

Открытое акционерное общество  
«Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени  
Теплотехнический научно-исследовательский институт»  
(ОАО «ВТИ»)

Общество с ограниченной ответственностью «Диамех 2000»  
(ООО «ДИАМЕХ 2000»)

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ  
«РЕМОНТ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ  
ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ»

СБОРНИК ДОКЛАДОВ

*Под общей редакцией  
канд. техн. наук Д.В. Тарадая*

17–18 апреля 2019 г.

Москва  
ОАО «ВТИ»

УДК 620.178.53:621.311.22

ББК 31.37–5

P-38

**P-38 Ремонт и техническое обслуживание оборудования электростанций** [Текст]: сб. докл. / под общ. ред. канд. техн. наук Д.В. Тарадая // Научно-техническая конференция. — М.: ОАО «ВТИ», 2019. — 296 с.: ил. ISBN 978-5-905858-25-3

Посвящен широкому спектру вопросов, касающихся проблем организации и обеспечения качественного ремонта основного и вспомогательного оборудования на объектах тепловой энергетики.

Рассматриваются такие темы, как диагностирование текущего технического состояния оборудования, проблемы повышения эксплуатационной надежности и экономичности и пути их решения; причины возникновения расцентровки опор при эксплуатации турбоагрегатов; диагностика расцентровки без разборки муфтовых соединений роторов; методы обнаружения дефектов основного и вспомогательного оборудования; повышенные осадки фундамента; особенности сварки роторов и корпусных элементов энергоустановок; ресурс ответственных элементов энергетического оборудования; сервис одномодульных горелочных устройств камер сгорания ГТУ; реконструкция теплофикационных турбин путем перевода в режим противодавления; совершенствование конструкции паротурбинных установок за счет применения инновационных решений; оценка технического состояния энергетических установок до и после ремонта с целью определения качества ремонтных работ и другие темы.

Предназначен для широкого круга специалистов-энергетиков и может быть полезен работникам электростанций, научно-технических, проектно-конструкторских, наладочных и ремонтных организаций.

ПМБ ВТИ. РФ, 115280, г. Москва, ул. Автозаводская, д. 14.  
Тираж 100 экз. Зак. № 162.

ISBN 978-5-905858-25-3

© ОАО «ВТИ», 2019

*Уважаемые коллеги!*



Конференция «Ремонт и техническое обслуживание оборудования электростанций» является инициативным отраслевым мероприятием, которое организовано в стенах Всероссийского научно-исследовательского теплотехнического института.

Предложенная тема всегда была и остается актуальной для компаний и специалистов, занятых в эксплуатации основного и вспомогательного оборудования на объектах тепловой энергетики. Именно вопросы качества ремонтно-восстановительных работ и технического обслуживания в значительной мере определяют условия безаварийной и надежной работы на всех этапах жизненного цикла установок и агрегатов.

На сегодняшний день большая доля действующего энергетического оборудования отработало значительную часть своего проектного ресурса и работает во многих случаях за его пределами. Это обстоятельство требует повышенного внимания к соблюдению установленных требований по надежной и безаварийной работе и качеству ремонтных работ. К сожалению, надо отметить, что внимание к этой проблеме сегодня уделяется не достаточно. Особенно это остро обозначилось в процессе реформирования системы управления на самих электростанциях. Сокращение собственного ремонтного персонала на ТЭС привело к привлечению других организаций по ремонтам. Порою уровень квалификации этих предприятий оставляет желать лучшего, что, несомненно, сказывается на качестве работ. Надо также отметить другую особенность сегодняшней ситуации. На ТЭС широким фронтом ведутся масштабные работы по техническому перевооружению физически и морально устаревших электростанций, по строительству новых объектов на основе прогрессивных инновационных решений. Одновременно с этим ведутся разработки новых методов и средств диагностики технического состояния с выявлением на ранней стадии развития дефектов, совершенствования процессов сервисного и ремонтного обслуживания. Эти работы требуют своего развития и своевременного внедрения в производство.

Представляется, что основная цель конференции как раз и состоит в том, чтобы обсудить эти вопросы, обменяться опытом и приобрести новые знания в рассматриваемой области.

Уверен, что интересные доклады, представленные участниками конференции, а также их активное обсуждение, будут способствовать дальнейшему развитию новых технологий в вопросах ремонтного обслуживания, укреплению взаимовыгодных связей между наукой, производством и эксплуатацией, повышению надежности и безопасности работы энергетического оборудования.

Желаю всем участникам и гостям конференции успехов в работе, плодотворных идей, полезных творческих и деловых контактов.

С уважением,  
генеральный директор  
ОАО «ВТИ»

A handwritten signature in blue ink, consisting of several fluid, overlapping strokes that form a stylized representation of the name O.A. Barsukov.

О.А. Барсуков

## ОРГАНИЗАТОРЫ



**ВТИ**  
ВСЕРОССИЙСКИЙ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ  
И Н С Т И Т У Т

**2000**  
**ДИАМЕХ**  
Вибродиагностика и Балансировка

## ИНФОРМАЦИОННЫЕ ПАРТНЕРЫ



**тепло-  
энергетика**



**elec.ru**



**рынок  
Электротехники**  
www.marketlectra.ru

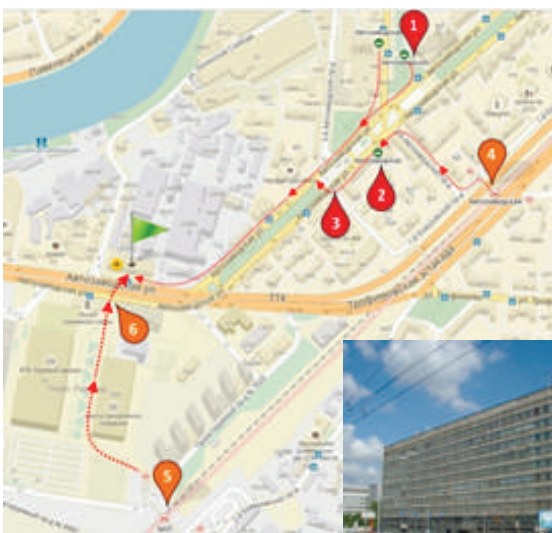


## Центр сертификации и испытаний технологий в энергетике создан при поддержке Правительства Москвы в 2016 году на базе Технопарка ВТИ



Центр сертификации и испытаний укомплектован 52 единицами современного оборудования, что позволяет оказывать услуги по направлениям:

1. Испытания на длительную прочность, ползучесть и старение.
2. Исследования твердого топлива, золы и золошлаковых материалов.
3. Определение физико-химических свойств и эксплуатационных характеристик жидких топлив и масел.
4. Исследования вод производственного назначения, в том числе при повышенных температурах.



Российская Федерация,  
115280, Москва, ул. Автозаводская, д.14  
Тел.: +7 (495) 137-77-70  
vti@vti.ru  
www.vti.ru



## **РАСЦЕНТРОВКА ПОДШИПНИКОВ ТУРБОАГРЕГАТОВ. ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА УСТАНОВКИ И СБОРКИ ВАЛОПРОВОДОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН**

**Д.В. ТАРАДАЙ** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

Одним из важных условий надежной работы валопроводов турбоагрегатов является сцентрированность опорных подшипников относительно линии весового прогиба. Под центровкой опорных подшипников понимают плавную линию упругих прогибов роторов, для чего их полумуфты должны быть концентричными, а торцевые поверхности параллельными. Известны случаи мгновенно развивающихся аварий на крупных турбинах, обусловленные расцентровкой линии вала, приводящие к повреждениям шеек роторов и поломке болтов муфтовых соединений.

Выявить, однако, реальные расцентровки на работающей машине с помощью известных штатных средств контроля не представляется возможным. Вибрационная диагностика может лишь помочь установить характерные изменения параметров после проведения длительных наблюдений с привлечением нестандартных измерительных средств по специально составленной программе.

Причины расцентровок подшипников турбоагрегатов многообразны, поэтому исходная информация должна содержать сведения о:

- фундаменте и его основании, включая грунты и сезонные изменения уровня грунтовых вод;
- конструкции машины и особенностях ее сезонной и суточной эксплуатации;
- компоновке агрегата в машинном зале (продольной, поперечной, вблизи открытых ворот и окон либо между работающими машинами);
- состоянии теплоизоляции корпусов цилиндров и всех трубопроводов, включая мелкие (каминные откосы, трубопроводы от уплотнений штоков стопорных и регулирующих клапанов, трубопроводы обогрева фланцев и шпилек и т. п.);
- значениях температурных расширений наружных корпусов цилиндров турбины при пуске и остывании;
- центровках машины, как при монтаже, так и после всех капитальных ремонтов, внесенных в формуляры.

В общем случае, начиная с начала монтажа фундамента, затем турбоагрегата, а также в процессе пуска и первых лет эксплуатации относительное положение высотных отметок верхнего строения фундамента изменяется. Эти изменения высотных отметок характерны как для монолитного [1], так и для виброизолированного фундамента [5]. Суммарное перемещение любой точки фундамента формируется из статических, динамических деформаций, а также деформаций ползучести и усадки материала, осадок основания и эксплуатационных температурных разностей.

При этом суммарные деформации могут принимать различные значения, так что турبوустановка опирается на сложную ломаную поверхность. Некоторые деформации имеют регулярный характер и определяются технологическими особенностями работы оборудования. Например, в процессе прогрева турбоагрегата при пуске от исходного состояния до полной нагрузки возникают изменения относительного высотного положения подшипников. В результате значительной тепловой инерции массы бетона этот процесс может продолжаться в течение достаточно длительного времени.

Такие перемещения являются результатом теплового расширения верхней плиты и поперечных ригелей фундамента и опорных конструкций. Они носят неравномерный характер вдоль и поперек оси машины, что связано с общим температурным градиентом вдоль и поперёк оси машины, а также несимметричностью компоновки и низкой эффективностью тепловой изоляции трубопроводов, вспомогательного оборудования и системы регенерации. Показательными являются замеры деформации фундамента крупных машин при изменении температуры в машинном зале. Так, например, на рис. 1 представлено изменение деформации фундамента турбоагрегата 1000 МВт в зависимости от смены времен года и изменения температуры в машинном зале.

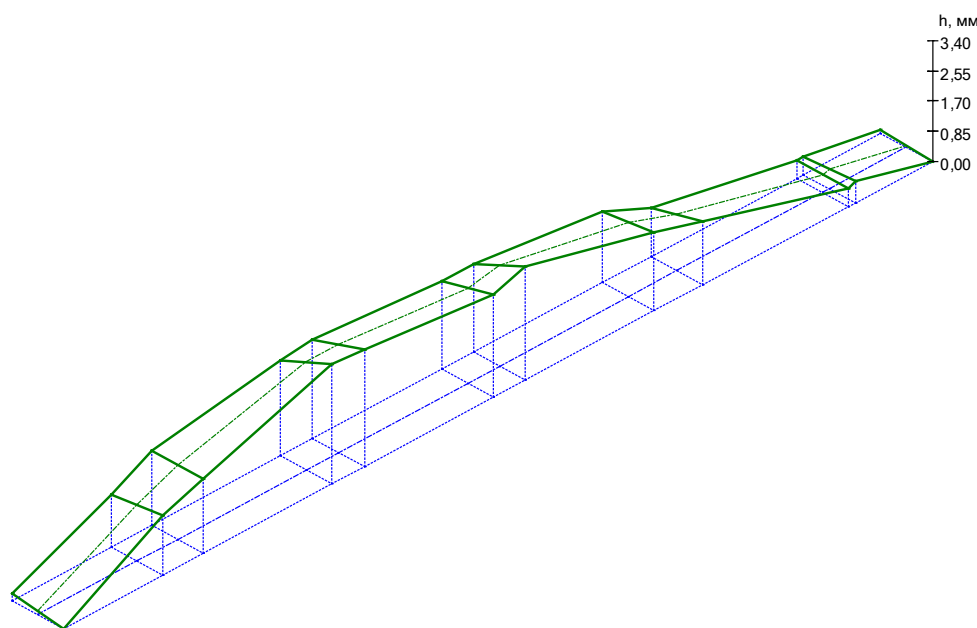


Рис. 1. Деформация фундамента и элементов статора турбоагрегата К-1000: базовый замер — 9.12.2004; текущий замер — 12.08.2005



Существенную неопределенность в характер температурных деформаций фундамента может внести небрежность при монтаже тепловой изоляции корпусов цилиндров турбины и трубопроводов (в особенности мелких), проложенных зачастую в непосредственной близости от поверхности бетона (нередко трубопроводы нижних половин каминных отсосов ЦВД и ЦСД в лучшем случае покрывают изоляцией заодно с цилиндром при капитальных ремонтах).

Известны примеры эксплуатации машин, дорабатывающих до ближайшего капитального ремонта, имеющих заметные пропуски пара через концевые уплотнения, неплотности горизонтального разъема цилиндров. В настоящее время эксплуатируется много машин с подводом пара к цилиндрам через фланцевое соединение (линии свежего пара, горячего промперегрева), склонное к протечкам из-за дефектов сборки [1].

Для расчетной оценки тепловой деформации фундамента по измерениям температурного поля мы модулируем конечноэлементную модель. Для построения конечноэлементной модели применялись объёмные (solid) восьмиузловые элементы характерным размером 0,3 м. Конечноэлементная сетка представлена на рис. 2. Для расчетов температурного поля применяются линейные тепловые (thermal) элементы. Для расчётов температурных и осадочных деформаций применяются структурные (structural) элементы. В качестве нагрузки прикладываются узловые температуры, полученные из теплового расчета. Закрепление оснований колонн условно-жесткое, остальные поверхности свободные. Параметры модели актуализируются в соответствии с выполненными геодезическими измерениями на различных отметках фундамента.

На рис. 3 представлен характер изменения верхнего строения фундамента и расцентровок валопровода турбоагрегата 200 МВт в связи с изменением температурного поля фундамента при пуске из холодного состояния. Многочисленные исследования ОАО «ВТИ», выполненные на различном оборудовании, подтверждают, что принятые значения упреждающих расцентровок, вводимых при ремонте, не всегда компенсируют смещения роторов при эксплуатации оборудования.

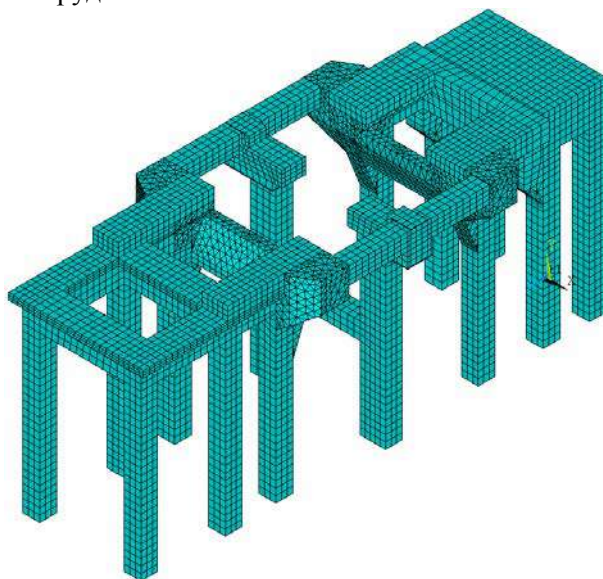


Рис. 2. Конечноэлементная модель фундамента турбоагрегата 200 МВт

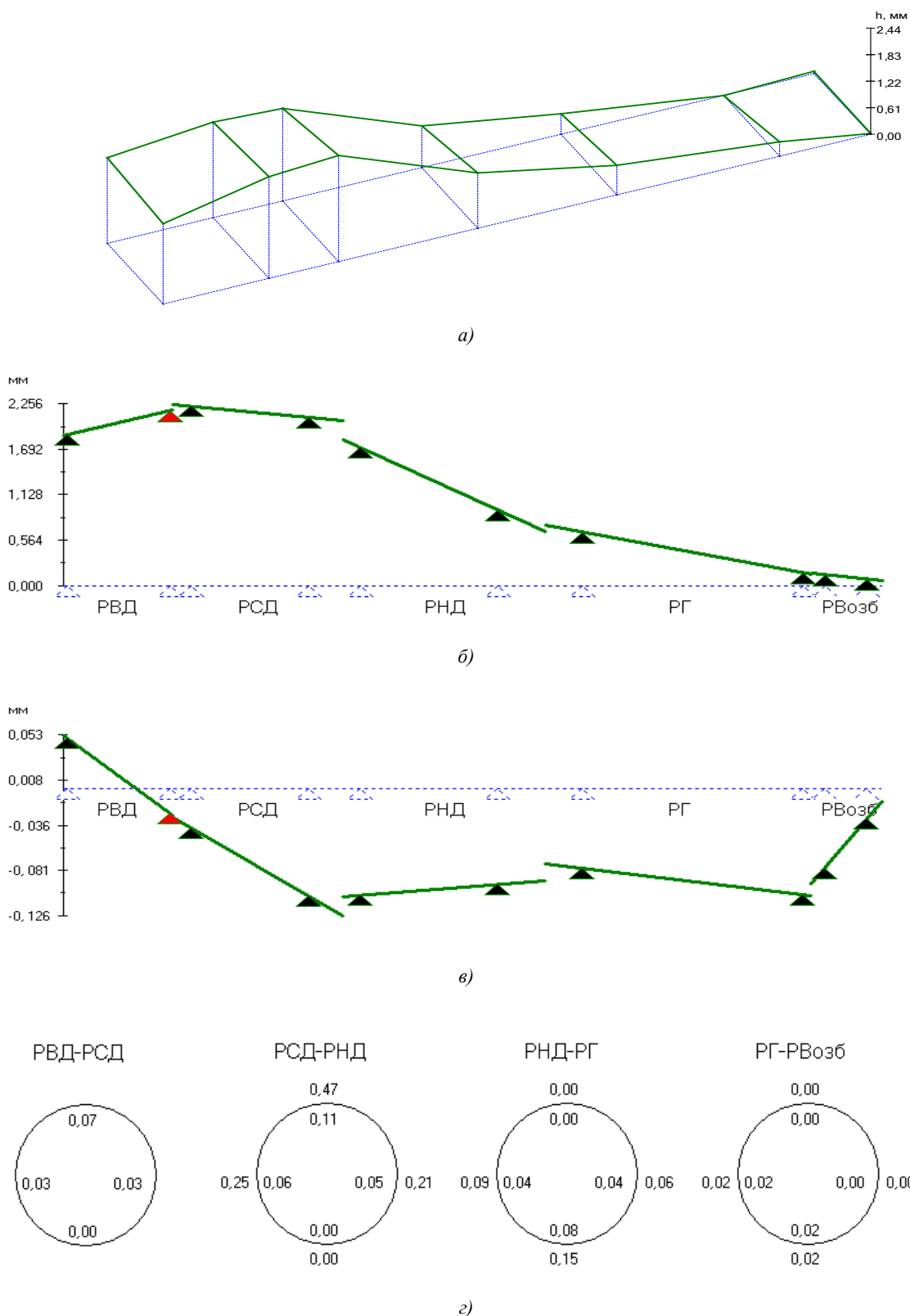


Рис. 3. Деформация верхнего строения фундамента в связи с изменением его температуры:  
*а* — деформация верхнего строения фундамента; *б* — вертикальное смещение опор; *в* — горизонтальное смещение опор; *г* — формуляр замера центровки роторов по полумуфтам, скоба на левом роторе



Нередко к расцентровке опорных подшипников приводят нарушения тепловых расширений корпусов цилиндров, проявляющиеся в скачкообразных перемещениях корпусов подшипников, их чрезмерных углах закрутки и (или) их ригелей, невозвращении цилиндров в исходное положение после полного остывания. Наибольшую опасность для турбоагрегата представляют кручения ригелей и наклоны корпусов подшипников. Под действием продольных сил, приложенных к поперечным шпонкам лап цилиндра, весь ригель поворачивается, что приводит к наклону фундаментной рамы и изменению взаимного положения опор. Для анализа тепловых расширений и разработки рекомендаций [2] по их нормализации мы активно применяем систему диагностики абсолютных расширений турбин СДАРТ [3], включающую датчики перемещений и углов наклона.

При выполнении работ с участием ОАО «ВТИ» по нормализации тепловых расширений турбоагрегатов различной мощности выполняются следующие основные этапы:

- установка металлофторопластовой ленты (МФЛ) на подошве ступель с обеспечением пылезащитного экранирования;
- нанесение твёрдосмазочного покрытия на рабочие поверхности продольных шпонок;
- реконструкция поперечных шпонок с установкой вставок с твердосмазочным гальваническим покрытием;
- выравнивание опорных нагрузок опорно-подвесных систем;
- поэтапное регулирование опорных нагрузок корпусов цилиндров с использованием гидравлического оборудования ВТИ.

Для оценки качества заливки фундаментной плиты применяются методы вибрационного воздействия на плиту, например, с помощью вибратора [4]. На рис. 4 представлена схема проведения испытаний фундаментной рамы второго стула с использованием вибровозбудителя, изготовленного в ОАО «ВТИ». Используемая аппаратура вибрационных исследований многоканального исполнения обеспечивает непрерывный сбор информации от вибродатчиков, устанавливаемых в характерных точках. Исследования проводятся при равномерном развороте вибратора до рабочей частоты вращения вала турбоагрегата, затем при равномерном снижении частоты вращения.

Для оценки состояния ригеля фундамента при ремонте воспроизводится осевая нагрузка, составляющая значительную часть от проектного усилия трения на фундаментной раме при тепловом расширении статора. Здесь же на рис. 4 представлена схема проведения испытаний ригелей первого и второго подшипников под действием осевой силы, задаваемой гидравлической установкой производства ОАО «ВТИ» через оснастку, выполненной из трубы и упора. Сбор информации по закрутке ригеля осуществляется при помощи датчиков угловых перемещений с точностью замеров в пределах 0,01 мм/м, а их смещение — с использованием специализированной оснастки и датчиков перемещений с ценой деления 0,01 мм.

Поскольку за последние несколько лет на турбинах ТЭС и АЭС участились аварии, связанные с обрывом соединительных болтов полумуфт, рис. 5, то одной из важнейших задач является улучшение качества сборки валопроводов турбин.

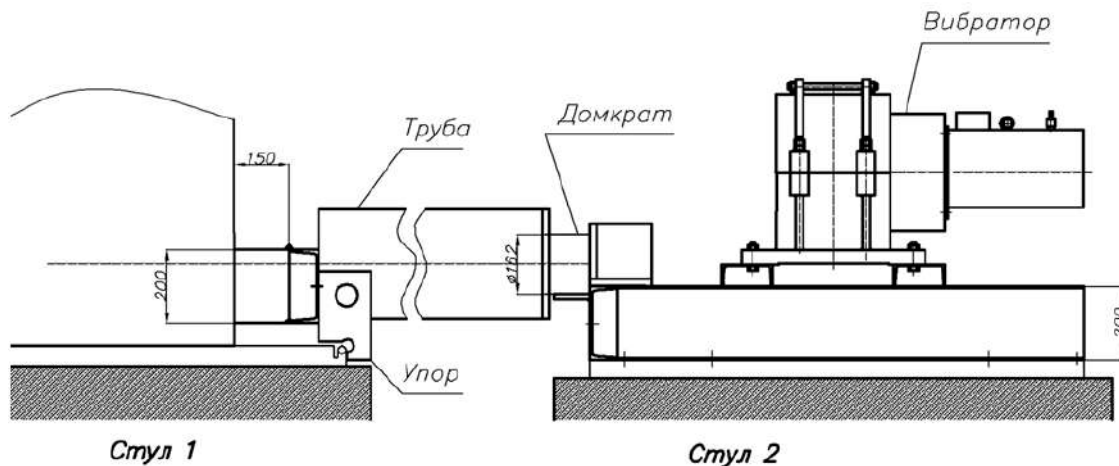


Рис. 4. Схема определения состояний фундаментной рамы и ригелей

Поскольку за последние несколько лет на турбинах ТЭС и АЭС участились аварии, связанные с обрывом соединительных болтов полумуфт, рис. 5, то одной из важнейших задач является улучшение качества сборки валопроводов турбин.



Рис. 5. Крепеж фланцевого соединения роторов при аварии мощного турбоагрегата

Для экономии времени при ремонте, повышения вибрационной надежности за счет снижения и сохраняемости колленчатости при сборке-разборке муфтовых соединений и сохранения геометрии расточек отверстий при длительной эксплуатации предлагается



всесторонне применять технологию принудительного взаимного центрирования роторов за счет использования легкоъемного крепежа [2], например, конструкции ОАО «ВТИ». Легкоъемный крепеж, рис. 6, состоит из конусных шпилек, ответных втулок с внутренней конической и внешней цилиндрической поверхностями, силовых и стопорных гаек.



Рис. 6. Легкоъемный крепеж технологии ОАО «ВТИ»  
(распорная втулка и конусная шпилька в комплекте с гайками)

При выполнении сборки в подготовленное отверстие фланцев сцентрированных муфт вручную заводится конусная шпилька с конусной втулкой и зазором 0,02–0,04 мм по наружному диаметру. С помощью гидравлического домкрата и конусной шпильки запрессовывается конусная втулка до натяга по наружной поверхности втулки, равного 0,02–0,03 мм. Устанавливаются гайки на шпильку, и выполняется вытяжка шпильки при помощи гидрофицированной техники расчётным усилием до номинального значения. Каждая шпилька имеет осевой канал диаметром 5–6 мм, в который устанавливается механический тензометр, осуществляющий контроль вытяжки шпильки с точностью до 0,01 мм. Работы по сборке муфтовых соединений роторов с применением легкоъемного крепежа нашей конструкции позволяют без каких-либо затруднений обеспечивать повторную сборку-разборку муфтовых соединений с полной повторяемостью взаимного положения роторов. Это было проверено при многократных разборках с повторной сборкой муфтовых соединений для более десяти турбоагрегатов различной мощности.

### **Выводы**

1. Использование современных методов расчета с моделированием конструкции фундамента позволяет выполнять оценки температурных смещений фундамента и рассчитывать расцентровки опор по измеренному температурному полю.
2. Для повышения качества технического обслуживания, диагностирования и предупреждения аварийных ситуаций предлагается выполнять комплексный контроль технического состояния турбоагрегатов.

3. Взаимное положение опор и центровку роторов предлагается оценивать без разборки муфтовых соединений по значению опорных реакций валопровода.

4. Для повышения вибрационной надежности предлагается всесторонне применять технологию принудительного взаимного центрирования роторов за счёт использования легкосъёмного крепежа.

5. Применение легкосъёмного крепежа для соединения муфтовых соединений роторов турбоагрегатов позволяет выполнять ремонтные работы с полной повторяемостью взаимного положения роторов при повторной сборке и экономить время при ремонте.

#### Список литературы

1. **Дон, Э.А.** Расцентровка подшипников турбоагрегатов [Текст] / Э.А. Дон, Д.В. Тарадай // приложение к журналу «Энергетик». — № 8. Ч. 1–3. [Библиотечка электротехника] — М.: НТФ «Энергопрогресс», 2016.
2. **Дон, Э.А.** Улучшение тепловых расширений и вибрационной надежности при модернизации турбоагрегатов К-330-240 Каширской ГРЭС [Текст] / Э.А. Дон, Д.В. Тарадай, А.П. Пономаренко, С.Ф. Торхунов // Электрические станции. — 2011. — № 6.
3. **Дон, Э.А.** Система диагностики температурных расширений турбоагрегатов [Текст] / Э.А. Дон, Д.В. Тарадай, К.Е. Буглаев // Электрические станции. — 2012. — № 9. — С. 42–47.
4. **Тарадай, Д.В.** Нормализация вибросостояния выхлопного патрубка ГТД-110 [Текст] / Д.В. Тарадай, В.С. Гудошников, А.В. Тимин // Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга: материалы VIII научно-технической конференции.
5. **Тарадай, Д.В.** Оценка деформации линии валопровода при эксплуатации ГТУ АЕ64.3А, установленной на виброизолированном фундаменте [Текст] / Д.В. Тарадай, В.С. Гудошников, Э.А. Дон // М.: Электрические станции. — 2016. — № 6.



## **ВЫЯВЛЕНИЕ И УСТРАНЕНИЕ ПРИЧИН НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ТИПА ПТ-80/100-130 ст. № 2 ТЭЦ-2**

**Д.А. ПАХАЛЕВ, М.В. САГАЙДАЧНЫЙ** (АО «Энергоремонт», г. Москва, Россия),  
**Д.В. ТАРАДАЙ** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия),  
**Е.С. ТРУНИН** (ООО «Диамех-2000», г. Москва, Россия)

Объектами исследования в настоящей работе являются статор и фундамент турбоагрегата ст. № 2 Астраханской ТЭЦ-2 в составе паровой турбины ПТ-80/100-130/13, генератора ТВФ-120-2ЕЗ и возбуждителя. Паровая турбина заводской № 1802 ЛМЗ введена в эксплуатацию в 1986 г. За первые 9 лет эксплуатации каких-либо существенных замечаний по ее работе не было. В 1995 г. был обнаружен неравномерный нагрев рабочих колодок упорного подшипника и повышенная вибрация заднего подшипника РНД. В результате проведенного силами п/п «Волгоэнергоремонт» обследования выявлено защемление корпуса средней опоры турбины и обрыв крепления продольного ригеля между колонной средней опоры и колонной передней опоры генератора. Год спустя в период капитального ремонта на поверхности скольжения передней и средней опор была установлена металло-фторопластовая лента. Продольные и поперечные шпонки этих опор были покрыты термостойким антифрикционным полимером. С тех пор и по настоящий момент значимых проблем с тепловыми расширениями турбоагрегата не было. Нарушенная связь между продольным ригелем и колонной была частично восстановлена путем инъецирования спецсоставами и устройством металлического корсета. Последующее десятилетие турбина вела себя относительно спокойно и адекватно.

В период проведения ремонтной организацией АО «Энергоремонт» капитального ремонта турбоагрегата летом 2010 г. в течение более трех месяцев было выявлено к концу ремонта значительное смещение (уклон) верхней части фундамента агрегата в поперечном направлении. В результате этого пришлось повторно перецентрировать валопровод, а также проточную часть ЦНД и перемещать статор генератора в поперечном направлении. По результатам технического отчета «Наблюдения за осадкой фундамента турбины № 2 АТЭЦ-2» геодезистов ООО «Центр по испытаниям, внедрению, сертификации продукции, стандартизации и метрологии» средняя осадка фундамента турбины за эти три месяца ремонта превысила годовую норму в три раза и составила 3,4 мм. Анализ отчетной ремонтной документации двух предыдущих капитальных ремонтов турбины, проведенных силами

АО «Астраханьэнергоремонт» в 2000 и 2005 гг. показал, что подобные перемещения в поперечном направлении выполнялись каждый ремонт. В 2014 году ОАО «Всероссийский научно-исследовательский институт гидротехники им. Б.Е. Веденеева», проведя комплексное многофакторное обследование фундамента турбины, оценило общее состояние фундамента турбоагрегата ст. № 2 как ограничено-работоспособное. Выявлены трещины на колоннах и ригелях фундамента. Причем на колоннах фундамента трещины связываются с осадочными деформациями фундамента, которые, по мнению авторов [1], на 2013 г. стабилизировались.

Весной 2015 г. на первом подшипнике турбины впервые была зафиксирована «плавающая» низкочастотная вибрация. (Термин «плавающий» выбран из-за непредсказуемости появления НЧВ). Она появлялась и исчезала даже при постоянной стабильной работе без каких-либо режимных переключений. Периоды полного отсутствия НЧВ сначала могли продолжаться сутками, потом она появлялась чаще, пока не переходила в постоянное состояние. НЧВ имела место при пусках уже на частоте вращения ротора 2850 об/мин. Сначала только на первом подшипнике, затем на втором и третьем.

В следующий капитальный ремонт, проведенный летом 2015 г. специалистами ООО «ТНМ-Энерго», проблема значительных перемещений валопровода в поперечном направлении возникла вновь. В результате проведенной центровки валопровода в горизонтальной плоскости, смещение РНД относительно масляной расточки подшипника № 4 было доведено до 3,5 мм. Из-под правой боковой колодки подшипника № 5 удалены все прокладки и проточен корпус вкладыша по наружному диаметру для исключения касания с расточкой «постели». Статор генератора смещен вправо до упора по болтам крепления. Выносная опора генератора смещена вправо до упора по болтам крепления. Болты крепления выносной опоры генератора проточены, их заводские диэлектрические втулки заменены на более тонкие. При пуске после капитального ремонта на холостом ходу в районе передней опоры появились посторонний шум, похожий на рокот, хорошо прослушиваемый «слухачом», и низкочастотная вибрация переднего подшипника скачками до 1,5–2,0 мм/с.

Возникла сложная задача найти и устранить причину этой непостоянной, «плавающей» НЧВ. Удовлетворяющая всем техническим требованиям установка при отсутствии серьезных видимых дефектов оказалась неработоспособной. Многочисленные попытки найти связь между НЧВ и какими-либо эксплуатационными факторами не увенчались успехом. Изменение температуры и давления масла, снижение параметров пара в «голову» турбины, изменение температуры пара на уплотнения, небольшие изменения характеристик парораспределения — все это давало лишь небольшой кратковременный и неповторяющийся эффект. Изменение заводской «лимонной» расточки первого подшипника на более строгую с величиной потолочного масляного зазора до 0,35–0,4 мм заметно снизило уровень вибрации подшипника, но не решало проблемы. Множественные эксперименты с центровкой валопровода, также результатов не давали.



К решению проблемы по устранению низкочастотной вибрации турбины были привлечены силы многих организаций: ОАО «Силловые машины», ОАО ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева, ОАО «Уралэнергоремонт», ЗАО «Турбинист». Специалистами этих организаций был проведен большой объем научно-исследовательских работ и анализ ремонтной документации. Большая часть выданных рекомендаций сразу же выполнялась, но устранить НЧВ не удавалось.

С августа 2015 г. до мая 2018 г. астраханская энергосистема, ранее незнакомая с НЧВ, познала все «прелести» этого явления. За этот период энергоблок пережил 34 пуска/останова и более 22 месяцев простоя. Практически после каждого останова ремонтники вскрывали, выкатывали и ремонтировали подшипники турбины. Трижды был полностью перезалит первый подшипник, по одному разу — второй и третий. Помимо этого, неоднократно выполнялись некрупные локальные подплавки баббитовой заливки подшипников. Во время осмотров дефектов первого подшипника было замечено регулярное смещение рабочих натиров на баббитовой заливке от шейки ротора с левой стороны. Это привело к решению проверить уклон передней опоры при пуске и прогреве в поперечном направлении имеющимися на станции приборами. На одном из пусков турбины из холодного состояния на колонны передней и средней опор на отметке турбины в поперечном направлении были установлены датчики перемещения. Таким образом, были замерены уклоны колонн передней и средней опоры в поперечном направлении, которые составили 1,5 мм и 0,3 мм соответственно.

К началу 2017 г. сложилась критическая ситуация, когда рост низкочастотной составляющей вибрации достиг величины 4–5 мм/с. Для выявления причин возникновения НЧВ были приглашены специалисты ОАО «ВТИ» и ООО «Диамех-2000». В соответствии с техническим заданием работа включала анализ состояния фундамента, оценку деформации фундамента по геодезическим наблюдениям и по имеющимся формулярам центровки роторов по полумуфтам, полученных до и после ремонтов. Расчет центровки роторов по полумуфтам был выполнен по алгоритмам ОАО «ВТИ», позволяющим рассчитывать центровку роторов по выявленным деформациям фундамента и смещения опор по формулярам центровок роторов, полученных до и после ремонтов.

Обследование динамического состояния фундамента и элементов статора выполнялось в соответствии с РД 34.21.306–96, РД 34.21.323–95 и РД 34.30.506–90. В работе использовались переносные приборы, многоканальные вибрационные комплексы и система диагностики абсолютных расширений турбин (СДАРТ). Обследование выполнялось при пуске машины из холодного состояния. Перед проведением испытаний на ригеле фундамента, на колоннах, вблизи поперечных балок устанавливались реперные марки для крепления датчиков вибрации. На поперечном ригеле вблизи фундаментных рам у корпусов подшипников 1 и 2–3 устанавливались площадки под датчики наклона системы СДАРТ. При проведении испытаний датчики вибрации многоканальной системы устанавливались на фунда-

менте, в том числе на верхней и нижней фундаментных плитах, на опорных рамах подшипников и на элементах статора турбоагрегата.

Анализ геодезических данных и данных, полученных по формулярам центровок роторов по полумуфтам, до и после ремонтов выявил, что фундамент турбоагрегата подвержен значительным осадкам. Для примера на рис. 1 продемонстрировано неравномерное смещение нижней фундаментной плиты за период 1986–2015 гг.

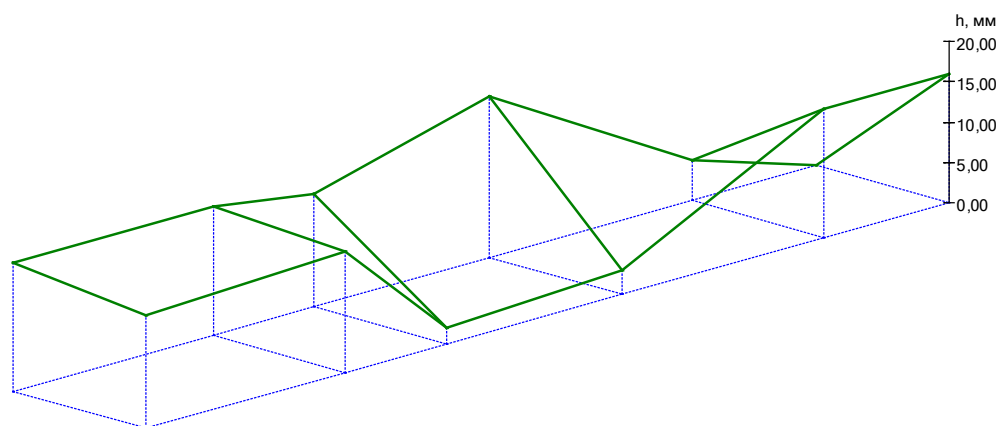


Рис. 1. Деформация нижнего строения фундамента.  
Базовый замер: 1 марта 1986 г., текущий замер: 1 мая 2015 г.

В результате выполненных исследований, были сделаны выводы по состоянию машины и фундамента. Техническое состояние турбины характеризуется как условно-неработоспособное по причине наличия высокого уровня низкочастотной составляющей вибрации. «Плавающая» вибрация и ее внезапное исчезновение является усугубляющим фактором. Техническое состояние фундамента характеризуется как условно-неработоспособное по причинам повышенной вибрации фундамента и податливости опорных рам подшипников 1 и 2/3. Размахи колебаний точек верхнего строения местами превышают значения 100 мкм, что значительно выше допусковых 50 мкм. Размахи колебаний нижнего строения достигают 25 мкм при допусковых по РД 34.21.323-95 10 мкм. Размахи колебаний фундамента у оснований колонн достигают 25 мкм, что существенно выше типичных значений — подозрение на дефект нижнего строения. Кривые выбегов существенно отличаются от имевших место в 2014 г.: подозрения на уменьшение жесткости фундамента в вертикальном и осевом направлениях по левой стороне в районе первой и второй П-образных рам. Неплотностей прилегания корпусов к фундаментным плитам не выявлено. Отрывов ригелей от колонн не наблюдается.

Предположительная причина возникновения НЧВ — неустойчивость масляных клиньев подшипников вследствие возникновения расцентровки опор валопровода. Нештатная расцентровка опор происходит вследствие деформаций опор и наличия проблем с фундаментом.



В результате выявленных дефектов, таких как многолетние осадки фундамента, уклоны колонн в поперечном направлении, повышенная вибрация фундамента, было рекомендовано выполнить комплексное обследование подземной части фундамента.

В мае 2018 г. представителями АУАО «Государственная экспертиза проектов» проведены высокоточные геодезические, геофизические, георадарные и сейсмоакустические исследования подземной части фундамента в результате которых, наконец-то, получено полное представление о состоянии подземной части фундамента турбоагрегата. По заключению АУАО «Государственная экспертиза проектов»: осадка фундамента не стабилизирована, под ростверком зафиксированы значительные области разуплотненных и обводненных грунтов, на ростверке обнаружены две трещины длиной 2,5 м и 2,9 м с развитием по глубине до 1,3 м.

Далее по рекомендациям специалистов ООО «Реконструкция» было принято решение по укреплению грунтов основания фундамента турбоагрегата при помощи нагнетания расширяющейся смолы в полости грунта по технологии «URETEK». В короткие сроки были пробурены 52 отверстия диаметром 120 мм и глубиной до 5,5 м. Через эти отверстия согласно технологии было закачено под высоким давлением более 5,0 тонн геополимерного компаунда, который при кристаллизации увеличивается в объеме в 10–15 раз. В процессе нагнетания происходит армирование грунтового массива жесткими телами затвердевшего геополимера, за счет расширения происходит вытеснение воды, заполнение пустот несущих слоев грунтов и создание, тем самым, дополнительных опор ростверка.

В июле 2018 года при пуске турбины после проведенных масштабных работ по укреплению грунтов основания фундамента по технологии «URETEK» с применением геополимерного компаунда, низкочастотная вибрация впервые за последние три года не обнаружена. В настоящий момент турбина работает без нарушений норм ПТЭ по вибрации.

### **Выводы**

1. Ремонтные работы, выполняемые в рамках регламента, не всегда позволяют выявить и устранить причины нестандартных нарушений эксплуатации основного и вспомогательного оборудования. Для турбин со значительной наработкой и, особенно, работающих за пределами паркового ресурса, перед проведением ремонтных работ необходимо выполнять обследования с применением многоканальных измерительных средств контроля.

2. Своевременное обнаружение дефектов и квалифицированное их устранение сокращает ремонтные затраты, повышает надежность энергоснабжения и исключает упущенную выгоду энергетических предприятий от вынужденных простоев.

3. Комплексное обследование системы турбоагрегат-фундамент-основание с применением специализированных приборов контроля позволяет выявить и идентифицировать дефекты в этой части. Целесообразно ставить вопрос о включении такого обследования в регламент предремонтных работ.

4. Выдвинута и подтверждена версия причин возникновения НЧВ, как следствие неустойчивости масляных клиньев подшипников из-за несоосного смещения опор валопровода и просядок фундамента.

5. Ремонт и восстановление основания нижней фундаментной плиты, путем заполнения полостей грунта расширяющейся смолой по технологии «URETEK», позволило устранить нежелательную НЧВ во всех режимах эксплуатации турбоагрегата.

6. Поскольку в энергетике весьма незначительный опыт проведения работ по восстановлению целостности грунта и основания по технологии «URETEK» необходимо продолжить наблюдения за состоянием фундамента, в том числе за его осадками и повышенными вибрациями в реперных точках контроля.

#### Список литературы

1. Научно-технический отчет «Комплексное многофакторное обследование фундамента энергоблока ст. № 2 совместно с фундаментом питательного насоса». — СПб.: ОАО «ВНИИГ им. Б.К. Веденеева». — 2013.
2. РД 34.21.323–95. Методические указания по обследованию фундаментов турбоагрегатов.
3. РД 34.21.306–9. Методические указания по обследованию динамического состояния строительных конструкций сооружений и фундаментов оборудования энергопредприятий.



## **ОЦЕНКА ПОТЕРЬ ЗА СЧЕТ СНИЖЕНИЯ КПД И НАДЕЖНОСТИ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ ЭНЕРГБЛОКОВ 800 МВт В РЕЗУЛЬТАТЕ ОШИБОК ПРОГНОЗА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И РЕМОНТА С ОТКЛОНЕНИЕМ ОТ ИНСТРУКЦИИ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСОВ ЗАВОДА-ИЗГОТОВИТЕЛЯ**

**В. УФЕЛЬМАН, Т. МАЙНИКЕ, В.А. ВАСИЛЬЕВ** (ФГБОУ ВО «ЧелГУ», г. Челябинск, Россия)  
**Д.В. ТАРАДАЙ** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

На Пермской ГРЭС установлено 3 энергоблока 800 МВт и ПГУ мощностью 800 МВт. Ввод в эксплуатацию первого блока — 30 июня 1986 г., второго блока — 28 декабря 1987 г., 3-го блока — 30 марта 1990 г.

Энергоблоки 800 МВт оснащались питательными насосами ПН 1500-350-1 (Пролетарский завод). С этими насосами были проблемы, связанные с высоким уровнем вибрации на лопастной частоте и низким уровнем надежности. Нарботка до капитального ремонта составляла не более 20–25 тыс. ч.  $\approx$  2–3 года.

