф. Богатова, Б. Е. Мурманский, Ю. М. Бродов // Теплоэнергетика. 2002. №2. С. 47—53
11. Разработка элементов комплексной системы мониторинга состояния теплообменных аппаратов ПТУ/ К. Э. Аронсон, Ю. М. Бродов, Н. Н. Акинфьева, Т. Ф. Богатова, С. И. Хае, Б. Е. Мурманский // Тяжелое машиностроение. 2002. №2. С. 32—34.
12. Комплексный подход к нормализации тепловых расширений турбины/ В. В. Ермолаев, А. Ю. Сосновский, А. И. Шкляр, М. В. Великович, М. В. Фертиков, Б. Е. Мурманский, М. М. Мительман // Электрические станции. 2002. №5. С. 26-31.
13. Применение фторсодержащих поверхностно-активных веществ для повышения надежности работы турбоагрегатов / Б. Е. Мурманский, Г. Д. Бухман, М. М. Мительман, В. А. Зайцев // Электрические станции. 2002. №5. С. 52—53.
14. Разработка и опытно-промышленная апробация системы вибромониторинга турбоагрегатов/ М. В. Великович, А. И. Шкляр, М. Я. Зайцев, В. В. Беляков, М. М. Мительман, Б. Е. Мурманский // Электрические станции. 2006. №10. С. 47—49.
15. Плотников П. Н. Комплексный анализ показателей надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок / П. Н. Плотников, Ю. М. Бродов, Б. Е. Мурманский // Теплоэнергетика. 2007. №2. С. 45—48.
16. Статистическое моделирование отказов теплообменных аппаратов при реализации комплексной системы мониторинга паротурбинных установок / К. Э. Аронсон, Ю. М. Бродов, А. Ю. Рябчиков, Б. Е. Мурманский // Теплоэнергетика. 2007. №8. С. 71—77.
17. Оценка состояния и прогнозирование остаточного ресурса теплообменных аппаратов паротурбинных установок ТЭС// Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, Б. Е. Мурманский // Надежность и безопасность энергетики. 2009. №3(6). С. 12—18.
18. Методика оценки и прогнозирования остаточного ресурса трубных систем конденсаторов паротурбинных установок ТЭС // К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, Ю. М. Бродов, Б. Е. Мурманский // Электрические станции. 2010. №2. С. 25—31.
19. Мурманский Б. Е. Анализ характерных дефектов паровых турбин, проявившихся в условиях эксплуатации / Б. Е. Мурманский, Ю. М. Бродов, С. Л. Васенин // Тяжелое машиностроение. 2010. №6. С. 2—5.

20. Нормализация тепловых расширений теплофикационных турбин на Омской ТЭЦ-5 / С. Н. Моденов, Б. Е. Мурманский, Ю. М. Бродов, А. И. Лепяцкий, А. Ю. Сосновский, В. В. Ермолаев // Электрические станции. 2010. №8. С. 47—51.

21. Опыт реализации автоматизированной системы контроля вибрации «Вектор» на теплофикационных турбинах Омской ТЭЦ-5 / С. Н. Моденов, А. И. Лепяцкий, Б. Е. Мурманский, Ю. М. Бродов // Электрические станции. 2011. №1. С. 14—19.

22. Анализ показателей надежности теплофикационных турбин/ Б. Е. Мурманский, Ю. М. Бродов, А. Е. Валамин, П. В. Коган, Л. С. Иоффе // Теплоэнергетика. 2011. №1. С. 40—43.

23. Анализ показателей надежности вспомогательного оборудования энергоблоков/ К. Э. Аронсон, Ю. М. Бродов, П. Н. Плотников, А. Ю. Рябчиков, Б. Е. Мурманский, М. А. Ниренштейн // Теплоэнергетика. 2011. №8. С. 2—7.

24. К вопросу выбора рациональной системы планирования ремонта арматуры и трубопроводных систем энергоблоков ТЭС/ К. Э. Аронсон, Б. Е. Мурманский, Е. Е. Попова, А. В. Ременюк // Тяжелое машиностроение. 2012. № 3. С. 10—15.

25. Новосёлов В. Б. О диагностике системы регулирования и защиты паровой турбины на современном этапе /В. Б. Новосёлов, Б. Е. Мурманский, В. В. Лебедев // Тяжелое машиностроение. 2012. № 2. С. 69—74.

26. Реконструкция деталей и узлов теплофикационных паровых турбин для повышения их надежности / Б. Е. Мурманский, Ю. М. Бродов, В. Б. Новоселов, А. Ю. Сосновский, Ю. А. Сахнин // Теплоэнергетика. 2012. №12. С. 50—54.

27. Мурманский Б. Е. Повреждаемость подшипников паровых турбин/ Б. Е. Мурманский, А. Е. Языков, Ю.М. Бродов// Надежность и безопасность энергетики. 2014. № 3(26). С. 52—56.

28. Стратегия ремонтов паровых турбин на основе анализа надежности их узлов / Б. Е. Мурманский, Ю. М. Бродов, С. Л. Васенин, В.В. Лебедев // Надежность и безопасность энергетики. 2014. № 4(27). С. 58—63.

29. Мурманский Б. Е. Повышение надежности работы систем парораспределения турбин в условиях эксплуатации/ Б. Е. Мурманский// Энергосбережение и водоподготовка. 2015. №1 (93). С. 10—12.

30. Мурманский Б. Е. Разработка и реализация концепции комплексной системы повышения надежности состояния паротурбинной установки/ Б. Е. Мурманский // Надежность и безопасность энергетики. 2015. №1 (28). С. 44—48.

31. Мурманский Б. Е. Разработка модуля для мониторинга и диагностики системы тепловых расширений паровых турбин в составе современных АСУ ТП/ Б. Е. Мурманский, А. Ю. Сосновский, Ю. М. Бродов// Энергетик. 2015. №4. С. 51—53.

Патенты

32. Пат. 2167310 Российская Федерация. Опора корпуса / Евсеев Я. И., Сосновский А. Ю., Ермолаев В. В., Мурманский Б. Е. // БИ. 2001. № 14.

33. Пат. 2218999 Российская Федерация. Способ нанесения фторсодержащих поверхностно-активных веществ на подшипники качения/ Мурманский Б. Е., Мительман М. М., Бухман Г. Д. //БИ. 2003. № 35.

34. Пат. №86978 Российская Федерация. Клапанно-сопловая схема обогрева корпуса цилиндра турбины / Синцов В. А., Сахнин Ю. А., Тарасов Б. А., Мительман М. М., Соловьев Л. С., Мурманский Б. Е., Валамин А. Е. // БИ. 2009. № 26.

35. Патент на полезную модель Российская Федерация №150268 от 29.08.2014. Вкладыш радиального подшипника скольжения турбины / Сосновский А. Ю., Мурманский Б. Е., Бродов Ю. М., Сахнин Ю. А. // БИ. 2015. № 4.

Подписано в печать _____ Формат 60x84 1/16. Бумага писчая. Плоская печать.
Усл. печ. л. – 2,5 п.л. Уч.-изд. л. – 2,0 Тираж 100 экз. Заказ №

Ризография НИЧ УрФУ
620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19