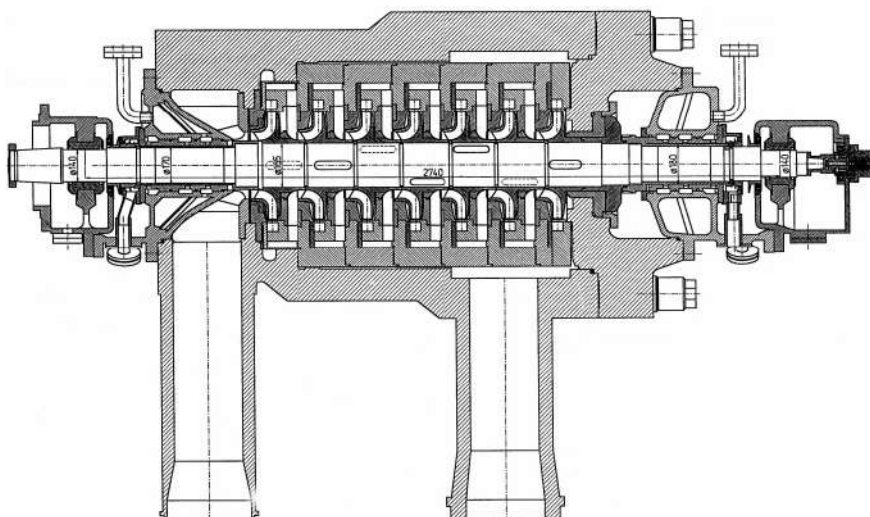


Рис. 1. Питательный насос ПН 1500-350

Начиная с 2000 года на станции прошла реконструкция. Питательные насосы ПН 1500-350-1 заменены насосами СНТД 7/8 фирмы KSB. В старые наружные корпуса установлены новые проточные части фирмы КСБ (Германия) (рис. 2).

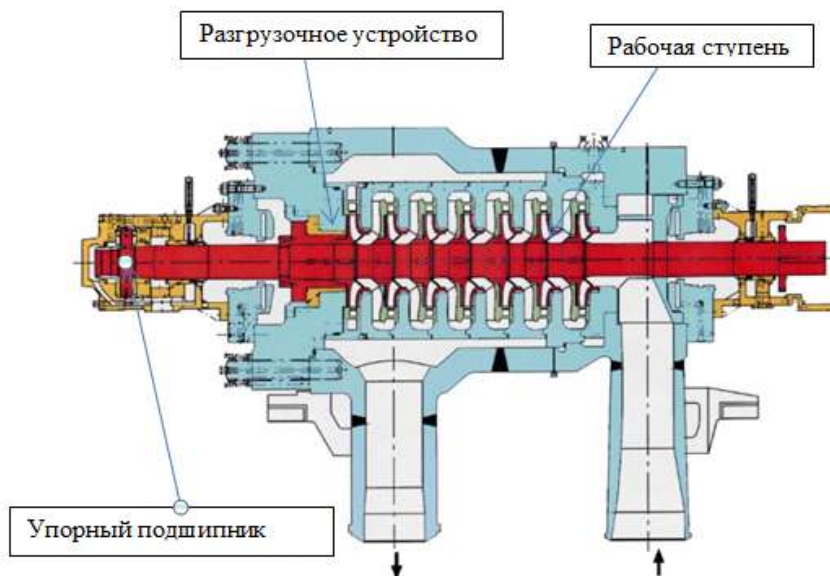


Рис. 2. Насос SHTD 7/8 фирмы KSB

Общий вид разгрузочного устройства, двойной поршень, приведен на рис. 3. На цилиндрической щели нанесена нарезка. Торцовая щель выполняет те же функции, что и в гидроплате.

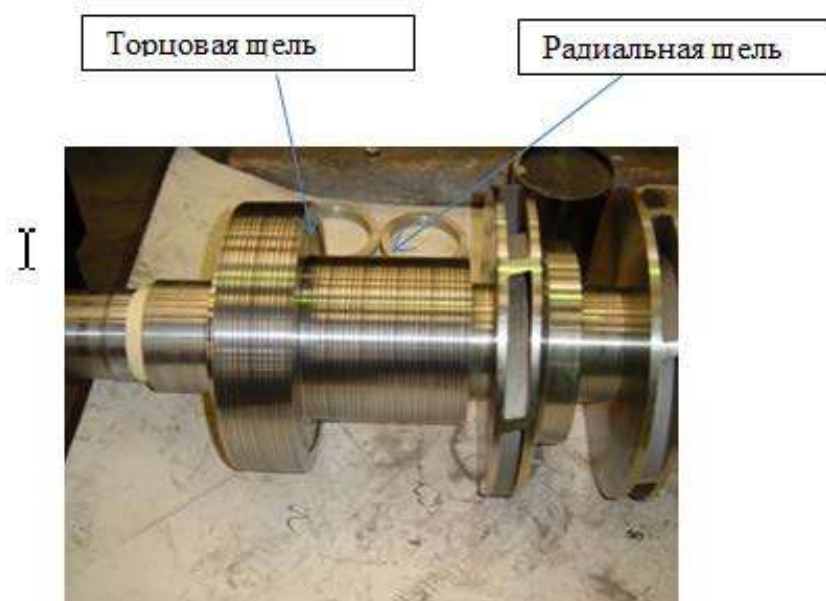


Рис. 3. Разгрузочное устройство, двойной поршень.  
Нарезка на вращающейся части разгрузочного устройства

Для устойчивой работы двойного поршня требуется упорный подшипник, компенсирующий осевое усилие (рис. 4). Рабочие колодки и установочные колодки выполняют различные функции. Работа на установочных колодках может приводить к аварийным ситуациям. Для снижения потерь в разгрузочном устройстве служит специальное карданное кольцо. С его помощью регулируется минимальный радиальный зазор в торцовой щели.

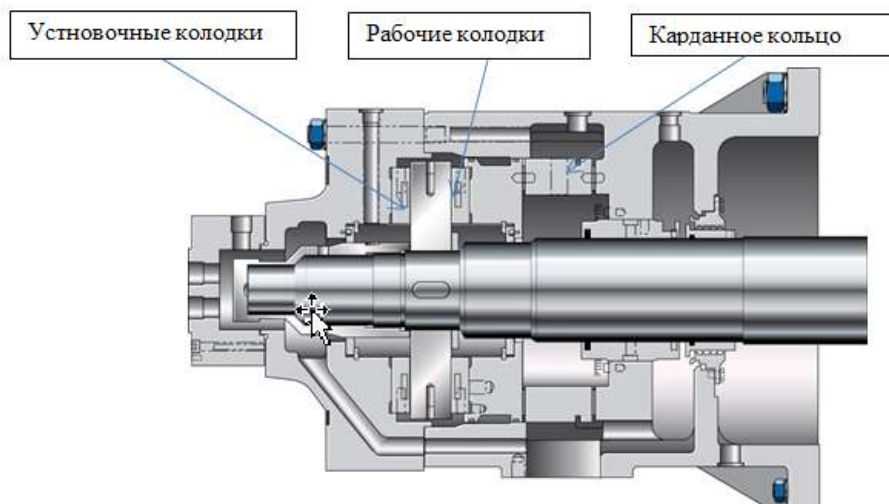


Рис. 4. Узел упорного подшипника

Карданное кольцо, упругий элемент, который позволяет перемещаться в осевом направлении ротору, изменяя при этом радиальный зазор разгрузочного устройства. Общий вид приведен на рис. 5.

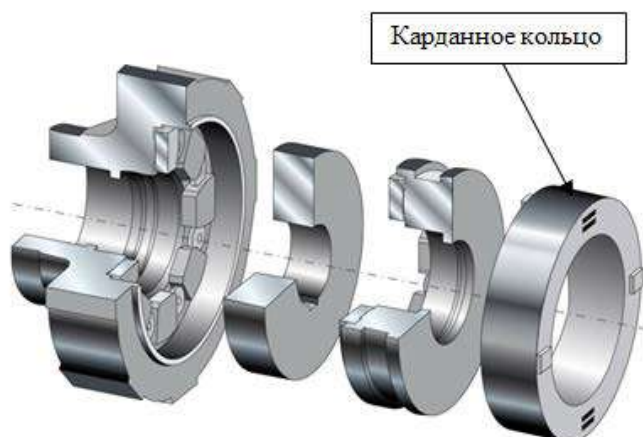


Рис. 5. Упорный подшипник и карданное кольцо

Замена питательного насоса на насос СНТД 7/8 фирмы KSB привела к существенному росту КПД турбопитательной установки. На рис. 6 приведены зависимости КПД питательных насосов Пролетарского завода различных модификаций и питательного насоса фирмы КСБ. КПД насоса фирмы КСБ полученный термодинамическим способом, без учета потерь в разгрузочном устройстве и упорном подшипнике равен 86,5%.

Уровень вибрации питательных насосов фирмы КСБ не превышает 2,5–3,0 мм/с, наработка на отказ не менее 45 тыс. ч. Так как вибрационное состояние после внедрения насосов фирмы КСБ существенно (кардинально) улучшилось (уровень вибрации не превышает 2,8 мм/с). Нарботки до капитального ремонта увеличены практически в три раза. Реально насосы Пермской ГРЭС с момента монтажа отработали без ремонта почти 13 лет (75 тыс. ч).

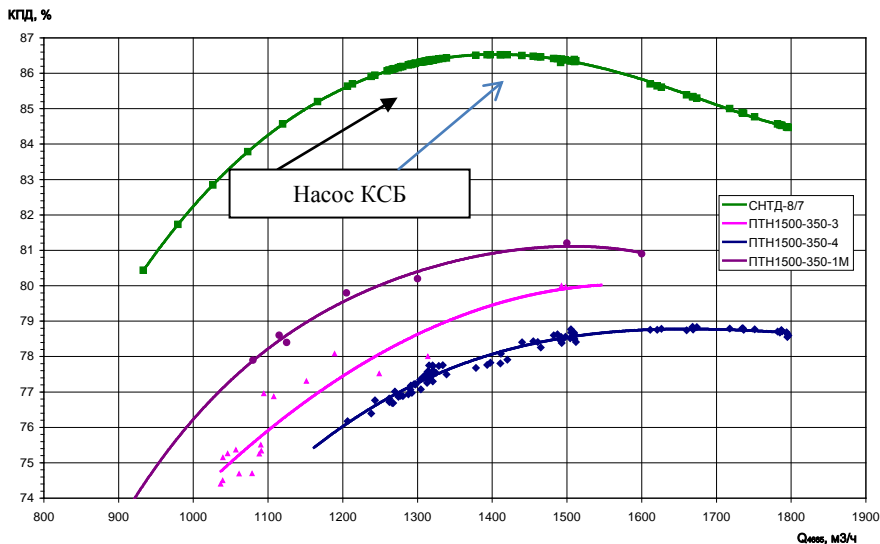


Рис. 6. КПД насосов фирмы KSB, Пролетарского завода ПН 1500-350-3, ПН 1500-350-4 и Калужского турбинного завода ПН 1500-350-1М

Таким образом, отличительной особенностью ситуации на Пермской ГРЭС является очень большие межремонтные сроки для питательных насосов.

При этом наблюдались некоторые дефекты, как заклинивания на валоповороте (частота вращения 10 об/мин); разрушение установочных колодок упорного подшипника; проблемы с дозатором аммиака, с резиновыми уплотнениями вала и внутреннего корпуса насоса.

Указанные дефекты устранялись без вскрытия (ремонта) проточной части. Для устранения заклиниваний на валоповоротном устройстве почти сразу после пуска на ряде насосов проведено увеличение диаметрального зазора межступенного уплотнения (с 0,65 до 0,95 мм).

Увеличение радиальных зазоров в уплотнениях проточной части приводит к существенному снижению КПД питательного насоса. На рис. 7 приведена зависимость КПД от величины зазора в уплотнениях проточной части. При увеличении зазора в 1,5 раза КПД падает в пределах 3–4% в зависимости от быстроходности ступени насоса. Снижение КПД на 3–5% требует вывода насоса в ремонт [1, 2].

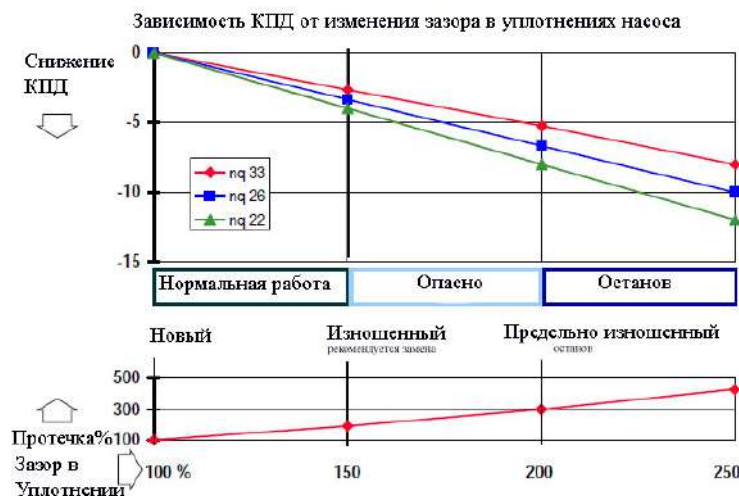


Рис. 7. Зависимость КПД от зазора в уплотнениях проточной части, данные фирмы «ЗУЛЬЦЕР» [2, 3]



Кроме того, при длительной эксплуатации увеличиваются зазоры межступенных уплотнений проточной и зазоры в кольцевой щели разгрузочного устройства. В результате происходит перераспределение осевых сил, вывод из работы карданного кольца и, как следствие, смещение ротора в осевом направлении, нагружение установочных колодок упорного подшипника и их разрушение (рис. 8). Работа упорного подшипника на установочных колодках возможна только в случае увеличения радиального зазора разгрузочного устройства, вследствие осевых смещений ротора. При этом двойной поршень начинает работать как одиночный поршень, возрастают потери. КПД насоса снижается примерно на 1,5%. В табл. 1 приведены относительное изменение КПД при использовании различных конструкций разгрузочных устройств [3].



Рис. 8. Установочные колодки упорного подшипника при длительной эксплуатации

го подшипника и их разрушение (рис. 8). Работа упорного подшипника на установочных колодках возможна только в случае увеличения радиального зазора разгрузочного устройства, вследствие осевых смещений ротора. При этом двойной поршень начинает работать как одиночный поршень, возрастают потери. КПД насоса снижается примерно на 1,5%. В табл. 1 приведены относительное изменение КПД при использовании различных конструкций разгрузочных устройств [3].

Таблица 1

#### Сравнение показателей поршня, диска и двойного поршня

	КПД, %	Увеличение осевой силы при росте зазора	Подвижность ротора в корпусе ступени при отказе подшипника
Разгрузочный поршень	98	–	–
Разгрузочный диск	100	+	+
Двойной поршень	97,5	+	+
Двойной поршень с карданным кольцом	99	+	+

Ниже приведем расчет экономического эффекта от повышения КПД питательного насоса блока 800 МВт Пермской ГРЭС.

Питательные насосы блока 800 МВт приводятся в действие от двух паровых турбин типа ОК-19ПУ. Номинальная мощность каждой 18,0 МВт.

#### 1. Технический эффект.

Повышение КПД насоса приводит к пропорциональному снижению затрат мощности на приводную турбину. Имеем в виду, что блок работает в разрезе года в пределах регулируемого диапазона на частичных нагрузках. Считаем, что достигнутое повышение КПД насоса распространяется на все режимы его работы.

#### 2. Исходные данные:

Номинальная мощность приводной турбины  $N = 18,0$  МВт.

Количество приводных турбин  $n = 2$ .

Повышение КПД насоса  $\Delta \eta = 3,0$  %.

Среднегодовой коэффициент использования установленной мощности блока  $K_{\text{и}} = 0,6$ .

Число часов в году 8760 ч.

Среднегодовой удельный расход условного топлива блока  $V_{\text{отп}} = 330 \text{ г/КВтч}$ .

Цена топлива  $C_{\text{топ}} = 4200,0 \text{ руб./тут}$ .

3. Экономический эффект.

$E_{\text{ф}} = N * n * 2 * \Delta \eta * K_{\text{и}} * 8760 * V_{\text{отп}} * C_{\text{топ}} * 10^{-5}$ , руб./год

$E_{\text{ф}} = 18 * 2 * 3 * 0,6 * 8760 * 330 * 4200 * 10^{-5} = 7\ 870 \text{ тыс. руб./год}$ .

### Выводы

Проблемы связанные с эксплуатацией питательных насосов фирмы КСБ блока 800 МВт Пермской ГРЭС, таких как износ проточной части, повреждение установочных колодок упорного подшипника, снижение КПД, связаны, в том числе, с увеличением сверх допустимого межремонтного периода. При длительной эксплуатации увеличиваются зазоры межступенных уплотнений проточной части и зазоры в кольцевой щели разгрузочного устройства. В результате происходит перераспределение осевых сил, вывод из работы карданного кольца и, как следствие, разрушение установочных колодок упорного подшипника. Полный механизм указанных повреждений требует детальных исследований с использованием современных измерительных средств контроля. По мнению экспертов, одной из причин износа проточной части насоса, является режим работы на валопровороте, что снижает КПД насоса уже сразу после проведенного ремонта. Необходимо совершенствование технологии пуска насоса с одновременным исследованием температурного состояния выхлопа приводной турбины.

Актуальным является вопрос поставки новой проточной части в ЗИП, и повышение квалификации (обучение) персонала отдела технической диагностики ПГРЭС на заводе-изготовителе.

Необходимо рассмотреть возможность подготовки картриджа для установки дополнительных средств измерений с целью выявления ресурсов снижения потерь проточной части питательного насоса.

### Рекомендации

1. Для обеспечения стабильной работы электростанции необходима поставка новой проточной части насоса СНТД 7/8 фирмы КСБ на Пермскую ГРЭС в срочном порядке.

2. Необходимо провести обучение персонала отдела технической диагностики ПГРЭС на заводе-изготовителе (КСБ) с целью повышения надежности эксплуатации насосов.

3. Разработать дополнительную оснастку контрольной виброаппаратурой питательного насоса СНТД 7/8 фирмы КСБ.

4. Провести комплекс работ по повышению надежности и экономичности питательных насосов энергоблоков мощностью 800 МВт Пермской ГРЭС на основе диагностики их технического состояния.



5. Разработать рекомендации по совершенствованию технологии пуска насоса с повышением частоты вращения валоповорота до 2000 об/мин с одновременным исследованием температурного состояния выхлопа приводной турбины.

#### Список литературы

1. **Бушзипер, П.** Концепция конструкции питательных насосов фирмы SULZER [Текст] / П. Бушзипер, М. Бирнов // Виброконтроль и вибродиагностика: сборник докладов. — М.: ВТИ, 2015.
2. НРТ High Speed Boiler Feedwater Pumps, Sulzer Pumps [Электронный ресурс]: — Режим доступа: <https://docplayer.net/15000662-Npt-high-speed-boiler-feedwater-pumps.html>
3. **Шиль, Ю.** Тенденция развития питательных насосов [Текст] / Ю. Шиль // Вестник южноуральского государственного университета. — 2005. — №. 6.
4. **Васильев, В.А.** Работа на валоповоротном устройстве приводных турбин питательных насосов ТЭС [Текст] / В.А. Васильев, В.И. Сироткин // Электрические станции. — 2018.— № 5.

## КОНЦЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ МОЩНЫХ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ ТЭС

**В.А. ВАСИЛЬЕВ, А.Н. ТУРКИН** (ФГБОУ ВО «ЧелГУ», г. Челябинск, Россия)

Тенденции развития питательных насосов и, в первую очередь, стремление к обеспечению их максимальной надежности, привели к необходимости увеличения частоты вращения, жесткости ротора и, как следствие увеличению линейной скорости на поверхности защитных рубашек вала в концевых уплотнениях до 30...50 м/с, что вызвало снижение надежности традиционных уплотнений с мягкой сальниковой набивкой и постепенный переход на жесткие щелевые уплотнения, в которых запирающие горячих протечек производится холодным конденсатом. Такому переходу способствовало и повышение давления перед концевыми уплотнениями вследствие широкого использования предвключенных насосов для обеспечения бескавитационной работы высокоскоростных, питательных насосов.

Как промежуточный этап перехода к щелевым уплотнениям, сначала они использовались только для снижения давления перед мягким сальником на насосах с частотой вращения 3000 и 3600 об/мин. После проверки опытных конструкций на насосах с частотой вращения 3600 об/мин щелевые уплотнения стали применяться в США при более высоких частотах вращения.

Первый опыт освоения и эксплуатации высокоскоростных питательных насосов высокого давления с щелевыми концевыми уплотнениями был получен в середине 50-х гг. на ТЭС Кирни (США) и на Черепетской ГРЭС (насосы СВП-220-280 ЛМЗ). В дальнейшем, эти уплотнения получили распространение во Франции, Англии, ФРГ и других странах. В настоящее время отечественные питательные насосы для блоков 150..300 МВт выпускаются только с щелевыми уплотнениями. В энергетике США примерно 87% питательных насосов имеют концевые уплотнения с подводом уплотняющего конденсата.

Период освоения насосов с щелевыми уплотнениями сопровождался различными неполадками, связанными в основном с задеваниями ротора в уплотнениях из-за попадания окалины, сварочного грата, металлической стружки, песка, а также вследствие температурных деформаций корпуса и ротора.

Существенное снижение числа таких повреждений было достигнуто после установки на линиях подвода конденсата к уплотнениям двойных сетчатых или пластинчатых фильтров с зазорами 0,2...0,4 мм, выполнения трубопроводов после фильтров из нержавеющей стали, установки вблизи насосов обратных клапанов на линиях слива из уплотнений в деаэратор,



применения защитных втулок с кольцевыми канавками и организации равномерного прогрева насосов при пуске.

Из условий надежности и, в первую очередь, для предотвращения задеваний при температурных деформациях насоса, радиальные зазоры в жестких щелевых уплотнениях принимают на уровне  $\delta = 0,3...0,4$  мм или  $\delta / R = 4 \cdot 10^{-3}$ , где  $R$  — радиус защитной втулки ротора. Это приводит к существенным протечкам конденсата и сопровождается снижением экономичности турбоустановки из-за байпасирования ПНД потоками холодного конденсата. В совокупности с дополнительными затратами энергии на привод конденсатных, предвключенных и дренажных насосов энергетические потери вызванные уплотнениями, составили, например, 400 кВт на насос СВП-220-280 или 1200 кВт на турбоустановку СВК-150. Позднее, при испытаниях питательных насосов ПЭ-320-180 и СВП-280-320 эти потери также оказались довольно существенными (150, 300 кВт на насос).

Поэтому дальнейшее развитие конструкций шло в направлении устранения указанных недостатков, путем применения подвижных в радиальном и осевом направлениях элементов — плавающих колец — и торцовых уплотнений, которые получили широкое распространение в зарубежной энергетике.

Применяемые при окружных скоростях вала свыше 45 м/с плавающие уплотнения позволяют снизить радиальные зазоры (до 0,08...0,15 мм или  $\delta / R = 1 \cdot 10^{-3}$ ) и протечки благодаря самоцентровке колец под действием щелевых гидродинамических сил. Торцовые уплотнения, которые применяются при скоростях до 40...50 м/с работают практически без протечек. Торцовые и плавающие уплотнения позволяют уменьшить длину и статический прогиб ротора и благодаря подвижности элементов уплотнений в радиальном направлении снижают вероятность заклиниваний ротора при температурных деформациях, повышая тем самым надежность насоса. Однако, они весьма чувствительны к загрязнению питательной воды, требуют тщательного подбора материалов пары трения, высокой точности изготовления и балансировки ротора. Для предотвращения парообразования в щелях, эти уплотнения не допускают перерывов в подаче охлаждающего конденсата, что вызывает необходимость устройства специальных автоматизированных систем очистки, охлаждения и подачи уплотнительного конденсата и затрудняет их применение в насосах, допускающих работу в условиях запаривания. Поэтому в отечественных, питательных насосах эти уплотнения используются еще недостаточно.

Конструкции концевых уплотнений, опыт их наладки и эксплуатации, рассмотрены в работах И. Карассика [2], С.М. Этингера [1], А. Морбаха [3], Х. Рихтера [4] и др. Однако, оценке экономичности щелевых концевых уплотнений в начальный период их применения уделялось недостаточно внимания: в основном учитывались только затраты энергии на подачу уплотняющего конденсата, потери трения благодаря отсутствию сальниковой набивки считалось незначительными, а должного внимания тепловым потерям в цикле паротурбинной установки не уделялось. Из рекомендаций по повышению экономичности уплотнений были известны только предложения ЛМЗ об установке дроссельных шайб на линиях под-

вода уплотнительного конденсата. Несколько позже стали применяться регулирующие клапана «после себя» для поддержания постоянного давления в линии подачи уплотняющего конденсата. Однако, как показал опыт эксплуатации, эти мероприятия не обеспечивали необходимого эффекта в условиях переменного давления, развиваемого конденсатными насосами, и при снижении давления в деаэраторе при пониженных нагрузках блока.

Научные основы проектирования и расчета уплотнений еще недостаточно разработаны. Проектирование уплотнений и, в частности, выбор рациональной длины щелей, осуществляется без учета тепловых потерь; гидравлический расчет производится по упрощенным формулам, пренебрегая вращением вала, не учитывая реальной эпюры скоростей жидкости по длине щели и окружной скорости жидкости перед уплотнением. При расчете потерь трения и дросселирования расхода энергии на привод насосов тепловой схемы ТЭС (питаемых, предвключенных, конденсатных, дренажных и т.п.) оцениваются без учета их влияния на рабочий процесс паротурбинной установки. В литературе практически отсутствуют количественные оценки экономичности торцовых и плавающих уплотнений в сравнении с жесткими целевыми уплотнениями. С учетом изложенного было необходимо:

- усовершенствовать методы расчета концевых уплотнений;
- на основе термодинамического анализа системы «насос-тепловая схема турбоустановки» разработать мероприятия по повышению экономичности уплотнений;
- дать сравнительную оценку экономичности жестких целевых, торцовых и плавающих уплотнений.

### Повышение экономичности уплотнений

1. Регулирование подачи уплотнительного конденсата. Как следует из полученных выше расчетных формул, энергетические потери в концевых уплотнениях определяются в основном расходами конденсата и количеством байпасируемых ПНД. Отсюда вытекают два перспективных направления по повышению экономичности щелевых уплотнений:

а) автоматическое поддержание минимальных протечек в щелях уплотнений и, в первую очередь, в щелях 2 и 6 (рис. 1);

б) сокращение числа байпасируемых ПНД путем сближения точек отбора уплотнительного конденсата и слива его в систему регенерации турбоустановки.

Минимальные протечки в щелях 2 и 5 при заданных зазорах и длинах щелей могут обеспечиваться путем стабилизации одного из следующих параметров:

- перепада давления между камерами подвода конденсата и слива в деаэратор

$$\Delta P_{26} = P_{KH} - P_D \quad (1)$$

- разности температур конденсата на подводе и сливе из уплотнений в деаэратор

$$\Delta t' = t_1 - t_D \quad (2)$$

- разности температур конденсата на подводе и сливе из уплотнений в конденсатор

$$\Delta t'' = t_K - t_{KH} \quad (3)$$

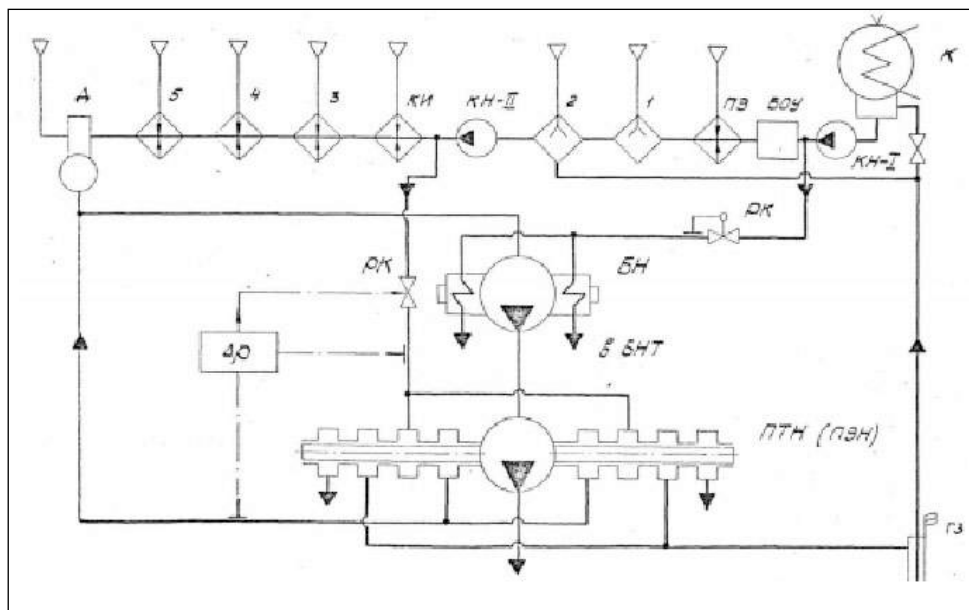


Рис. 1. Схема сокращенного числа байпасируемых ПНД при использовании горячего уплотнительного конденсата насосов энергоблоков 300 МВт Троицкой ГРЭС и КГРЭС

Исследования показали, что надежность и экономичность уплотнений обеспечиваются при  $\Delta P_{26} = 1...0,15$  МПа или  $\Delta t' \cong \Delta t'' = 5...10$  °С, причем выбором соответствующей величины стабилизируемого параметра можно добиться равноэкономичности рассматриваемых систем регулирования.

Таблица 1

Параметр	Типы турбоустановок и насосов					
	К-300-240 ХТГЗ			К-300-240ЛМЗ		
	ПТН	ПЭН	БН	ПТН	ПЭН	БН
Параметры уплотнений						
Давление $P_{KH}$ , МПа	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Температура $t_{KH}$ , °С	33	33	33	33	33	33
Расход конденсата $G_{KH}$ , кг/с	7,8	7,83	3,28	6,9	5,5	3,2
Давление $P_K$ , МПа	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Температура $t_K$ , °С	36	36	36	36	36	36
Слив в конденсатор $G_K$ , кг/с	4,4	4,75	1,67	5,0	4,1	2,35
Давление $P_D$ , МПа	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Температура $t_D$ , С	140	140	140	140	140	140
Слив в деаэратор $G_D$ , кг/с	3,1	1,8	–	3,6	3,3	–
Слив в БНТ $G_{БНТ}$ , кг/с	0,3	1,28	0,85	–	–	–
Протечки из насоса $G_{1,5}$ , кг/с	9,1	8,3	–	3,6	3,3	–

Параметр	Типы турбоустановок и насосов					
	К-300-240 ХТГЗ			К-300-240ЛМЗ		
	ПТН	ПЭН	БН	ПТН	ПЭН	БН
Потери, кВт						
Трения $\Delta N_{тр}$	28,3	25,0	1,0	51,3	35,0	1,0
Дросселирования $\Delta N_{др}$	24,4	25,8	4,9	16,0	13,7	4,8
Байпасирования $\Delta N_{б}$	273	181	62	127	93,8	57
КПД уплотнений $\eta_{ку}, \%$	97,4	96,4	78,6	98,4	97,6	83,7

Система регулирования перепада давлений предложенная УралВТИ, была впервые испытана на насосах блоков 300 МВт Троицкой ГРЭС (рис. 2–3).

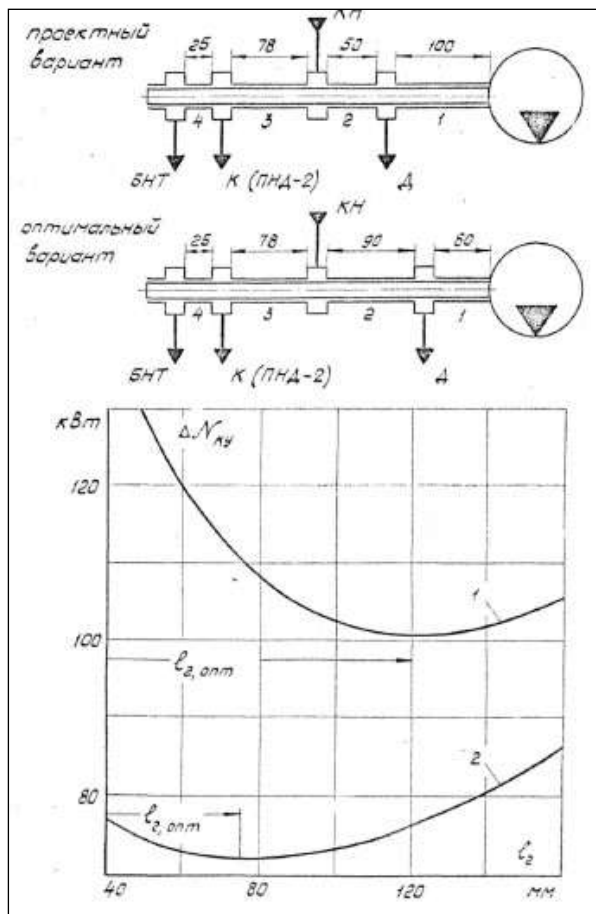


Рис. 2. Схема переднего уплотнения насоса ПН-1500-350 в проектом варианте — 1, и после оптимизации — 2

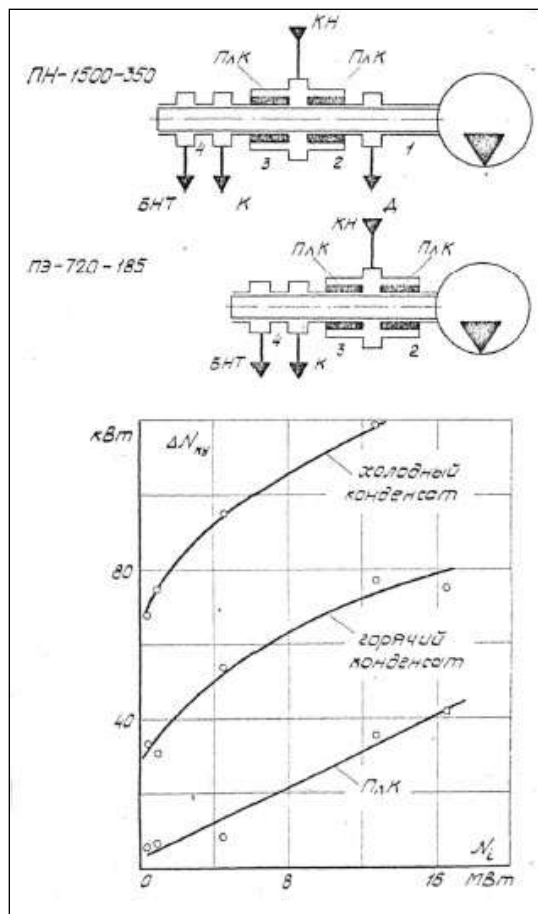


Рис.3 Схема плавающих уплотнений применительно к наиболее характерным насосам одно и двухподъемной схемы питания (ПЭ-720-185 и ПН-1500-350)

В результате снижения давления уплотнительного конденсата  $P_{кн}$  с 1,4 до 1,2 Мпа и, следовательно, перепада давлений  $\Delta P_{26}$  в два раза потери прямого байпасирования были снижены примерно в 1,5 раза. В дальнейшем, эта схема получила широкое распространение па блоках 300, 500 и 800 МВт.



Следует заметить также, что стабилизация расходов в щелях уплотнений создает и более благоприятный температурный режим корпусов уплотнений, снижая их температурные деформации.

2. Сокращение числа байпасируемых ПНД. Повышение экономичности концевых уплотнений путей сокращения числа байпасируемых ПНД рассмотрим на примере использования горячего уплотнительного конденсата, который по предложению УралВТИ впервые был подан на уплотнения насосов энергоблоков 300 МВт Троицкой ГРЭС и КГРЭС, где по проектам ВТИ была реализована схема со смешивающими ПНД-1 и ПНД-2.

По схеме (см. рис. 1) на уплотнения подается конденсат с температурой 85...95 °С после ПНД-2. Слив с уплотнений помимо деаэратора направляется через гидрозатвор также в ПНД-2 (при пуске блока — в конденсатор). Таким образом, число прямо байпасируемых подогревателей уменьшается с 6 до 4 и полностью исключаются потери обратного байпасирования (применительно к турбоустановке К-300-240 ХТГЗ).

Испытания и длительный опыт эксплуатации подтвердили надежную работу уплотнений с подачей горячего конденсата, т. к. парения и внешние протечки отсутствовали, уровень вибрации и осевой сдвиг роторов практически не изменялся, температура вкладышей, корпусов и масле на сливе из подшипников поднялась только на 2...6 °С при нагреве корпусов концевых уплотнений примерно на 40 °С.

При реализации указанной схемы была использована возможность реконструкции щелевых уплотнений насосов 12ПД-8 на сальниковые с подачей охлаждающего конденсата от насосов КН-1.

В результате внедрения схемы автоматического регулирования уплотнений, использование горячего конденсата и перехода на сальниковые уплотнения предвключенных насосов, потери мощности на блоках 300 МВт были снижены на 300...400 кВт.

Подача горячего конденсата на уплотнения насосов может быть осуществлена и в тепловой схеме турбоустановки с поверхностными ПНД-1 и ПНД-2 при условии тщательного выполнения мероприятий по предупреждению аэрации сливных потоков из уплотнений (поддержанию избыточного давления в камере слива конденсата в ПНД-2 или на вход сливных насосов, установка воздушников на гидрозатворах и т.п.) и удалению неконденсирующихся газов из ПНД-2.

Расчетная оценка эффективности подачи горячего конденсата в условиях оптимальной настройки уплотнений (при  $AP_{2b} = 0_{\text{в}}/МПа$ ) была выполнена применительно к питательным насосам ПЭ-720-185 (блок 200 МВт) ОСПТ-1150М (блок 300 МВт) и ПН-1500-350 (блок 800 МВт) и предвключенным насосам ПД-1120-115 (блок 500 МВт) и ПД-1600-180 (блок 800 МВт). Расчеты подтвердили достаточно высокую эффективность сокращения числа байпасируемых ПНД путем подачи горячего уплотнительного конденсата. Энергетические потери в этом случае снижаются на 40...50 кВт (табл. 2), что обеспечивает повышение КПД уплотнений питательных насосов на 0,3...0,9%, а предвключенных на 5...7%.

Таблица 2

Параметр	Типы насосов									
	ПЭ-720-185		ОСПТ-1150М		ПН-1500-350		ПД-1120-115		ПД-1600-180	
Параметры насоса										
Подача $Q_{SCP}$ , м <sup>3</sup> /с	0,2		0,314		0,417		0,314		0,453	
Перепад давлений $\Delta P$ , МПа	18,2		31,6		32,4		1,08		1,62	
Угловая скорость $\omega$ , рад/с	303		539		492		220		148	
Мощность $N_c$ , МВт	4,49		12,7		16,5		0,41		0,894	
Параметры уплотнений										
Диаметр, мм	140		150		170		105		135	
Длина, мм	170		325		313		242		271	
Радиальный зазор, мм	0,3		0,35		0,35		0,3		0,3	
Температура $t$ , °С	28	95	28	85	28	95	28	64	28	95
Потери, кВт										
Трения $\Delta N_{mp}$	2,6	22	24	23,5	31,4	32	0,62	0,6	1,4	1,4
Дросселирования $\Delta N_{dp}$	11,6	11,6	24,2	25	27,2	27	9,0	8,8	17,4	17,2
Байпасирования $\Delta N_b$	80,8	39,4	70,2	29,8	69,4	15,2	57,8	23,7	55,9	12,0
Суммарные $\Delta N_{KV}$	95	53,2	118,4	76,4	123,4	74,2	67,4	33,1	74,7	30,6
КПД уплотнений $\eta_{KV}$ , %	97,9	98,8	99,1	99,4	99,2	99,6	85,9	92,5	92,3	96,7

3. Рациональное проектирование щелевого уплотнения. При проектировании уплотнений необходимо распределить участки щелей между камерами подвода и отвода конденсата в условиях ограниченной общей длины уплотнения. Условием оптимума здесь является минимум суммарных потерь в уплотнении.

На примере насосов ПН-1500-350 и ОСПТ-1150М были выполнены расчеты эффективности перераспределения длины щелей в переднем уплотнении. При этом перепад давлений во второй щели был принят минимальным по

Номер щели	Длина щели, мм	
	ПН-1500-350	ОСПТ-1150М
1	50...80	30...130
2	80...140	80...240
3	38...68	60...115

опыту эксплуатации и равным  $\Delta P_{26} = 0,1$  МПа, а длины щелей изменялись в следующих пределах (при неизменной общей длине уплотнения):

Поскольку основные потери (потери байпасирования) имеют место во второй щели, то поиски оптимальных вариантов велись путем изменения длины этой щели ( $l_2$ ). Расчеты показали, что перераспределением длины щелей можно снизить потери уплотнений примерно на 40 кВт, т.е. повысить КПД насосов на 0,2...0,3% при подаче на уплотнения холодного конденсата; при подаче горячего конденсата оптимизация уплотнений заметного эффекта не дает.

В качестве примера на рис. 2 показана схема переднего уплотнения насоса ПН-1500-350 в проектном варианте, и после оптимизации, которая в данном случае указана для среднего



варианта ( $l_2 \cong 90$  мм), приемного как для уплотнения с подачей холодного конденсата, так и для уплотнения с горячим конденсатом. Естественно, что оптимальное распределение длины щелей зависит в первую очередь от принятой величины перепада давлений  $\Delta P_{26}$ .

4. Уплотнения с плавающими кольцами. Эффективность использования плавающих колец была оценена на примере пяти насосов, указанных выше. Схему плавающих уплотнений применительно к наиболее характерным насосам одно и двухподъемной схемы питания (ПЭ-720-185 и ПН-1500-350) приведены на рис. 3.

Длина плавающего кольца была принята равной 35 мм, а радиальный зазор  $h = 0,07...0,09$  мм. В первой щели уплотнения установка плавающих колец не предусматривалась, т. к. в питательной воде могут содержаться твердые частицы размером до 0,1 мм. Были рассмотрены варианты с подачей, как холодного, так и горячего уплотнительного конденсата.

Результаты расчетов показали (табл. 3 и рис. 3) высокую эффективность плавающих уплотнений. По сравнению с жесткими уплотнениями энергетические потери снижаются, на 40...90 кВт, что обеспечивает повышение КПД уплотнений на 0,5...7,0%.

Эти потери здесь оказываются уже настолько незначительными, что значения КПД уплотнений насосов в ряде случаев практически совпадают независимо от температуры уплотнительного конденсата и составляют 0,997...0,998.

Таблица 3

Параметр	Тины насосов									
	ПЭ-720-185		ОСПТ-1150М		ПН-1500-350		ПД-1120-115		ПД-1600-180	
Параметры уплотнений										
Диаметр, мм	140		150		170		105		135	
Длина кольца, мм	35		35		35		35		35	
Радиальный зазор, мм	0,075		0,08		0,09		0,07		0,075	
Длина уплотнения, мм	160		235		235		165		165	
Температура $t_{KH}$ °C	28	95	28	85	28	95	28	64	28	95
Потери, кВт										
Трения $\Delta N_{тр}$	1,8	1,8	17,6	17,2	27	26,6	0,28	0,26	0,48	0,46
Дросселирования $\Delta N_{др}$	1,2	1,2	14,8	14,8	10,4	10,2	1,34	1,34	1,0	1,9
Байпасирования $\Delta N_{б}$	4,6	2,6	3,2	1,4	4,2	1,0	3,4	1,4	3,8	0,8
Суммарные $\Delta N_{KV}$	7,6	5,6	35,6	33,4	41,6	37,8	5,0	3,0	6,2	3,2
КПД уплотнений $\eta_{KV}$	99,8	99,9	99,7	99,7	99,7	99,8	98,8	99,3	99,3	99,6

5. Торцовые уплотнения. Ориентируясь на результаты стендовых испытаний торцовых уплотнений, приведенные в работе Э. Майера потери мощности этих уплотнений (на одно уплотнение) могут быть определены по формуле:

$$\Delta N_{\gamma} = C_{mp} \rho \omega^3 R^5 \quad (4)$$

где  $R$  — радиус защитной втулки вала;  $C_{mp}$  — коэффициент мощности трения;  $C_{mp} — (10...12) \cdot 10^{-3}$ .

Расчеты по формуле показывают, что энергетические потери торцовых уплотнений при использовании их на питательных насосах, не превышают 10...20 кВт, т.е. КПД торцовых уплотнений практически равен единице.

Если учесть, что применение торцовых и плавающих уплотнений сокращает длину и уменьшает статический прогиб ротора, то следует признать перспективность их использования в отечественных, питательных насосах.

### Сравнительный анализ экономичности концевых уплотнений

Эти выводы получены с учетом механических потерь, но без учета тепловых потерь, кроме того, не учитывались потери, связанные с обслуживанием и ремонтами в процессе эксплуатации. В работах [5, 6] приведены данные по уровню затрат на инвестиции и затрат на ремонты и обслуживание в течение цикла жизни мощных питательных насосов. В качестве примера приведены затраты на инвестирование концевых уплотнений питательных насосов блока 800 МВт. В табл. 4 приведены значения стоимости и полные затраты. Наибольшие затраты имеют уплотнения с плавающими кольцами. Стоимость щелевых уплотнений принята равной стоимости торцовых уплотнений.

Таблица 4

Тыс. Евро/насос	Торцовые уплотнения	Торцовые уплотнения с дозатором	Уплотнения с плавающими кольцами	Щелевые уплотнения
Ср. стоимость уплотнения (картридж)	10	10	50	10
Стоимость дополнительных систем (холодильник, дозатор, впрыск конденсата)	20	150	200	0
Суммарные затраты	30	160	250	10

Для сравнительной оценки стоимости затрат в течение цикла жизни рассмотрены питательные насосы энергоблока 800 МВт в следующей конфигурации:

- блок 800 МВт, два питательных насоса, каждый мощностью 16 МВт;
- расчетный период времени 120 тыс. ч (соответствует 15 годам, при 8 тыс. раб. ч в год);
- замена торцовых уплотнений без дозатора — каждые 7,5 тыс. ч, с дозатором — каждые 40 тыс. ч. Время необходимое на замену — 20 ч, (данные на один насос);
- плавающие кольца не требуют замены;
- щелевые уплотнения не требуют замены;
- тариф на рынке — 11,2 цент/кВт;
- тариф внутренний на станции 1,5 цент/кВт;



- механические, электрические и тепловые потери приняты по данным [5, 6];
- торцовые уплотнения — 23 кВт на насос;
- плавающие кольца — 205 кВт на насос;
- щелевые уплотнения — 73 кВт на насос.

Потери в оптимизированных щелевых уплотнениях приняты для насоса ПН 1500-350-4, в котором уплотнение на нагнетании отсутствует, проточная часть закрыта напорной крышкой.

Таблица 5

Тыс. Евро/насос	Торцовые уплотнения	Торцовые уплотнения с дозатором	Уплотнения с плавающими кольцами	Щелевые уплотнения
Потери энергии	73	73	672	227
Потери из-за простоев в связи с ремонтом	12954	2454	0	0
Инвестиции	60	320	500	10
ЗИП (картридж)	300	80	0	0
Суммарные затраты	13384	2927	1172	237
Суммарные затраты, если ремонты проведены в плановый останов	433	473	1172	237

Как видно из табл. 5, минимальные потери в концевых уплотнениях имеют щелевые уплотнения, максимальные — уплотнения с плавающими кольцами. Потери в торцовых уплотнениях почти в два раза выше, чем в щелевых. Таким образом, с учетом механических, электрических и тепловых потерь предпочтительными являются щелевые уплотнения.

### Выводы

- Разработаны рекомендации по проектированию и оптимизации щелевых уплотнений.
- Проведен сравнительный анализ экономичности концевых уплотнений различной конструкции.
- Показано, что при оценке стоимости затрат в течение цикла жизни питательного насоса наименьшие потери имеет оптимизированные щелевые уплотнения.

### Список литературы

1. **Этингер, С.М.** Опыт наладки и освоения в эксплуатации питательных насосов сверхвысокого давления типа СВП 220–280 на Черепетской ГРЭС [Текст] / С.М. Этингер // Тр. ЛМЗ: Паро- и газотурбостроение. Л.: — Машгиз. — 1957. — Вып. 5. — С. 155–176.
2. **Karassik, I.J.** A Changing philosophy of the design, application and operation of high pressure boiler feed pumps [Text.] / I.J. Karassik // Inst. Eng. Australia, 1962. — V. 34. — No. 12. — P. 305–331.
3. **Morbach, A.** Kesselspeisepumpen [Text] / A. Morbach // BWK, 1966, 18. — No. 4. — P. 51–54.
4. **Richter, H.** Entwicklungsstand der Kesselspeisepumpen [Text] / H. Richter // VDI — Zeitschrift, 1969, 111. — No. 3. — P. 147–152.
5. **Schill, J.-H.** Wellen Abdichtungen für Kesselspeisepumpen mit großen Antriebsleistungen [Text] / J.-H. Schill, Sturm H.-D // Fachbeitrag 9–2, Pump Users International Forum, Karlsruhe 2000.
6. **Schill, J.-H.** Life Cycle Kosten — Eine Gesamt kosten Betrachtung für die Lebensdauer von Pumpen in Kraftwerken [Text] / J.-H. Schill // Fachbeitrag 3–1, Pump Users International Forum, Karlsruhe 2000.



Центр Коллективного Пользования (ЦКП) «Центр исследования конструкционных материалов тепловой энергетики нового поколения» (ЦИМТЭ) был создан в 2009 году на базе отделения металлов Открытого Акционерного Общества «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт» (ОАО «ВТИ»).

Целью деятельности ЦКП является обеспечение научных исследований, выполняемых в рамках приоритетных направлений развития науки, технологий и техники Российской Федерации, критических технологий федерального уровня, а также ключевых технологий инновационного развития теплоэнергетики в составе технологической платформы «экологически чистая тепловая энергетика высокой эффективности».

В настоящее время ЦКП располагает всем необходимым современным научным оборудованием для проведения комплексного исследования металла, включающего химический, фазовый и микроструктурный анализ, определение комплекса служебных свойств и расчетных характеристик (механические свойства, сопротивление хрупким разрушениям, длительная прочность и ползучесть), а также разработку критериев эксплуатационной надежности. В частности, ЦКП оснащен:

- парком машин для проведения испытаний металла на длительную прочность и ползучесть. Общее количество машин составляет – 43 шт., обеспечивается возможность проведения испытания до температур 1100°C с возможностью автоматической регистрации всех параметров испытания;
- статическими разрывными машинами с усилием 300кН (гидравлическая) и 100кН (электромеханическая), обеспечивающими проведения испытаний при температуре до 1200 °С, определение в автоматическом режиме основных физических и механических характеристик, а также построения диаграмм разрушения;
- маятниковым копром, оснащенный программным обеспечением для обработки результатов исследований и термокриокамерой позволяющей проводить испытания в диапазоне температур от минус 80°C до плюс 200°C;
- муфельными печами для проведения термообработки в лабораторных условиях;
- современными автоматическими микротвердомерами и твердомерами, для измерения твердости по методам Бринелля, Виккерса и Роквелла;





- комплексом пробоподготовки, включающим весь спектр операций (резка металла различной твердости и образцов сложной геометрической формы, запрессовка металла, шлифовка и полировка, очистка и травление шлифов);
- комплексом для проведения химического и фазового анализов, состоящим из оборудования для подготовки проб, экспресс-химанализатора, газоанализатора и спектрофотометров;
- оптическими и стерео- микроскопами, оборудованными программным обеспечением для обработки данных и анализа изображений;
- электронным сканирующим микроскопом с приставкой для проведения микроанализа;
- автоматизированным комплексом для проведения неразрушающего контроля вихретоковым и ультразвуковым методами.



**Наименования оборудования:** статическая разрывная машина Instron модель 5982; гидравлическая машина TiniusOlsenSuper L60; универсальный автоматический твердомер Affri Integral 5; маятниковый копер Instron 450MPX; машины для испытаний на длительную прочность и ползучесть ATS 2330 CC-230; электронный микроскоп TESCAN VEGA LMH; оптический микроскоп Leica DMI 5000M; автоматический микротвердомер Affri DMI 8B; инструментальный микроскоп Carl Zeiss SteREO Lumar.V20 (Discovery); искровой оптико-эмиссионный спектрометр Q4 TASMAN; анализатор углерода и серы BRUKER G4 ICARUS HF; портативный рентгенофлуоресцентный анализатор Bruker S1 Titan; отрезной станок Buehler AbrasiMatic 300

## ОСОБЕННОСТИ РЕМОНТНОЙ СВАРКИ КОРПУСНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ОТВЕТСТВЕННОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

А.Е. АНОХОВ (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

Теплоустойчивые стали перлитного класса, применяемые для изготовления ответственного энергетического оборудования, относятся к группе сталей, упрочняющихся путем термической обработки. Характерной особенностью этих сталей является высокая структурная чувствительность к скоростям охлаждения ниже температуры распада аустенита.

В связи с этим, такие стали относятся к ограниченно свариваемым и требуют при сварке предварительного и сопутствующего подогрева в узком температурном интервале, а после сварки дополнительно требуют проведения термической обработки по режиму высокого отпуска.

### **Влияние технологических параметров сварки на формирование структуры в зоне термического влияния**

Рассмотрим особенности формирования зоны термического влияния, включающей в себя зону сплавления, околшовную зону, зону полной и неполной перекристаллизации.

Зона сплавления включает в себя участок частично расплавленного металла, где имеет место двухфазное твердожидкое состояние, а также участки полностью нерасплавленного основного металла, химический состав которых отличается от состава основного металла вдали от этой зоны. Гетерогенность этой зоны в значительной степени будет определяться химическим составом и механическими свойствами основного и наплавленного металла.

Околошовная зона (ОШЗ) характеризуется высокой температурой нагрева. Максимальная температура этой зоны превышает 1100 °С. По мере увеличения температуры и приближения к температуре плавления увеличивается рост зерна в ОШЗ. При этом высокая скорость диффузии углерода позволяет при этих температурах получать однородную структуру.

В зоне полной перекристаллизации в температурном интервале  $A_{c3}$  — 1100 °С металл претерпевает полную аустенизацию во время сварочного цикла, но так как температура нагрева недостаточно велика для роста зерна, а скорость охлаждения значительна, при охлаждении образуется мелкозернистая структура.

В интервале температур  $A_{c1}$  —  $A_{c3}$  возникают частично перекристаллизованные структуры.



Многочисленными исследованиями показано, что даже в пределах одного способа сварки термические циклы сварки могут значительно отличаться в зависимости от режимов сварки или температуры предварительного и сопутствующего подогрева свариваемых деталей [1].

Характерной особенностью теплоустойчивых сталей перлитного класса является большая чувствительность к скоростям охлаждения ниже температур аустенизации.

В результате различных скоростей охлаждения от температур выше точки  $A_{c3}$  при одинаковом химическом составе металла можно получить различные структуры и соответственно различные механические свойства.

Скорость охлаждения сварного соединения в значительной мере определяется термическим циклом сварки. Известно, что величина погонной энергии сварочной дуги является технологическим параметром, определяющим структуру металла шва [2]. Показано, что в зависимости от величины погонной энергии структура металла шва хромо-молибденованадиевых сталей отличается размером избыточного феррита, выделяющегося в виде оторочек по границам зерен. Отсутствие либо незначительное количество избыточного феррита (ширина ферритных оторочек менее 15 мкм) свидетельствует о чрезмерно низкой погонной энергии. Такой металл шва в исходном состоянии после сварки имеет твердость 290–310 Нv и характеризуется пониженной сопротивляемостью хрупким разрушениям. Структура металла шва с ферритными оторочками шириной 15–25 мкм является оптимальной. Твердость металла шва с такой структурой в исходном состоянии находится на уровне 230–290 Нv, а длительная прочность за  $10^5$  ч. при 565 °С составляет не менее 90 МПа. Металл шва с ферритными оторочками шириной более 50 мкм формируется в результате чрезмерно высоких значений погонной энергии (более 4,0 кДж/мм) и температуры подогрева (более 450 °С). Твердость такого металла шва находится на уровне 200–270 Нv, а длительная прочность составляет 40–45 МПа.

Известно, что площадь сварного шва пропорциональна погонной энергии. Д. Розенталь и Петров Г.П. [3, 4] показали, что скорость сгорания электрода пропорциональна силе сварочного тока и может быть выражена в виде:

$$\pi R^2 L \rho / t = KI \quad (1)$$

где  $R$  — радиус электродной проволоки;  $L$  — длина электрода, сгоревшего за время  $t$ ;  $\rho$  — плотность;  $I$  — сила сварочного тока.

Исследованиями, выполненными в ОАО «ВТИ» [1], установлено, что для широко применяемых в отечественной энергетике электродов марок: ТМЛ-3, ТМЛ-1, ТМЛ-4В и ТМЛ-5 —  $K = 2,9 \text{ мг } A^{-1} \text{ с}^{-1}$ .

Тогда, значение погонной энергии может быть представлено в виде:

$$q/v = \rho \cdot V \cdot A_1 / k \quad (2)$$

где  $V$  — напряжение на дуге;  $A_1$  — площадь сварного шва без учета проплавления.

Выполнив соответствующие преобразования, величину погонной энергии для ручной сварки можно выразить следующим образом:

$$q/v = 63,4 \cdot 10^{-10} \cdot A_c \text{ КДж/мм}; \quad (3)$$

где  $A_c$  — площадь наплавленного слоя, мм<sup>2</sup>.

При этом обнаружено, что формирование структур в зоне термического влияния зависит от величины теплового потока и теплопроводности материала, а расчет изотерм в ЗТВ может быть выполнен согласно выражению [3]:

$$d = 3,6 \left[ \left( \frac{T_n - T_n}{T_i - T_n} \right)^{0,5} \right]^8 \cdot (q/v)^{0,5} \text{ мм} \quad (4)$$

где  $T_{пл}$  — температура плавления, °С;  $T_i$  — температура соответствующей изотермы, °С;  $T_{под}$  — температура подогрева, °С;  $q/v$  — погонная энергия, кДж/мм.

Таким образом, регулируя толщину наплавленного слоя, можно обеспечивать заданную погонную энергию, а, значит, и заданную структуру металла шва. Это положение было использовано нами при разработке ремонтных технологий сварки корпусных деталей турбин и паровой арматуры ТЭС без термической обработки.

При использовании в конструкциях с умеренной толщиной стенки низкоуглеродистых и низколегированных сталей, не подверженных существенной закалке, удается обеспечить на основе вышеизложенного подхода оптимальный термический режим сварки, регулируя величину погонной энергии даже не прибегая к предварительному подогреву под сварку. С повышением содержания в стали элементов, усиливающих склонность к закалке, а также с увеличением толщины стенки свариваемых изделий в околошовной зоне создаются условия для образования мартенситных структур. Появляется опасность возникновения холодных трещин.

В целях исключения образования холодных трещин сварку таких конструкций выполняют с предварительным и сопутствующим подогревом, а также применение сварочных материалов с повышенными пластическими свойствами. Выбор оптимальной температуры подогрева определяется по результатам испытаний технологических проб или с помощью расчетных методов и для ответственных элементов энергооборудования регламентируется нормативными документами [5]. Иногда температура предварительного подогрева оказывается достаточно высокой и вызывает производственные трудности при сварке деталей. В этом случае температура подогрева может быть снижена при условии обеспечения операции послесварочного отдыха. Температура отдыха зависит от химического состава свариваемой стали и содержания водорода в сварочных материалах. Чем выше содержание водорода в наплавленном металле, тем выше температура отдыха и больше его продолжительность.



Вышеназванные операции позволяют избежать образования холодных трещин при сварке ответственных конструкций, но не исключают значительной гетерогенности структуры и свойств зон сварного соединения.

Одним из эффективных путей повышения однородности свойств различных зон сварного соединения является применение наплавленного металла с повышенной пластичностью.

В ОАО «ВТИ» была разработана новая марка перлитных электродов с повышенными пластическими свойствами наплавленного металла [2, 6]. Для решения этой задачи необходимо было получить наплавленный металл с низким содержанием углерода (до 0,06%), выбрать оптимальный уровень легирования металла шва марганцем, хромом и молибденом и выбрать систему покрытия электродов, обеспечивающую высокие технологические свойства.

Для получения наплавленного металла с низким содержанием углерода работу вели в двух направлениях: 1) в направлении разработки покрытия, позволяющего осуществить обезуглероживание стандартной проволоки (типа Св-08) и 2) применение для изготовления электродов с повышенной пластичностью сварочной проволоки с пониженным содержанием углерода.

В целях исследования возможности и пределов регулирования содержания углерода в наплавленном металле на проволоке Св-08А была изготовлена опытная серия электродов с переменным отношением  $\text{CaCO}_3/\text{CaF}_2$  в покрытии. В качестве связующего использовали натриевое жидкое стекло. С уменьшением отношения  $\text{CaCO}_3/\text{CaF}_2$  в покрытии имеет место уменьшение содержания углерода в наплавленном металле. Причем наиболее существенное снижение содержания углерода происходит при соотношении мрамора и плавикового шпата ( $\text{CaCO}_3/\text{CaF}_2$ ) менее 1. Второе направление исследований предполагало использование сварочной проволоки марки Св-04А (ЭП-458) с пониженным содержанием углерода. При определении уровня легирования наплавленного металла исходили из того, что между содержанием легирующих элементов в металле и твердостью существует прямая зависимость. Например, с увеличением содержания хрома и молибдена (рис. 3) с 0,5% до 0,9% твердость наплавленного металла изменяется с 170 до 220 НV (при Cr = 0,5%).

На основе многочисленных опытных данных разработаны две марки перлитных электродов (ТМЛ-5 и ТМЛ-4В) с содержанием углерода 0,06–0,08%, хрома — 0,6–0,85% и молибдена — 0,5–0,7% [7]. Электроды марки ТМЛ-5 основаны на применении стандартной сварочной проволоки Св-08, а электроды марки ТМЛ-4В — сварочной проволоки ЭП-458 с пониженным содержанием углерода. При этом механические свойства наплавленного металла при 20 °С в состоянии без термической обработки находятся на уровне  $\sigma_b \geq 580$  МПа,  $\delta \geq 15\%$ ,  $\psi \geq 60\%$ . Однако применение даже высокопластичных электродов типа ХМ не исключает возникновения участков с повышенной твердостью в околошовной зоне сварных соединений хромомолибденованадиевых сталей. Это объясняется тем, что вне

зависимости от марки применяемых электродов при сварке без термической обработки в результате высокого нагрева околошовной зоны происходит практически полное растворение вторичной фазы, а затем мелкодисперсное ее выделение в процессе эксплуатации при повышенных температурах, что сопровождается резким охрупчиванием этой зоны.

В связи с этим важной задачей являлась разработка комплекса технологических мероприятий, позволяющих свести к минимуму неблагоприятное влияние дисперсионного упрочнения на охрупчивание околошовной зоны сварных соединений. Обычно эту задачу решают применением термической обработки сварных соединений. В тех случаях, когда операцию термической обработки выполнить не представляется возможным, регулирование термического цикла осуществляют за счет режимов сварки и определенного порядка наложения валиков при многослойной сварке. При этом тепловое воздействие каждого последующего валика обеспечивает своеобразную термическую обработку предыдущих слоев. Изменяя, например, толщину первого облицовочного слоя при ремонтной сварке корпусного энергооборудования, можно обеспечить локальную термическую обработку околошовной зоны при наложении второго слоя облицовки. Оптимизацию режимов сварки первых двух облицовочных слоев, ответственных за формирование структур в околошовной зоне, осуществляли с привлечением принципов планирования эксперимента.

В качестве математической модели использовали линейную зависимость твердости металла околошовной зоны от технологических параметров сварки:

$$Hv^{0шз} = a_0 + a_1\Pi_1 + a_2\Pi_2 + a_3T_{под} + a_4\delta_1 + a_5\delta_2 + a_6\delta_1^{-1} \quad (5)$$

где  $a_0 \dots a_6$  – коэффициенты;  $T_{под}$  – температура подогрева пол сварку;  $\Pi_1 \dots \Pi_2$  – величины погонной энергии 1- и 2-го слоев облицовки;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – толщина 1-го и 2-го слоев облицовки;  $\delta_1^{-1}$  – толщина первого облицовочного слоя после механической обработки.

Всего было выбрано более 10-ти режимов сварки с погонной энергией от 2,04 до 4,88 кДж/м, температурой подогрева от 20 до 300 °С, толщиной облицовочных слоев от 4 до 6 мм, а величину механического удаления металла первого слоя изменили от 0 до 6 мм. На основе многофакторного анализа получена следующая зависимость твердости металла от технологических режимов сварки:

$$Hv^{0шз} = 248,5 - 8,97\Pi_1 + 8,06\delta_1 + 5,25\delta_1^{-1} \quad (6)$$

При этом установлено, что основное влияние на обеспечение необходимой твердости металла околошовной зоны оказывает величина погонной энергии при наложении первого слоя облицовки, его толщина и величина удаляемой после сварки части первого облицовочного слоя.

На основе результатов исследований был разработан комплекс технологий ремонтной сварки корпусных деталей турбин и паровой арматуры электродами перлитного класса без после сварочной термической обработки.



### **Разработка комплекса технологий ремонтной сварки корпусов турбин и паровой арматуры без термической обработки**

Ремонтная сварка корпусных деталей турбин, как правило, производится ручной дуговой сваркой с использованием сварочных электродов перлитного класса с последующей термической обработкой (если это возможно) или без термической обработки. Очевидно, что выполнение термической обработки сварных швов на корпусных деталях из легированных сталей предпочтительно, но практически чрезвычайно затруднительно.

В большинстве случаев ремонтная сварка корпусных деталей турбин и паровой арматуры с после сварочной термообработкой не возможна. В этом случае наибольший эффект достигается при использовании специальных электродов марки ТМЛ-5, так как эти электроды обеспечивают наиболее благоприятное сочетание прочности и пластичности металла шва в исходном состоянии.

*Технология заварки выборок.* Заварка мест выборок перлитными электродами производится при температуре окружающего воздуха + 10 °С и только с предварительным и сопутствующим подогревом до 150–200 °С для малоуглеродистых и хромомолибденовых сталей и до 200–250 °С для хромомолибденованадиевых сталей. Подогрев осуществляется индукционным или радиационным способом. Технология заварки мест выборок включает два этапа: предварительную двухслойную облицовку поверхности выборки и заполнение оставшейся части выборки. По окончании заполнения выборки перлитными электродами следует провести «термический отдых» детали по периметру заварки на расстоянии 100–150 мм от линии сплавления шириной не менее 300 мм. Температура «термического отдыха» — 150–250 °С в зависимости от марки стали, а время выдержки — не менее 1,5 ч.

В практике эксплуатации турбин известны случаи либо сквозных повреждений в корпусных деталях, либо повреждений с большим объемом ремонтных выборок (более 5000–10000 см<sup>3</sup>). В таких случаях ремонтная сварка сопровождается значительными сварочными остаточными напряжениями или деформациями, что может привести к преждевременному разрушению детали, либо к короблениям, не позволяющим привести детали в рабочее состояние. Для таких случаев был разработан комплекс технологий, основанных на снижении объемов наплавленного металла путем использования металлических вставок. Способ ремонтной сварки защищен рядом авторских свидетельств [8].

*Ремонтная сварка элементов корпусного энергооборудования с большими (более 10000 см<sup>3</sup>) или сквозными выборками.* Опыт восстановления поврежденных деталей энергооборудования показал, что в некоторых случаях объемы ремонтных выборок достигают таких размеров (более 10000 см<sup>3</sup>), что традиционная технология ремонтной сварки с использованием даже высоко пластичных сварочных электродов не позволяет избежать повторных трещин, либо сопровождается значительными деформациями. Для такого рода случаев в ОАО «ВТИ» была разработана технология сварки с металлическими вставками, резко уменьшающими не только объем наплавленного металла, но и снижающими уровень остаточных напряжений [7]. Этот способ ремонта получил широкое распространение на тепловых электростанциях и подтвердил его надежность и эффективность.

### **Разработка комплекса технологий ремонтной сварки корпусных элементов энергооборудования с после сварочной термической обработкой**

Наибольшие трудности и ответственность связаны с ремонтом толстостенных корпусных элементов. Очевидно, что ремонтную сварку толстостенных корпусных элементов энерго-оборудования предпочтительно проводить с применением после сварочной термической обработки. Однако, сложная геометрия этих изделий (размеры, разнотолщинность и т.д.) не позволяет обеспечить надлежащее качество отремонтированных сварных соединений. Тем более, представляют особый интерес примеры успешных ремонтов и применяемая при этом техника.

Примером оптимального ремонта корпусных деталей паровых турбин с большим объемом сварочных работ, выполненных ВТИ, является замена литого колена на турбине Т-110/120-130 Петрозаводской ТЭЦ, где обнаружили сквозную трещину в районе дренажного отверстия. Литое колено, соединяющее четвертый регулирующий клапан с сопловой коробкой ЦВД диаметром 310 мм и толщиной стенки 51 мм, было изготовлено из стали 15Х1М1ФЛ. Приварку нового литого колена выполняли электродами ТМЛ-3 с предварительным и сопутствующим подогревом при 250–300 °С. Первым приваривали сварной стык у ЦВД и подвергали его термической обработке при 720–750 °С в течение 5 ч. Затем сваривали стык у регулируемого клапана и подвергали его термической обработке по режиму, аналогичному для первого стыка. Нагрев под сварку и термическую обработку проводили электронагревателями КЭН-4-3М. В качестве источника питания использовали сварочный трансформатор ТДФЖ-1002. Для подогрева под сварку использовали четыре таких электронагревателя длиной по 9,6 м. Два разместили на патрубке ЦВД и литом колене, а два других — на внутренней поверхности ЦВД в зоне сопловой коробки (рис. 12).

После сварки первого стыка на литое колено установили дополнительно пятый электронагреватель, чтобы выполнить термическую обработку первого сварного стыка на следующем режиме: нагрев до 580 °С со скоростью 200 °С/ч; нагрев от 580 до 720 °С со скоростью 150 °С/ч; выдержка при 720–730 °С в течение 5 ч; охлаждение под слоем теплоизоляции.

Подогрев под сварку второго стыка, примыкающего к регулирующему клапану, выполняли двумя электронагревателями КЭН-4-3М. Для проведения термической обработки второго стыка дополнительно установили третий электронагреватель, что позволило применить режим термической обработки, как и для первого стыка. Успешное выполнение ремонтной сварки в первую очередь было достигнуто за счет того, что нагреватели были запитаны от нескольких (в данном случае = от двух) источников питания. Это позволило регулировать температуру нагрева по толщине стенки в заданном температурном интервале.

Другим примером успешного ремонта корпусного энергооборудования была ремонтная сварка подогревателя высокого давления ПВ-2300-380 (ПВД) энергоблока К-500 на Экибастузской ГРЭС.



В 2014 г. во время планового контроля ПВД-7 были обнаружены трещины в угловом сварном шве приварки входного и выходного стаканов трубной системы ( $\text{Ø}530 \times 85$  мм, сталь 16ГС) к нижнему днищу сосуда ( $\delta = 50$  мм, сталь 20К) с внутренней стороны днища. Трещины располагались вдоль углового сварного шва в средней его части. После удаления трещин выборка в наплавленном металле шва № 25 (входной стакан) достигала 46 мм глубиной и 45 мм шириной с 8:30 до 9:00 часов периметра шва ( $\approx 100$  мм) и соответственно — 20 мм и 28 мм с 1:00 до 6:00 периметра входного стакана ( $\approx 850$  мм). Выборка в наплавленном металле сварного шва № 27 (выходной стакан) достигала 870 мм по длине, 22–30 мм по глубине и 36 мм по ширине.

Технология ремонтной сварки сводилась к следующему:

- форма ремонтной выборки должна иметь плавные переходы и отсутствие резких сужений. Выходные кромки ремонтных выборок должны иметь не менее  $10^\circ\text{C}$ . Кромки выборки должны быть обработаны таким образом, чтобы обеспечивать доступ сварщику качественного ведения процесса сварки;

- ремонтную сварку углового шва приварки входного и выходного стакана (коллектора) к днищу осуществляют с предварительным и сопутствующим подогревом при температуре  $150\text{--}200^\circ\text{C}$  и после сварочной термообработкой по режиму высокого отпуска при  $t = 560\text{--}590^\circ\text{C}$  в течение 1,5 ч. Температурный контроль предварительного подогрева и после сварочной термообработки выполняется с помощью термопар (не менее 6-и шт.), установленных на расстоянии 20–30 мм от кромки выборки на стаканах и днище равномерно по периметру;

- подогрев под сварку и термическую обработку необходимо проводить двумя независимыми источниками: путем индукционного нагрева и электронагревателями сопротивления типа нагревательных матов. Индуктор устанавливается и подключается последовательно на стакан (с внутренней стороны днища) и на выходной патрубков (с наружной стороны днища). Нагревательные маты размещаются на днище с внутренней стороны вокруг стакана таким образом, чтобы края матов были как можно ближе к выборке, а ширина, занимаемая матами, была бы не менее 200 мм. Общая мощность электронагревателей сопротивления должна быть не менее 20–25 кВт, а количество — не менее 6 шт.;

- технология ремонтной сварки углового шва приварки коллекторов к днищу ПВД-7 и ПВД-8 включает в себя следующие операции:

- выполнение контурного валика вокруг выборки;
- нанесение облицовки на поверхность выборки;
- заполнение оставшейся части выборки;
- термическая обработка после сварки;
- механическая обработка углового шва приварки коллектора к днищу;
- контроль качества сварки углового шва;

- непосредственно после окончания заварки выборки *каждого из стаканов* необходимо произвести термическую обработку по режиму высокого отпуска при  $t = 560\text{--}590^\circ\text{C}$  в течение 1,5 часов (рис. 14);
- после охлаждения угловые сварные швы приварки стаканов к днищу ПВД были подвергнуты механической обработке, обеспечивая радиус скругления не менее  $R = 25$  мм, а затем неразрушающему контролю методом МПД и УЗК.

### Выводы

1. Установлены закономерности влияния тепловых условий сварки на особенности формирования структур в сварных соединениях корпусных деталей из низколегированных теплоустойчивых сталей.
2. Разработан комплекс сварочных материалов и технологий, позволяющих восстанавливать толстостенные корпусные детали энергооборудования ТЭС с повреждениями по толщине стенки вплоть до сквозных с объемом ремонтных выборок более  $10000\text{ см}^3$ .

### Список литературы

1. **Анохов, А.Е.** Сварка и термическая обработка [Текст] / А.Е. Анохов, П.М. Корольков // Киев, «Экотехнологія». — 2006. — 319 с.
2. **Анохов, А.Е.** Сварка и термическая обработка корпусного энергетического оборудования при ремонте [Текст] // А.Е. Анохов, П.М. Корольков // Киев, «Экотехнологія». — 2003. — 87с.
3. **Clark, J.N.** Manual metal arc weld modeling: Part I – Effect of process parameters on dimension of weld bead and heat affect zone [Text] / J.N Clark // Material Science and Technology. — 1985. — P. 1089.
4. **Петров, Г.П.** Сварочные материалы [Текст] / Г.П. Петров // Л. — 1972. — 206 с.
5. **РД 153-34.1-003-01.** Сварка, термическая обработка и контроль трубных систем котлов и трубопроводов при монтаже и ремонте энергетического оборудования (РТМ-1с).
6. **Анохов, А.Е.** Новая технология ремонтной сварки литых деталей турбин их Ст-Мо-V сталей без термической обработки [Текст] / А.Е. Анохов // Сварочное производство. — 1986. — № 10. — С. 12–16.
7. **Анохов, А.Е.** Сварочный электрод [Текст] / А.Е. Анохов, И.Н. Ворновицкий, И.Н. Семендяев // Патент № 2102209, Б.И. — № 2. — 1998.
8. **Анохов, А.Е.** Способ ремонта литых корпусов [Текст] / А.Е. Анохов [и др.] // Авторское свидетельство № 1687417, Б.И. — № 2. — 1998.



## **РЕШЕНИЯ «СИМЕНС» ДЛЯ РОССИЙСКОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СЕКТОРА**

**Н.А. АРЖАКИН, А.Ю. ПАВЛОВ, Я.К. ХАРИСОВ**  
(ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин», г. Москва, Россия)

Компания «Сименс» имеет очень богатую историю в России. На протяжении более 160 лет деятельности компании были осуществлены масштабные и важные для страны проекты в сфере энергетики, транспорта, промышленности и ряде других отраслей. Компания «Сименс» всегда ассоциируется с высоким качеством поставляемых продуктов, инновационными решениями, а также с надежностью в партнерских отношениях. ООО «Сименс» и ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» (СТГТ) следуют заложенным традициям и поставляют на российский рынок инновационные продукты и широкий спектр сервисных услуг с применением современных технологий для многих сфер экономики, в том числе для энергетического сектора.

Географическое положение России и наличие обширных запасов ископаемого топлива, такого как нефть, уголь, природный газ, обуславливает интерес Европейских компаний для осуществления самых амбициозных проектов в области энергетики. В то же время Российское правительство ведет целенаправленную политику по модернизации производственных мощностей в энергетическом секторе.

Компания «Сименс» зарекомендовала себя как надежный партнер российской энергетической системы при реализации проектов первой программы ДПМ (договор о предоставлении мощности) и имеет все предпосылки для успешного участия во втором этапе данной инициативы. За счет планомерной и взвешенной инвестиционной стратегии компании «Сименс» на данный момент уровень локализации производства газотурбинных установок (ГТУ) в РФ составил 62%. В планах СТГТ выйти на уровень локализации в 70% до 2020 г., и, в конечном счете, достичь 100% (в том числе компонентов горячего тракта). В перспективе это позволит рассматривать СТГТ как полноценного локального поставщика высокотехнологичных ГТУ в России.

Природный газ остается одним из наиболее эффективных видов топлива для выработки электроэнергии, поэтому его использование со стационарными газовыми турбинами растет непрерывно. Для дальнейшего повышения коэффициента полезного действия (КПД) генерирующего оборудования применяют детали из дорогостоящих материалов, внедрены

усовершенствованные технологии нанесения термостойких покрытий. Использование современных материалов и применение новых технологий позволяет увеличить продолжительность жизненного цикла компонентов горячего тракта. Тем не менее, все большее значение в газотурбинном бизнесе приобретает ремонт и восстановление данных компонентов [1]. Реализуя программу локализации, компания «Сименс» расширила спектр услуг и инвестировала в создание нового цеха по восстановлению деталей горячего тракта на территории РФ.

В данной статье рассматриваются основные аспекты стратегии компании «Сименс Технологии Газовых Турбин» для работы на российском энергетическом рынке. Особое внимание уделено сервису и специфике ремонта компонентов горячего тракта ГТУ: рабочих и направляющих лопаток. В заключении дан краткий обзор новейших тенденций в области цифровизации и решений «Сименс» в этой области.

### **Компания «Сименс Технологии Газовых Турбин»**

ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» — совместное предприятие «Сименс» (65%) и ПАО «Силовые Машины» (35%), основано в 2011 г. на базе предыдущего СП «Интертурбо» и двадцатилетнего опыта сотрудничества компаний в освоении технологий производства газовых турбин на территории РФ.

Основными направлениями деятельности ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» являются комплектная поставка газотурбинного и парогазового оборудования энергоблоков, производство газовых турбин, реализация проектов на электростанции (шеф-монтажные и пуско-наладочные работы), инженерная деятельность, а также сервисное обслуживание и модернизация газовых турбин мощностью более 60 МВт для рынка РФ и СНГ.

В июне 2015 г., в промышленной зоне Горелово Ленинградской области был пущен в эксплуатацию современный производственный комплекс по изготовлению газовых турбин большой мощности. На территории предприятия расположен производственный комплекс, где выполняются сварочные работы, механическая обработка компонентов статора и ротора, сборка ротора и ГТУ в целом (рис. 1), а также офисное здание и стратегический склад с необходимым объемом запасных частей, позволяющий незамедлительно обеспечивать эксплуатирующие организации деталями ГТУ на территории РФ [2].

Продуктовая линейка компании ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» включает следующие типоразмеры газотурбинных установок (ГТУ): SGT5–2000E (параметры в простом цикле: мощность 187 МВт, КПД 36,5%, в комбинированном цикле КПД 53,3%), SGT5–4000F (параметры в простом цикле: мощность 329 МВт, КПД 41%, в комбинированном цикле КПД 59,7%), SGT5–8000H (параметры в простом цикле: мощность 450 МВт, КПД 41%, в комбинированном цикле КПД 61%). Также по лицензии с компанией Mitsubishi Hitachi Power Systems компания СТГТ предлагают на рынок России и стран СНГ ГТУ типа H-100 (параметры в простом цикле: мощность 118 МВт, КПД 38,3%). По состоянию на февраль 2019 г. на заводе ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» произведены и отгружены заказчикам десять SGT5–2000E.



Рис. 1. Механосборочный участок производственного комплекса ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин»

### **Техническое обслуживание**

Техническое обслуживание ГТУ осуществляется на месте установки (ТЭС). Нарботка между инспекциями частей горячего тракта (межсервисный интервал) стандартно составляет 25 тыс. эквивалентных часов эксплуатации (ЭЧЭ). Интервалы между инспекциями и условия проведения инспекций оптимизируются под требования каждого проекта. При увеличении межсервисного интервала с 25 тыс. эквивалентных часов наработки до 50 тыс. эквивалентных часов наработки, электрическая мощность ГТУ и электрический КПД ГТУ снижаются на величины до 10 МВт и до 0,2% (абс) соответственно, при этом индикативная стоимость сервисного обслуживания также снижается.

Стандартный ресурс газовой турбины составляет 120 тыс. эквивалентных часов (около 15 лет работы в базовом режиме). После этого требуется проведение обследования с целью продления ресурса.

Техническое обслуживание ГТУ SGT5–2000E выполняется в СТГТ силами российской команды по сервису с использованием локального склада запчастей и собственного сервисного центра по восстановлению лопаток турбины. Такой подход позволяет обеспечить наилучшую скорость реагирования на экстренные запросы со стороны заказчиков. А подключение оборудования станции к Удаленному мониторинговому центру СТГТ дает дополнительные преимущества за счет прогнозирования возможного возникновения внештатных ситуаций.

Развивается кооперация с российскими компаниями при проведении сервисного обслуживания, как по субподрядной схеме, так и в подряде у головных сервисных организаций генерирующих компаний.

## Сервисный центр

Реализуя стратегический план по локализации производственных процессов и сервиса, компания «Сименс» приняла решение инвестировать в создание цеха СТГТ для ремонта компонентов горячего тракта ГТУ на территории Российской Федерации. На первом этапе новый цех обслуживает детали турбин, производимых непосредственно в СТГТ. В перспективе новый цех должен покрывать требования по ремонту компонентов ГТУ меньших мощностей типа SGT-450, SGT-750 и SGT-800 производства «Сименс», а также может предлагать полноценный сервис для деталей турбин, изготовленных по лицензии с компанией Mitsubishi Hitachi Power Systems.

Строительство нового цеха началось в сентябре 2017 г., а уже 24 мая следующего года состоялось официальное открытие (рис. 2).



Рис. 2. Открытие Сервисного Цеха — 24 мая 2018 г.

Слева направо: первый заместитель министра энергетики г-н Текслер, заместитель председателя правительства Ленинградской области по экономике и инвестициям г-н Ялов, депутат государственной думы РФ, член комитета при ГД РФ по вопросам энергетики — г-н Катенев, г-н Либеров — на момент открытия финансовый директор ООО «Сименс», г-н Петерсен — региональный директор сервиса Сименс АГ по Европе и Африке, г-н Петцольд — Генеральный директор СТГТ

В третьем квартале 2018 г. в ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин» началась коммерческая эксплуатация цеха. В цехе производится комплексный объем ремонтных работ в полном соответствии с технологиями и спецификациями «Сименс АГ» — входной контроль и дефектация, с предварительным удалением отслуживших покрытий методом химического травления и пескоструйной обработкой, механический ремонт, сварка, напыление, финишная оценка качества ремонта. Все процессы прошли тщательный процесс квалификации представителями головного предприятия, чтобы в полном объеме соответствовать высочайшим требованиям к качеству и гарантировать необходимый жизненный



ресурс отремонтированных деталей, равнозначный новым изделиям. Без необходимости вывоза деталей ГТУ за пределы РФ, тем самым повысив надежность, эффективность и экономическую безопасность российских энергетических предприятий.

### Особенности эксплуатации компонентов горячего тракта ГТУ

Основные принципы работы и конструкции стационарных ГТУ близки к турбинам, применяемым в авиационной промышленности. Основное отличие заключается в их эксплуатации: авиационные двигатели испытывают основные нагрузки во время взлета и посадки, а турбины, работающие в энергетическом секторе, работают на максимальных режимах непрерывно, с целью обеспечения максимальной производственной мощности, испытывая экстремальные нагрузки, например:

- в течение четырехлетнего периода (33 тыс. ЭЧЭ) изменение температуры может произойти более 1000 раз;
- во время пуска или останова турбины температура может измениться более чем на 1000 °С за несколько минут;
- в течение 33 тыс. ЭЧЭ и при 3000 оборотов в минуту кромка пера лопатки проходит расстояние около 37 млн км (равное 48 полетам на Луну и обратно);
- частота вращения кромки пера лопатки при очень высокой нагрузке достигает до 400 м/с.

Несмотря на использование самых современных материалов для производства компонентов горячего тракта и методов их термозащиты, подобные условия эксплуатации приводят со временем к износу и потерям в КПД всей ГТУ. В зависимости от сервисного концепта и режима использования турбины, через определенные интервалы проводится инспекция всей установки с полной или частичной заменой частей, отслуживших свой ресурс (рис. 3). Дороговизна используемых материалов, а также высокая трудоемкость производства турбинных лопаток, доказывает экономическую целесообразность их восстановления.

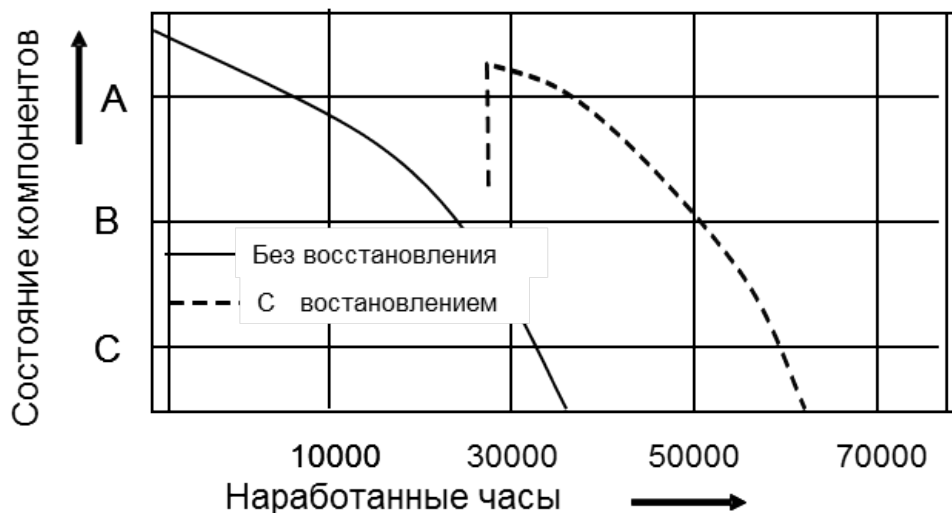


Рис. 3. Жизненный ресурс компонентов ГТ первой и второй ступени с и без восстановления [3]

Основные этапы производственной цепочки ремонта включают в себя:

## 1. Входной контроль

Для определения ремонтпригодности изделий, отслуживших один или несколько эксплуатационных циклов необходимо тщательное исследование их состояния. Для чего проводится процесс дефектации, который включает:

*Экспертный входной контроль:*

- проверка истории эксплуатации и базы данных, для исключения использования «пиратских» версий изделий;
- визуальный контроль;
- нанесение специального матричного кода.

*Удаление покрытий:*

- механическая чистка методом пескоструйной обработки;
- химическое травление в соляной кислоте;
- отжиг в атмосферной печи.

Для проведения дефектации выполняются следующие технологические операции:

- термическая обработка в вакууме — преследует несколько целей: снятие напряжений, вызванных температурными режимами эксплуатации; позволяет выявить скрытые дефекты и является подготовкой к следующим этапам ремонта — сварочным работам;
- люминесцентная дефектоскопия — контрольная операция, позволяющая выявить все дефекты и категорировать их в соответствии со спецификациями, на каждую конкретную лопатку. По сути, протокол люминесцентного контроля является одной из основных операций, позволяющих принять окончательное решение о ремонтпригодности компонентов;
- неразрушающий контроль — необходим для проверки геометрического состояния лопаток.

После прохождения всех этапов входного контроля и дефектации эксперты компании дают заключение о ремонтпригодности каждой отдельной лопатки, а также обоснованные рекомендации по типу ремонта (легкий, средний или капитальный).

## 2. Ремонтные работы

Особенности ремонта компонентов горячего тракта ГТУ обусловлены высокими требованиями к КПД данных установок, который находится в прямой зависимости от температуры газа на входе в турбину, что, в свою очередь, требует применения инновационных материалов, имеющих уникальные высокотемпературные свойства. На данный момент наиболее широкое применение нашли сплавы на основе Никеля и Кобальта (рис. 4).

Восстановление компонентов, подвергающихся высокотемпературным нагрузкам в горячем тракте ГТУ, например, в камерах сгорания турбины, с экономической точки зрения целесообразно и является проверенным годами сервисом, представляемым «Сименс» заказчикам по всему миру.

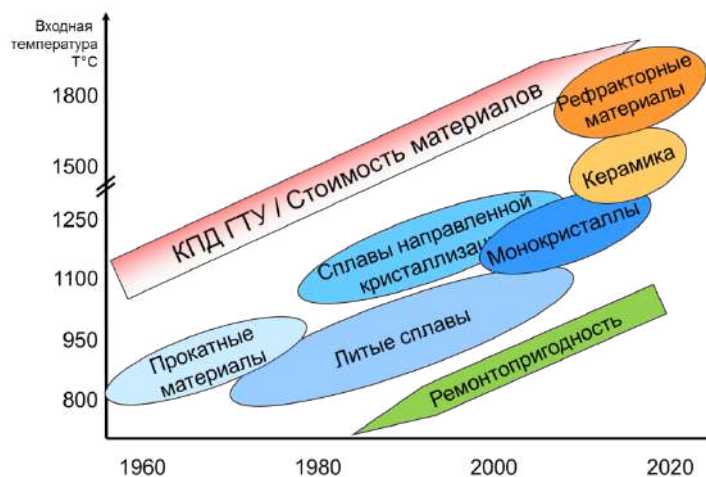


Рис. 4. Тенденции развития материалов для ГТУ

Дисперсионно-твердеющие сплавы на основе никеля, за счет уникального сочетания высокотемпературных характеристик, таких как износостойкость и высокотемпературная коррозионная стойкость, термостойкость, нашли применение в производстве направляющих и рабочих лопаток газовой турбины [4]. Во многих суперсплавах такие свойства обусловлены присутствием в химическом составе титана и алюминия, и выделением интерметаллидной фазы, известной как гамма-штрих  $Ni_3(Al, Ti)$ . Эти свойства позволяют использовать изделия из данных материалов при температурах выше  $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Чем выше процентное соотношение гамма-штрих фазы в матрице сплава, тем лучше его высокотемпературные характеристики. При этом высокое содержание гамма-штрих образующих элементов (Al и Ti) приводит к снижению свариваемости и, соответственно, к снижению ремонтпригодности деталей из них. Причинами этого являются их высокая чувствительность к образованию горячих трещин в процессе сварки, термообработки или во время напыления, технологически вызывающем перегрев материала в пятне термовлияния. Феномен образования горячих трещин описан во многих научных трудах [5]. Комплексный подход к данной проблеме позволяет найти технологические решения, чтобы избежать возникновения данных дефектов и восстанавливать компоненты горячего тракта, гарантируя их ресурс.

Одним из наиболее распространенных методов улучшения свариваемости материалов является термообработка до, в процессе или после сварки. Правильно выбранные параметры термообработки позволяют снизить риск возникновения горячих трещин на последующих этапах ремонта и во время эксплуатации. Стандартным этапом термической обработки перед сваркой является отжиг, снижающий остаточные напряжения в лопатках, вызванные условиями эксплуатации и позволяющий частично растворить гамма-штрих фазу в общей матрице, и, таким образом, улучшить пластические характеристики металла и сделать его менее чувствительным к образованию горячих трещин.

Широкое применение нашла сварка супер сплавов в подогретом состоянии. Зона сварки нагревается индуктивным методом локально, до температуры, близкой к температуре

плавления, которая выдерживается во время всего сварочного процесса с последующим контролируемым охлаждением. Этот метод в основном применяется для наиболее ответственных компонентов первой и второй ступеней газовой турбины и кроме преимуществ имеет свои недостатки, связанные с высокими требованиями к защите сварочной зоны от негативного воздействия окружающей среды и труднодоступностью для сварщика из-за крайне высоких температур в рабочей зоне.

Для предотвращения возникновения горячих трещин во время следующих технологических ремонтных операций, таких как напыление, а также для снятия послесварочных напряжений проводится термообработка, часто совмещаемая с финальной термообработкой для восстановления требуемой конфигурации структуры и морфологии гамма-штрих фазы для придания необходимых прочностных характеристик изделия.

Несмотря на широкое применение компанией «Сименс» современных технологий ремонта, таких как высокотемпературная диффузионная пайка и лазеропорошковая наплавка, из-за сложной геометрии деталей и разнообразия дефектов, возникающих в процессе эксплуатации, восстановление до сих пор требует индивидуального подхода к каждому изделию. Поэтому технология ремонта ручной сваркой остается до сих пор востребованной — это ручная сварка в среде защитных газов, а именно аргонодуговая сварка неплавящимся электродом. За счет своей универсальности именно этот процесс был внедрен в первую очередь в сервисном центре СТГТ. Компания «Сименс» имеет очень жесткие критерии к качеству сварочного ремонта, что в сочетании с уже упомянутой высокой чувствительностью материала лопаток к горячим трещинам, объясняет высокие требования к сварочному персоналу. Сварщики должны иметь высокий уровень квалификации, пройти все необходимые аттестации (TüV и НАКС). Для получения допуска к ремонтным работам с названными изделиями сварочный персонал проходит длительное обучение внутри компании.

Для достижения необходимых для эксплуатации характеристик большое внимание уделяется подбору присадочных материалов, чтобы найти баланс между требованиями к высокотемпературной прочности и снижением тенденции к образованию горячих трещин в наплавленном материале и зоне термического влияния. Например, применение более пластичных материалов, чем основной металл, может значительно способствовать снижению риска возникновения трещин, при этом обеспечивая требуемый уровень сопротивления высокотемпературной коррозии. При соблюдении всех вышеуказанных требований, аргонодуговая сварка дополнительно к своей многофункциональности, обеспечивает металлургические и механические свойства, позволяющие продлить ресурс названных компонентов, как минимум на еще один полноценный цикл эксплуатации.

Наряду с ручной сваркой для ремонта компонентов горячего тракта применяются современные технологии порошковой наплавки лазером (рис. 5). Во время эксплуатации в некоторых случаях кромка пера может касаться сопряженных деталей, сегментов входного направляющего кольца и противоположных участков полки хвостовика неподвижных направляющих лопаток. Это может привести к износу материала на кромке пера, а также

на поверхности сегментов направляющего кольца и участках полки хвостовика. Следовательно, для рабочих лопаток, у которых наблюдаются такой износ, рекомендуется провести наплавку кромки во время восстановления, чтобы избежать снижения КПД. Порошковая наплавка лазером — полностью автоматизированный процесс и его целесообразно применять только для ремонта частей с повторяющейся геометрией, в противном случае временные затраты на программирование оборудования будут экономически нецелесообразными. Наряду с автоматизацией процесса данный вид ремонта характеризуется более низким температурным влиянием на основной материал по сравнению с дуговыми процессами, что снижает тенденцию к образованию горячих трещин.



Рис. 5. Поперечный шлиф рабочей лопатки после порошковой наплавки лазером [1]

### 3. Напыление

Несмотря на вышеупомянутые уникальные высокотемпературные свойства материалов, применяемые для изготовления компонентов горячего тракта, сами по себе они не в состоянии выдержать температурные нагрузки, которым подвергаются в процессе эксплуатации. Компания «Сименс» предлагает целый спектр специально разработанных и запатентованных систем покрытий, отвечающих самым высоким требованиям, как к термозащите, так и к непосредственно качеству напыления. Существует возможность нанесения металлического однослойного покрытия ( $MeCrAlY$ ) или комбинации данного с керамическим покрытием (ТВС).

Лопатки, подвергающиеся более низкой температурной нагрузке в процессе эксплуатации, покрываются одиночным металлическим покрытием типа  $MeCrAlY$ , имеющим высокие жаропрочные и антикоррозионные свойства. Химический состав покрытия, близкий к составу основного металла деталей, а также последующая после нанесения покрытия диффузионная термообработка обеспечивают максимальную адгезию покрытия с подложкой, что вместе с тщательной подготовкой поверхностей позволяет минимизировать риск отслоения покрытия при работе деталей в турбине.

Для деталей турбин, подвергающихся более интенсивной температурной нагрузке, поверх  $MeCrAlY$ -покрытия наносится керамическое термобарьерное покрытие (рис. 6). За счет

своей высокой пористости данные покрытия имеют низкую теплопроводность, что обеспечивает понижение температуры основного металла лопаток при работе на сходных режимах. Это позволяет продлить эксплуатационный интервал между основными инспекциями для турбин, работающих на более интенсивных режимах с гарантией необходимых мощностей.

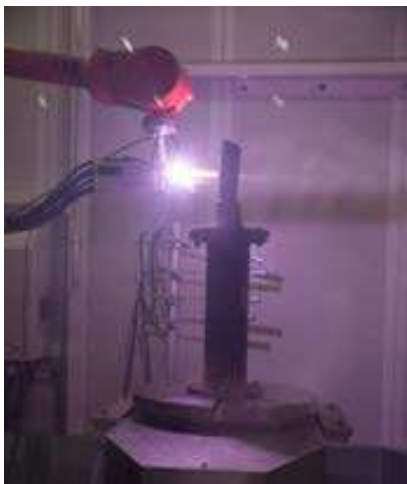


Рис. 6. Процесс нанесения покрытия

В сервисном центре СТГТ нанесение защитных покрытий на детали производится посредством высокоскоростного газотермического напыления и атмосферного плазменного напыления. Перемещение горелки при напылении покрытия осуществляется при помощи шестисотого робота с поворотно-наклонным столом. Данная конфигурация оборудования обеспечивает технологическую простоту и гибкость в работе практически с любыми малогабаритными деталями горячего тракта, требующими нанесения защитных покрытий.

Процесс нанесения покрытия на одну деталь занимает от 20 до 70 мин в зависимости от геометрической конфигурации детали. Толщина покрытия на деталях составляет 0,3–0,5 мм в зависимости от используемой системы покрытий и конструкционных требований.

После напыления производится диффузионная термообработка сета деталей в вакуумной печи при давлении ниже  $10^{-3}$  мбар и температуре порядка 1200 °С.

Компактное и эргономичное расположение сопутствующих подготовительных и завершающих операций позволяют обеспечить минимальные потери по времени при работе с набором лопаток. При проектировании цеха была проведена тщательная проработка эргономических решений по транспортировке, используемых в более крупных цехах данного типа, с целью сохранения функциональности без ущерба удобству перемещения продукции по технологической цепочке.

Оснастка для напыления, а также некоторые расходные детали используемых горелок изготавливаются местными производителями под технологическим надзором инженеров цеха восстановления лопаток. Помимо этого, специалистами цеха непрерывно проводится комплекс исследовательских и квалификационных работ, целью которых является повышение эффективности использования материалов для напыления без снижения показателей качества продукции в соответствии со спецификациями «Сименс АГ». Предприятием активно используются и разрабатываются дополнительные меры контроля качества процессных газов и жидкостей, которые позволят добиться полного соответствия продукции нормам спецификации в условиях нестабильного качества сырья локальных производителей, а также избежать удорожания продукции и зависимости от внешних поставщиков.



#### 4. Финальные операции

Для обеспечения контроля качества изделий, прошедших все необходимые ремонтные операции, они подвергаются следующим операциям:

- замеры геометрии;
- ультразвуковой замер толщины покрытий по специальному шаблону, позволяющему контролировать толщины в наиболее критических участках лопаток и за счет точной области замера;
- измерение собственной частоты колебаний рабочих лопаток для обнаружения скрытых дефектов и, тем самым, избегания непредвиденного выхода из строя лопатки;
- измерение объема пропускаемого воздуха для конвекционно-пленочного охлаждения пера лопатки, и, тем самым, обеспечение заданного КПД, улучшение рабочих характеристик и надежности;
- замер собственного момента каждой лопатки, который позволяет при помощи соответствующей программы, распределить отремонтированные лопатки в определенной последовательности на диске ротора для упрощения последующей балансировки.

#### Цифровизация / Мониторинг

Компания СТГТ имеет собственный отдел по продвижению цифровых продуктов и решений компании «Сименс» на российский энергетический рынок.

Объем поставки цифрового продукта является предметом совместной разработки и обсуждения с заказчиками и основан на анализе данных, предоставлении рекомендаций и решений, направленных на оптимизацию и повышение эффективности и доступности оборудования и рабочих процессов, управление рисками и соблюдение требований по безопасности.

Одним из самых обширных решений компании по цифровизации в рамках концепции «Индустрия 4.0» является многоуровневая модель по организации центра управления парком установленного оборудования. На первом уровне модели — электростанции, которые могут использовать различные источники выработки энергии, начиная от ГТУ и заканчивая возобновляемыми источниками электроэнергии [6]. Несмотря на разноплановость источников, в процессе используются одинаковые инструменты для генерации и трансформации электроэнергии. В связи с этим возможно использование эффекта синергии между источниками, сбор параметров и обработка обширных массивов данных. Компания разрабатывает системы, которые позволяют на следующем уровне диагностировать работу оборудования, тем самым избегая аварийных выходов систем из строя. Система выполняет диагностику рабочих показателей и предлагает варианты для оптимизации режимов работы с учетом приоритетов конечного потребителя. На этом уровне прорабатываются особенности потребления в зависимости от времени суток, погодных условий и нагрузок в сети. Эти решения позволяют создать адекватную экономическую модель для надежной эксплуатации комплексной энергетической системы.

Один из успешных примеров реализованного проекта в рамках направления по оптимизации рабочих характеристик эксплуатируемого оборудования — это «Удаленный мониторинговый центр» на предприятии СТГТ, где отслеживается работа ряда электростанций по всем ключевым показателям, что позволяет формулировать своевременные рекомендации для обеспечения надежности и оптимальной работы оборудования заказчика. Эксплуатационные данные с определенной периодичностью анализируются при помощи специально разработанных математических моделей, сравниваются с ожидаемым статистически обоснованным поведением и в случае возникших отклонений ведут к моментальному информированию Заказчика.

Кроме этого, компания также предлагает услуги удаленного сервисного обслуживания оборудования на площадке Заказчика. Удаленный сервис или обслуживание — это некий консилиум экспертов, подключенный к конкретному объекту по удаленной связи. Используя колоссальный опыт и знания в области работы оборудования, эксперты компании осуществляют диагностику и помогают решить текущие вопросы, не выезжая на объекты, а, при необходимости, подключить ведущих экспертов по определенной проблематике со всего мира. Эта услуга начинает пользоваться все большей популярностью у наших заказчиков.

Цифровые сервисы жизненного цикла — это обязательная составляющая информационной безопасности. Компания предлагает четырехшаговую методику, включающую предварительную оценку надежности системы, внедрение защиты системы, ее тестирование, мониторинг и обслуживание. Обеспечение безопасности и защищенности критически важной инфраструктуры на уровне отдельных объектов, одного предприятия или целой цепочки — ключевая цель компании на Российском рынке.

#### Список литературы

1. **Arjakine, N.** Advanced Weld Repair Of Gas Turbine Hot Section Components [Text] / N. Arjakine, B. Heinicke, J. Bruck, R. Wilkenhoener, D. Seeger // ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air. — 2008. — June. — P. 9–13.
2. **Лебедев, А.С.** Локализация производства SGT5–2000E: достижения и перспективы [Текст] / А. С. Лебедев, А. Ю. Павлов, О. Б. Лесняк, Д. В. Олейник, Р. Тетерук, Н. Аржакин, А. Ершов, О. В. Суворов, Д. Бобков // ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин»: Газотурбинные установки. — 2017. — № 7.
3. **Stoiber, J.** Reparatur von Gasturbinenschaufeln: Technische Machbarkeit versus Wirtschaftlichkeit. Repair of gas turbine blading — technical feasibility versus economy [Text] / J. Stoiber, W. Elsner // Zeitschriftenaufsatz: Allianz Report für Risiko und Sicherheit. — 1999. — P. 108–118.
4. **Arjakine, N.** Schweißtechnologische Lösungen zur Verbesserung der Heißrissbeständigkeit von Ni-Basis Superlegierungen [Text] / N. Arjakine, R. Wilkenhöner, M. Zinke, H. Herold // Grosse Schweißtechnische Tagung. — 2008.
5. **Arjakine, N.** Ni-Basis Superlegierungen im Turbomaschinenbau und deren Besonderheiten bei der schweißtechnischen Bearbeitung [Text] / N. Arjakine, S. Piegert, O. Slyvinsky // Sommerkurs Werkstoffe und Fügen. — 2011.
6. **Аржакин, Н.** От цифры к созданию прибыли [Текст] / Н. Аржакин // Энергетика и промышленность России: цифровые технологии в управлении энергетическими системами: доклад. — 2018. — № 09. — С. 341.



## **МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПОСЛЕРЕМОНТНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ КАЧЕСТВА**

**А.Н. ТУГОВ, М.Н. МАЙДАНИК, В.А. ВЕРЕЩЕТИН** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

Порядок комплексного определения показателей технико-экономического состояния объектов электроэнергетики установлен в постановлении Правительства РФ [1], на основании которого разработана общая методика оценки технического состояния основного технологического оборудования электростанций, в частности, паровых котлов [2]. В этой методике оценка технического состояния паровых котлов осуществляется в основном по показателям физического износа оборудования, в меньшей мере учитываются показатели качества, определенные действующими НТД [3, 4], которые необходимы для конкретизации технических воздействий, включая техническое обслуживание и ремонт, и оценки качества отремонтированного оборудования.

Для оценки технического совершенства оборудования, необходимости проведения технических воздействий (мероприятий), в том числе ремонта, направленных на восстановление или повышение технико-экономических и экологических показателей котельных установок, а также представительной оценки проведенных мероприятий следует учитывать, наряду с показателями промышленной безопасности и надежности, также все основные показатели качества оборудования: технической эффективности и экономичности, экологической безопасности. Для оценки технического состояния по показателям качества целесообразно использовать комплексные показатели, являющиеся результатом интегральной оценки качества оборудования.

Определение комплексных показателей проводится при оценке технического состояния путем сопоставления фактических значений основных показателей качества оборудования, определяющих состояние котельных установок в части их технической эффективности и экономичности, экологической безопасности, с базовыми значениями по безразмерной шкале интегральной оценки.

В качестве комплексных показателей, как сравнительной меры оценки, используется индексы состояния, оценивающие в относительных единицах (на шкале от нуля до единицы) влияние указанных показателей на техническое состояние котельных установок. Последние являются аналогом интегрального показателя технического состояния (индекса

технического состояния) в методике [2], но для целей данной оценки порядок расчета и интерпретации индексов состояния имеют определенные отличия от принятого в указанной методике.

Оценка технического состояния котельной установки по показателям качества (далее — оценка технического состояния) проводится по двум группам показателей качества оборудования установок:

- показателям экологической безопасности — I группа показателей;
- показателям технической эффективности и экономичности — II группа показателей.

Оценки по показателям этих групп в зависимости от цели и назначения оценок могут использоваться как вместе, так и независимо друг от друга. В последнем случае, например, в составе оценок качества ремонта при приемо-сдаточных испытаниях или во время подконтрольной эксплуатации.

В общем случае порядок оценки по рассматриваемым показателям осуществляется следующим образом:

1. Определяется состав показателей качества оборудования, по которому осуществляется оценка технического состояния. При этом все показатели I группы (показатели экологической безопасности) принимаются равнозначными, а показатели II группы подразделяются на основные, которые являются определяющими, ключевыми параметрами при оценке эффективности и экономичности оборудования, и дополнительные параметры.

2. Устанавливаются значения фактических и базовых показателей.

3. Для показателей II группы:

- формируются балльные шкалы оценки уровня технического состояния по каждому показателю;
- оцениваются весовые коэффициенты влияния показателей на техническое состояние;
- по балльным шкалам рассчитываются частные индексы состояния по каждому показателю, оценивающие влияние отдельных показателей на техническое состояние.

4. Рассчитываются (определяются) индексы состояния отдельно по каждой — I и II группе показателей.

5. Выполняется обобщенная оценка технического состояния котельной установки в целом по всем показателям качества с определением комплексного показателя — индекса состояния котельной установки.

Экологическая безопасность котельных установок оценивается по двум показателям: удельным выбросам в атмосферу оксидов азота и удельным выбросам в атмосферу твердых частиц. Другие экологические показатели, в частности удельные выбросы оксидов серы, в данной системе оценок не учитываются, поскольку повлиять на их значения в процессе ремонта практически не удастся.

В качестве основных показателей качества, характеризующих техническую эффективность и экономичность котельных установок, приняты параметры паровых котлов, указанные в табл. 1. Там же даны экспертно оцененные значения весовых коэффициентов показате-



телей, которые в относительных единицах отражают степень влияния отдельного показателя на техническое состояние. Относительное влияние всех дополнительных показателей по отношению к основным оценено как 1:2.

Состав показателей и весовые коэффициенты могут изменяться (уточняться) для конкретных объектов, условий работы, целей и назначения оценок.

Таблица 1

**Основные показатели эффективности и экономичности котельных установок  
(показатели II группы качества)**

Показатель качества (параметр)	Весовой коэффициент
Основные параметры	
Максимальная паропроизводительность (возможность несения номинальной производительности)	0,5
КПД котла брутто	0,5
Итого:	1,0
Дополнительные параметры	
Температура пара (за котлом)	0,25
Температура пара промперегрева	0,25
Присосы воздуха (на участке: режимное сечение — последняя поверхность нагрева)	0,15
Температура уходящих газов	0,05
Потеря теплоты с механическим недожогом	0,05
Удельный расход электроэнергии на собственные нужды	0,25
Итого:	1,0

В качестве фактических значений показателей принимаются параметры оборудования, полученные при контрольных испытаниях котельных установок.

В качестве базовых значений для показателей I группы принимаются нормативы удельных выбросов по НДТ [5].

Для показателей II группы в зависимости от целей и назначения оценок могут использоваться значения по проектной (конструкторской) документации и/или НТД, номинальные значения показателей, отражающие реально достижимую эффективность и экономичность действующего оборудования, значения показателей после последнего капитального ремонта и др.

Для показателей II группы система балльных оценок технического состояния формируется исходя из сравнительного значения показателя и характеристик состояния оборудования, приведенных на рис. 1. Там же показано соответствие балльной и индексированной шкал оценок технического состояния оборудования на примере одного какого-либо показателя. При анализе совокупного влияния показателей значения индекса на границах уровней состояния округляются в большую сторону.

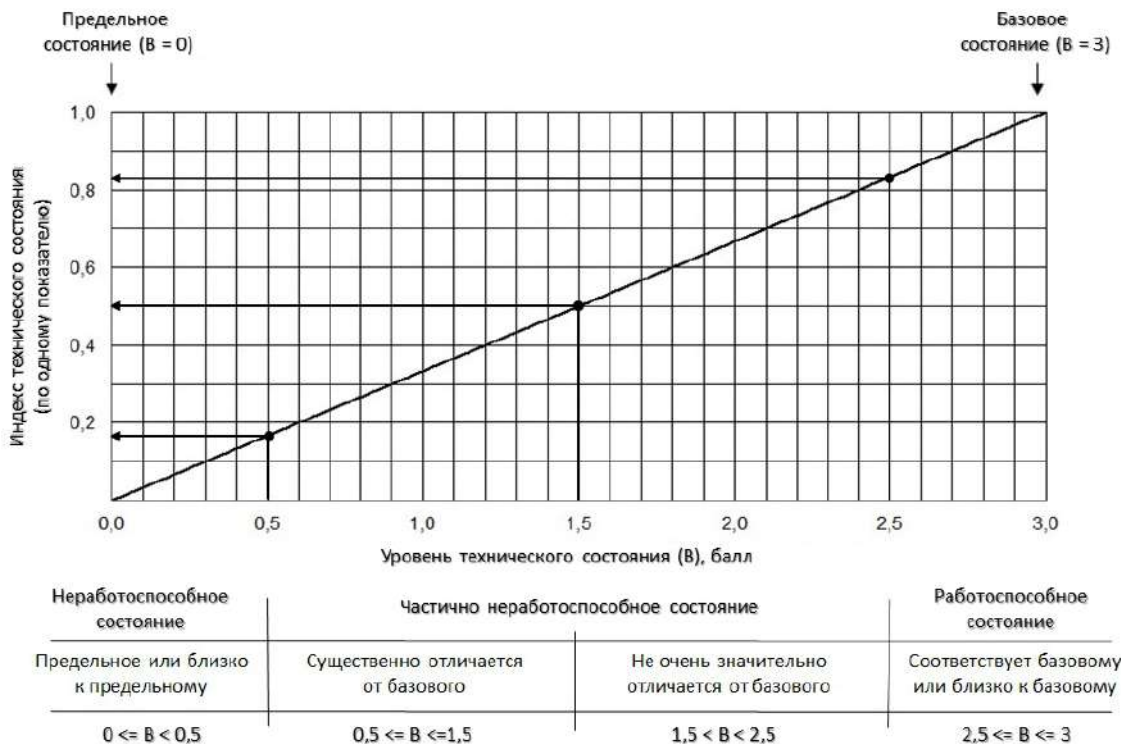


Рис. 1. Соотношение балльной и индексированной оценки технического состояния по показателям II группы (на примере одного показателя)

В данной системе оценок, по показателям II группы в базовом состоянии, которое по определению является и работоспособным [6], значения всех принятых для оценки показателей (параметров) соответствуют базовым значениям параметров. Работоспособным состоянием считается также такое, при котором значения всех параметров близки к базовым. Предельное или близкое к нему состояние будет совпадать с неработоспособным, когда значения параметров более чем существенно отличаются от базовых в худшую сторону. В частично неработоспособном состоянии значения параметров в большей или меньшей степени отличаются от базовых значений, но не приближаются к граничным значениям балльных оценок.

Для показателей I группы балльные оценки не применяются. По ним устанавливаются только 2 состояния: работоспособное, когда все показатели соответствуют требованиям нормативов, и неработоспособное, когда хотя бы один показатель не соответствует требованиям нормативов.

Для показателей II группы количественные балльные оценки уровня технического состояния по каждому показателю устанавливаются из сопоставления фактического и базового значений параметров в виде функциональных зависимостей вида  $V = f(\Pi_{отн})$ , построенных по реперным (точечным) значениям балльных оценок.



Значение параметра в относительных единицах  $P_{отн}$  определяется для основных (пп. 1, 2) и дополнительных (пп. 7, 8) показателей как

$$P_{отн} = Pf/Pб, \quad (1)$$

для дополнительных показателей (пп. 3–6) как

$$P_{отн} = Pf - Pб, \quad (2)$$

В формулах (1) и (2)  $Pф$  и  $Pб$  — фактическое и базовое значение параметра, соответственно.

Характерные зависимости для балльной оценки уровня технического состояния по одному показателю, построенные по реперным значениям балльной оценки, показаны на рис. 2 (точки на рисунке — реперные значения балльных оценок).

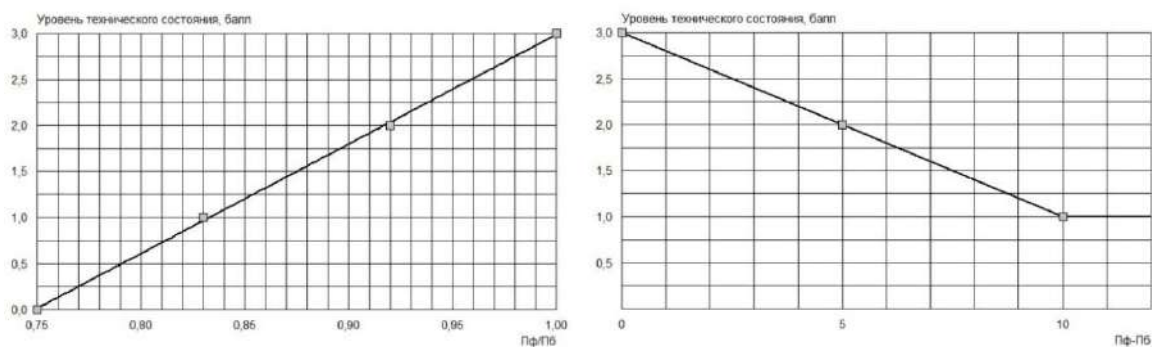


Рис. 2. Зависимость балльной оценки уровня технического состояния по одному показателю II группы от относительного значения параметра

Реперные значения балльных оценок уровня технического состояния для показателей II группы (табл. 1) представлены в табл. 2. Указанные в таблице реперные значения относятся, в первую очередь, к оценкам технического состояния по отношению к проектным показателям или номинальным значениям показателей, отражающих реально достижимую эффективность (экономичность) действующего оборудования, а также перспективным (целевым) показателям, определяющим целесообразность и техническую достижимость применения технических воздействий (мероприятий) для повышения эффективности оборудования. Для других целей и назначения оценок реперные значения балльных оценок уровня технического состояния могут измениться.

Индекс состояния по I группе показателей  $I_{грI}$  может принимать только два значения: 0 — при несоответствии значения любого показателя безопасности требованиям норматива по НДТ или 1 — при соответствии значения всех показателей безопасности требованиям норматива по НДТ.

**Реперные значения балльных оценок эффективности и экономичности котельных установок (показатели II группы качества)**

Показатель качества (параметр)	Параметр для оценки	Уровень технического состояния, балл			
		3	2	1	0
		Относительное значение параметра			
<b>Основные параметры</b>					
Максимальная паропроизводительность	Пф/Пб	1,0	0,92	0,83	0,75
КПД котла брутто		1,0	0,99	0,98	0,97
<b>Дополнительные параметры</b>					
Температура пара (за котлом)	Пф — Пб, °С	0	–5	–10	–
Температура пара промперегрева		0	–5	–10	–
Присосы воздуха	Пф — Пб, %	0	5	10	–
Температура уходящих газов	Пф — Пб, °С	0	5	10	–
Потеря теплоты с механическим недожогом	Пф/Пб	1,0	1,33	1,67	2,0
Удельный расход электроэнергии на собственные нужды	Пф/Пб	1,0	0,93	0,87	0,80

Для показателей II группы индекс состояния по основным параметрам  $I_m$  рассчитывается на основании балльных оценок как

$$I_m = \Sigma(w_i B_i) / B_{max}, \quad (3)$$

где  $\Sigma$  — сумма по  $i = 1, N$ , где  $N$  — количество суммируемых основных параметров (в данной системе оценок  $N = 2$ );  $w_i$  — значение весового коэффициента для  $i$ -го параметра;  $B_i$  — уровень технического состояния по  $i$ -му параметру, балл;  $B_{max}$  — максимальное значение уровня технического состояния (в данной системе оценок  $B_{max} = 3$ ), балл.

Индекс состояния по дополнительным параметрам показателей II группы  $I_{ad}$  рассчитывается по аналогичной формуле, но с суммированием дополнительных параметров.

Индекс состояния по всей II группе показателей  $I_{гпII}$  определяется как

$$I_{гпII} = I_m - k (I - I_{ad}), \quad (4)$$

где  $I_m$  — индекс состояния по основным параметрам;  $I_{ad}$  — индекс состояния по дополнительным параметрам;  $k$  — коэффициент, учитывающий относительное влияние дополнительных показателей (в данной системе оценок  $k = 0,5$ ).

Формула (4) построена с тем условием, что определяющими в интегральной оценке состояния по показателям эффективности и экономичности являются основные параметры, при этом значение индекса состояния  $I_{гпII}$  не может быть повышено за счет дополнительных параметров.



Интерпретация индекса состояния  $I_{спII}$ , качественно отражающего уровень технического состояния оборудования по показателям эффективности и экономичности, приведена в табл. 3.

Таблица 3

**Индексированная оценка технического состояния по показателям эффективности и экономичности (показателям II группы)**

Индекс состояния $I_{грII}$	Состояние (по [6])	Характеристика состояния	Общая оценка уровня состояния
до 0,2	Неработоспособное	Предельное или близкое к предельному	Неудовлетворительная
от 0,2 до 0,5 вкл.	Частично неработоспособное	Существенно отличается от базового в худшую сторону	
св. 0,5 до 0,85		Не очень значительно отличается от базового в худшую сторону	Удовлетворительная
от 0,85 и более	Работоспособное	Близкое или соответствует базовому	

Состояние оборудования с очень низким индексом состояния (менее 0,2) — неработоспособное и принимается за предельное (достигло предельного состояния по показателям эффективности и экономичности). При этом нецелесообразна дальнейшая его эксплуатация без проведения технических воздействий (мероприятий) для обеспечения приемлемых технико-экономических показателей установок.

При значении индекса от 0,85 и более эффективность и экономичность оборудования близка или соответствует базовой. При этом не требуется проведения внеплановых или сверхтиповых технических воздействий, качество отремонтированного оборудования соответствует требованиям НТД (в данной системе оценок).

При промежуточных значениях индекса эффективности (в частично неработоспособном состоянии оборудования) возможен неудовлетворительный или удовлетворительный уровень состояния. В первом случае требуется оперативное воздействие для восстановления приемлемых технико-экономических показателей установок. Удовлетворительное состояние не предполагает обязательных внеплановых или сверхтиповых технических воздействий, но состояние оборудования по показателям качества хуже базового, и целесообразно его повышение.

Обобщенная оценка технического состояния котельной установки в целом по всем показателям качества — индекс состояния котельной установки  $I_{ТС}$  определяется как наименьшее значение индексов состояния по показателям экологической безопасности и показателям эффективности и экономичности:

$$I_{ТС} = \min (I_{спI}, I_{спII}). \quad (5)$$

При таком определении индекса состояния котельной установки показатели экологической безопасности не будут оказывать влияние на обобщенную оценку технического состояния по показателям качества, если только значение их будет отвечать требованиям

НДТ. В противном случае, независимо от оценки эффективности и экономичности оборудования, состояние котельной установки должно приниматься за предельное с необходимостью применения технических воздействий для восстановления его работоспособности по показателям экологической безопасности.

По рассматриваемой методике в 2012–2013 гг. проводилась оценка текущего технического состояния котлов ПАО «ТГК-1» по показателям качества, целью которой был выбор и систематизация технических воздействий на основное оборудование, направленных на поддержание и повышение уровня его эффективности и экономичности. Сводные результаты оценок по определению индексов состояния котлов по показателям эффективности и экономичности приведены на рис. 3.

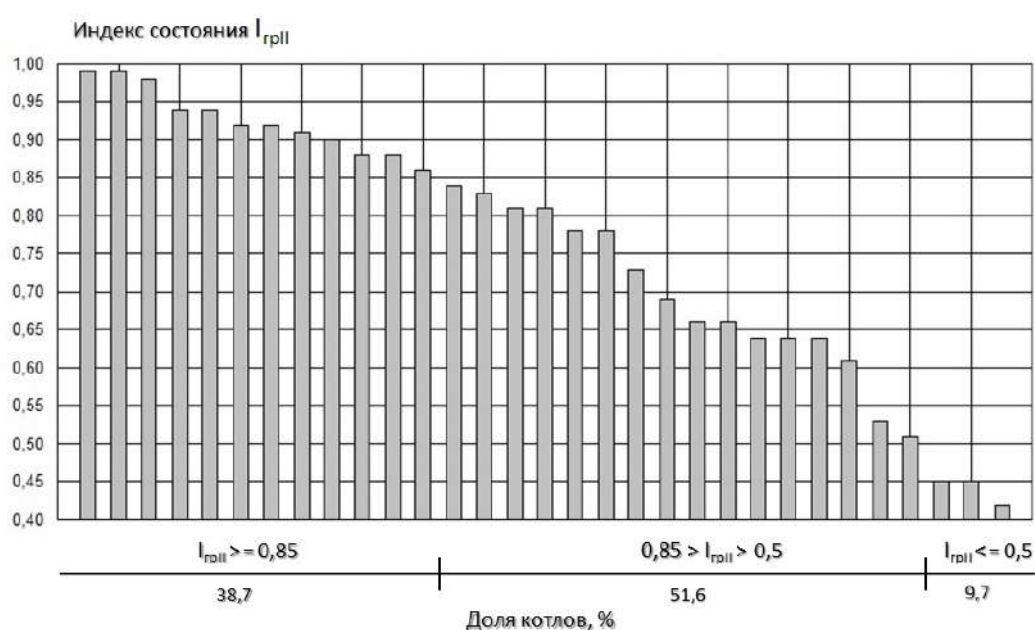


Рис. 3. Индексы состояния паровых котлов по показателям эффективности и экономичности

Для оценки уровня технического состояния и совершенства оборудования формировались целевые базовые показатели, определяющие современные технически достижимые требования к технико-экономическим показателям оборудования. Текущие индексы состояния по показателям экологической безопасности не определялись, в связи с отсутствием, по крайней мере, в период проведения оценок, нормативов удельных выбросов для действующего оборудования.

Выполненные оценки показали, что свыше 90% всех рассматриваемых котлов по уровню их эффективности и экономичности находились в удовлетворительном состоянии, но только около 40% котлов не требовали проведения мероприятий по повышению их технико-экономических показателей. Почти 10% котлов находились практически в предельном состоянии, когда нецелесообразна дальнейшая их эксплуатация с такими низкими показателями качества.

**Список литературы**

1. О комплексном определении показателей технико-экономического состояния объектов электроэнергетики, в том числе показателей физического износа и энергетической эффективности объектов электросетевого хозяйства, и об осуществлении мониторинга таких показателей (вместе с «Методикой комплексного определения показателей технико-экономического состояния объектов электроэнергетики, в том числе показателей физического износа и энергетической эффективности объектов электросетевого хозяйства»): постановление Правительства РФ от 19.12.2016 № 1401 // Председатель Правительства РФ. — 2016. — С. 21.
2. Методика оценки технического состояния основного технологического оборудования и линий электропередачи электрических станций и электрических сетей, утвержденная приказом Минэнерго России от 26.07.2017 № 676 : приказ Министерства юстиции РФ от 05.10.2017 № 48429 // Министр юстиции. — 2016. — № 52. — С. 7665.
3. **ГОСТ 4.422–86.** Система показателей качества продукции (СПКП). Котлы паровые стационарные. Номенклатура показателей (с изменением № 1). — М.: Издательство стандартов, 1986. — С. 17.
4. **РД 34.26.617–97.** Методика оценки технического состояния котельных установок до и после ремонта. Утв. РАО «ЕЭС России» 20.05.97. — М.: СПО ОРГРЭС, 1998. — С. 12.
5. **ИТС 38–2017.** Сжигание топлива на крупных установках в целях производства энергии. — М.: Бюро НДТ, 2017. — С. 280.
6. **ГОСТ 27.002–2015.** Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. — М.: Стандартинформ, 2016. — С. 28.

## **СЕРВИС ПАРОВЫХ ТУРБИН АО «УРАЛЬСКИЙ ТУРБИННЫЙ ЗАВОД»**

**А.А. ЯМАЛТДИНОВ, А.М. БЕЛЯЕВ** (АО «Уральский турбинный завод», г.Екатеринбург, Россия)

В настоящий момент электроэнергетическая отрасль характеризуется высокой степенью износа основного оборудования. По состоянию на 2019 г., на территории РФ установлено более 1600 паровых турбин. Из них больше 50% имеют наработку превышающую 35 лет. Учитывая это, обслуживанию всего оборудования электростанций и паровых турбин, в частности, следует уделять повышенное внимание.

На территории РФ работает достаточно ограниченное количество компаний, способных выполнить полный комплекс мероприятий по сервису паровых турбин: от инженерного сопровождения и обследования, поставки запасных частей и проведения заводских ремонтов до долгосрочного сервисного обслуживания и проведения масштабных модернизаций.

Кроме того, действующие в России нормативные документы [1] и [2] обязывают согласовывать с заводом-изготовителем любые отклонения от его документации, возникшие при ремонте оборудования, модернизации и реконструкции турбинного оборудования его производства.

Таким образом, сотрудничество между заводами-изготовителями турбинного оборудования, ремонтными и генерирующими компаниями в области сервиса установленного оборудования, по результатам которого завод-изготовитель занимается сервисным сопровождением турбин собственного производства, представляет собой юридически «прозрачное» партнерство. Генерирующая компания при этом получает гарантию надежности, доступности и высокие эксплуатационные характеристики используемого оборудования.

Рост наработки, деградации структуры и свойств металла сопровождается накоплением повреждений металла. В связи с этим, у генерирующих компаний возникает вопрос об обновлении и реконструкции парка установленных турбин.

Наиболее коротким и сравнительно недорогим путем восстановления работоспособности парка турбин является их реновация с одновременной модернизацией, включающей в себя повышение мощности и экономичности каждого турбоагрегата путем замены морально и физически устаревшего оборудования на новое, современное, обладающее высокими технико-экономическими показателями. Модернизация позволяет получить увеличение мощности, как за счет «зеленых» МВт (достигаются повышением технико-экономических

показателей узлов, оборудования и элементов схем), так и за счет «красных» МВт (достигаются увеличением расхода пара).

Кроме того, именно модернизациям и реконструкциям в настоящее время уделяется повышенное внимание на территории РФ [3], так как именно так можно в сравнительно короткие сроки значительно повысить технико-экономические показатели оборудования электростанций.

В настоящий момент на территории РФ находится в эксплуатации более 420 турбин производства АО «УТЗ», установленной мощностью более 38 тыс. МВт. Это около 26% установленной мощности всех паровых турбин в ЕЭС России, причем в сегменте от 80 до 120 МВт АО «УТЗ» занимает первое место по установленной мощности — 192 турбины (62% от общего парка турбин). Вышесказанное обусловлено тем, что в этом сегменте мощности АО «УТЗ» поставляет самую распространенную теплофикационную турбину на территории бывшего СССР — турбину серии Т-100. Средняя наработка турбин серии Т-100 превысила 220 тыс. ч, причем у 15 турбин наработка по состоянию на 2019 г. составляет более 320 тыс. ч (информация по данным ежегодного опроса электростанций), что превышает значение паркового ресурса в 1,5 раза. Таким образом, реновации с одновременной модернизацией указанного типа турбин являются одним из самых оптимальных направлений на рынке сервиса паротурбинного оборудования.

Основные мероприятия по увеличению номинальной тепловой и электрической нагрузок, а также улучшению технических характеристик турбины включают в себя следующие позиции (рис. 1–3). Детально все мероприятия представлены в работах [4, 5].

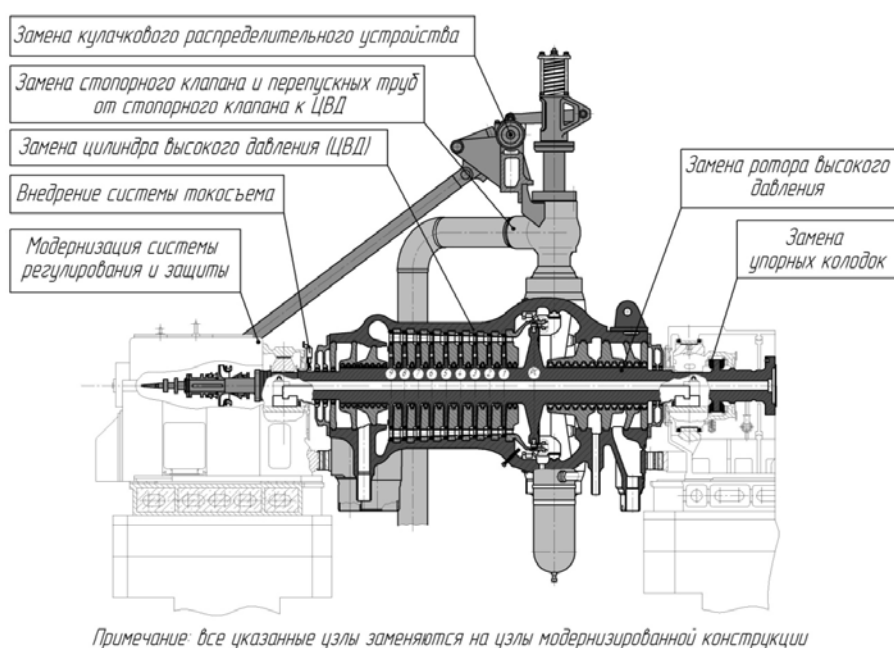


Рис. 1. Модернизация ЦВД турбин серии Т-100

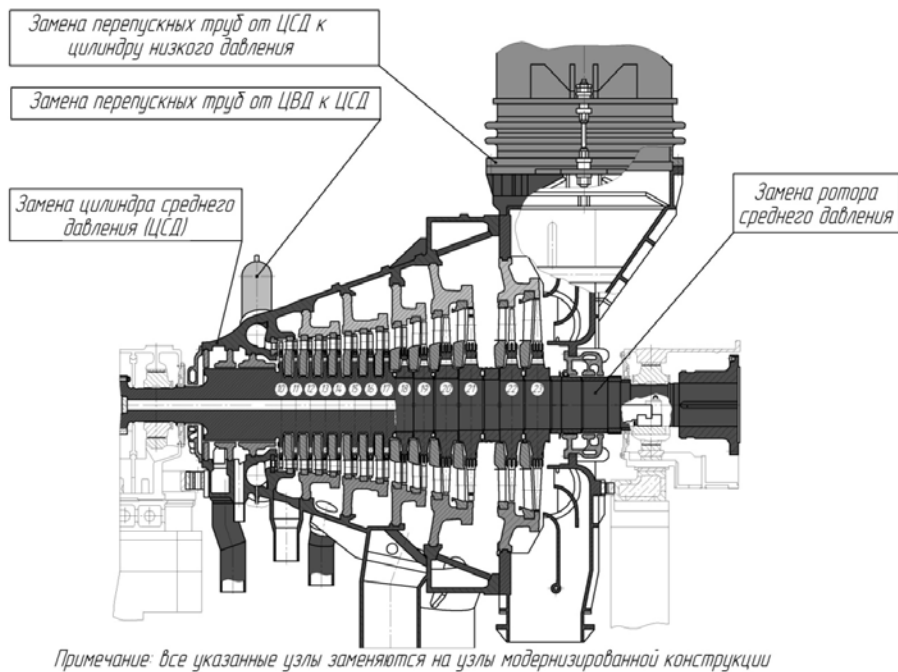


Рис. 2. Модернизация ЦСД турбин серии Т-100

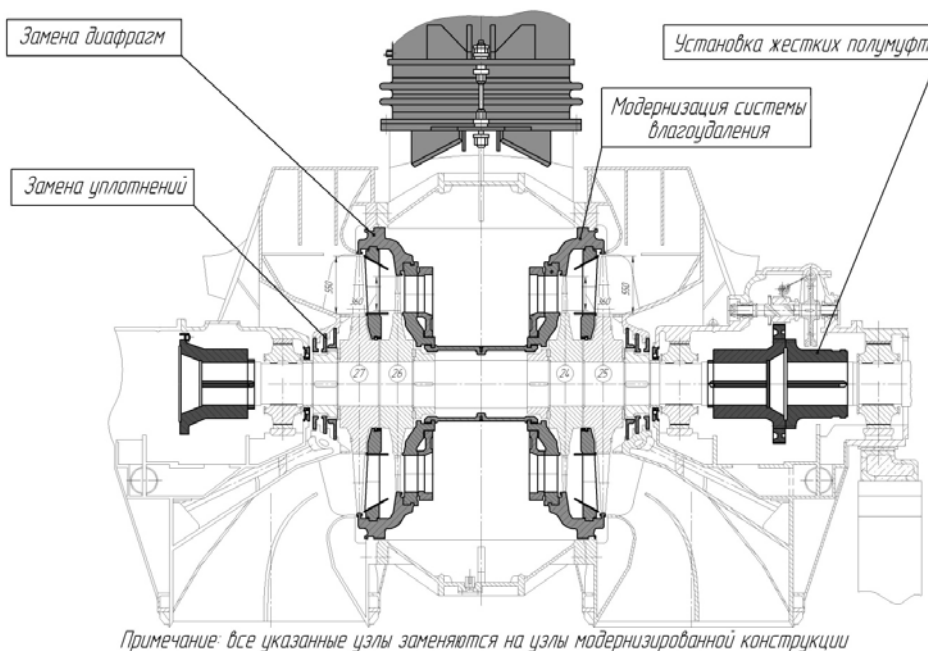


Рис. 3. Модернизация ЦНД турбин серии Т-100

Модернизация позволяет продлить работу оборудования на 220 тыс. ч, т.е. «обнулить» ресурс, а также повысить экономичность и надежность работы паровой турбины. Повышение экономичности и расхода свежего пара, с одновременным увеличением пропускной способности проточной части позволяет получить прирост мощности турбины на 10–30 МВт (в случае повышения на 30 МВт: 5 МВт «зеленых» и 25 МВт «красных»). Модернизация, может проводиться поэтапно (например, полнокомплектная замена ЦВД —



1 этап; полнокомплектная замена ЦСД — 2 этап; замена теплообменного оборудования — 3 этап). Проведение модернизации турбины серии Т-100 позволяет получить современную турбоустановку с экономией до 60% от цены нового агрегата. Используя здания, фундаменты под оборудование, крановое хозяйство и заменяя лишь устаревшее энергетическое оборудование на новое, более современное, можно сэкономить приблизительно 40–50% общих средств только на исключение затрат на строительные работы с учетом некоторых дополнительных затрат на монтаж заменяемого оборудования. По состоянию на начало 2019 г., АО «УТЗ» проведено 22 крупных модернизаций паровых турбин серии Т-100 и десятки модернизаций и замен отдельных узлов этой модели. Кроме того, АО «УТЗ» имеет референции по модернизациям паровых турбин сторонних производителей.

Ежегодно АО «УТЗ» направляются на станции опросные листы, на основании которых формируются «сообщения» о работе турбин. В «сообщениях» перечислены общепринятые коэффициенты и показатели, характеризующие работу турбинного оборудования, перечни выполненных работ по капитальным и текущим ремонтам индивидуально для каждой станции, данные о длительности простоев турбин во время выполнения капитальных и текущих ремонтов. На основании полученных данных можно сделать следующие выводы:

1. Средний срок службы турбинного оборудования между капитальными ремонтами постепенно увеличивается, средняя продолжительность капитального ремонта при этом практически не меняется и составляет 2500 ч (при нормативе 940 ч). По мнению авторов, это связано с:

- отказом от системы планово-предупредительных ремонтов;
- выводом станционного ремонтного персонала и ремонтного оборудования в отдельные коммерческие предприятия;
- отсутствием у генерирующих компаний фонда запасных частей, оборудования и вспомогательных материалов в строгом соответствии с действующей потребностью.

2. Заметна тенденция к снижению времени наработки турбины на отказ. Практический интерес представляет тот факт, что максимальная величина наработки на отказ приходится на года, в которых было выполнено максимальное количество капитальных ремонтов. Тенденция последних лет — величина средней наработки на отказ уменьшается от года к году. Причем, проведение капитальных ремонтов турбин не позволяет остановить эту отрицательную динамику.

По мнению авторов, основными причинами данной отрицательной динамики являются: увеличение срока между средними и капитальными ремонтами, снижение общего уровня подготовки эксплуатационного и ремонтного персонала, а также сокращение ремонтных фондов. Соответственно вырастает среднее число пусков за год, что отрицательно сказывается на термонапряженном состоянии основных узлов турбины и приводит к резкому снижению ресурса.

Учитывая вышесказанное, можно сделать вывод, что энергетическая отрасль характеризуется высокой степенью износа турбинного оборудования, что приводит к значительному

увеличению числа отказов и увеличенным простоям основного оборудования электростанции. Таким образом, в условиях конкуренции между генерирующими компаниями, учитывая систему конкурсного отбора мощностей, комплексное сервисное обслуживание турбинного оборудования является крайне актуальной задачей, т.к. позволяет снизить внеплановые простои оборудования.

Сервисное обслуживание при этом включает в себя не только комплексные модернизации, но и планово-предупредительные, а также восстановительные ремонты основных узлов.

С момента существования завода, специалистами накоплены уникальные статистические данные по работе турбин, на основании которых на протяжении последних 30 лет, выполняются комплексные модернизации и ремонты узлов паровых турбин собственного производства. За этот период заводом отремонтировано большое количество роторов, цилиндров, клапанов и других элементов мощных паровых турбин.

Аналогично рассмотренной ранее модернизации, далее приведены примеры двух ремонтов различных узлов (статорной и роторной групп) — ремонт цилиндра высокого давления (ЦВД) и ремонт ротора среднего давления (РСД) турбины серии Т-100.

*Ремонт ЦВД:* ЦВД турбин серии Т-100 представляет собой литой одностенный цилиндр, рассчитанный на следующие параметры свежего пара: давление — 12,8 МПа, температура — 555 °С. Корпус состоит из нижней и верхней половин, соединяемых фланцевым разъемом. Внутренняя поверхность корпуса имеет ряд расточек для установки деталей статора: диафрагм и обойм концевых уплотнений.

Дефекты рассматриваемого ЦВД можно сгруппировать следующим образом: истощение ресурса жаропрочности материала цилиндра, изменение прочностных характеристик металла, растрескивание стенок и патрубков цилиндра, коробление цилиндра и прочие дефекты.

Из перечисленных дефектов, наиболее часто встречаются трещины в корпусе, уходящие под сопловые коробки, что затрудняет их контроль. Как показывает опыт, диагностировать работоспособность таких цилиндров невозможно в условиях станции и необходимо выполнять ремонт в заводских условиях. Основными причинами появления трещин в ЦВД являются: дефекты литья, дефекты сварки, появление нерасчетных усилий на элементы конструкции в процессе тепловых расширений деталей, а так же структурные изменения в металле под действием высоких температур в процессе эксплуатации.

Как установили расчеты и тензометрические исследования, наиболее вероятной зоной растрескивания является область камеры регулирующего колеса на нижней половине цилиндра, а так же зона за сопловыми коробками, где существует большая вероятность выхода трещин на горизонтальный разъем и шпилечное отверстие. К сожалению, именно эта область расположена в технологически недоступном месте для визуального и инструментального обследования.

При возникновении трещин под сопловыми коробками, ремонт цилиндра, как правило, производится с удалением сопловых коробок. Для этого, необходимо снять нижнюю поло-



вину цилиндра, отрезать литые колена от сопловых коробок, удалить сопловые коробки (механическим способом, обреза паровые коробки и вырезая швы приварки сопловых коробок к цилиндру). Тем самым, будет получен доступ со стороны внутренней полости цилиндра. Далее необходимо выбрать трещину и заварить выборку по известной технологии. Подробно пример такого ремонта представлен в работе [6].

*Ремонт РСД:* ротор среднего давления турбин серии Т-100 представляет собой ротор комбинированной конструкции. Диски с 10 по 17 ступени выполнены цельноковаными, с 18 по 23 — насадными. Рабочие лопатки на цельнокованой части имеют Т-образный хвостовик, на насадной части — вильчатый.

В процессе ревизии и ремонта роторов наиболее часто встречаются следующие дефекты:

- механический износ бандажей, гребней концевых и диафрагменных уплотнений в результате радиальных и аксиальных задеваний ротора о детали статора;
- повреждение рабочих лопаток в результате попадания постороннего металла в проточную часть турбины;
- усталостные поломки рабочих лопаток;
- эрозионный износ рабочих лопаток, работающих в зоне влажного пара;
- коррозионные и коррозионно-усталостные повреждения лопаток, дисков и бандажей, работающих в зоне фазового перехода;
- стояночная коррозия и повреждения шеек роторов;
- трещины в разгрузочных отверстиях дисков, трещины в шпоночных пазах дисков, работающих в зоне фазового перехода, трещины в канавках под упорные кольца насадных деталей ротора.

Ремонт роторов крупных теплофикационных турбин является трудоемким процессом, требующим тесного взаимодействия ряда структурных подразделений и должен осуществляться системно. Для этого АО «УТЗ» соблюдает следующую последовательность ремонтных операций (рис. 4).

Подготовительный этап	Основной этап	Заключительный этап
<ul style="list-style-type: none"><li>• создание ремонтной комиссии;</li><li>• визуальный осмотр;</li><li>• составление акта дефектации;</li><li>• очистка ротора</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• замеры биений ротора;</li><li>• разборка ротора;</li><li>• контроль и ревизия всех насадных деталей ротора и вала;</li><li>• замена деталей, не подлежащих восстановлению на новые;</li><li>• сборка ротора и составление паспорта сборки;</li><li>• высокочастотная балансировка ротора</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• покраска и упаковка ротора;</li><li>• формирование паспорта ремонта;</li><li>• отгрузка ротора</li></ul>

Рис. 4. Последовательность типовых (традиционных) ремонтных операций

Средняя продолжительность ремонта, проводимого в условиях АО «УТЗ» составляет 60 дней. Как правило, станции предпочитают осуществлять ремонт в летний период, в отсутствие потребности в отопительной нагрузке потребителей.

Помимо выполнения традиционных ремонтных операций, АО «УТЗ» осуществляет модернизацию и реконструкцию ремонтируемых роторов, путем внедрения современных решений в их конструкцию. Разработка таких решений осуществляется исходя из анализа опытных данных по эксплуатации турбин, их поломок и последних разработок завода. Рассмотрим реализацию таких решений на примере РСД турбин серии Т-100.

Как показала практика эксплуатации турбин серии Т-100, после отработки 120–140 тыс. ч в дисках, расположенных в зоне фазового перехода, возникает явление коррозионно-эрозионного и коррозионно-усталостного растрескивания под напряжением. Статистика показала, что до 85% случаев растрескивания диска происходят в углах продольных шпоночных пазов; отмечены отдельные случаи растрескивания диска по плоскому дну продольного паза. Указанное обстоятельство потребовало перехода от продольных шпонок к торцевым. Исходя из этого, на дисках 18–23 ступеней на новых турбинах серии Т-100 и при выполнении ремонтов, внедряется новая конструкция дисков, имеющая торцевые шпонки, расположенные в области меньших напряжений.

Кроме того, анализ статистики повреждений показал, что большая часть поломок рабочих лопаток РСД турбин серии Т-100 приходится на 20 и 22 ступени. Наибольшее количество зафиксированных повреждений 20 ступени приходилось на обрыв демпферной связи и трещины в защелках сегментов бандажей. В новых рабочих лопатках 20 ступени исключена демпферная связь, и заменен тип сегментов бандажей (с прямыми стыками).

Таким образом, выполняя ремонты, очень важно не только восстанавливать работоспособность узлов, но и повысить надежность их работы в дальнейшем, а при возможности восстановить технико-экономические показатели. Для этого, исполнитель ремонтов должен учитывать весь опыт эксплуатации применительно к каждому конкретному узлу, индивидуально для каждой турбины.

В настоящее время крупные генерирующие компании задумываются о создании фонда запасных частей. Срок службы турбины лимитируется долговечностью ее элементов. По данным о материалах, применяемых в конструкциях узлов паровых турбин, расчетным характеристикам и на основании опыта эксплуатации, формируются каталоги запасных частей.

Сжатые сроки ремонтов и конкурентная борьба между генерирующими компаниями привели к вопросу о создании фонда запасных частей, как на самом заводе-изготовителе, так и в условиях генерирующих компаний (на территории группы электростанций). Такой фонд необходим для быстрого и эффективного взаимодействия и решения проблем в периоды плановых ремонтов и в случае аварийных ситуаций.

АО «УТЗ» на протяжении всего периода эксплуатации паровой турбины поддерживает связь с ТЭЦ, что способствует формированию базы данных по повреждениям деталей различных типов турбин после длительных сроков эксплуатации и по условиям их работы.



Работы в этом направлении способствовали формированию корректного и актуального для каждого типа турбины фонда запасных частей.

Преимуществом такого подхода явилось то, что фонды запасных частей составляются не только по теоретическим данным, но и по статистической выборке, что делает их сжатыми и не перегруженными лишними запасными частями.

На протяжении всего периода эксплуатации паровых турбин на электростанции возникают вопросы, требующие взаимодействия с заводом-изготовителем.

Примерами таких ситуаций являются:

- повышенная вибрация валопровода;
- перегрев подшипников (в том числе упорных колодок);
- аварии деталей роторов (например, обрыв лопатки);
- дефекты оборудования, обнаруженные в процессе длительной эксплуатации (например, эрозионный или абразивный износ).

Взаимодействие с генерирующими компаниями в этом направлении ведется, с помощью выдачи рекомендации и оказания технических консультаций. При этом, завод-изготовитель получает информацию о состоянии эксплуатируемых турбин, а генерирующие компании компетентные ответы от завода-изготовителя на интересующие их вопросы максимально в сжатые сроки.

Таким образом, АО «УТЗ» предлагает комплексный подход к сервису паровых турбин, как собственного производства, так и сторонних изготовителей. При этом, совместная работа генерирующих, ремонтных компаний и завода-изготовителя в каждом из этих направлений позволяет существенно повысить эффективность и надежность эксплуатации установленного оборудования.

#### Список литературы

1. О безопасности машин и оборудования [Текст]: Технический регламент таможенного союза от 18 октября 2011 г. № 823 // 2011. — С. 66. Статья 4 п.3. Статья 5 п.4; п.5; п.15.
2. **СО 153-34.20.501–2003.** Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ. — М.: Энергосервис. 2003. — п. 4.4.33; п.4.4.34.
3. О проведении отборов проектов модернизации генерирующих объектов тепловых электростанций [Текст]: постановление Правительства РФ от 25 января 2019 г. № 43 // Собрание законодательства. — 2019.
4. **Валамин, А.Е.** Модернизация паровых теплофикационных турбин Т-100/110–12.8 [Текст] / А.Е. Валамин, Ю.А. Сахнин, В.Б. Новоселов, А.А. Ивановский // Теплоэнергетика. — 2009. — № 9. — С. 30–34.
5. **Валамин, А.Е.** Семейство теплофикационных турбин Т–100–12.8: вчера, сегодня, завтра [Текст] / А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев, Т.Л. Шибяев, Ю.А. Сахнин, М.Ю. Степанов // Теплоэнергетика. — 2013. — № 8. — С. 21–26.
6. **Евдокимов, С.Ю.** Ремонт цилиндра высокого давления в условиях завода-изготовителя на примере турбины Т-110/120–130–5 Сакмарской ТЭЦ [Текст] / С.Ю. Евдокимов, А.А. Ямалтдинов // Теплоэнергетика. — 2012. — № 12. — С. 69–72.

## **СПОСОБ ПУСКА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ С ЗАТРУДНЕННЫМИ ТЕПЛОВЫМИ РАСШИРЕНИЯМИ ЗА СЧЕТ ВЕСОВОЙ РАЗГРУЗКИ ЛАП ЦИЛИНДРОВ**

**Г.Д. АВРУЦКИЙ, М.В. ЛАЗАРЕВ, А.Е. ЗАХАРОВ, Д.Б. КУРОПТЕВ**  
(ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

Практически на всех турбинах различной мощности эксплуатирующихся более 10–15 лет наблюдаются трудности с тепловыми перемещениями статорных элементов относительно фундаментов.

Нарушения процесса теплового расширения цилиндров, проявляющиеся в скачкообразном перемещении корпусов подшипников, повышенных кручениях поперечных ригелей фундаментов и наклонах корпусов подшипников, невозвращении цилиндров в исходное положение после полного остывания, вызывают увеличение вибрации, износ радиальных и осевых уплотнений цилиндров, поломку соединительных болтов муфт, повреждения подшипников и увеличение времени пусков.

Причинами нарушений процесса расширения турбин служат коррозия и загрязнение поверхностей скольжения корпусов подшипников; повышенные противодействующие усилия от присоединенных трубопроводов; перекосы и защемления в поперечных шпонках, уменьшение жесткости ослабленных элементов фундамента.

Косвенно о трудностях с тепловыми расширениями можно судить по некоторым эксплуатационным показателям, например, по разности температур баббита упорных колодок или по скачкам на регистраторах относительных расширений роторов (РД 34.30.506–90).

Как отмечено выше, одной из основных причин ухудшения перемещения корпусов подшипников по фундаментным рамам при температурных расширениях цилиндров паровых турбин на электростанциях является возрастание сил трения (коэффициент трения возрастает с 0,2 до 0,5) на поверхностях скольжения. При этом возможны неравномерные и скачкообразные перемещения корпусов подшипников по фундаментным рамам, его разворот и защемление.

Ранее одной из основных задач при проведении работ по нормализации тепловых расширений турбоагрегата было нахождение способа снижения коэффициента трения между стулом и фундаментной рамой.



После выхода методических указаний по нормализации тепловых расширений цилиндров паровых турбин тепловых электростанций (РД 34.30.506–90, М. 1991 г.), данная задача успешно решалась и решается за счет применения металлофторопластовой ленты (МФЛ).

Следует отметить, что в настоящее время работы по нормализации тепловых расширений, в частности за счет установки МФЛ, выполняются во время ремонта, т. е. на остановленной турбине. Однако, в период эксплуатации трудности с расширениями приводят к задержке пусков и соответствующей недовыработке электроэнергии, увеличению затрат на собственные нужды за счет выполнения повторных технологических операций (снижения параметров пара и нагрузки с последующей их выдержкой).

С целью снижения силы трения между подвижными и неподвижными контактирующими опорными элементами во время эксплуатации предложен способ нормализации тепловых расширений за счет весовой разгрузки лап цилиндров. Нагрузку цилиндра на его неподвижные опорные элементы контролируемо уменьшают до заданного уровня при помощи мостового крана.

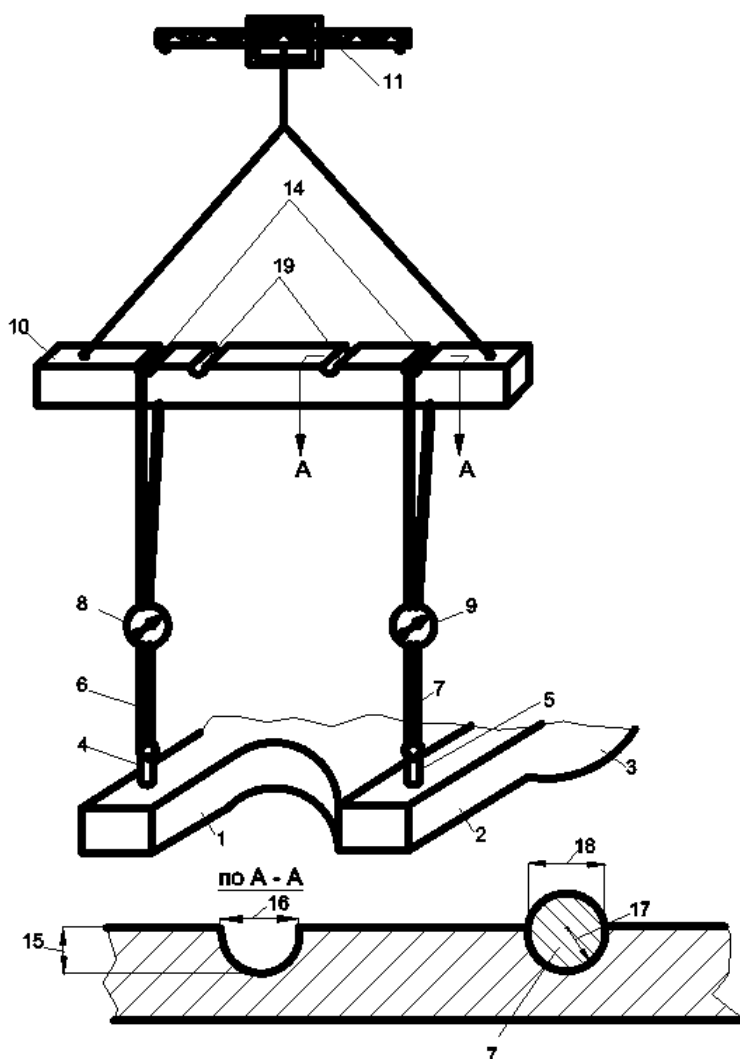


Рис. 1. Принципиальная схема устройства для нормализации тепловых расширений во время эксплуатации

На рис. 1 изображена принципиальная схема устройства для нормализации тепловых расширений во время эксплуатации. На рис. 2 изображена схема расположения отверстия под рым-болты и установки измерителя подъема лап.

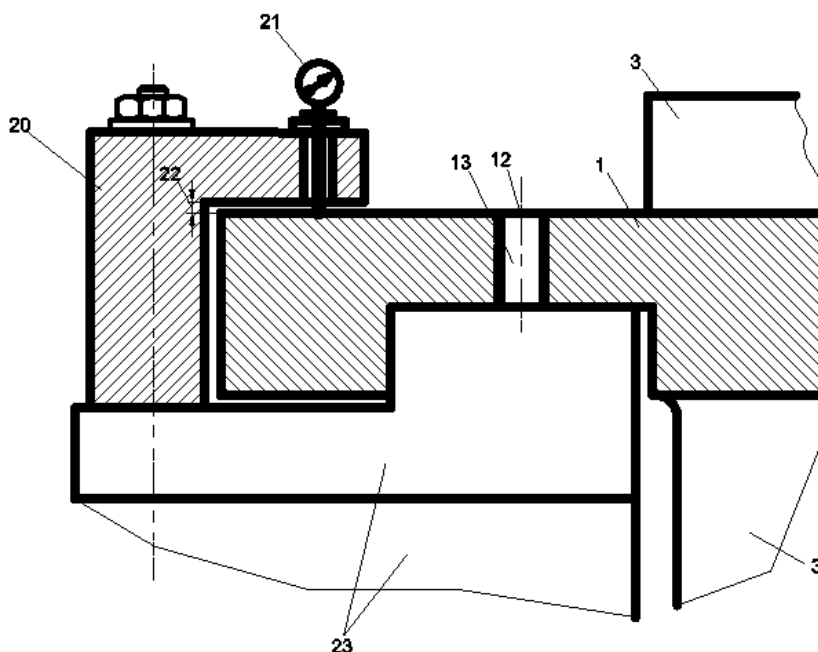


Рис. 2. Схема расположения отверстия под рым-болты и установки измерителя подъема лап:  
 1, 2 — нижние лапы цилиндра; 3 — цилиндр паровой турбины; 4, 5 — рым-болты; 6, 7 — тросовые подвески; 8, 9 — крановые дифманометры; 10 — траверса; 11 — мостовой кран; 12 — центр отверстия под рым-болт; 13 — отверстие под рым-болт; 14 — выемки для размещения тросовых подвесок; 15, 16 — глубина и ширина выемки соответственно; 17 — радиус тросовой подвески; 18 — диаметр тросовой подвески; 19 — выемка для размещения тросовых подвесок для цилиндра с другим расстоянием между лапами; 20 — прижимная скоба; 21 — измеритель подъема лап; 22 — величина подъема лап; 23 — корпус подшипника

Способ и устройство для нормализации тепловых расширений цилиндра паровой турбины при эксплуатации работают следующим образом:

На собранной после ремонта или монтажа ПТ производится определение весовых нагрузок от цилиндра 3 ПТ на КП 23 по показаниям крановых дифманометров КД 8, 9 на каждой НЛ 1, 2 с помощью МК 11, сообщенного с НЛ 1, 2 через траверсу 10, тросовые подвески 6, 7 и рым-болты 4, 5.

В период пуска, работы и останова турбины при обнаружении затруднения или прекращения теплового расширения цилиндра (несоответствие величине теплового расширения цилиндра, необходимой для нормальной работы турбины) собирается представленная на рис. 1, 2 схема устройства и при помощи МК с учетом показаний на крановых дифманометрах 8, 9 контролируемо уменьшают нагрузку НЛ 1, 2 цилиндра ПТ 3 до заданного уровня на КП 23. Степень уменьшения весовых нагрузок контролируется по показаниям значений величины теплового расширения цилиндра 3 по сравнению с величиной теплового расширения, необходимой для нормальной работы турбины, показателям значений весовых нагрузок по сравнению с исходными после ремонта и показателям изменения величины 22 подъема лап по измерителям 21.



При достижении величины теплового расширения цилиндра 3, необходимой для нормальной работы турбины, действие МК 11 при необходимости прекращается и тросовые подвески 6, 7 отсоединяются от РБ 4, 5.

При возможных последующих несоответствиях тепловых расширений значению, необходимому для нормальной работы турбины, указанные операции повторяются.

За счет применения вышеуказанного способа и устройства во время эксплуатации производится нормализация тепловых расширений и необходимые операции выполняются без задержки, тем самым повышается надежность турбины.

С помощью разработанного способа и устройства можно было предотвратить существенные задержки при пуске паровой турбины ст. № 2 Тверской ТЭЦ-3 и искривление ротора турбины ст. № 1 типа ПТ-100/110-12,8 Ростовской ТЭЦ-2.

### **Выводы и рекомендации**

1. Разработан способ и устройство для пуска паровой турбины с затрудненными тепловыми расширениями за счет весовой разгрузкой лап цилиндров.
2. Для повышения надежности целесообразно оснастить данным устройством все существующие турбины.
3. Необходимо дополнить Методические указания по нормализации тепловых расширений цилиндров паровых турбин тепловых электростанций (РД 34.30.506–90), разработанным способом и устройством.

## ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ИЗМЕНЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ УКЛОНА ПОПЕРЕЧНЫХ РИГЕЛЕЙ ФУНДАМЕНТА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ВО ВРЕМЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ

**А.Ю. СОСНОВСКИЙ** (ООО «УК «Теплоэнергосервис», г. Екатеринбург, Россия)  
**Б.Ф. МУРМАНСКИЙ, Ю.М. БРОДОВ** (УрФУ, г. Екатеринбург, Россия)

Значительное влияние на маневренность паровых турбин оказывает надежность работы системы тепловых расширений (СТР) паровой турбины [1–5]. Одним из параметров, свидетельствующих о наличии затруднений в работе системы тепловых расширений, является недопустимое, больше 0,5 мм/м на пуске и 0,2 мм при останове [1], изменение уклона верхней плоскости поперечных ригелей фундамента под корпусами выносных подшипников турбины (далее «изменение уклона ригеля»).

Анализ результатов реализации мероприятий по снижению коэффициентов трения поверхностей скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам и установки поворотных/разрезных поперечных шпонок (для исключения заклинивания в узле сопряжения «лапа цилиндра — поперечная шпонка») показывает, что выполнение этих мероприятий не всегда решает проблему нормализации тепловых расширений. Более того, последние годы наблюдались случаи нарушения работы СТР паровых турбин, не только находящихся в эксплуатации значительное время на которых реализованы основные мероприятия рекомендуемые для нормализации работы СТР, но и турбин недавно введенных в эксплуатацию [6].

Эти примеры показывают, что повышенное изменение уклона ригелей не всегда вызывается состоянием фундамента, загрязнением поверхностей скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам, температурными перекосами по фланцам цилиндров или заземлениями на поперечных шпонках.

Упрощенная схема приложения усилий, вызывающих изменение уклона ригеля представлена на рис. 1.

На ригель действует весовая нагрузка  $G$  от корпуса подшипника, опирающихся на него цилиндров турбины и валопровода. При нагреве/остывании цилиндров турбины на КП со стороны цилиндра турбины действует осевое усилие  $P_{ос}$ , которое стремится переместить КП по фундаментной раме. При перемещении КП на ригель действует сила  $P$ , приложенная в плоскости скольжения КП по фундаментной раме, равная по величине и противоположная по направлению силе сопротивления перемещению  $F_c$ . Сила сопротивления перемещению является суммой силы трения на поверхности скольжения КП по фундаментной раме и сил сопротивления, возникающих на продольных шпонках.

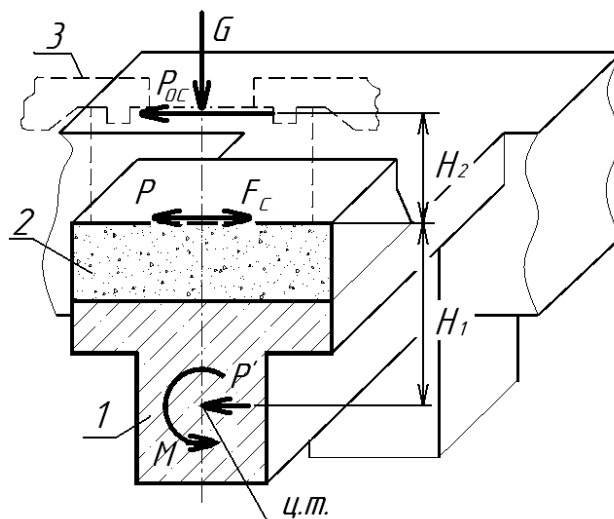


Рис. 1. Схема нагружения ригеля фундамента паровой турбины:  
 1 — основное тело ригеля; 2 — набетонка под фундаментную раму;  
 3 — корпус подшипника и опорные лапы цилиндров турбины

В результате, все силы, действующие на ригель, приводятся к усилиям изгибающим его в горизонтальной ( $P'$ ) и вертикальной плоскостях ( $G$ ), и крутящему моменту  $M$ , вызывающему изменение уклона ригеля.

Величину изменения уклона ригеля в пределах упругой стадии работы железобетона можно считать пропорциональной величине момента. При перемещении КП величина момента определяется по формуле

$$M = P \times H_1, \quad (1)$$

а до начала движения или при останове КП при изменяющемся температурном состоянии цилиндров турбины и до возобновления движения

$$M = P_{oc} \times (H_1 + H_2) \quad (2)$$

где  $H_1$  — расстояние от центра тяжести поперечного сечения ригеля до плоскости скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме;  $H_2$  — расстояние от плоскости скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме до плоскости передачи усилия от цилиндра турбины на корпус подшипника.

Изменение уклона ригеля могут вызвать три фактора:

- силы трения на поверхности скольжения КП по фундаментной раме;
- разница температур боковых граней поперечного ригеля фундамента;
- силы сопротивления движению КП, возникающие на продольных шпонках.

#### **Влияние силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме**

Наиболее распространенной причиной затрудненных тепловых расширений считаются повышенные силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме.

Нормативными документами на проектирование фундаментов паровых турбин [7] установлено, что величины изменения уклона ригелей под корпусами выносных подшипников турбины «задаются машиностроительными предприятиями в зависимости от количества подшипников на ригеле и особенностей конструкции турбины дифференцированно, но не менее 0,2 мм/м». Результаты натурных испытаний статической нагрузкой ригелей фундаментов турбоагрегатов, выполненных перед монтажом турбины [8–10], показывают, что величина изменения уклона ригеля под действием расчетной горизонтальной нагрузки меньше предельного значения 0,2 мм/м, зачастую более чем в два раза.

Расчетные горизонтальные усилия, в соответствии с [7], определяются исходя из величины коэффициента трения 0,3, что соответствует коэффициенту трения покоя для пары «сталь-чугун» [11]. Для пары «сталь-сталь», применяемой в современных конструкциях турбин, величина коэффициента трения покоя составляет 0,15...0,18. Необходимо отметить, что при движении КП по фундаментной раме следует принимать коэффициент трения скольжения, который меньше коэффициента трения покоя (например, для пары «сталь-чугун» коэффициент трения скольжения составляет 0,15). С появлением вибрации опор ротора между КП и фундаментными рамами наблюдаются взаимные смещения [12]. Соответственно, после страгивания корпуса подшипника и выхода ротора на обороты коэффициент трения на поверхности скольжения не может быть равен коэффициенту трения покоя. Также необходимо отметить, что на многих турбинах в настоящее время устанавливаются антифрикционные модули. Наибольшее распространение получила модернизация с установкой МФЛ. Коэффициент трения МФЛ — 0,14...0,16 [13].

Кроме того, до момента страгивания КП плечо момента  $M$ , закручивающего ригель, равнялось сумме расстояний  $H_1$  и  $H_2$ , а с началом движения КП по фундаментной раме величина плеча момента  $M$  составляет  $H_1$ . Анализ геометрических характеристик отечественных фундаментов показывает, что величина  $H_1$  для турбин средней мощности колеблется в пределах от 1070 до 1550 мм. Величина  $H_2$  для отечественных турбин обычно составляет 920 мм. Соотношение  $(H_1 + H_2)/H_1$  составляет от 1,59 до 1,85. Соответственно, с началом движения КП по фундаментной раме величина момента, приложенного к ригелю, еще уменьшится по сравнению с расчетной величиной.

Таким образом, при движении КП по фундаментной раме коэффициент трения составляет примерно половину (0,5) от коэффициента трения покоя принятого при расчете фундамента. Величина плеча крутящего момента, закручивающего ригель, составляет 0,6 от первоначальной величины плеча до момента страгивания. Соответственно, изменение уклона ригеля под действием расчетных нагрузок должно составлять около 0,06 мм/м ( $0,2 \times 0,5 \times 0,6$ ).

Величина силы трения и, соответственно, момента  $M$  зависит не только от коэффициента трения, но и от величины весовой нагрузки, приложенной к корпусу подшипника. Исследования, выполненные ЦКТИ на турбинах большой мощности [2] и расчетные исследования авторов [14] показывают, что изменение весовой нагрузки на корпуса подшипников во время пуска, связанные с изменением теплового состояния трубопроводов, не превышает 30%.



Кроме того, величина изменения уклона ригеля зависит и от характеристик бетона. Известно, что модуль упругости бетона изменяется со временем, становится меньше, как минимум в 2 раза. Соответственно, увеличивается величина изменения уклона ригеля при неизменном усилии на поверхности скольжения.

Исходя из вышеизложенного, авторы считают, что величина изменения уклона ригеля, вызванного перемещением подошвы корпуса подшипника по фундаментной раме, для турбин после монтажа или ремонта с чисткой поверхностей скольжения корпусов подшипников, не должно превышать значения 0,13...0,17 мм/м ( $0,06 \times 1,3 \times 2 = 0,156$ ). Для поверхностей с антифрикционными покрытиями, с коэффициентом трения ниже 0,15, которые, к тому же, сохраняют свои триботехнические свойства в течение длительного времени, эта величина значительно меньше.

### **Влияние неравномерного нагрева боковых граней ригеля**

Другой причиной, способной вызывать изменение уклона ригеля является неравномерный нагрев боковых граней ригеля.

Исследования, выполненные специалистами ВТИ [15], показали, что разница температур боковых граней ригелей, вследствие неравномерных тепловых потоков от проходящих вблизи ригеля трубопроводов, как правило, не превышает 50 °С. Максимальные значения неравномерного нагрева наблюдались у среднего ригеля фундаментов турбин К-300-240 ХТГЗ — до 70 °С.

Упрощенный расчет показал, что при величине коэффициента теплового расширения бетона  $1,2 \times 10^{-5}$  мм/град×мм, для ригелей фундаментов турбин Т-100-130 УТЗ величина изменения уклона ригеля, вызванная разницей температур боковых стенок полок в 50 °С, составит около 0,32 мм/м, а для среднего ригеля турбины К-300-240 ХТЗ эта величина может достигнуть 0,47 мм/м. Соответственно, величина изменения уклона ригеля при одновременном и однонаправленном действии этого фактора и сил трения на поверхности скольжения КП по фундаментной раме составит 0,49 мм/м и 0,64 мм/м соответственно.

Учитывая, что в настоящее время вопросам теплопотерь уделяется большое внимание, изоляция трубопроводов, как правило, соответствует требованиям нормативной документации, разницу температур боковых граней ригелей, обусловленную температурным состоянием цилиндров турбины, можно принять на уровне 20...30 °С. Соответственно, изменение уклона ригеля, вызванное разностью температур его боковых граней, будет составлять от 0,13 до 0,29 мм/м, а суммарное изменение уклона ригеля от разницы температур и сил трения на поверхности скольжения должно находиться в диапазоне от 0,3 до 0,46 мм/м.

### **Влияние сил сопротивления движению, возникающих на продольных шпонках**

При анализе сил, вызывающих изменение уклона ригеля, обычно принимается, что коэффициент трения на продольных шпонках равен коэффициенту трения на поверхности скольжения КП по фундаментной раме [2]. Анализ взаимодействия КП и продольных

шпонок [16] показывает, что возможно четыре варианта контакта в паре «паз-продольная шпонка» (рис. 2). Один вариант, когда КП плоскопараллельно смещен в поперечном направлении относительно оси турбины и три варианта, когда КП повернут в горизонтальной плоскости относительно оси турбины. Причинами поворота КП относительно оси турбины могут быть: температурные перекосы по фланцам цилиндров турбины; защемления лап цилиндров на поперечных шпонках КП и поворот цилиндра турбины относительно оси турбины под действием присоединенных трубопроводов.

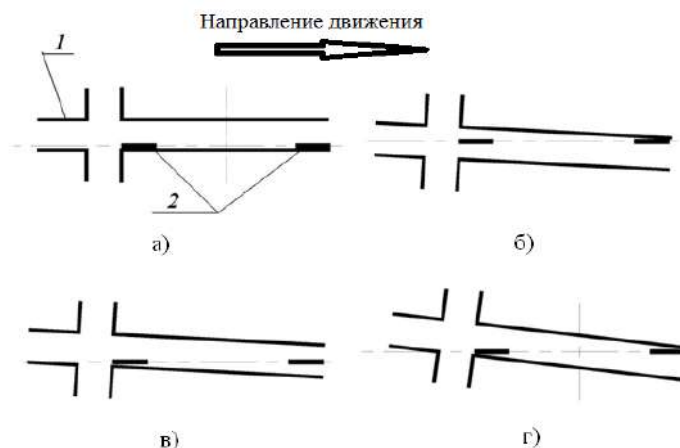
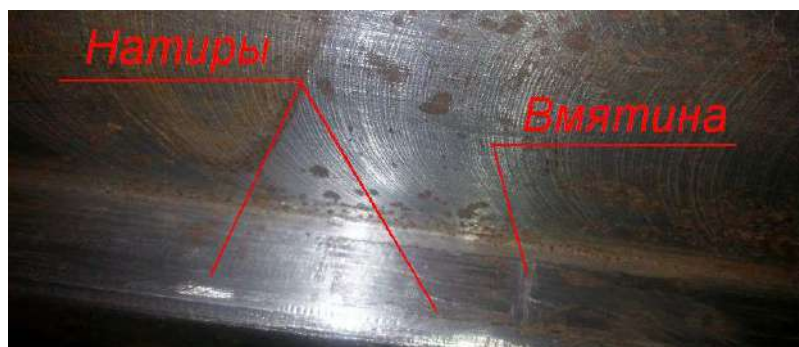


Рис. 2. Схемы взаимодействия корпуса подшипников и фундаментной рамы:  
1 — корпус подшипника; 2 — продольные шпонки

Сила трения, возникающая при контакте КП с продольными шпонками, может быть определена по «классической» формуле (нормальное усилие, умноженное на коэффициент трения пары материалов) только для варианта «а», когда обе продольные шпонки всей боковой поверхностью прижаты к боковой грани паза в подошве КП. Во всех остальных вариантах силу трения определять по «классической» формуле нельзя.

При повороте КП относительно продольных шпонок площадь контакта в паре «паз-продольная шпонка» будет очень мала. При длине контактной поверхности 2 мм, для материалов, применяемых при изготовлении корпуса подшипников и продольных шпонок, достаточно будет усилия 4,0 кН, чтобы в точке контакта возникли пластические деформации. В зависимости от материала, из которого изготовлен КП, пластические деформации будут возникать на продольной шпонке (при чугунном корпусе) или на боковой грани паза КП (стальной корпус).

В первом случае чугунный корпус подшипника будет достаточно свободно перемещаться вдоль продольных шпонок, во втором случае при перемещении стального корпуса вдоль продольных шпонок возможны различные варианты взаимодействия. При контакте типа «б» при продвижении стального корпуса подшипника (сталь 3) вдоль продольной шпонки (сталь 40Х или сталь 35) на поверхности паза с большой вероятностью будет возникать «наклеп», то при контакте типа «в» продольная шпонка будет «строгать» ответную поверхность корпуса подшипника. Эффект самозаклинивания КП на продольных шпонках может возникнуть при взаимодействии по варианту «г».



а)



б)

Рис. 3. Состояние элементов СТР турбины 63 МВт после первых пусков:  
а — паз в подошве корпуса подшипника; б — продольная шпонка

На рис. 3 представлены примеры пластических деформаций на поверхностях продольных шпонок и боковых поверхностях паза в подошве КП.

Таким образом, по мнению авторов, усилия, вызывающие дополнительное нерасчетное изменение уклона ригеля, могут возникать при относительно небольших величинах усилий, поворачивающих КП в горизонтальной плоскости относительно продольных шпонок, в т.ч. и от усилий, передаваемых от цилиндров турбины на корпуса подшипников через вертикальные шпонки.

На основе представленного выше анализа авторы считают, что при существующей конструкции сочленения КП с продольными шпонками в местах контакта КП и продольных шпонок пластические деформации могут возникать даже при отсутствии недопустимых отклонений в работе СТР. Пластические деформации в узле сочленения приводят к появлению вмятин и задиров на контактных поверхностях стальных корпусов подшипников. Это, в свою очередь, постепенно приводит к возникновению дополнительных нерасчетных усилий, приложенных к продольным шпонкам и вызывающим повышенное изменение уклонов ригелей и соответствующие расцентровки опор валопровода. Кроме того, пластические деформации на контактных поверхностях пары «паз-продольная шпонка» приводят к неконтролируемому увеличению зазоров на продольных шпонках, что также может привести к нарушениям в работе опор валопровода.

Анализ результатов выполненного авторами исследования показывает, что при нормальных условиях, с учетом возможного неравномерного нагрева боковых граней ригелей и отсутствия дефектов в узлах замоноличивания ригелей, даже при совпадении направлений изменения уклона ригеля, вызванных тепловым воздействием на ригель и действием сил трения на поверхности скольжения КП по фундаментной раме, величина изменения уклона ригеля не должна превысить 0,5 мм/м. Превышение этой величины изменения уклона ригеля, с большой долей вероятности, вызывается дополнительными нерасчетными силами сопротивления перемещению, возникающими на продольных шпонках при повороте выносного корпуса подшипника в горизонтальной плоскости.

### Выводы

1. Силы трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме не могут быть причиной значительного, в несколько раз превышающего расчетную величину, изменения уклона ригеля.

2. При проведении обследований, связанных с выяснением причин повышенной величины изменения уклона ригеля, целесообразно на пуске турбины из холодного состояния выполнять контроль температуры боковых граней ригеля в центральной части для оценки возможного изменения уклона ригеля вследствие температурного перекаса по граням ригеля.

3. Наиболее вероятной причиной увеличения уклонов ригелей свыше нормативных величин 0,5 мм/м для турбин после капитального ремонта с чисткой поверхностей скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам и турбин после монтажа являются усилия, возникающие на продольных шпонках при угловом смещении корпуса подшипника относительно оси турбины.

### Список литературы

1. Методические указания по нормализации тепловых расширений паровых турбин тепловых электростанций: РД 34.30.506–90. — М.: Минэнерго, 1990. — 40 с.
2. **Хоменок, Л.А.** Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Том 1. Совершенствование паровых турбин [Текст] / Л.А. Хоменок, А.Н. Ремезов, И.А. Ковалев, В.С. Шаргородский, С.Ш. Розенберг, В.И. Олимпиев. — СПб.: ПЭИПК. — 2001. — 340 с.
3. **Дон, Э.А.** Улучшение тепловых расширений и вибрационной надежности при модернизации турбоагрегатов К-330-240 Каширской ГРЭС [Текст] / Э.А. Дон, Д.В. Тарадай, А.П. Пономаренко, С.Ф. Торхунов // Электрические станции. — 2011. — № 6. — С. 42–47.
4. **Тарадай, Д.В.** Диагностирование технического состояния турбоагрегатов и совершенствование технологии ремонта [Текст] / Д.В. Тарадай // Энергетик. — 2016. — № 6. — С. 27–30.
5. **Трухний, А.Д.** Стационарные паровые турбины: 2-е изд., перераб. и доп. [Текст] // М.: Энергоатомиздат, 1990. — 640 с.
6. **Мурманский, Б.Е.** О выявлении причин затрудненных тепловых расширений паровых турбин [Текст] / Б.Е. Мурманский, А.Ю. Сосновский // Энергетик. — 2017. — № 12. — С. 33–37.
7. Агрегаты паротурбинные энергетические. Требования к фундаментам: РТМ 108.021.102–85. — Введ. 1987–01–01. — М., 1985.
8. **Пермякова, В.В.** Натурные испытания на действие крутящего момента фундамента под турбоагрегат ТП-115/125-130-1ТП+ТВФ-110-2ЕПУЗ [Текст] / В.В. Пермякова, Н.А. Лебедева, О.А. Пожиткова // Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. — 2005. — Т. 244. — С. 146–151.



9. **Пермякова, В.В.** Статические и динамические испытания ненагруженного фундамента турбоагрегата Т-130/160-12,8+ТЗФП-160-2ПГУ-220 [Текст] / В.В. Пермякова, Н.А. Лебедева, О.А. Пожиткова, А.В. Томашевский, В.Н. Кирилина, Д.Г. Эсперов // Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. — 2005. — Т. 244. — С. 151–158.
10. **Пермякова, В.В.** Обследование фундамента турбоагрегата энергоблока № 10 Рефтинской ГРЭС [Текст] / В.В. Пермякова, Н.А. Лебедева, О.А. Пожиткова // Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. — 2008. — Т. 251. — С. 83–92.
11. **Анурьев, В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В.И. Анурьев: 5-е изд. перераб. и доп. // М.: Машиностроение, 1979. — 728 с.
12. **Абросимов, Н.А.** Натурные исследования динамических характеристик под быстроходные турбоагрегаты большой мощности [Текст] / Н.А. Абросимов // Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. — 2002. — Т. 241. — С. 74–84.
13. **Авруцкий, Г.Д.** Металлофторопластовая лента на поверхностях скольжения корпусов подшипников турбин / Г.Д. Авруцкий, С.Л. Дубровский, И.А.Савенкова // Теплоэнергетика. — 1995. — № 5. — С. 62–65.
14. **Гаврилов, П.Я.** Оценка усилий и моментов действующих на одноцилиндровую паровую турбину со стороны присоединенных трубопроводов на примере турбины К-65-12,8 [Текст] / П.Я. Гаврилов, Б.Е. Мурманский, А.Ю. Сосновский, М.Ю. Степанов // Сибирская академическая книга: сб. статей по материалам I Международной научно-практической конференции. — Новосибирск. — 2018. — С. 62–71.
15. **Дон, Э.А.** Расцентровка подшипников турбоагрегатов [Текст] / Э.А. Дон, В.П. Осоловский / М.: Энергоатомиздат. — 1994. — 192 с.
16. **Сосновский, А.Ю.** Устойчивость функционирования системы тепловых расширений паровой турбины к внешнему воздействию [Текст] / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов, Ю. А. Сахнин // Электрические станции. — 2017. — № 6. — С. 35–40.

## БАЛАНСИРОВОЧНЫЕ СТАНКИ ДИАМЕХ 2000 И ЭНЕРГОРЕМОНТ

А.Г. БАБАСКИН (ООО «ДИАМЕХ 2000», г. Москва, Россия)

Один из показателей качества ремонта любого турбоагрегата — это уровень его вибрации при работе. Основной причиной вибрации, в большинстве случаев, является неуравновешенность роторов.

В период ремонта могут выполняться различные спецработы, которые приводят к разбалансировке — замена рабочих лопаток, снятие и посадка бандажей роторов генератора, и др. Обязательной процедурой является балансировка роторов на станках.

ООО «ДИАМЕХ 2000» продолжает свою деятельность по выпуску балансировочных станков под нужды и запросы российских пользователей.

Станки грузоподъемность от 40 до 90 т успешно работают на многих отечественных предприятиях, обеспечивая отличную точность при очень высокой производительности (рис. 1).



Рис. 1. Балансировочные станки ООО «ДИАМЕХ 2000» для роторов энергетических турбоагрегатов



На ряде электростанций, часто на труднодоступных территориях, сохранились станки маятникового типа (на лентах). Именно с их помощью пока удается частично решать проблемы балансировки тяжелых уникальных роторов.

Эти станки успешно работали в СССР, но устарели физически с точки зрения конструкции приводной части и по конструкции измерительной системы, которая утратила возможность восстановления работоспособности по причине исчезновения производителей таких систем.

ООО «ДИАМЕХ 2000» проводит их модернизацию, возвращая к жизни это уникальное оборудование (рис. 2).



Рис. 2. Модернизированный балансировочный станок для роторов энергетических турбоагрегатов

Модернизация станка позволяет следующее:

- Сокращается время на настройку и балансировку ротора на станке до 2–4 ч.
- Точность балансировки повышается в несколько раз.
- Станок оснащается самой современной измерительной системой с сенсорным управлением.

Опоры станка используются роликовые, имеют довольно сложную конструкцию, но это позволяет исключить накатку поверхностей шеек даже при значительных отклонениях взаимного расположения шеек роторов при существенном сокращении подготовительного времени при выполнении балансировки.

На любом предприятии существует огромное количество так называемого вспомогательного оборудования, без которого не могут работать любые самые совершенные современные турбоагрегаты. Их балансировка может успешно проводиться с использованием широкой гаммы станков производства ООО «ДИАМЕХ 2000» (рис. 3 и 4).



Рис. 3. Станок типа VM3000 для оборудования весом до 3000 кг



Рис. 4. Станок типа VM1000 для оборудования весом до 1000кг



Универсальность станков достигается широким диапазоном размеров роторов за счет возможности наращивания длины станин, подъема опорных роликовых блоков, разведением опорных роликов, применения легко переналаживаемого ременного привода.

Зарезонансная схема опор станка позволила отказаться от необходимости выполнения специального фундамента, что делает станок мобильным для производства (либо для перестановок, либо даже с учетом необходимости перевозки станка в условиях ремонтного цикла).

Следует признать, что даже при самом широком рассмотрении существующих конструкций роторов невозможно охватить все возможные варианты, а тем более многие нюансы технологии балансировки. ООО «ДИАМЕХ 2000» плодотворно работает над вопросом модернизации существующих моделей станков.

Эта работа на начальном этапе условно разделилась на следующие направления:

1. Изменение мощности привода в сторону увеличения для обеспечения возможности раскручивания роторов с большим инерционным моментом, либо до оборотов, величина которых больше предусмотренной для стандартного исполнения.

2. Изменение длины станины для балансировки роторов, имеющих большую длину при выполнении условия по грузоподъемности опор (такая модернизация была заложена в конструкцию изначально).

3. Обеспечение станка комбинированным приводом «ремень/кардан». При сохранении всех достоинств использования ременного привода станок дополнительно оснащается стойкой, несущей приводной шпиндель с карданом. Вращение такого шпинделя обеспечивается с помощью штатного ременного привода, что сохраняет возможность его использования для каких-либо других роторов.

Одним из сложных случаев балансировочной технологии является процедура определения неуравновешенности так называемых консольных роторов - сложностью укладки такого ротора на станок является то обстоятельство, что одна из опор станка должна обеспечивать отрицательную реакцию.

Для выполнения такого противоречивого требования пришлось оснащать роликовый блок специальной скобой, охватывающей шейку ротора сверху, и предусмотреть механизм предотвращения складывания маятниковой подвески (рис. 5).

Значительную группу роторов, требующих балансировки, составляют части машин, которые вне машины не имеют опорных шеек.

Для таких деталей или сборочных единиц специалисты ООО «ДИАМЕХ 2000» разрабатывают и изготавливают различные оправки или имитаторы опор (рис. 6).

Одно из основных требований к таким приспособлениям — минимальное искажение истинного дисбаланса собственно детали.

Часто по требованию заказчика в конструкцию оправки вносится возможность использования ее для группы деталей похожей конструкции, но имеющих небольшие отличия по размерам.



Рис. 5. Балансировка консольного ротора



Рис. 6. Балансировка ротора с использованием оснастки



В стремлении обеспечить максимальную точность балансировки сборочных единиц была предложена оснастка для балансировки роторов с собственными подшипниками. Опорные призмы для подшипников ротора устанавливались в роликовый блок вместо опорных роликов.

В целом ряде случаев такая призма дооснащалась прижимной планкой, которая исключает проворот наружного кольца подшипника даже в исполнении подшипника с защитными шайбами.

Дальнейшим продвижением совершенствования технологии балансировки роторов с собственными подшипниками явилось появление приспособлений типа «рамка».

Такая схема очень широко используется в различных отраслях, например, в двигателестроении (рис. 7).



Рис. 7. Балансировка газовой турбины с использованием приспособления типа «рамка»

Достоинством такой схемы, несмотря на ее удорожание, является возможность установки опорных подшипников в положение, близкое к реальному их положению в корпусе машины (есть даже понятие — балансировка в полукорпусе).

Балансировка с использованием рамки позволяет охватить целый ряд очень специфических роторов, например, типа карданных валов (рис. 8).

Установка на рамку специальных высокоточных опорных шпинделей дает базу для крепления фланцев карданных шарниров с возможностью дальнейшей динамической балансировки таких изделий.



Рис. 8. Балансировка карданного вала на универсальном станке с использованием приспособления типа «рамка»

«Рамочная» оснастка дает возможность балансировать на универсальных станках широкую гамму готовых сборочных единиц, например, типа электроventильаторов. Рамка может иметь удобные базовые и быстродействующие зажимные элементы, причем и для групповой технологии. В таких случаях целесообразно рассматривать дооснащение станка специальным блоком питания, позволяющим раскручивать балансируемую сборочную единицу собственным электродвигателем.

Проблема подготовки кадров для реализации технологии балансировки стоит достаточно остро, так как фактически отсутствуют учебные заведения типа колледжей или лицеев, технологические кафедры ВУЗов дают отрывочную первичную информацию без углубления в тему. Значительное число технологов и мастеров освоили данный вопрос, используя опыт старшего поколения, которое уходит, унося с собой многие секреты технологии балансировки, причем эти знания часто опираются на некоторые устаревшие положения, требующие уточнения в связи с появлением новых материалов и конструкций, положений современной технологии обработки деталей. По мере распространения станков фирмы «ДИАМЕХ 2000» появилась возможность обобщить производственный опыт использования наших балансировочных станков.



На базе компании функционирует аккредитованный Учебный Центр по подготовке специалистов по вибродиагностике и балансировке, Центр «Вибродиагностики и технологий» (рис. 9).



Рис. 9. Подготовка и аттестация специалистов по вибродиагностике и балансировке в собственном Учебном Центре и на местах

Работает лаборатория неразрушающего контроля и собственная аккредитованная метрологическая служба, помогающие производствам Пользователей наших станков с уверенностью использовать наше высокоточное балансировочное оборудование.

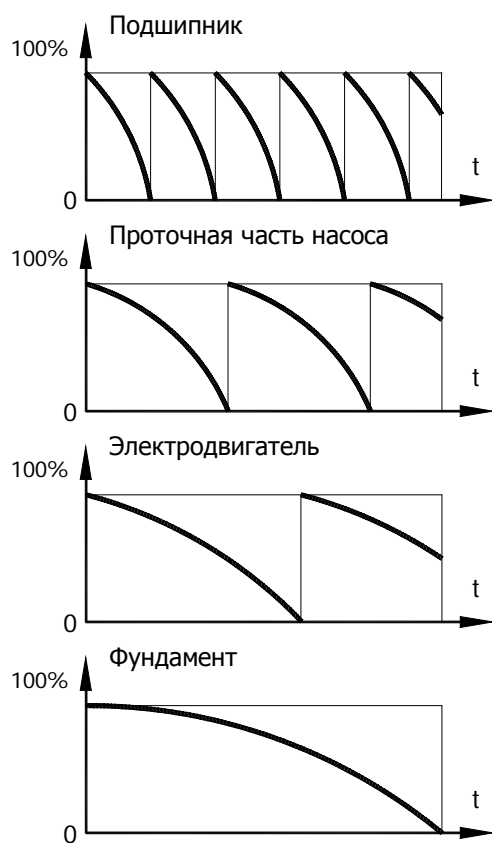
Сегодня компания «ДИАМЕХ 2000» занимает устойчивые позиции на рынке балансировочного и виброизмерительного оборудования, число предприятий-пользователей насчитывает более 2000 компаний в России, СНГ и дальнем зарубежье.

Компания располагает собственным металлообрабатывающим производством полного цикла, занимается разработкой и производством виброизмерительных приборов и стационарных систем виброконтроля.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПЕРЕНОСНЫХ ПРИБОРОВ И АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ МОНИТОРИНГА С РАДИОИНТЕРФЕЙСОМ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИЕЙ ОБОРУДОВАНИЯ

В.А. РУСОВ (ООО ПВФ «Вибро-Центр», г. Пермь, Россия)

Полный жизненный цикл работы любого оборудования всегда включает в себя совокупность связанных между собой локальных жизненных циклов, определяющих состояние отдельных конструкционных или функциональных подсистем. Эти локальные циклы в силу специфических особенностей оборудования имеют различную продолжительность. Например, за полное время работы насосного агрегата в нем несколько раз может проводиться замена подшипников и уплотнений, дважды осуществляться ремонт проточной части насоса и один раз ремонт приводного электродвигателя. В конце полного эксплуатационного цикла, когда уже обычно начнет разрушаться фундамент насосного агрегата, персон



нал начинает думать о модернизации, а чаще всего о полной замене всего комплекса оборудования насосного агрегата.

По причине наличия в оборудовании различных подсистем, имеющих разную длительность межремонтных циклов, вопрос количественной оценки остаточного ресурса оборудования на любой текущий момент времени является неоднозначным. Для одной подсистемы он может быть в этот момент времени равен нулю, а для других иметь различные, достаточно большие значения. Резонно возникает вопрос: что брать за основу? Наиболее правильно оценивать текущее техническое состояние оборудования по минимальному значению ресурса «худшей» подсистемы. В разные моменты эксплуатации оборудования в роли «худших» выступают различные подсистемы.



### **Остаточный ресурс оборудования — основные определения**

Все это приводит к тому, что обобщенного и однозначного определения термина «остаточный ресурс оборудования», наверное, не существует, тем более, что практически все подсистемы оборудования могут быть восстановлены. При этом, после восстановления остаточный ресурс изменится в сторону возрастания; весь вопрос заключается только в том, каковы будут при этом затраты, какой ценой это будет достигнуто. Это тоже отдельный и важный вопрос управления эксплуатацией оборудования.

Здесь и далее в докладе остаточный ресурс будет определяться как значение в условиях одного межремонтного цикла. Если будут одновременно рассматриваться межремонтные циклы различных подсистем оборудования, то за основу для принятия решений будет браться минимальное значение остаточного ресурса, взятое из всех участвующих в принятии решения межремонтных циклов отдельных подсистем. При таком подходе величина остаточного ресурса постепенно уменьшается в процессе эксплуатации, но после ремонтных и сервисных воздействий возрастает, в идеале снова до 100%.

Для обеспечения надежной и безаварийной работы оборудования, планирование ремонтных и сервисных работ производится, в первую очередь, по параметрам межремонтных циклов наименьшей продолжительности. Для подсистем оборудования, имеющих более длительные межремонтные циклы, задача немного усложняется. В идеальном случае все необходимые ремонтные работы, проводимые для восстановления различных подсистем оборудования, должны совмещаться. Но на практике достаточно редко складывается ситуация, когда остаточный ресурс «обнуляется» сразу для нескольких подсистем, и когда все ремонтные работы производятся с максимальной эффективностью.

Чаще всего ремонтные работы вынуждены производиться для подсистемы, остаточный ресурс которой «обнулился», в то время как для других подсистем он имеет еще достаточное значение. Для обеспечения эффективного управления обслуживанием оборудования в этом случае, приходится решать непростую задачу. Необходимо решить, стоит ли включать оборудование после проведенного ремонта первой подсистемы, и ждать доработки остаточного ресурса другой подсистемы, и возможно скоро снова останавливать оборудование для ремонта. Или же лучше совместить ремонт двух подсистем, несмотря на то, что одна из них не полностью выработала свой ресурс, т.е. снижать общую эффективность эксплуатации оборудования.

Для обеспечения максимальной эффективности таких решений в алгоритмах управления обслуживанием оборудования должны присутствовать специальные математические модели, на основании работы которых будут прогнозироваться сроки снижения остаточного ресурса отдельных подсистем до минимального уровня. Только в этом случае возможно оптимальное совмещение ремонтных работ, проводимых с отдельными подсистемами оборудования.

## Управление жизненным циклом оборудования

Если управление обслуживанием и ремонтами вращающегося оборудования осуществляется по системе проведения планово-предупредительных ремонтов, то вопрос определения оптимальных сроков проведения ремонтов вообще не стоит, в этой системе всё однозначно. Если же используется более современная система планирования ремонтных работ по техническому состоянию, то здесь всё зависит от своевременной и точной оценки этого параметра.

Качественный контроль текущего технического состояния оборудования и скорости его изменения возможен при использовании систем мониторинга основных (критических) параметров оборудования. Таких систем две — непрерывный и периодический мониторинг. Непрерывный мониторинг более точен, но имеет большую цену; периодический мониторинг имеет меньшую точность и информативность, но многократно дешевле.

При периодическом мониторинге необходимо решать дополнительную задачу: как часто нужно проводить обход оборудования и делать необходимые замеры контролируемых параметров. Увеличение частоты проведения замеров повышает стоимость диагностических работ, но позволяет получать более точные диагностические заключения о состоянии всего оборудования и его отдельных подсистем.

В каждый отдельный момент эксплуатации состояние оборудования описывается набором различных параметров, относящихся к разным жизненным циклам отдельных подсистем. Правильный выбор основных критических параметров является основой для грамотного управления жизненным циклом каждой единицы оборудования. Применительно к вращающемуся оборудованию, оптимальным является использование вибрационных параметров для оценки технического состояния оборудования. Это обусловлено тремя причинами:

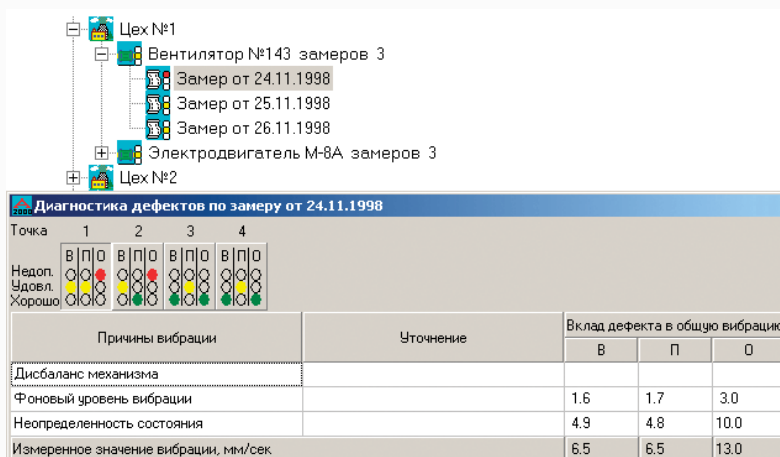
- вибрация оборудования (подшипниковых узлов) в максимальной степени связана с состоянием подшипников, межремонтный цикл которых обычно является самым коротким для электродвигателей, насосов, вентиляторов и т.д.;
- для вибрационных сигналов чаще всего существует нормативная документация, связывающая состояние оборудования с пороговыми значениями;
- вибрация вращающегося оборудования достаточно полно описывает его общее техническое состояние, определяет состояние и наличие дефектов электромеханических элементов различных агрегатов.

При использовании системы периодического мониторинга актуальным является вопрос определения необходимой и достаточной частоты проведения измерений критических параметров оборудования. Применительно к измерению вибрации вращающихся агрегатов считается, что за время жизни контролируемого подшипника достаточно провести не менее 5 замеров, и это позволит избежать непредсказуемых выходов оборудования из строя.



## АВРОРА — система управления обслуживанием оборудования

Все вышеперечисленные алгоритмы и подпрограммы реализованы в программном обеспечении АВРОРА-2000.



Для работы программы необходим замер СКЗ виброскорости, который производится любым, даже простейшим, переносным виброметром.

Программа Аврора-2000 — это сочетание базы данных по различным типам оборудования и уникальной по своим диагностическим свойствам экспертной системой.

Оценка текущего состояния агрегата:

- общее состояние оборудования оценивается по уровню замеренных вибраций как «хорошо», «удовлетворительно» и «неудовлетворительно». Программа дает ответ на основные вопросы, которые должна решать система обслуживания оборудования: можно ли эксплуатировать данный агрегат; если можно, то каков его остаточный ресурс, в чем причина повышенных вибраций агрегата, когда нужно планировать проведение ремонта и что нужно готовить к нему;

- диагностика дефектов. Для практики недостаточно знать, что вибрации повышены. В большинстве случаев необходимо знать причину этих повышенных вибраций. В программу заложена экспертная система поиска причин повышенной вибрации на основе замеров общего уровня виброскорости. На основе минимальной информации экспертная программа позволяет с достаточной достоверностью диагностировать до 15 типов неисправностей, включая: расцентровки с указанием плоскости смещения, изгибы валов, небалансы, осевые смещения, износы подшипников, ослабления их крепления, дефекты ременных передач и т.д. Данная экспертная система незаменима при проведении приемки нового и отремонтированного оборудования. Она позволяет корректно провести оценку качества выполненных ремонтов;

- определение состояния фундамента. В основе диагностики дефектов фундамента лежит сопоставление замеров виброскорости на подшипниковых узлах, возбуждающих вибрации фундамента, и на фундаменте под ними. Программа производит оценку состояния

фундамента по трем параметрам: демпфированию, целостности и креплению агрегата. Диагностируются трещины, их место и направление, определяются узлы с ослабленным креплением;

- определение остаточного ресурса. По результатам выполненных замеров вибрации определяется остаточный ресурс оборудования — время работы, выражаемое в процентах от общей длительности стандартного межремонтного цикла. В программе учитываются особенности процессов, происходящих в каждом агрегате, автоматически корректируются «внутренние» математические модели. Наличие в программе адаптивных математических моделей обеспечивает получение достоверных результатов при анализе текущего состояния, а особенно при прогнозировании;
- планирование сроков ремонтов. Наличие в памяти трех и более замеров вибрации позволяет рассчитывать оптимальные сроки вывода оборудования в ремонт на период времени до двух лет. Это позволяет правильно планировать загрузку ремонтных служб, заранее готовить необходимые для ремонтов узлы, избегать ненужных ремонтов.

#### Сбор информации о вибрационном состоянии оборудования



Виброметр марки ViPen — это возможность проведения измерений вибрации, температуры, и даже оценка технического состояния подшипников качения одним малогабаритным устройством.

Достоинства ViPen: в корпус виброметра встроены два датчика — акселерометр для измерения вибрации и дистанционный датчик температуры — пирометр. Это позволяет одновременно производить оценку состояния оборудования двумя методами.

Оценка состояния оборудования: оперативная оценка технического состояния вращающегося оборудования может быть произведена на основании сравнения трех важных параметров, измеряемых прибором ViPen:

- СКЗ виброскорости в диапазоне  $10 \div 1000$  Гц;
- амплитуды виброускорения в диапазоне до  $1,5$  кГц;
- температуры оборудования.

Оптимальным для проведения оценки состояния является использование норм на измеряемые параметры, принятые для данного оборудования стандартами предприятия.

#### *Диагностика подшипников качения:*

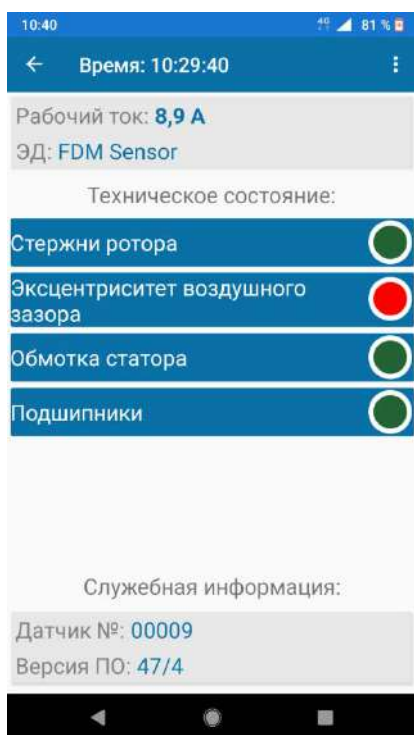
1. Автоматическая оценка технического состояния подшипников качения в приборе ViPen производится на основании расчета эксцесса виброускорения.
2. Значение эксцесса отражает количество ударов от дефектов подшипника на общем фоне вибрации. Чем сильнее развиты дефекты в подшипнике, тем больше величина эксцесса.



Информация о результатах вибрационной диагностики подшипника в приборе ViPen может быть уточнена данными о температуре подшипника, определяемой при помощи встроенного пирометра.

Виброметр ViPen может быть поставлен с беспроводным интерфейсом связи Bluetooth. В этом случае на смартфон (планшет) передается информация о проведенном измерении с экрана виброметра плюс временная форма сигнала и, при необходимости, спектр сигнала. Все это может быть сохранено в памяти смартфона и передано стандартными средствами передачи в ПО мониторинга.

### Беспроводная система FDM для мониторинга электродвигателей



Система мониторинга марки FDM (Fourier Diagnostics Monitor) предназначена для контроля технического состояния асинхронных электродвигателей переменного тока по спектру потребляемого тока.

Особенности системы мониторинга марки FDM:

- система FDM имеет беспроводное исполнение. К изолированному корпусу не подключено ни одного провода;
- для работы прибора FDM не нужно использовать внешний источник питания. Прибор монтируется непосредственно на одном из трех фазных проводов подключения электродвигателя. Напряжение питания для схемы берется от встроенного трансформатора тока;
- при включении электродвигателя прибор FDM автоматически включается в работу;
- передача информации от системы FDM в систему АСУ ТП производится по беспроводному интерфейсу Bluetooth. Приемником информации может являться смартфон, планшет или стационарный приемник сигналов марки WDM, подключенный к системе АСУ ТП.

Алгоритм работы системы FDM.

После включения электродвигателя и повышения напряжения питания на встроенном внутреннем накопителе до заданного уровня ( $10 \pm 60$  с) прибор автоматически включается в режим регистрации и анализа тока электродвигателя.

По результатам анализа производится диагностика четырех типов дефектов:

- проблемы КЗ клетки ротора;
- эксцентриситет воздушного зазора;
- межвитковые замыкания в статоре;
- дефекты опорных подшипников.

Полученная диагностическая информация сравнивается с результатами анализа предыдущих измерений с целью выявления трендов в развитии дефектов. При выявлении дефектов в электродвигателе на крышке приборе загорается красный светодиод.

Система FDM производится в двух модификациях, в зависимости от номинального тока контролируемого электродвигателя. Модификации системы имеют разные габаритные размеры. Модификация меньшего размера рассчитана на номинальный ток электродвигателя 5–30 А. Большая модификация может контролировать двигатели с рабочим током 30–150 А.

### **Беспроводной трехкоординатный датчик (монитор) вибрации VS-3D**



Трехкоординатный беспроводной датчик VS-3D может использоваться в системах сбора информации о вибрационном состоянии вращающегося оборудования.

Этот датчик рассчитан на работу с многоканальными приборами производства фирмы Вибро-Центр, но может быть использован и в качестве автономного устройства — монитора.

Достоинства датчика VS-3D:

- автономная работа в режиме регистрации вибрационных сигналов по трем осям. В режиме «монитор» VS-3D может работать до 24 часов в режиме непрерывной регистрации или в течение нескольких месяцев в режиме периодической регистрации;
- беспроводная передача информации через встроенный WEB сервер на смартфон, планшет, ноутбук.



## **ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ВИБРАЦИОННОГО МОНИТОРИНГА И ДИАГНОСТИКИ ОСНОВНОГО И ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**А.С. ТОКАЕВ** (ООО «ВиКонт», г. Москва, Россия)

ООО «ВиКонт» занимается разработкой, производством и продажей стационарной и переносной аппаратуры для контроля вибрации на производстве, осуществляет подготовку проектной документации, метрологическое обеспечение, устанавливает аппаратуру на предприятиях клиентов и консультирует пользователей. За время существования компании с 1990 г. накоплен богатый опыт разработки и производства аппаратуры контроля вибрации и механических величин. Мы постоянно развиваемся и совершенствуем нашу продукцию для чего отслеживаем текущие тренды в области оборудования и компонентов для контроля вибрации на промышленных агрегатах.

В последние годы в энергетике активно продвигается технология MEMS (микроэлектромеханические системы) в качестве чувствительного элемента датчиков контроля вибрации. Первые промышленные образцы таких микросхем появились довольно давно, однако только в последние годы появились модели, подходящие для использования в промышленных датчиках контроля вибрации, а именно, имеющие достаточные амплитудные диапазоны и одновременно относительно низкие уровни собственных шумов.

Нашей компанией постоянно отслеживается развитие данной технологии и периодически проводятся инженерные изыскания с целью определения целесообразности применения чувствительных элементов на базе MEMS акселерометров в нашей продукции. Результаты этих изысканий показывают, что на сегодняшний день целесообразно создание образцов датчиков контроля вибрации для опытной промышленной эксплуатации и работа по созданию таких образцов нами уже ведется.

Вместе с этим имеется ряд недостатков, которые следует учитывать при применении датчиков на базе MEMS акселерометров, в частности — малое количество мировых производителей MEMS акселерометров, отсутствие российских производителей таких микросхем с требуемыми характеристиками и, как следствие, возможность возникновения проблем с поставками, ограниченная область применения границей температурного диапазона, относительно низкой резонансной частотой для микросхем с несколькими направлениями





## **РЕКОНСТРУКЦИЯ ТУРБИН ТИПА ПТ С ПЕРЕВОДОМ В ПРОТИВОДАВЛЕНЧЕСКИЙ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЙ РЕЖИМ**

**Г.Д. АВРУЦКИЙ, М.В. ЛАЗАРЕВА, С.В. ЕРМАКОВА, М.В. ЛАЗАРЕВ, А.Е. ЗАХАРОВ**  
(ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

По мере старения и выхода из строя оборудования электростанций все острее встает вопрос о необходимости его замены или проведении необходимой модернизации. При этом выбранные пути модернизации должны отвечать не только достигнутым на данный момент показателям по эффективности вводимого оборудования, но и должно учитываться территориальное расположение объекта.

Одним из решений при модернизации оборудования в регионах с нуждами теплофикации является реконструкция обычных теплофикационных турбин типа ПТ в противоавлапленческие теплофикационные турбины типа ТР. Такой подход также может быть актуальным для объектов, на которых стоит вопрос о замене:

- конденсатора, из-за «зарастания» циркуляционной системы или выхода из строя трубок конденсатора;
- лопаток последних ступеней цилиндров низкого давления.
- При переводе турбин в противоавлапленческий теплофикационный режим обычно рассматриваются два варианта:
  - перевод на ухудшенный вакуум с использованием конденсатора в качестве подогревателя сетевой воды и удалением рабочих лопаток последней ступени;
  - перевод в режим с противоавлаплением с демонтажем конденсатора или использованием его в качестве сборщика протечек.

Оба варианта имеют свои преимущества и недостатки и выбираются по фактическому состоянию оборудования.

Перевод на режим с ухудшенным вакуумом с использованием конденсатора в качестве подогревателя сетевой воды предусматривает выполнение следующих мероприятий:

- усиление конденсатора для работы с повышенным давлением сетевой воды;
- обвязку конденсатора по сетевой воде;
- удаление рабочих лопаток высотой более 550 мм;
- установку системы охлаждения выхлопного патрубка ЦНД.

Перевод на режим с противодавлением предусматривает выполнение следующих мероприятий:

- прекращение пропуска пара в ЦНД;
- исключение из системы регенерации подогревателей низкого давления;
- установку нового сетевого подогревателя;
- удаление рабочих лопаток высотой более 550 мм;
- изменение схемы отсосов пара из уплотнений ЦНД.

В обоих вариантах использование циркуляционной воды не требуется.

Ниже приведены примеры успешной модернизации теплофикационных турбин в противодавленческие теплофикационные турбины без ЦНД, выполненные по проектам как ОАО «ВТИ», так и других компаний.

### **Данковская ТЭЦ**

Реконструкция турбины АТ-6-35/1,2 ст. № 1 КТЗ была осуществлена по проекту ОАО «ВТИ». До реконструкции ее электрическая мощность составляла 6 МВт, тепловая мощность — 19 Гкал/ч [1].

Реконструкция турбины АТ состояла в исключении из работы конденсатора и соответственно конденсационной выработки. Из технологического цикла были выведены: конденсатор, паровые эжекторы, ПНД, конденсатные насосы. Предполагается использовать конденсатор в качестве сборника утечек конденсата. Слив конденсата из конденсатора осуществлять в дренажный бак.

В турбине использован существующий ротор после срезки дисков 12–17-й ступеней по разработанной ОАО «ВТИ» технологии. На диске 17-й ступени оставлена балансировочная канавка, что позволило провести балансировку ротора после проточки.

Поворотная диафрагма сохранена. В проточной части оставлены диафрагмы 12–17-й ступеней. На диафрагмах заглушен проход пара через сопловые лопатки. Диафрагменные уплотнения 12–17-й ступеней выполняют функции заднего концевое уплотнения. Подвод пара на заднее концевое уплотнение удален. Заднее уплотнение с вестовой трубой оставлено без изменений. Окно для прохода поворотной тяги заглушено.

Принятые решения позволили провести реконструкцию без использования дополнительных деталей, которые необходимо заказывать специально, что резко удешевило процесс.

После реконструкции электрическая мощность установки составила 5,4 МВт, тепловая мощность — 21 Гкал/ч.

Преимущество реконструированной турбины — отсутствие потерь пара и мощности на трение и вентиляцию в последних ступенях при работе в отопительный период и отказ от ремонта разрушенной циркуляционной системы. Потеря в располагаемой электрической мощности порядка 0,5 МВт компенсируется ростом располагаемой тепловой мощности приблизительно на 2 Гкал/ч. Ожидаемый годовой экономический эффект составляет порядка 18 млн руб.



### **Читинская ТЭЦ-1**

Проект ХФ ЦКБЭнерго. В результате реконструкции турбины К-100-90 ЛМЗ, стационарный № 6, реализован ее перевод на противодавление 2,5–4,0 ата. После реконструкции:

1. Снизилась номинальная мощность турбины с 97 до 78,8 МВт.
2. Увеличилась тепловая мощность турбины со 120 до 185 Гкал/ч.
3. Снижился удельный расход тепла на выработку электроэнергии по станции до 80 ккал/(кВт·ч).
4. Удельных расходов условного топлива на отпуск электроэнергии с шин станции снизился на 1,21 г/(кВт·ч) и на отпуск тепла с коллекторов — на 0,87 кг/Гкал.

### **Турбины Т-100 ТЭЦ ИРУ (Эстония)**

При проведении реконструкция энергоблоков ТЭЦ ИРА в Эстонии был выбран вариант с исключением возможности эксплуатации турбоагрегата в конденсационном режиме. Это решение было принято после анализа графиков работы энергоблоков № 1 и № 2 на ТЭЦ ИРУ, который показал, что данные энергоблоки, главным образом, эксплуатируются в отопительном периоде, для обеспечения потребителя горячей водой (ГВС). На турбоустановке Т-110/120-130 ст. № 2 ТЭЦ-ИРУ были выполнены следующие реконструктивные мероприятия: перепускные трубы ЦНД были демонтированы, на выхлопе ЦСД и на входе ЦНД установлены заглушки, снято полностью облопачивание ступеней ЦНД. Это означает, что весь расход пара направляется в сетевые подогреватели, и ЦНД работает в безпаровом режиме.

В ходе проведения реконструкции энергоблоков были получены следующие результаты:

- Максимальная электрическая мощность модернизированной турбины составляет порядка 106 МВт при соответствующем повышении давления в отборе на ПСГ-1 до 0,15–0,16 МПа.
- Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении по сравнению с нормативной энергетической характеристикой осталась на прежнем уровне.

В книге УТМЗ [2] предлагается использовать турбины со встроенными пучками в конденсаторе и высотой лопаток последних ступеней не более 550 мм. На этих турбинах потребуются наименьшее количество переделок. Если подвести к встроенному пучку сетевую или подпиточную воду и отключить циркуляционную воду, то «используется вся теплота пара, поступающего в турбину». По расчетам УТМЗ годовая экономия топлива составит 1,5%.

Огромный положительный опыт подобных работ накоплен ООО «УК Теплосервис» на Волгоградской ТЭЦ-3, Ивановской ТЭЦ-2, Омской ТЭЦ-5, Уфимской ТЭЦ-2.

## Выводы

Перевод теплофикационных турбин в противодавленческие теплофикационные режимы, удаляя ЦНД, конденсаторы и градирни, даст экономию топлива и сократит тепловые выбросы. Недостающую электрическую энергию в город могут поставлять более экономичные ПСУ и ПГУ. При этом целесообразность такой реконструкции надо рассматривать в каждом отдельном случае, в зависимости от нужд региона, в котором располагается энергоблок.

Предлагается разработать систему оплаты, выгодную для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии, которая сможет стимулировать эффективную работу электростанций.

## Список литературы

1. **Авруцкий, Г.Д.** Реконструкция турбины АТ-6-35-1,2 Данковской ТЭЦ в целях перевода на работу с противодавлением 1,2 ата / Г.Д. Авруцкий, Н.А. Капырин, А.С. Сидоров и др. // Энергетик. — 2018. — № 11.
2. **Баринберг, Г.Д.** Паровые турбины и турбоустановки уральского турбинного завода [Текст] / Г.Д. Баринберг и др. — Екатеринбург: «Априо», 2007.



## **РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЫНОСНЫХ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ И ПРОДОЛЬНЫХ ШПОНОК**

**А.Ю. СОСНОВСКИЙ** (ООО «УК «Теплоэнергосервис», г. Екатеринбург, Россия)  
**Б.Ф. МУРМАНСКИЙ** (УрФУ, г. Екатеринбург, Россия)

Система тепловых расширений (СТР) паровой турбины, как показывают результаты исследований работы оборудования паротурбинных установок [1], является одним из критических узлов многоцилиндровых паровых турбин. Нарушения в работе СТР приводят к возникновению дефектов проточной части и подшипников, проявляются в повышенных значениях относительных расширений роторов, повышенной вибрации подшипников и др.

На большинстве турбин средней и большой мощности, произведенных в СССР, используется СТР с традиционным устройством сочленения цилиндра турбины с выносным корпусом подшипника. Основным недостатком такой конструкции сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника является передача осевого усилия через лапы. Неодинаковое тепловое расширение лап в продольном направлении (температурный перекосяк) приводит к тому, что выносной корпус подшипников поворачивается относительно «продольных шпонок» и происходит заклинивание корпуса подшипников на «продольных шпонках».

Для исключения влияния температурного перекосяка на работу СТР используются также ряд конструкций устройства сочленения выносных корпусов подшипников с цилиндрами в которых осевое усилие от цилиндров турбины на выносные корпуса подшипников передается по оси турбины. Это т.н. «тяги-толкай», применяющийся на турбинах ХТГЗ [2], «серьговое» соединение, успешно примененное на турбине Т-250/300-240 ТМЗ ст. № 9 ТЭЦ-22 АО «Мосэнерго» [3], соединение упругой пластиной, применявшееся на мощных турбинах английской фирмы «Parsons» в 50-х годах прошлого века [4] и широко применяющееся в наше время в турбинах фирмы «Skoda Doosan» [5].

Опыт исследования СТР паровых турбин различных типов [6, 7] показывает, что существенное влияние на вибрационное состояние турбины и параметры работы традиционных схем организации СТР оказывает температурное состояние присоединенных к цилиндрам турбины трубопроводов. Под действием внешних усилий от присоединенных трубопроводов цилиндры турбины и выносные корпуса подшипников, в пределах зазоров в направляющих, могут смещаться и поворачиваться относительно друг друга и относительно оси турбины. Поворот выносных корпусов подшипников относительно «продольных шпонок»

под действием внешних усилий также, как и температурный перекося, приводит к возникновению дополнительных нерасчетных усилий сопротивления перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме.

Конструкции большинства ранее упомянутых устройств сочленения, с передачей осевого усилия по оси турбины, также допускают принципиальную возможность смещения и поворота цилиндров турбины и корпусов подшипников относительно оси турбины.

В работе [8], на примере традиционного сочленения, авторы показали, что при определенных условиях СТР может быть устойчивой к внешнему воздействию от присоединенных трубопроводов, т.е. отсутствует вероятность заклинивания корпуса подшипника на продольных шпонках.

В настоящей статье представлен анализ условий устойчивости функционирования СТР с различными конструкциями устройств сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников к воздействию сдвиговых усилий от присоединенных трубопроводов.

Анализ схем организации СТР паровых турбин различных типов, с различным количеством цилиндров и различными конструкциями устройств сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников показал, что СТР можно представить в виде многозвенной шарнирной системы, состоящей из одного или нескольких «базовых» модулей. Количество «базовых» модулей в схеме СТР равно количеству выносных корпусов подшипников, свободно перемещающихся вдоль оси турбины.

«Базовый» модуль состоит из трех звеньев: «продольных шпонок», выносного корпуса подшипника и цилиндра турбины. Кинематическая схема «базового» модуля представлена на рис. 1, а.

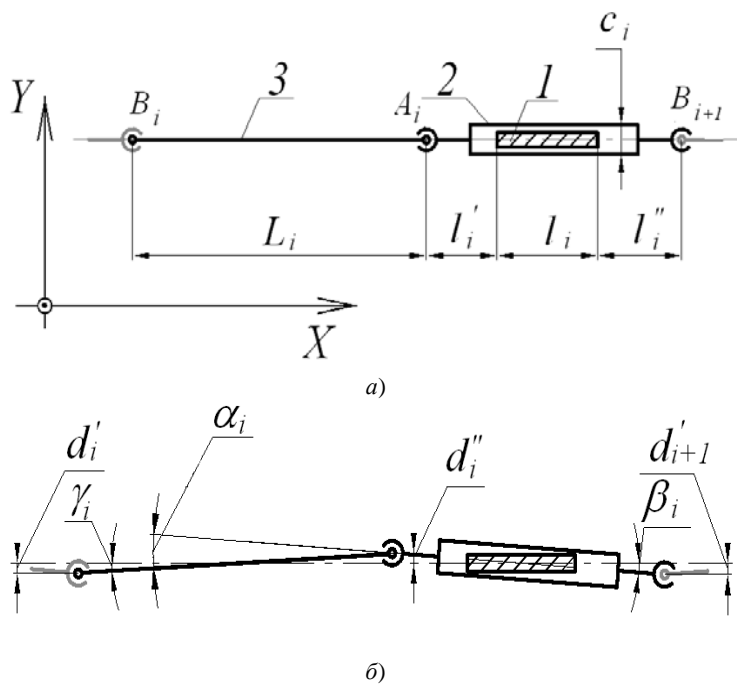


Рис. 1. «Базовый» модуль СТР:

а — кинематическая схема «базового» модуля СТР; б — изменение взаимного положения элементов «базового» модуля при внешнем воздействии; 1 — «продольные шпонки»; 2 — выносной корпус подшипника; 3 — цилиндр турбины



Звено 1 («продольные шпонки») неподвижное, жестко закреплено на фундаменте турбоагрегата. Звено 2 соответствует выносному корпусу подшипника. Между собой звенья 1 и 2 связаны призматическим шарниром, который соответствует сочленению «продольные шпонки — паз корпуса подшипника». Звено 3 соответствует цилиндру турбины. Звенья 2 и 3 связаны осевым шарниром  $A_i$ , который соответствует устройству сочленения цилиндра турбины и корпуса подшипника. Также осевыми шарнирами звенья 2 и 3 связаны с предыдущим ( $B_i$ ) и последующим ( $B_{i+1}$ ) «базовыми» модулями. В модели принята правосторонняя система координат, в которой ось X направлена от фиксипункта турбины в сторону паровпуска (от генератора в сторону регулятора).

Изменение взаимного положения элементов «базового» модуля под действием внешних сил и моментов, приложенных к звену 3, представлено на рисунке 1, б.

На рисунках 1 (а) и (б) приняты следующие обозначения:  $L_i$  — расстояние между шарнирными узлами  $i$ -го цилиндра турбины;  $l_i$  — расстояние между внешними торцами направляющих  $i$ -го выносного корпуса подшипников;  $l'_i$  — расстояние между внешним торцом направляющих  $i$ -го выносного корпуса подшипников со стороны фиксипункта и ближайшим шарнирным узлом цилиндра;  $l''_i$  — расстояние между дальним от фиксипункта внешним торцом направляющих  $i$ -го выносного корпуса подшипников и ближайшим шарнирным узлом  $(i+1)$ -го цилиндра турбины;  $c_i$  — зазор в  $i$ -ом призматическом шарнире между направляющими «продольными шпонками» и корпусом подшипников;  $d'_i$  — сдвиг ближайшего к фиксипункту шарнирного узла от оси турбины в поперечном направлении;  $d''_i$  — сдвиг шарнирного узла между цилиндром и корпусом подшипников от оси турбины в поперечном направлении;  $d'_{i+1}$  — сдвиг шарнирного узла между корпусом подшипников и следующим цилиндром от оси турбины в поперечном направлении;  $\alpha_i$  — угловое смещение оси корпуса подшипника от оси цилиндра турбины;  $\beta_i$  — угловое смещение оси корпуса подшипника относительно оси турбины;  $\gamma_i$  — угловое смещение оси цилиндра относительно оси турбины;  $i$  — номер «базового» модуля, нумерация ведется со стороны фиксипункта турбины;  $M$  — суммарный момент, приложенный к цилиндру турбины;  $P$  — суммарное сдвиговое усилие, приложенное к цилиндру турбины.

При разработке модели приняты следующие допущения и упрощения:

- изменением линейных размеров звеньев 2 и 3, связанных с изменением их температурного состояния, а также изменением проекций этих звеньев на ось X, связанных с их поворотом относительно оси турбины, пренебрегаем;
- шарнирные узлы  $A_i$ ,  $B_i$  и  $B_{i+1}$ , при воздействии на звенья модуля внешних усилий и моментов, могут занимать только крайние положения, допускаемые конструкцией сочленения.

Воздействие на цилиндр турбины (звено 3) произвольных сдвигового усилия и момента приведет к его сдвигу и повороту относительно оси турбины. Через шарнирный узел  $A_i$  цилиндр турбины поворачивает корпус подшипника (звено 2) относительно оси турбины.

Как было показано в [8] самым неблагоприятным для работы СТР является такое положение корпуса подшипников относительно продольных шпонок, когда возникает одновременный контакт продольных шпонок с обеими сторонами паза в подошве корпуса подшипника («диагональный» контакт). При этом величина предельного углового смещения оси корпуса подшипника относительно оси турбины, под действием приложенных к нему усилий со стороны цилиндра турбины  $|\beta_i|$  определяется из выражения:

$$|\beta_i^{\text{пред}}| = \frac{c'_i}{l_i}$$

Анализ предложенной модели показывает, что при отсутствии ограничений по величине угла  $\alpha_i$  при воздействии на звено 3 (цилиндр турбины) внешних усилий и моментов в призматическом шарнире возникает «диагональный» контакт. Чтобы при воздействии на цилиндр турбины внешних усилий и моментов не мог возникнуть «диагональный» контакт, величина изменения угла поворота цилиндра турбины относительно корпуса подшипника в узле сочленения должна быть ограничена.

Анализ возможных вариантов взаимного перемещения цилиндра турбины и корпуса подшипника показал, что для предотвращения возникновения «диагонального» контакта абсолютная величина ограничения поворота корпуса подшипника относительно цилиндра турбины  $|\alpha_i^{\text{пред}}|$  как в положительном, так и в отрицательном направлении, при значениях  $|d'_i|$  допустимых для паровой турбины, должна удовлетворять условию

$$|\alpha_i^{\text{пред}}| < \left| \frac{c_i}{l_i} + \frac{c_i}{L_i} \left( \frac{1}{2} + \frac{l'_i}{l_i} \right) - \frac{d'_i}{L_i} \right| \quad (1)$$

Предложенная модель, по мнению авторов, позволяет выполнить анализ устойчивости СТР к сдвиговым усилиям от присоединенных трубопроводов для всех типов сочленения цилиндров турбины с выносными корпусами подшипников для любого количества «базовых» модулей (последовательно перемещающихся выносных корпусов подшипников).

Большинство парка, находящегося в эксплуатации отечественных турбин средней мощности, составляют двух и трехцилиндровые турбины. Для этих турбин характерна схема с двумя последовательно перемещающимися выносными корпусами подшипников.

Выражение (1) для любого последующего  $i+1$ -го «базового» модуля можно записать

$$|\alpha_{i+1}^{\text{пред}}| < \left| \frac{c_{i+1}}{l_{i+1}} + \frac{c_{i+1}}{L_{i+1}} \left( \frac{1}{2} + \frac{l'_{i+1}}{l_{i+1}} \right) - \frac{d'_{i+1}}{L_{i+1}} \right|$$

Если принять, что

$$|\alpha_{i+1}^{\text{пред}}| = |\beta_{i+1}^{\text{пред}}| = \frac{c_{i+1}}{l_{i+1}},$$

то для того, чтобы выполнялось неравенство (1) должно быть справедливо

$$\frac{c_{i+1}}{L_{i+1}} \left( \frac{1}{2} + \frac{l'_{i+1}}{l_{i+1}} \right) - \frac{d'_{i+1}}{L_{i+1}} \geq 0$$

Предельная величина поперечного смещения шарнирного узла  $B_{i+1}$  составляет

$$d'_{i+1} = c_i \times \left( \frac{1}{2} + \frac{l'_i}{l_i} \right)$$

Тогда после ряда преобразований получаем

$$c_{i+1} \times \left( \frac{1}{2} + \frac{l'_{i+1}}{l_{i+1}} \right) \geq c_i \times \left( \frac{1}{2} + \frac{l'_i}{l_i} \right)$$

Для отечественных паровых турбин, как правило,  $c_i = c_{i+1} = c$  и  $l'_{1i} = l'_i = l'_{i+1}$ , тогда получаем, что для обеспечения устойчивости СТР с двумя «базовыми» модулями необходимо, чтобы выполнялось условие

$$|\alpha_i^{\text{пред}}| \leq |\alpha_{i+1}^{\text{пред}}|$$

В общем виде можно записать

$$|\alpha_i^{\text{пред}}| \leq \min_i \left( \frac{c_i}{l_i} \right). \quad (2)$$

Таким образом, для обеспечения устойчивости СТР многоцилиндровой паровой турбины (турбины с несколькими последовательно перемещающимся выносными корпусами подшипников) необходимо, чтобы предельный угол поворота во всех узлах сочленения цилиндров турбины и корпусов подшипников не превышал наименьшей для всех корпусов подшипников величины предельного углового смещения оси корпуса подшипника относительно оси турбины.

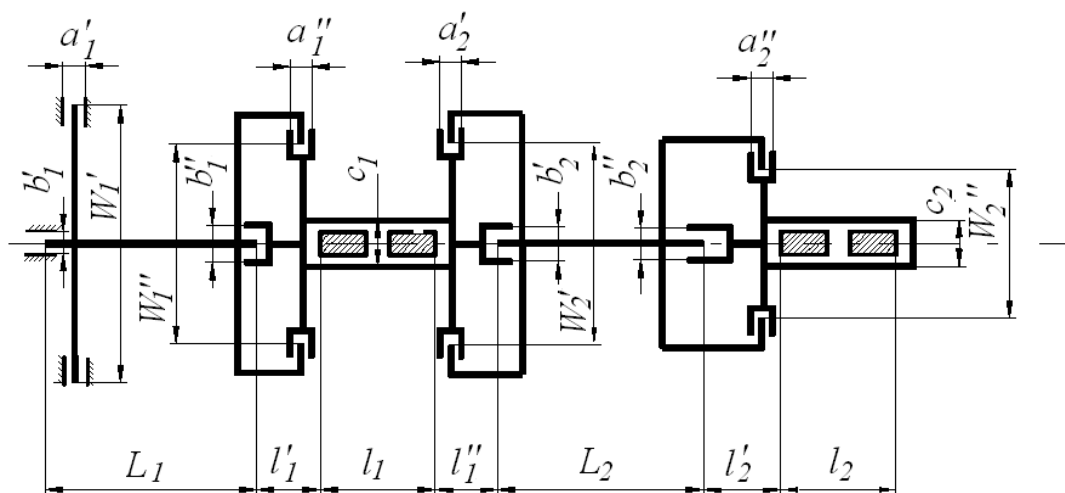


Рис. 2. Кинематическая схема традиционной СТР двухцилиндровой паровой турбины

На рис. 2 представлена кинематическая схема традиционной СТР с двумя выносными корпусами подшипников.

На рисунке приняты следующие дополнительные обозначения:  $a'_i$  — зазор на поперечных шпонках  $i$ -го цилиндра, ближайших к фиксункту;  $a''_i$  — зазор на поперечных шпонках  $i$ -го цилиндра, дальних от фиксункта;  $b'_i$  — зазор на вертикальных шпонках  $i$ -го цилиндра, ближайших к фиксункту;  $b''_i$  — зазор на вертикальных шпонках  $i$ -го цилиндра, дальних от фиксункта;  $W'_i$  — ширина  $i$ -го цилиндра по опорным лапам, ближайших к фиксункту;  $W''_i$  — ширина  $i$ -го цилиндра по опорным лапам, дальних от фиксункта.

Принимаем, что  $a'_1 = a'_2 = a'_2 = a$ ,  $W'_1 = W'_2$ ,  $c_1 = c_2 = c$ ,  $b'_1 = b''_1 = b'_2 = b''_2 = 0$ .

В представленной схеме предельный угол поворота корпуса подшипника относительно цилиндра турбины определяется соотношением величины зазора на поперечных шпонках к расстоянию между внешними торцами поперечных шпонок.

$$|\alpha_i^{\text{пред}}| = \frac{a''_i}{W''_i} \quad (3)$$

Соответственно, из выражений (2) и (3) получаем условие устойчивости СТР к внешнему воздействию

$$\frac{a''_i}{W''_i} \leq \min\left(\frac{c_1}{l_1}; \frac{c_2}{l_2}\right)$$

Например, для турбины Т-185/215-130 ТМЗ максимальный зазор на продольных шпонках установлен 0,12 мм. Максимальное расстояние между продольными шпонками 1690 мм (под передним корпусом подшипника). Расстояние между лапами, опирающимися на передний корпус подшипника 1590 мм, а между лапами опирающимися на корпус среднего подшипника 2200 мм. Соответственно для передних лап зазор на поперечных шпонках не должен превышать 0,11 мм, а для лап опирающихся на корпус среднего подшипника 0,15 мм (при минимальном формулярном зазоре 0,12 и максимальном 0,15). Таким образом, для переднего корпуса подшипника условие устойчивости не обеспечивается и возможно возникновение повышенных сил сопротивления перемещениям корпуса подшипника по фундаментной раме.

## Выводы

1. Величина изменения угла поворота цилиндра турбины относительно корпуса подшипника в узле сочленения должна быть ограничена.
2. Для обеспечения устойчивости СТР паровой турбины с несколькими последовательно перемещающимся выносными корпусами подшипников необходимо, чтобы предельный угол поворота во всех узлах сочленения цилиндров турбины с корпусами подшипников не превышал величины наименьшего предельного угла поворота корпуса подшипника относительно оси турбины из всех корпусов подшипников.



## Список литературы

1. **Мурманский, Б.Е.** Разработка и реализация концепции комплексной системы повышения надежности состояния паротурбинной установки [Текст] / Б.Е. Мурманский // Надежность и безопасность энергетики — 2015. — № 1 (28). — С. 44–48.
2. **Герцберг, Х.Я.** Системы установки на фундаменте и температурные расширения многоцилиндровых паровых турбин [Текст] // Х.Я. Герцберг, А.Н. Коваленко, Л.П. Сафонов, Л.Д. Френкель // М.: НИИЭинформ-энергомаш. — 1982. — 46 с.
3. Патент 2123603 РФ Устройство для обеспечения теплового расширения турбоагрегата / Евсеев Я.И. // 1998. Бюл. № 35.
4. **Зильберштейн, С.Л.** Английские паровые турбины большой мощности и тенденции развития паротурбостроения Англии [Текст] / С.Л. Зильберштейн, Л.Г. Тененбойм // М.: ОРГРЭС. — 1966. — 72 с.
5. **Прхлик Любош.** Эффективные турбоагрегаты для энергетических станций [Электронный ресурс] Режим доступа: [http://www.segr.ru/data/3290391\\_Param0.pdf](http://www.segr.ru/data/3290391_Param0.pdf) (Дата обращения: 01.04.2019).
6. **Ермолаев, В.В.** Комплексный подход к нормализации тепловых расширений турбины [Текст] / 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.
7. **Мурманский, Б.Е.** О выявлении причин затрудненных тепловых расширений паровых турбин [Текст] / Б.Е. Мурманский, А.Ю. Сосновский // Энергетик. — 2017. — № 12. — С. 33–37.
8. **Сосновский, А.Ю.** Устойчивость функционирования системы тепловых расширений паровой турбины к внешнему воздействию [Текст] / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов, Ю. А. Сахнин // Электрические станции. — 2017. — № 6. — С. 35–40.

## ЭКСПРЕССНАЯ ОЦЕНКА РЕСУРСНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕТАЛЛА ДЕТАЛЕЙ ПАРОПРОВОДОВ ИЗ СТАЛИ 10Х9МФБ-Ш ПУТЕМ ПРОГНОЗА ВРЕМЕНИ ЖИВУЧЕСТИ

В.И. ГЛАДШТЕЙН, А.И. ТРОИЦКИЙ (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

В последнее время при ремонте энергооборудования детали, отработавшие ресурс, всё чаще заменяются на аналогичные из новых марок сталей. Для подтверждения возможности их применения требуются данные по длительной прочности материала. В связи с этим на принципиально новой основе разработана универсальная экспрессная методика оценки долговечности металла деталей из перспективных сталей, позволяющая за счет крайне минимального объема тестовых испытаний металла сократить расходы на внедрение новых материалов и технологий [1].

В частности, такой экспресс-метод целесообразен при контроле металла высокотемпературных деталей из высокохромистых модифицированных жаропрочных сталей нового поколения (например, 10Х9МФБ-Ш), разработанных ЦНИИТМАШ [2], когда результаты испытаний сравниваются с требованиями технических условий на поставку, например,

бесшовных труб [3], или труб, изготовленных методом ЭШВ [4].

По новой методике результаты испытаний обрабатываются [1, 5] с помощью диаграммы сплошности (рис. 1), которая позволяет единой зависимостью связать долговечность на трех этапах исчерпания ресурса металла: начальном — при отсутствии убыли сплошности, ускоренном — когда сплошность уменьшилась почти втрое из-за глубокого и острого надреза, и финальном — на стадии долома.

Сплошность металла  $\psi$  является безразмерной величиной, которая уменьшается в условиях ползучести, благодаря чему растет максимальное растягивающее напряжение  $\sigma_{\max}$  [6].



Рис. 1. Влияние начальной сплошности и долговечности образца с особо глубоким и острым надрезом (т. «С надрезом») в условиях ползучести при различном времени долома (т.т. «Долом 1» и «Долом 2») на величину прогнозируемого времени живучести (т.т. «Живучесть 1» и «Живучесть 2») гладкого образца



Долговечность, оцениваемая как время живучести гладкого образца  $\tau_{ж}$  (точки «Живучесть 1» и «Живучесть 2» на рис. 1) рассчитывается путем экстраполяции времени до разрушения на уровень сплошности, равный 1 ( $\tau_{ж} \approx \tau_{кр}$ ), по двум точкам, показывающим условия долома и долговечность образца с надрезом. Условием корректности результата является хрупкое разрушение образца и точное определение условия долома ( $\tau_{кр}$  и  $\psi_{кр}$ ) [1, 7]. На рис. 1 видно, что отклонение в величине времени долома (точка «Долом 1» по сравнению с «Долом 2») приводит к уменьшению оценки времени живучести.

Ранее [1] время долома у стали 10Х9МФБ-Ш определялось весьма неточно из-за отсутствия современных средств, путем регистрации раскрытия  $\delta_i$  с периодичностью  $\Delta\tau_i = 8$  ч, в то время, как по данным [1] измеряемый период имеет длительность около 1 ч. В настоящей работе впервые фиксирование  $\delta_i$  и  $\tau_i$  осуществлялось цифровыми оптическими датчиками каждые 0,003 ч. Это позволяет проводить уникальную оценку долговечности при допускаемых напряжениях на срок  $2 \cdot 10^5$  ч практически прямым экспериментом, без повышения температуры испытания. Целью настоящей работы была проверка успешности новой методики на металле двух изделий из стали 10Х9МФБ-Ш для оценки выполнения требований по длительной прочности согласно действующих ТУ.

### Материал и методика

Материалом исследования послужил металл двух элементов из 10Х9МФБ-Ш, один из которых (труба размером 630x25 мм — клеймо DT) изготовлен путем прошивки-протяжка аналогично стали 15Х1М1Ф по ТУ 14–3Р–55–2001 [3], а другой (заготовка корпуса арматуры — клеймо DA) — путем электрошлаковой выплавки (ЭШВ) по ТУ 1301 [4].

Химический состав металла трубы (клеймо DT) по всем элементам отвечает заданному и отличается повышенной чистотой по содержанию серы, фосфора и алюминия. Металл заготовки ЭШВ арматуры Ду 250 мм (клеймо DA) по своему химическому составу также удовлетворяет требованиям ТУ 1301–039–00212179–2010 для стали 10Х9МФБ-Ш (см. табл. 1 и 2).

Таблица 1

Требования к химическому составу металла изделий из стали марки 10Х9МФБ-Ш

Источник	Массовая доля элементов, %											
	C	Si	Mn	Cr	Mo	V	Nb	Ni	S	P	Cu	Al
	Не более											
Технические требования	0,08 0,12	$\geq 0,50$	0,30 0,60	8,6 10,0	0,8 1,0	0,18 0,25	0,06 0,10	0,2	0,025	0,030	0,15	0,02
	$\pm 0,01$	+ 0,10	$\pm 0,20$	$\pm 0,10$	$\pm 0,02$	$\pm 0,03$	$\pm 0,03$	+ 0,10	–	–		–

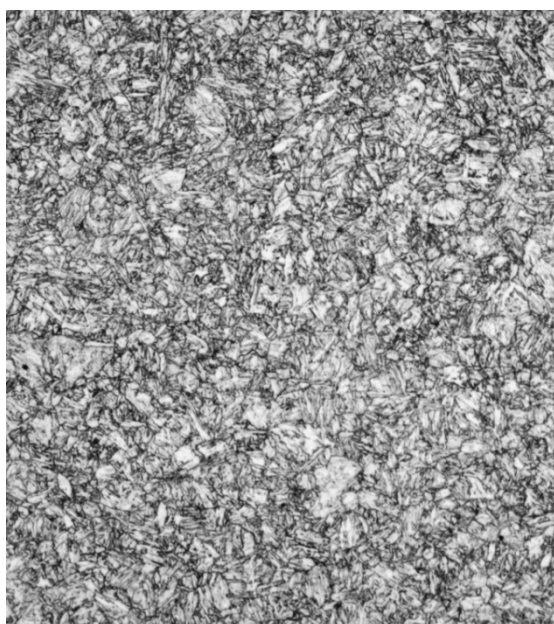
Таблица 2

## Механические свойства исследованного металла при комнатной температуре

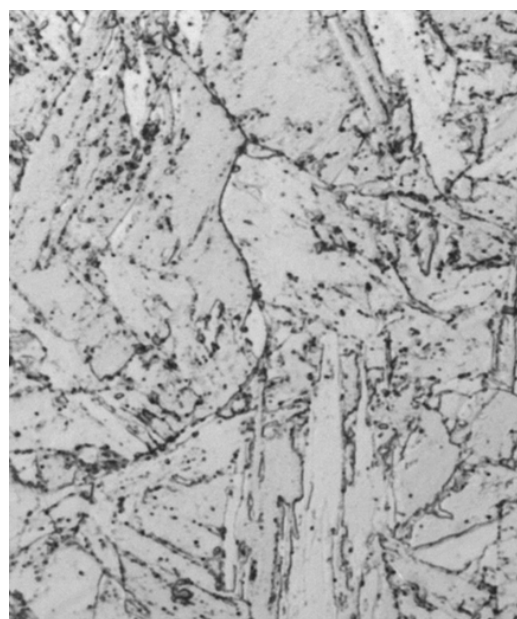
Источник	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta_5$ , %	$\psi$ , %	КСУ, Дж/см <sup>2</sup>	КСУ, Дж/см <sup>2</sup>	КСУ, -50 °С Дж/см	НВ
Технические требования	Не менее						Не нормируется	217 248
	600	400	17	50	59	34		
Труба (DT)	720 738	599 625	22,0 19,0	71,0 68,0	128, 147 173	77	113	235, 235 235
Заготовка ЭШВ (DA)	617–644	447–495	20–26,5	59,5–68,5	101, 131 162	45, 67 96	–	–

На рис. 2, где представлена микроструктура металла, видно, что структура у горячедеформированной трубы существенно отличается от структуры металла заготовки ЭШВ. После горячей деформации размер первичных аустенитных зерен, образовавшихся при рекристаллизации, значительно меньше зерен, образовавшихся при затвердевании металла в процессе электрошлакового переплава.

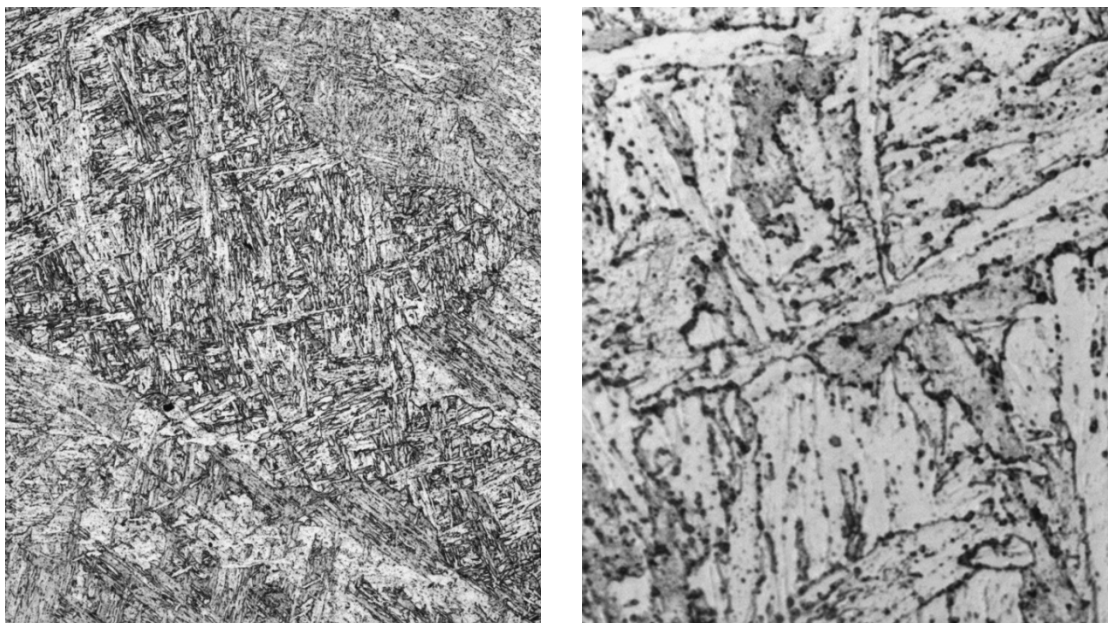
Для экспресс-оценки жаропрочности из металла каждого изделия были изготовлены по одному цилиндрическому образцу с предельно острым ( $r_n \leq 0,05$  мм) кольцевым надрезом и диаметром гладкой рабочей части  $D = 16$  мм. Чтобы начальная сплошность в сечении надреза  $\psi_0 = (d/D)^2$  составляла 0,35, кольцевой надрез имел глубину 3,3 мм. При такой сплошности долговечность  $\tau_{кн}$  на два-три порядка меньше, чем долговечность неповрежденного металла  $\tau_{кг}$ .



а)



б)



а)

б)

Рис. 2. Микроструктура металла трубы  $\varnothing 630 \times 25$  мм из стали 10Х9МФБ-Ш, полученной методом прошивки-протяжки (а —  $\times 100$ , б —  $\times 1000$ ) и заготовки ЭШВ арматуры из стали 10Х9МФБ-Ш (в —  $\times 100$ , г —  $\times 1000$ )

Образцы испытывались при температуре  $600\text{ }^\circ\text{C}$  и напряжении в гладкой части  $55\text{ МПа}$ . Уровень напряжений был выбран с учетом допускаемых напряжений при  $600\text{ }^\circ\text{C}$  на ресурс  $2 \cdot 10^5$  ч, которые у металла трубы рекомендуются на уровне  $56\text{ МПа}$  [3], у металла заготовки ЭШВ — не ниже  $54\text{ МПа}$  [4].

Результаты по образцам с надрезом сравнивались с требованиями по длительной прочности по [3] и [4]. Точность результатов испытаний обеспечивалась малыми допусками при изготовлении образцов, а также тщательным соблюдением температурного и силового режима. Испытания до разрушения образцов велись на машинах Applied Test System, при этом точность поддержания температуры составила  $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$ , точность измерения раскрытия надреза  $\pm 0,001\text{ мм}$ .

В процессе испытания с периодичностью около  $0,003\text{ ч}$  проводилась регистрация раскрытия кромок надреза, увеличивающегося в связи с деформацией ползучести и ростом трещины. После разрушения образца с надрезом фиксировалась долговечность  $\tau_{\text{кн}}$  (точка «С надрезом» на рис. 1) и максимальная величина раскрытия  $\delta_{\text{с}}$ . По излому образца определялась критическая сплошность  $\psi_{\text{кр}}$  путем измерения зоны долома, выделяющейся цветом и особым рельефом на поверхности излома [1, 5, 7] (точки «Долом 1» и «Долом 2» на рис. 1).

Определение времени долома  $\tau_{\text{кр}}$ , в настоящей работе впервые осуществлялось путем анализа кривой зависимости скорости раскрытия. Для каждого  $i$ -того интервала наблюдения определялась скорость раскрытия  $\delta'_i$ , мм/ч

$$\delta'_i = (\delta_i - \delta_{i-1}) / (\tau_i - \tau_{i-1}) \quad (1)$$

Затем строился график зависимости  $\delta'_i$  от  $\tau_i$ , и по нему определялось время начало долома  $\tau_d$ . На таком графике обнаруживались точки со скоростью раскрытия, равной 0 или меньше 0. В такие периоды, по-видимому, происходило закрытие трещины в результате перераспределения напряжений при ее постепенном скачкообразном продвижении. Поэтому последняя выпадающая вниз точка на графике изменения скорости раскрытия от времени принималась за окончание стадии постепенного роста трещины и переход к стадии долома  $\tau_d$ , во время которой наблюдается монотонное увеличение средней скорости раскрытия. Предположительно, каждая выпадающая точка может быть также связана с перестройкой дислокационной структуры при смене механизма разрушения — от диффузионного межзеренного отрыва к силовому внутривузеренному срезу.

Не исключено, однако, что снижение скорости раскрытия до уровня ниже 0 могло быть так же связано с особенностями системы регистрации раскрытия трещины.

Длительность стадии долома оценивалась по разности

$$\tau_{кр} = \tau_{кн} - \tau_d \quad (2)$$

Расчет долговечности неповрежденного металла проводился по формуле [5]

$$\lg \tau_{ж} = (\lg \tau_{кн} - \lg \tau_{кр} R_{кр}) / (1 - R_{кр}) \approx \lg \tau_{кг} \quad (3)$$

где  $\tau_{кг}$  — долговечность гладкого образца под действием рабочих напряжений  $\sigma_{бр}$ ,  $\tau_{кн}$  — долговечность надрезанного образца под действием напряжений в гладкой части, равных  $\sigma_{бр}$ ,  $\tau_{кр}$  — продолжительность стадии долома от начала вязкого течения до окончательного разрушения образца, и

$$R_{кр} = \lg \psi_0 / \lg \psi_{кр} \quad (4)$$

где  $\psi_{кр}$  — критическая сплошность, определенная по относительной величине площади зоны долома [1, 5, 7].

Величины  $\tau_{ж}$  были представлены в виде точек на зависимости логарифма напряжения от параметра жаропрочности  $P_{дп}$

$$P_{дп} = T(\lg \tau - 2 \lg T + 25) \cdot 10^{-3} \quad (5)$$

Соблюдение условий хрупкого разрушения в образце с надрезом проверялось по главному критерию: наличию медленно растущей хрупкой трещины

$$R_{кр} \leq 0,5. \quad (6)$$

Для сравнения результатов по новой методике привлекались аналогичные данные, полученные при испытании металла трубной заготовки (ТЗ)  $\varnothing 105$  мм из стали 10Х9МФБ-Ш [1].

### Результаты исследования

На рис. 3 представлены графики раскрытия надреза обоих образцов. Долговечность образца из горячедеформированной трубы составила 3983 ч, образец из заготовки ЭШВ простоял в 4 раза дольше — 16262 ч. Такое различие вполне обычно для деталей из металла одного и того же состава, учитывая разное структурное состояние.

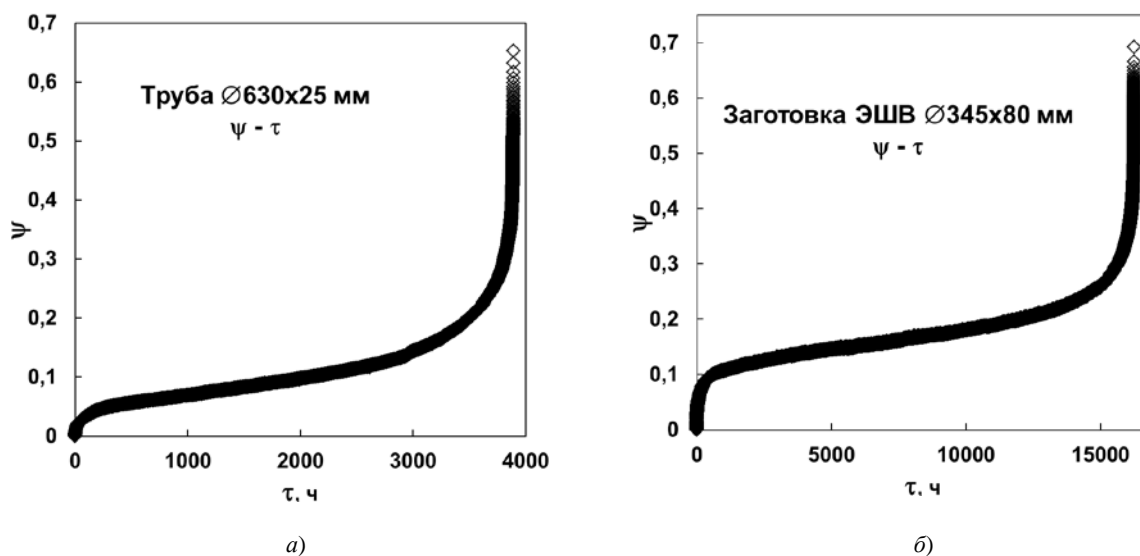


Рис. 3. Кривые раскрытия надреза образцов, испытанных при 600 °С,  $\sigma_{бр} = 55$  МПа, изготовленных из металла изделий: а) горячедеформированная труба; б) заготовка ЭШВ

Ко времени окончания первой стадии ползучести по-видимому зарождается трещина у окончания надреза: у образца ДТ она завершается примерно к 1000 ч при раскрытии  $\approx 0,08$  мм, у ДА эта стадия заканчивается в районе 5000 ч при раскрытии  $\approx 0,16$  мм. На второй и третьей стадиях кривые ползучести подобны. Критическое раскрытие было довольно близкое: 0,692 мм и 0,652 мм соответственно.

На рис. 4 показано изменение скорости раскрытия надреза за весь срок испытания. Заметно наличие на обеих кривых на рис. 4 выпадающих точек ниже 0 в период, непосредственно предшествующий долому. Судя по большей амплитуде отклонения ниже 0 точек на рис. 4, а на графике образца из горячедеформированной трубы, задержки роста трещины в этот период в образце ДТ более значительные, чем в образце заготовки ЭШВ (рис. 4, б).

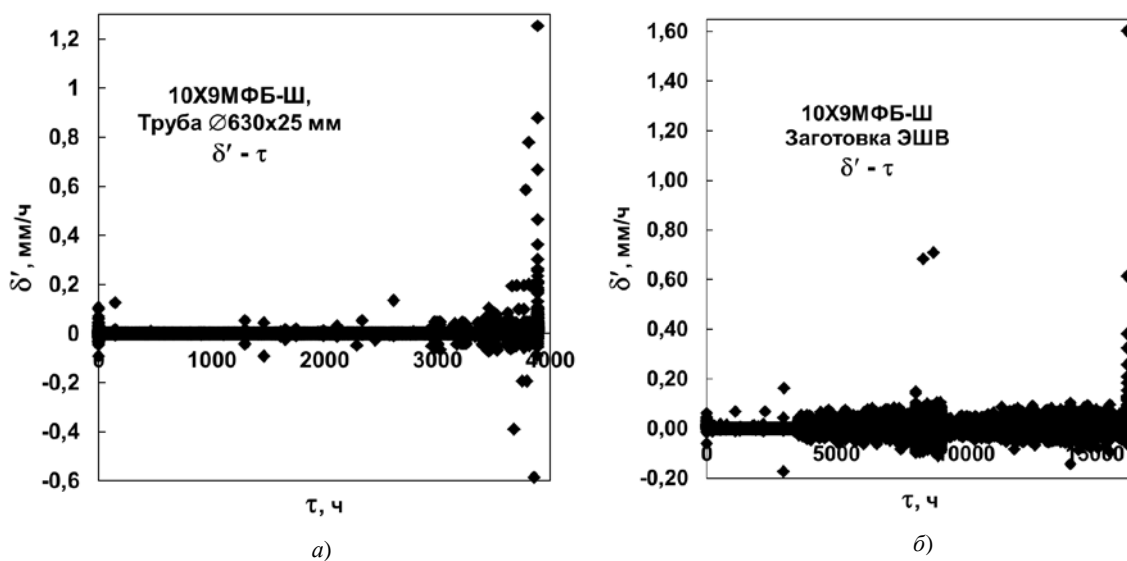


Рис. 4. Зависимость скорости раскрытия надреза от времени за весь срок испытания в образце из детали: а) горячедеформированная труба; б) заготовка ЭШВ

Для более детального рассмотрения кинетики раскрытия, были построены графики (рис. 5) для того же периода времени (10 ч до разрыва), на которых представлены точки с нулевым или отрицательным значением скорости раскрытия. Эти графики показали, что амплитуда уменьшения скорости раскрытия после предполагаемого проскока трещины в образце из горячедеформированной трубы (-0,1 мм/ч) в 4 раза больше, чем в образце заготовки ЭШВ (-0,025 мм/ч). Возможно, это указывает на больший темп продвижения трещины в образце из трубы в этот период. Стрелкой на рис. 5 показано время начала долома  $\tau_{\text{д}}$ , вычитая которое из долговечности, было получено значение  $\tau_{\text{кр}}$ : 0,334 ч у DT; 1,769 ч у DA.

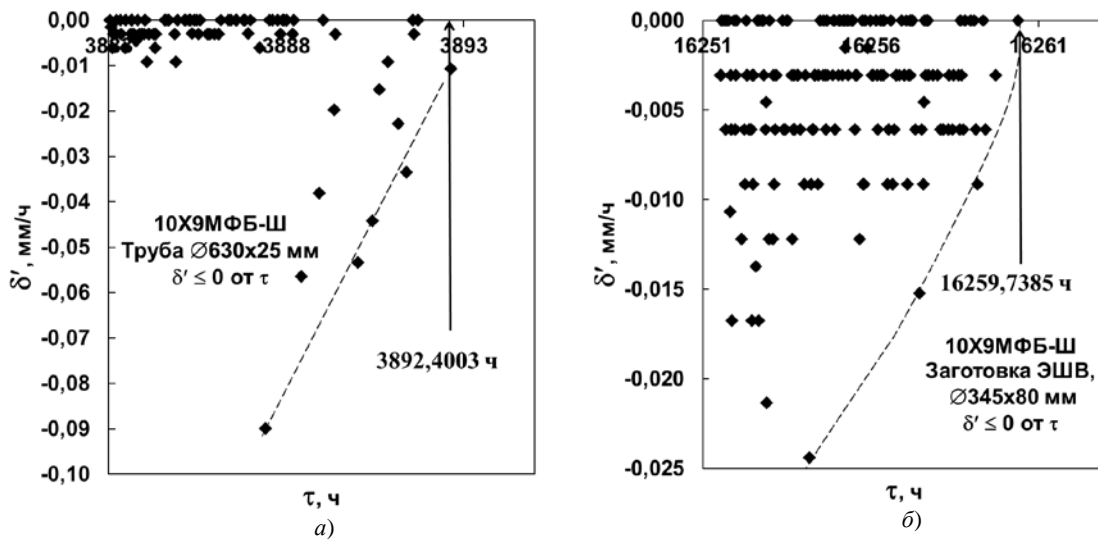


Рис. 5. Скорость раскрытия в диапазоне (мм/ч)  $0 < \delta' < 0$  в период ускоренного роста трещины и долома в образцах из деталей (пунктиром обозначена правая граница периода ускоренного роста трещины, стрелкой указано предполагаемое время начала долома): а) горячедеформированная труба; б) заготовка ЭШВ

На изломах образцов наблюдались три типичные зоны развития трещины: медленного, ускоренного и долома [7]. Эллипсовидная зона долома расположена ближе к центру; окрашена в тёмно-голубой цвет с отблеском, имеет вид среза, мелкобугристая. В результате измерения осей эллипса и диаметра гладкой части образца получены с точностью  $\pm 0,005$  следующие значения  $\psi_{\text{кр}}$ : DT — 0,071, DA — 0,067.

Величина  $R_{\text{кр}}$  у обоих образцов составила 0,402 и 0,401 соответственно, т.е. условие наличия хрупкого разрушения (6) образцов DT и DA ( $\leq 0,5$ ) выполнено.

В результате расчета по формуле (3) установлено, что ресурс металла исследованных элементов при действии допускаемых напряжений 55 МПа и 600 °С составляет у DA — 598200 ч, у DT — 1665446 ч (табл. 3).

Таблица 3

Сравнение уровня длительной прочности, установленного по времени живучести, с требованиями по [3, 4] при 600 °С

Наименование детали	$\sigma_{\text{бр}}$ , МПа	$\tau_{\text{кн}}$ , ч	$\tau_{\text{кр}}$ , ч	$\tau_{\text{ж}} \approx \tau_{\text{кг}}$ , ч	$\sigma_{\text{дл}}$ по [3, 4], МПа	$\sigma_{\text{дл}} - \sigma_{\text{бр}}$ , МПа
Труба	55	3893	0,334	598200	60	-5
Заготовка ЭШВ	55	16262	1,769	1665446	51	4



Результаты определения  $P_{дп}$  для испытанных образцов были нанесены на рис. 6 вместе с требованиями по жаропрочности по [3, 4]. Видно, что металл заготовки ЭШВ отвечает требованиям ТУ с запасом. В таблице 3 указано, что превышение по отношению к требованиям [3, 4] составляет 4 МПа. Напротив, металл горячедеформированной трубы при долговечности свыше 500 тыс. ч имеет длительную прочность немного (на 5 МПа) ниже зависимости на рис. 6 из точек, показывающих требования по ТУ, но вполне соответствует нормативным данным для стали 10Х9МФБШ по [4] с учетом допускаемого снижения на 20%.

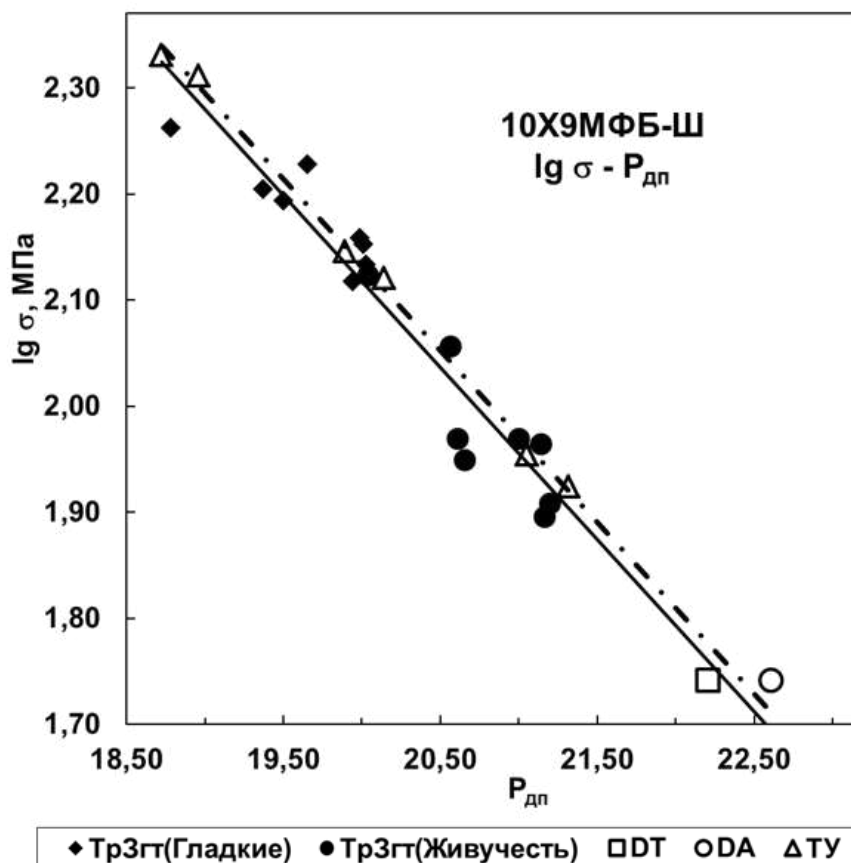


Рис. 6. Зависимость напряжения от параметра длительной прочности, определенного путем испытания гладких образцов из трубной заготовки — ТрЗгт (Гладкие), и прогноза времени живучести у металла деталей из стали 10Х9МФБ-Ш, изготовленных по разным технологиям: DT — горячедеформированная труба, DA — заготовка ЭШВ, ТрЗгт (Живучесть) — трубная заготовка; ТУ — требования техусловий [3, 4]

Таким образом, средняя величина полученных данных по времени долома  $(\tau_{кр})_{ср} = [(\tau_{кр})_{DT} + (\tau_{кр})_{DA}]/2 = (0,334 + 1,769)/2 \approx 1$  ч соответствует оптимальной величине этой характеристики, установленной при оценке времени живучести металла трубной заготовки  $\varnothing 105$  мм, испытанной в [1].

В настоящей работе при определении уравнения аппроксимации к точкам от трубной заготовки были добавлены точки от прогноза живучести по DT и DA. В итоге на рис. 6 была получена общая зависимость для гладких образцов и времени живучести

$$\lg \sigma_{\text{ср}} = -0,158 \cdot P_{дп} + 5,2778 \quad (7)$$

$R^2$  этой зависимости заметно больше, чем в [1] и равен 0,9498, что показывает на хорошую достоверность результатов определения времени живучести при  $(\tau_{кр})_{ср} = 1,0$  ч. Видно, что точки времени живучести DA и DT расположены близко к линии тренда (7), и имеют отклонение от него в пределах  $\pm 5$  МПа.

### Обсуждение результатов

Как показали испытания при  $600\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\sigma_{бр} = 55$  МПа, время до разрушения образца с надрезом из металла горячедеформированной трубы существенно уступает долговечности образца из заготовки ЭШВ: 3893 ч и 16262 ч соответственно. Оценка времени живучести дала результат: 598200 ч и 1665446 ч соответственно. Таким образом, с точки зрения сравнительной оценки новая методика дала однозначный результат — длительная прочность у металла заготовки ЭШВ выше.

Объяснение этому в первом приближении можно получить при внимательном анализе структуры, представленной на рис. 2. Заметно, что размеры вторичного зерна примерно одинаковые — мельче 12 баллов. Однако, размеры первичного зерна аустенита у металла обоих изделий существенно отличаются. Это видно при сравнении позиций б и в на рис. 2. Первичное зерно у горячедеформированной трубы видно при увеличении 1000, в то время как у заготовки ЭШВ оно столь велико, что отдельные границы видны только при увеличении 100 (рис. 2, в). Известно, что чем мельче зерно, тем ниже жаропрочность.

Кроме того, различия в долговечности, по-видимому, объясняются особенностями кинетики раскрытия надреза. У DT на большей части ресурса диапазон скорости был в узких пределах 0,0002–0,001 мм/ч. Небольшая часть точек была в отрицательном диапазоне до –0,0002 мм/ч. Гораздо больше диапазон изменения скорости у DA — до 3500 ч почти как у DT в пределах 0,0002–0,0012 мм/ч, потом диапазон значений возрастает к 9500 ч до  $\pm 0,095$  мм/ч, резко уменьшается к 10000 ч до  $\pm 0,025$  мм/ч и снова постепенно возрастает к 16000 ч до  $\pm 0,095$  мм/ч, затем следует быстрое увеличение скорости до момента разрушения. Таким образом, основное отличие кинетики раскрытия у DA (почти половина точек) в отрицательном диапазоне «затишья», когда не происходило раскрытия, и, по-видимому, роста трещины. Не исключено, что в периоды «затишья» происходит перераспределение напряжений вблизи окончания трещины, что обеспечивает ее продвижение на следующем очередном этапе.

Особенно заметна разница в кинетике раскрытия на последнем этапе испытания (см. рис. 4). Здесь картина меняется на противоположную: наибольшее количество выпадающих точек в образце DT — до –0,6 мм/ч (см. рис. 4, а), в то время как у DA — этот диапазон до –0,2 мм/ч (см. рис. 4, б).

Прекращение кратковременных выпадов по скорости раскрытия означает переход к стадии долома: у DT — за 0,334 ч, у DA — за 1,769 ч до окончательного разрушения. Уровень напряжений в оставшемся сечении у DT и DA к этому моменту достигает критического уровня — 779 МПа и 822 МПа соответственно, и происходит постепенный срез оставшегося сечения образца с образованием зоны долома.

Наглядно результаты определения долговечности по условиям долома представлены на рис. 7. Видно, что точки, обозначающие условия долома у DA и DT находятся на одном уровне по отношению к оси  $\lg\psi$ , что показывает близость  $\psi_{кр}$ . Как уже упоминалось, среднее значение времени долома  $(\tau_{кр})_{ср} \approx 1$  ч.

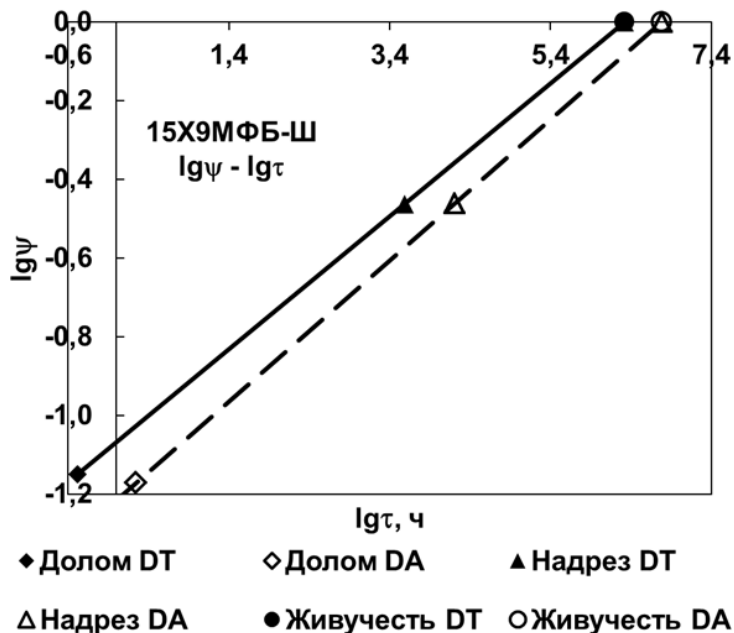


Рис. 7. Диаграмма сплошности металла горячедеформированной трубы и заготовки ЭШВ из стали 10Х9МФБ-Ш при 600 °С и  $\sigma_{ср} = 55$  МПа

Также довольно близки и значения критического раскрытия: 0,692 мм и 0,652 мм соответственно. Это означает, что технология изготовления мало повлияла на условия окончательного разрушения. Однако ресурс металла, полученного ЭШВ, гораздо больше, чем у металла горячедеформированной трубы.

В то же время, можно быть уверенным, что металл горячедеформированной трубы, имеющий при долговечности свыше 500 тыс. ч длительную прочность немного (на 4 МПа) ниже зависимости на рис. 6 для точек ТУ, вполне соответствует нормативным данным для стали 10Х9МФБ-Ш по [3, 4]. Это следует из допускаемого снижения на 20% по сравнению с ТУ. К тому же, возможно, что продолжение зависимости длительной прочности точек ТУ не будет идти строго по прямой, как это показано на рис. 6. Из того, что долговечность металла под нагрузкой 55 МПа превышает 500 тыс. ч следует, что требуемый ресурс  $2 \cdot 10^5$  ч превышен в 2,5 раза ( $n_\tau = 2,5$ ), что вполне обеспечивает работоспособность трубы. Таким образом, металл обоих изделий: горячедеформированной трубы (DT) и заготовки ЭШВ (DA) отвечает требованиям технических условий [3, 4] по длительной прочности.

Предлагаемая методика на практике может применяться для основного металла и сварных соединений. Для этого разработаны специальные укороченные образцы с таким же диаметром гладкой части и глубиной острого надреза, как применялись в настоящей работе. Испытание таких образцов из стали 10Х9МФБ-Ш следует вести до разрушения для получения  $\lg\tau_{кн}$  при температуре 600 °С и напряжении в гладкой части 60 МПа, что соответствует допускаемым напряжениям на  $10^5$  ч. Для определения долговечности при допускае-

мых напряжениях и рабочей температуре требуется всего один-два образца с особо глубоким и острым надрезом, нанесенным в требуемой зоне стыка [5].

Возможен упрощенный вариант методики. В случае, если относительная площадь зоны долома не определялась, и не ведется непрерывная регистрация раскрытия, в формулу (3) при оценке времени живучести следует подставлять следующие величины:  $lg\psi_{кр} = -1,150$ ,  $lg\tau_{кр} = 0,0$ . Критерием соответствия жаропрочности металла требованиям [3, 4] является выполнение неравенства:  $\tau_{ж} \approx \tau_{кр} \geq 5 \cdot 10^5$  ч [8].

### Выводы

1. Испытание образцов с особо глубоким и предельно острым надрезом при температуре 600 °С и напряжении в гладкой части — 55 МПа (нетто 160 МПа) из стали 10Х9МФБ-Ш показало, что у металла заготовки, полученной методом ЭШВ долговечность образца почти в четыре раза больше (16262 ч), чем у металла горячедеформированной трубы (3893 ч). При этом, характеристики критического состояния в момент долома при 600 °С у металла обеих деталей довольно близки: критическое раскрытие 0,692 и 0,652 мм соответственно, критическая сплошность  $0,069 \pm 0,002$ , время долома, определенное по диаграмме раскрытия надреза, равно 0,334 ч и 1,769 ч соответственно.

2. Применение методики, базирующейся на диаграмме сплошности металла в условиях ползучести, при уровне допускаемых напряжений на срок  $2 \cdot 10^5$  ч при температуре 600 °С, показало ее пригодность для экспрессной оценки жаропрочности по минимальному числу образцов. Из оценки времени живучести при указанных условиях, близких к рабочим, следует, что жаропрочность металла отвечает требованиям ТУ при 600 °С в пределах разброса  $\pm 5$  МПа.

3. Относительно небольшое расхождение условий долома у металла деталей, полученных по разным технологиям, позволяет, до накопления данных, значительно упростить проведение испытаний для экспрессной оценки жаропрочности в условиях хрупкого разрушения, в том числе металла сварных соединений, путем использованных фиксированных значений времени долома и критической сплошности.

### Список литературы

1. **Гладштейн, В.И.** Экспрессная оценка характеристик металла высокотемпературных деталей турбин и паропроводов из высокохромистых сталей [Текст] / В.И. Гладштейн // Электрические станции. — 2010. — № 5. — С. 27–33.
2. **Дуб, Л.В.** Материаловедческая и технологическая база для создания перспективного теплового энергооборудования [Текст] / Л.В. Дуб, В.Н. Скоробогатых // Теплоэнергетика. — 2012. — № 4. — С. 7–13.
3. **ТУ 14-ЗР-55-2001.** Трубы стальные бесшовные для паровых котлов и трубопроводов. Технические условия.
4. **ТУ 1301-039-00212179-2010.** Трубы бесшовные из углеродистой и легированной сталей, изготовленные методом ЭШВ, для трубопроводов ТЭС и АЭС. Технические условия.
5. **Гладштейн, В.И.** Методика прогнозирования длительной прочности сталей и сплавов с помощью диаграммы изменения сплошности при длительном нагружении [Текст] / В.И. Гладштейн // Заводская лаборатория. — 1996. — № 4. — С. 55–60.
6. **Качанов, Л.М.** Основы механики разрушения [Текст] / Л.М. Качанов. — М.: Наука, 1974. — 311 с.
7. **Гладштейн, В.И.** Микроповреждаемость металла высокотемпературных деталей энергооборудования [Текст] / В.И. Гладштейн. — М.: Машиностроение, 2014. — 364 с.
8. **СТО 70238424.27.100.005-2008.** Основные элементы котлов, турбин и трубопроводов ТЭС. Контроль состояния металла. Нормы и требования. РАО ЕЭС. — М.: 2008. — 657 с.



## **АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ И ПРИЧИН АВАРИЙНОГО ОСТАНОВА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ, РАБОТАЮЩЕЙ В СОСТАВЕ ПГУ**

**Б.Д. ТЕПЛОВ, Д.В. ТАРАДАЙ, В.А. КОМАРОВ, А.В. ТИМИН** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

Аварии и неполадки в работе газотурбинных установок (ГТУ) возникают вследствие конструктивных и технологических недоработок, дефектов материалов, неправильной сборки, монтажа и эксплуатации. Конструктивные и технологические недоработки, дефекты сборки и монтажа устраняют при сдаче и пробной эксплуатации ГТУ. После длительной работы чаще повреждаются компрессор и турбина в основном вследствие неправильной эксплуатации. Опыт эксплуатации газотурбинных установок показывает, что самые незаметные с первого взгляда дефекты могут привести к значительным разрушениям оборудования и неблагоприятным экономическим последствиям. Интересным с этой точки зрения примером может служить аварийный останов энергетической ГТУ General Electric (GE) 6FA+E, работающей в составе энергоблока ПГУ-110, на одной из электростанций РФ.

### **Аварийный останов ГТУ и анализ его причин**

Аварийное отключение ГТУ произошло при срабатывании защиты по сигналу о скачкообразном повышении температуры отработавших газов с 615°C до 753°C. Выбег ротора составил 6 минут вместо заложенных в программе 22 мин, а попытка включения электродвигателя валоповоротного устройства (ВПУ) в ручном режиме приводила к отключению его двигателя по перегрузке, что свидетельствовало о заклинивании ротора в статоре. После аварийного останова, при осмотре отсеков ГТУ и вспомогательного оборудования был обнаружен дефект — разрушение заглушки на линии охлаждения датчиков контроля пламени в отсеке газовой турбины, приведшее к утечке охлаждающей воды и ее попадание на трубопроводы обвязки, подачи газа, корпус компрессора. На фотографиях, сделанных во время демонтажа, хорошо просматриваются области накипи от попадания охлаждающей воды (рис. 1).

В результате проведенного впоследствии бороскопического осмотра проточной части ГТУ было установлено, что все статорные и роторные лопатки компрессора имеют признаки задевания о ротор и корпус соответственно (рис. 2).



Рис. 1. Накипь на трубопроводах и корпусе компрессора



Рис. 2. Следы задевания статорных лопаток 7-ой ступени о ротор компрессора

При осмотре было также выявлено взаимное соударение между роторными и статорными лопатками компрессора в районе 3-й (рис. 3) и 10–11-й ступеней (рис. 4).



Рис. 3. Следы соударения на роторных и статорных лопатках 3-й ступени компрессора



Рис. 4. Следы соударения на статорных и роторных лопатках 10–11-й ступени компрессора

В турбинной части признаки задевания о бандажное кольцо статора обнаружены только на рабочих лопатках 1-ой ступени (рис.5).



Рис. 5. Следы задевания на торцах пера рабочих лопаток 1-ой ступени турбины

Как показал дальнейший анализ архивных данных технологических параметров, резкое повышение температуры, отработавших в ГТУ газов, явилось следствием срыва воздушно-го потока в проточной части компрессора. Непосредственно перед моментом срабатывания защиты и отключением ГТУ от сети, произошло резкое снижение давления (с 13,7 до 3,8 бар) и производительности компрессора (со 190 до 128,5 кг/с) (рис. 6).

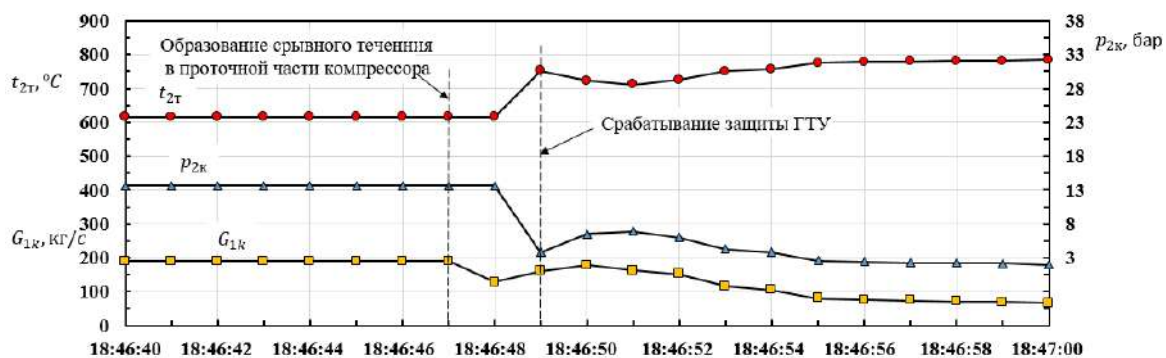


Рис. 6. Изменение расхода воздуха через компрессор  $G_{1k}$ , давления за компрессором  $p_{2k}$  и температуры газов на выхлопе ГТУ  $t_{2T}$  в процессе развития аварии

Расход топлива в камеру сгорания при этом оставался постоянным (рис. 7), а расход воздуха резко снизился, приводя к соответствующему увеличению температуры продуктов горения перед турбиной и на выхлопе (с 615 до 753 °С). В этот момент под действием защиты топливный клапан и ВНА компрессора начинают закрываться, ограничивая дальнейшее развитие помпажа.

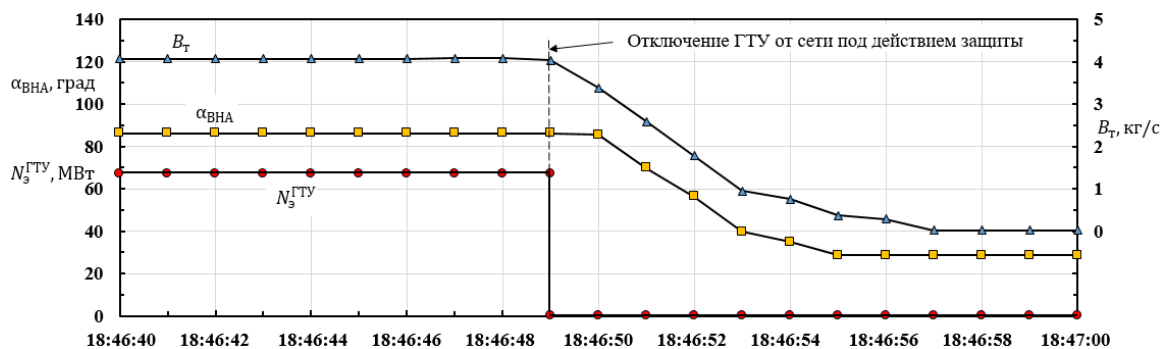


Рис. 7. Изменение электрической мощности ГТУ  $N_э^{ГТУ}$ , расхода топлива в КС  $B_T$  и степени открытия ВНА  $\alpha_{ВНА}$  при срабатывании защиты

После полного закрытия топливного клапана и ВНА компрессора температура газов за ГТУ стабилизировалась на максимальном значении  $\approx 813$  °С. Сбоев в работе топливного клапана, ВНА компрессора и системы регулирования обнаружено не было. Своевременное срабатывание защиты ГТУ предотвратило дальнейшее развитие помпажа компрессора, приводящего к тяжелым последствиям.

Для определения причин аварийного останова ГТУ специалистами ОАО «ВТИ» был разработан перечень необходимых мероприятий:

1. Визуальный осмотр поврежденных проточной части ГТУ после вскрытия корпусов и демонтажа ротора.
2. Сравнительный анализ химического состава металла основных элементов проточной части ГТУ и стружки, обнаруженной в компрессоре и камере сгорания.
3. Анализ событий по параметрам архива штатной автоматизированной системы управления технологическим процессом (АСУТП) в период за сутки до момента аварии и установка причинно-следственных связей.
4. Оценка влияния попадания воды на внешний корпус компрессора и газовой турбины, как причины возникновения дефектов в процессе развития аварии.

#### Анализ химического состава стружки

Теоретически попадание постороннего предмета в проточную часть компрессора могло спровоцировать нарушение его устойчивой работы. Для отработки этой версии был проведен сравнительный анализ химического состава металла основных элементов проточной части ГТУ и стружки, обнаруженной в компрессоре и камере сгорания. Химический состав каждого элемента определялся по трем точкам методом рентгенофлуоресцентного анализа



в соответствии с ГОСТ 28033–89 [1]. Определение химического состава проводилось в условиях электростанции на демонтированном роторе (без разлопачивания) в доступных местах при помощи портативного рентгеновского флуоресцентного анализатора BRUKER ELEMENTAL S1 TITAN (Германия). При этом особое внимание уделялось местам задеваний на корпусных деталях. Химический анализ проб обнаруженной металлической стружки проведен в лабораторных условиях.

Проведенный сравнительный анализ данных химического состава стружки и основных элементов компрессора и турбины (в том числе в местах задевания) не подтвердил присутствие посторонних предметов в проточной части ГТУ. Согласно проведенному анализу, химический состав стружки соответствовал химическому составу металла деталей проточной части компрессора и турбины, а также их покрытий. По этим причинам, версия о попадании постороннего предмета в проточную часть ГТУ была признана несостоятельной.

#### Анализ изменения технологических параметров ГТУ в процессе развития аварии

С целью установления причинно-следственных связей рассмотрим более подробно изменение технологических параметров ГТУ в процессе развития аварии (рис. 8).

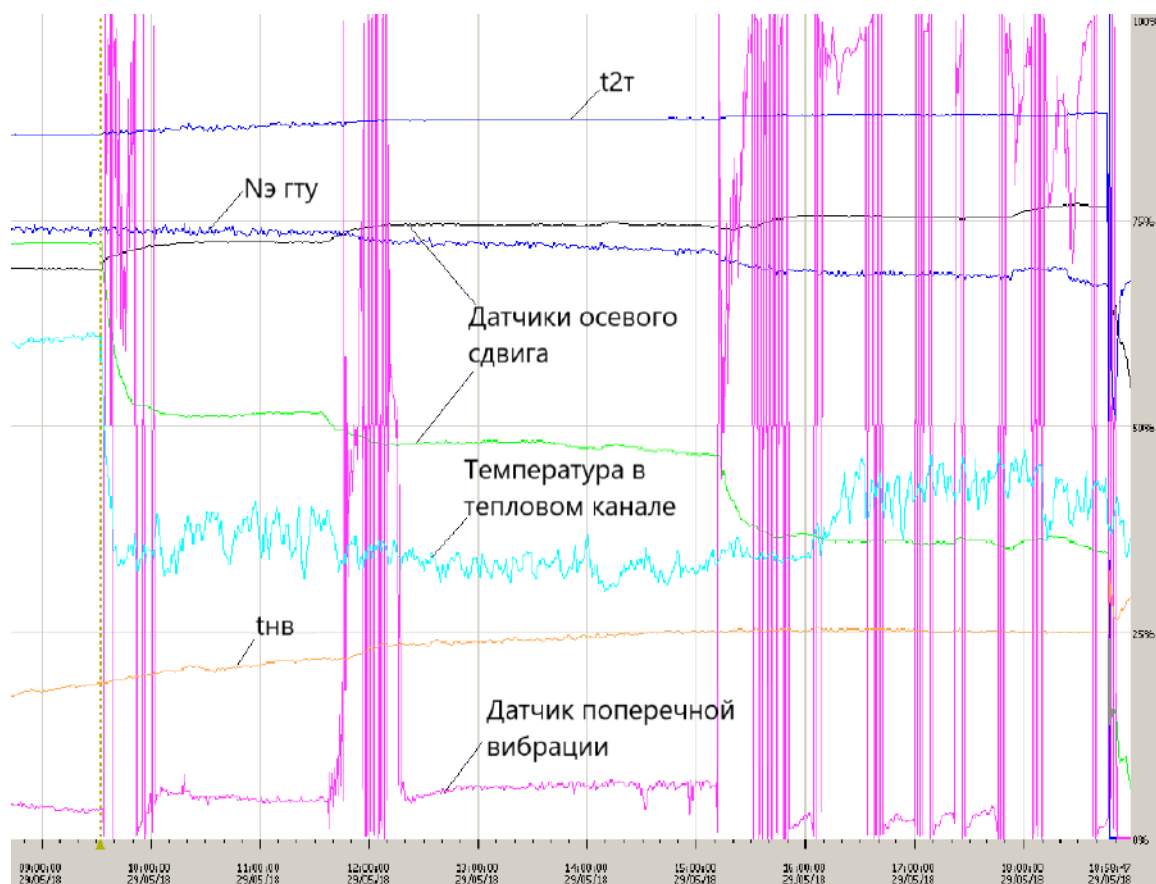


Рис. 8. Изменение электрической мощности ГТУ  $N_{эГТУ}$ , температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , температуры газов на выходе ГТУ  $t_{2т}$ , температуры воздуха в укрытии ГТУ, амплитуды поперечной вибрации подшипника и показаний парных датчиков осевого сдвига в процессе развития аварии

Согласно данным, полученным из архива штатной автоматизированной системы управления технологическим процессом (АСУТП), оперативной документации и опроса оперативного персонала, находившегося в день аварии на смене, хронология событий развивалась следующим образом:

— в 9:32 сигнал в ПСО Speedtronic Mark 6 «Ошибка карты датчика опасного газа турбинного отсека – направление 5L45». В это же время происходит резкое снижение температуры внутри укрытия ГТУ с 91,7 до 54,3 °С, сопровождающееся значительным изменением показаний датчиков осевого сдвига, всплеском амплитуды поперечной вибрации, связанной, как установлено впоследствии, с возникновением задеваний в проточной части турбомашин;

— в 11:50 наблюдается первое значительное снижение электрической мощности ГТУ ( $\approx 2\%$ ), сопровождающееся дальнейшим рассогласованием показаний датчиков осевого сдвига и всплеском амплитуды поперечной вибрации. К этому моменту ГТУ работала в стационарном режиме с нагрузкой 73,5 МВт около 6 ч;

— в 15:10 мощность ГТУ снижается до 67,3 МВт. Наружные условия (температура и давление) при этом оставались постоянными. В это же время происходит дальнейшее рассогласование показаний датчиков осевого сдвига с резким увеличением амплитуды поперечной вибрации. С этого момента до момента срабатывания защиты и отключения ГТУ амплитуда вибрации подвержена периодическим скачкообразным изменениям, что свидетельствует о наличии интенсивных задеваний в проточной части турбомашин;

— в 15:46 отказ датчика пламени 28FD-6A. С 13:54 наблюдались кратковременные переходы значений датчика от нормальных показаний до отрицательных. Отказ датчика пламени, как выяснилось в последствии, был связан с нарушением его охлаждения, из-за утечки воды в линии охлаждения;

— в 18:46 происходит аварийное отключение ГТУ под действием защиты «Отключение при повышенной температуре выхлопа».

Сравнение технологических параметров и показателей работы ГТУ при нормальной работе и в процессе развития аварии показывает, что режим работы компрессора непосредственно перед возникновением срыва потока в его проточной части характеризуется снижением степени сжатия компрессора на 0,4 ед. и температуры воздуха за ним на  $\approx 6$  °С, а также его внутренней мощности на 2 МВт. Анализ, основанный на измерении параметров компрессора, свидетельствует о достаточном запасе его устойчивой работы. Установка срабатывания защиты по помпажу — предельный перепад давления на компрессоре, составляла 16,48, в то время как фактический перепад был равен 14,8.

Анализ изменения технологических параметров ГТУ в процессе развития аварии позволил в качестве причины нарушения устойчивой работы компрессора выдвинуть гипотезу о неравномерной деформации его корпуса, вызванной принудительным охлаждением водой из линии охлаждения датчиков контроля пламени. Эта гипотеза косвенно подтверждается одновременным снижением температуры воздуха внутри укрытия ГТУ, рассогласованием показаний датчиков осевого сдвига при работе ГТУ и всплеском амплитуды попереч-



ной вибрации, свидетельствующей о наличии задеваний в проточной части турбомшины. Согласно выдвинутой гипотезе, неравномерная температурная деформация корпуса компрессора привела к его расцентровке относительно ротора. Это вызвало изменение радиальных технологических зазоров в проточной части компрессора — уменьшению радиальных зазоров и контакту венцов рабочих лопаток с внутренней поверхностью корпуса и венцов направляющих лопаток с дисками ротора в верхней области его поперечного сечения с наиболее интенсивным охлаждением и увеличению радиальных зазоров в нижней области с менее интенсивным охлаждением. Снижение эффективности компрессора объясняется увеличением радиальных зазоров в проточной части, а также повреждением его лопаточного аппарата, вызванным задеваниями. Для проверки выдвинутой гипотезы было проведено моделирование температурной деформации корпуса ГТУ в результате попадания на него охлаждающей воды.

### **Моделирование температурной деформации корпуса ГТУ**

На основании предоставленных данных, была установлена наиболее вероятная область попадания воды на корпус ГТУ: трубопроводы обвязки, трубопроводы подачи газа, корпус и фланец компрессора. Моделирование температурной деформации корпуса компрессора проведено с использованием программного комплекса ANSYS. В результате моделирования определены деформации корпуса ГТУ. Технологически эти деформации корпуса вызваны снижением (захолаживанием) участка корпуса статора в месте вероятного попадания на него воды. Для моделирования выбрана площадь захолаживания равной  $1 \text{ м}^2$ . Выбор температуры охлаждения участка поверхности корпуса от попадания воды учитывает исходную температуру участка корпуса при нормальной работе, увлажнение тепловой изоляции, вскипание слоя воды на поверхности участка корпуса. Рассматривается, что основной процесс теплопередачи через охлаждаемый участок к вскипающему водяному слою происходит от внутренней поверхности корпуса. С учетом происходящих температурных деформаций на наружной поверхности охлажденного участка и температуры вскипания воды принимается средняя температура охлажденного участка равной  $120 \text{ }^\circ\text{C}$ . С учетом известных данных из практики по охлаждению разогретых участков металла водой с температурами близкими к температуре участка корпуса ГТУ, куда попадала вода, следует считать, что температурная деформация на поверхности охлажденного участка составляет  $10^{-3}$  относительных единиц, что также соответствует охлаждению на  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ . На основании вышеизложенного для моделирования принимается снижение температуры металла на  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  на участке корпуса площадью  $1 \text{ м}^2$  в месте вероятного попадания воды (рис. 9).

Выполненные расчеты показали, что максимальное коробление модели составляет  $0,8 \text{ мм}$ , а максимальное отклонение формы в плоскости перпендикулярной оси составило  $0,67 \text{ мм}$ . Таким образом, деформация корпуса компрессора при локальном охлаждении могла привести к изменению радиальных зазоров на величину сопоставимую с установочными зазорами между лопатками и корпусом компрессора, что свидетельствует о правоте гипотезы о наружном охлаждении.

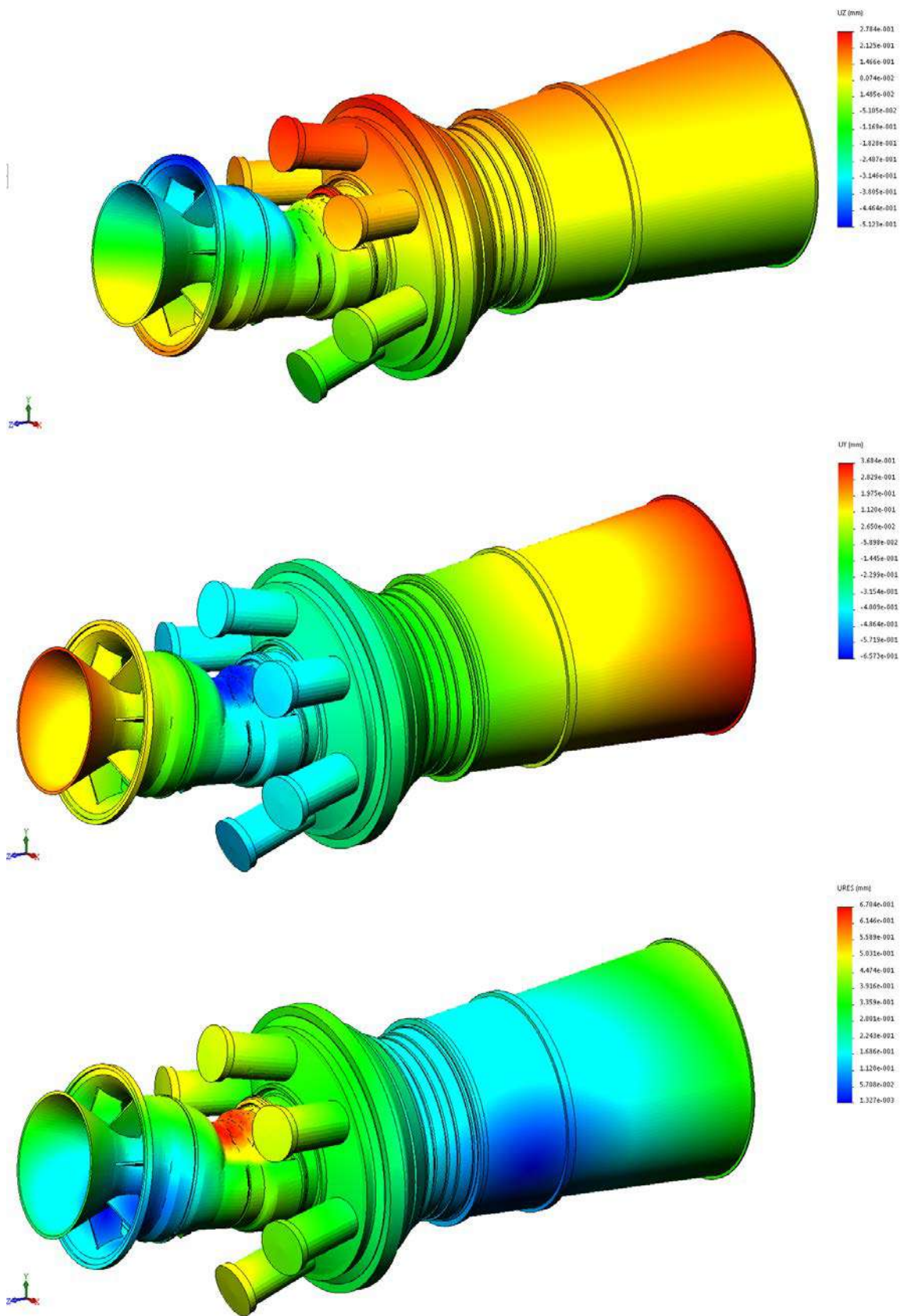


Рис. 9. Продольные, вертикальные и суммарные деформации корпуса компрессора



## Выводы

Подводя итоги проведенных исследований и анализа, становится понятным, что первопричина произошедшей аварии — разрушение заглушки на линии охлаждения датчиков пламени КС. Разрушение заглушки привело к утечке воды и ее попадание на корпус компрессора, вызвав его температурную деформацию, достаточную, как показали результаты моделирования, для увеличения радиальных зазоров в нижней области его поперечного сечения и возникновения интенсивных задеваний в верхней области, что вызвало снижение запаса устойчивости компрессора и в конечном счете привело к возникновению помпажа и аварийному останову ГТУ. Помпаж компрессора привел к торцевым повреждениям рабочих и направляющих лопаток и деформации пера двух рабочих лопаток 3-й ступени компрессора.

При расследовании аварии было установлено, что оперативный персонал действовал в соответствии с инструкциями по эксплуатации оборудования. Во время смены оперативным персоналом энергоблока проводились плановые обходы оборудования, ошибочных действий оперативного персонала с точки зрения ведения технологического процесса выявлено не было. Система удаленного мониторинга технического состояния ГТУ, к которой подключен энергоблок, также не смогла спрогнозировать аварию.

Очевидно, что данную аварию можно было предотвратить, своевременно обнаружив первопричину — утечку воды в линии охлаждения датчика пламени КС. Однако, визуальный контроль линии охлаждения осложнен наличием специального кожуха, в котором находится ГТУ и доступ в который ограничен. Обобщение результатов анализа развития аварии позволяет порекомендовать следующие технические и организационные мероприятия для повышения надежности эксплуатации ГТУ:

1. В АСУТП целесообразно реализовать контроль рассогласования дублируемых датчиков с выдачей предупредительной сигнализации.
2. Целесообразно установить дополнительную предупредительную сигнализацию по понижению температуры в отсеке турбины.
3. Необходимо предусмотреть технические мероприятия, исключающие попадание охлаждающей воды на любые части газовой турбины.
4. Необходимо включить в маршруты обходов ПГУ осмотр отсеков ГТУ через окна в дверях, с записью в журнал обходов.
5. Необходимо пересмотреть должностные инструкции оперативного персонала.

## Список литературы

1. **ГОСТ 28033–89.** Сталь. Метод рентгенофлюоресцентного анализа [Текст]. — М.: Издательство стандартов, 1989.

## **СНИЖЕНИЕ ЭМИССИЙ $\text{NO}_x$ ПУТЕМ ОРГАНИЗАЦИИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА**

**Л.А. БУЛЫСОВА, М.М. ГУТНИК, К.С. ПУГАЧ** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

Данный доклад посвящен экспериментальным исследованиям оптимизации процесса сжигания топливо-воздушной смеси в камере сгорания, состоящей из двух последовательных ступеней сжигания топлива с температурами газов на выходе  $\sim 1550$  °С и более при удовлетворении требований к эмиссиям.

В статье приводятся результаты экспериментальных исследований сжигания газообразного топлива в камере сгорания (КС), состоящей из двух последовательно расположенных объемов сгорания, каждый из которых имеет свое горелочное устройство (ГУ). Первое, ГУ1, является традиционным для малоэмиссионных камер сгорания (МЭКС), содержит завихрители и зону подготовки смеси, пилотную (ПГ) и основную (ОГ) горелки. На вход в него подается идеально перемешанная топливовоздушная смесь (ТВС). Второе, ГУ2, расположено ниже по потоку, за первой зоной горения. На вход в него подается газообразное топливо (природный газ) без предварительного перемешивания с воздухом. Процесс сжигания во второй зоне — диффузионный.

Результаты получены при испытаниях модельной камеры сгорания (КС) на стенде ОАО «ВТИ». Многовариантные расчетные исследования по данной теме опубликованы ранее в [1, 2, 3].

Современное развитие материалов и технологий позволяет поднять температуру газов перед турбиной ГТУ уже до  $\sim 1600$  °С и выше, и тем самым увеличить ее мощность и КПД. Экологические требования при этом сохраняются. Возрастают требования к расширению диапазона малоэмиссионной работы ГТУ. Возникает потребность в новых решениях для сжигания топлива с низкими выбросами  $\text{NO}_x$ , СО и устойчивым процессом горения в широком диапазоне режимных параметров.

Многовариантные расчетные исследования процесса горения в модельной камере сгорания, проведенные ранее, позволили оптимизировать режимные и конструктивные условия для получения наименьших выбросов  $\text{NO}_x$  как при использовании одной, так и двух последовательных ступеней сжигания топлива [1–3]. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили эффективность использования двухступенчатого последовательного сжигания при температурах продуктов сгорания  $\sim 1500$  °С и более. Экспериментально



получено снижение выбросов  $\text{NO}_x$  более чем на 50% при использовании схемы двухступенчатого сжигания топлива. Чем выше температура газов на выходе, тем значительнее эффект.

Ниже представлены результаты экспериментальных исследований возможностей расширения малоэмиссионного диапазона модельной камеры сгорания и оптимизации работы второй ступени сгорания.

Схемы экспериментального стенда ОАО «ВТИ», включая топливную схему стенда и модельной камеры сгорания представлены на рис. 1 и 2 соответственно.

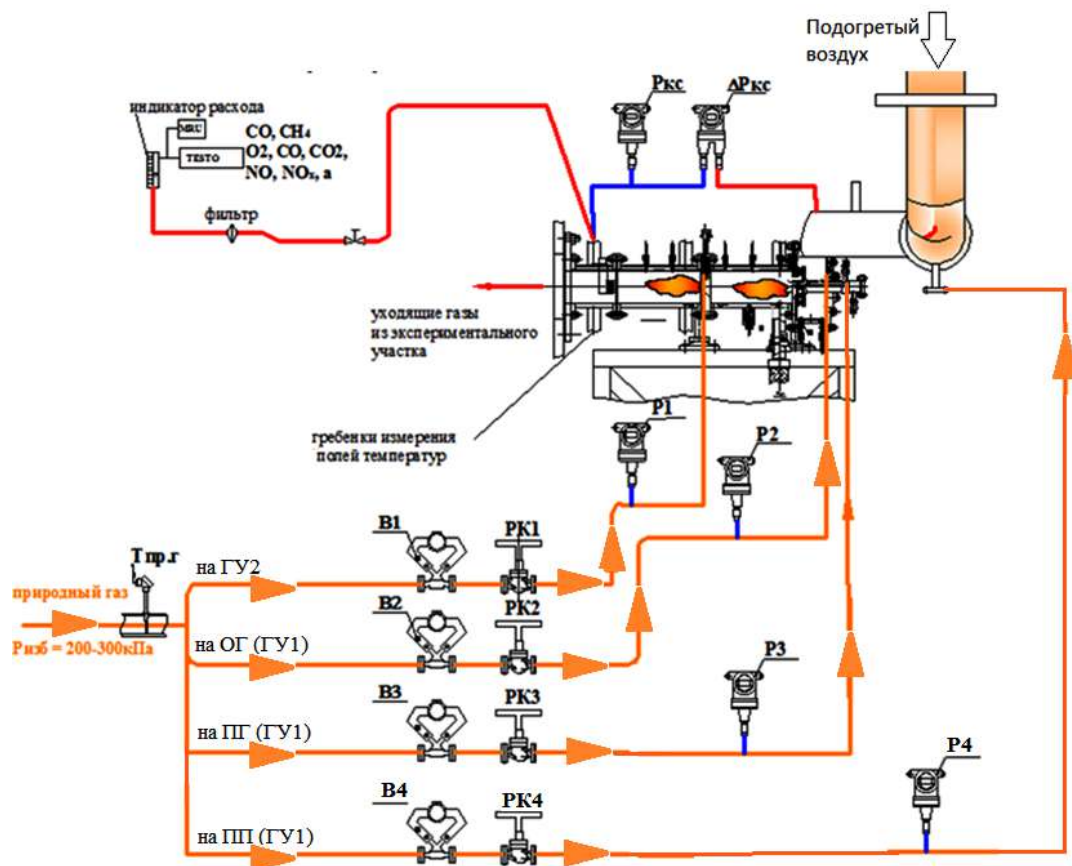


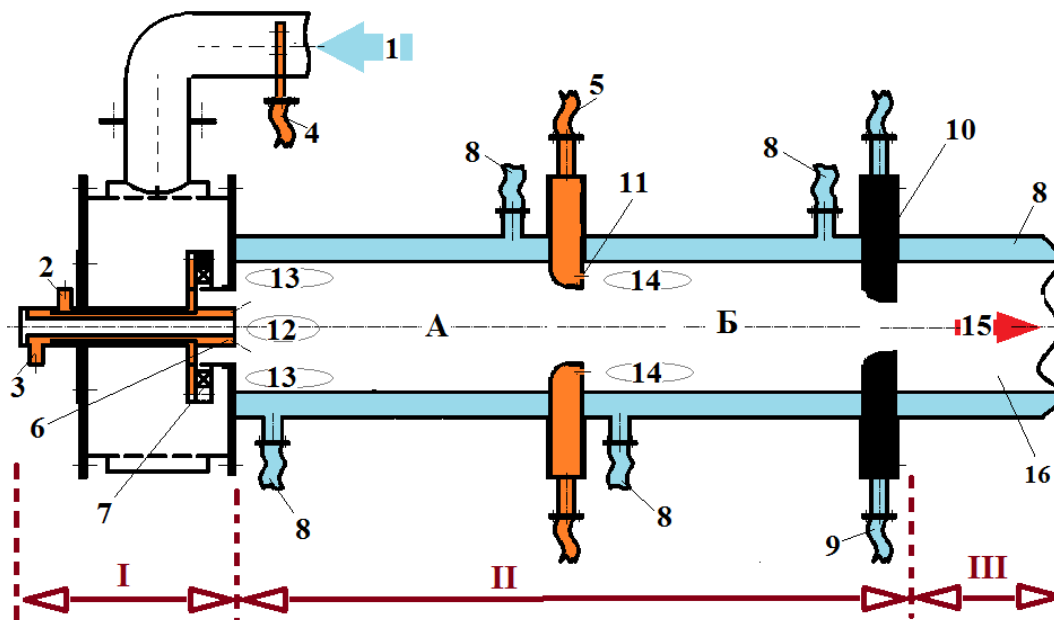
Рис. 1. Топливная схема стенда с модельной КС

Поддерживаемые и измеряемые параметры воздуха и топливного газа на входе испытательного отсека приведены ниже:

	$P, \text{кПа}$	$T, ^\circ\text{C}$	$V, \text{м}^3/\text{час}$
Воздух	130–220	до 550	до 5000
Газ	300	0–20	

При проведении исследований измерялись: температура, давление, расходы воздуха и газа на входе КС по каждой газовой линии; потери давления на ГУ, секциях жаровой трубы и всей камере сгорания, температура газов и эмиссионные характеристики (концентрации  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{CH}_4$ ) на выходе КС. Все измеряемые параметры записыва-

лись в реальном времени автоматической системой сбора информации. Технологический процесс управления испытанием, регулирование подачи воздуха и топлива к КС, управление системой охлаждения и др. проводился дистанционно с общего пульта управления стендом в режиме реального времени.



а)



б)

Рис. 2. Модельная КС:

а — схема; б — фотография испытательного отсека: 1 — горячий воздух на КС; 2 — топливо к ПГ ГУ1; 3 — топливо к ОГ ГУ1; 4 — топливо на смешительное устройство для получения ТВС1; 5 — топливо на ГУ2; 6 — ПГ; 7 — ОГ ГУ1; 8 — воздух на рубашки охлаждения ЖТ; 9 — вода на охлаждение сопла; 10 — выходное сопло; 11 — топливные отверстия ГУ2; 12 и 13 — центральная и угловая зоны рециркуляции 1-й степени горения, соответственно; 14 — угловая зона рециркуляции 2-й последовательной степени горения; 15 — горячие газы из КС; 16 — выхлопная секция; А и Б — первая и вторая ступень горения КС, соответственно



В экспериментальной установке организовано четыре независимые линии подачи топливного газа:

- в пилотную горелку (далее по тексту ПГ ГУ1 — см. рис. 1);
- в трубопровод подогретого воздуха за 1,5 м до входа в горелку ГУ1 (далее по тексту ПП ГУ1 — см. рис. 1 и 2 поз. 4);
- в топливные трубки, расположенные над лопатками радиального завихрителя основной горелки (далее по тексту ОГ ГУ1 (см. рис. 1 и с. 2, в поз. 7, в),
- в топливные отверстия пережима-коллектора (далее по тексту ГУ2 — см. рис. 1 и 2, а поз. 11).

Система управления стендом включает в себя управление клапанами расхода топлива для всех четырех каналов: ПГ ГУ1, ПП ГУ1, ОГ ГУ1 и ГУ2. Управляющими процессом параметрами являются: коэффициент избытка воздуха камеры сгорания –  $\alpha_{КС}$ ; коэффициент избытка воздуха первой зоны —  $\alpha_{1зона}$  и доля топлива в ОГ ГУ1 — MFR.

Режим работы КС выставляется по  $\alpha_{КС}$  и температуре воздуха на входе. Режим работы первой зоны выставляется за счет регулирования  $\alpha_{1зона}$ . Устойчивость работы первой зоны обеспечивается регулированием топлива в ОГ ГУ1, т.е. MFR.

В рассматриваемом исследовании топливо в пилотную горелку подавалось только для розжига КС, его влияние на исследуемые процессы не рассматривалось.

Горячие продукты сгорания, образующиеся при работе КС (выхлопные газы) сбрасывались в выхлопную систему стенда. В связи с их высокой, до 1700 °С, температурой, стенки выхлопного тракта конвективно охлаждаются водой. Охлажденные газы из выхлопной системы стенда поступают в шумоглушитель и сбрасываются в дымовую трубу. Воздух, идущий на камеру сгорания, нагревается выхлопными газами в противоточном трубчатом теплообменнике до максимальной температуры подогрева 550 °С.

Схематично конструкция модельной КС показана на рис. 2. Она состоит из трех основных секций: предъобъема с установленным ГУ1 (поз. I рис. 2), жаровой трубы с соплом или имитатором перепада давления (поз. II рис. 2) и выхлопной секции (поз. III рис. 2). Жаровая труба разъемная и состоит из двух частей между которыми установлено ГУ2 (поз. 11 рис. 2, а).

Жаровая труба имеет внутреннюю «горячую» и наружную «холодную» стенку, зазор между которыми продувается охлаждающим воздухом. Расход охлаждающего воздуха каждой секции подбирается индивидуально таким образом, чтобы температура внутренней стенки не превышала 850 °С и подводится/отводится металлорукавами (см. рис. 2, б). Внутренний диаметр ЖТ ( $d_{жт}$ ) составляет 100 мм.

Выходное сопло (поз. 10 на рис. 2), наиболее теплонпряженный узел, охлаждается водой. Диаметр сопла выбран так, чтобы обеспечить на расчетном режиме критический перепад давления.

### Результаты экспериментальных исследований с использованием однойзоны горения

Проведены экспериментальные исследования влияния средней скорости потока/времени пребывания реагентов в ЖТ на образование  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$ . Эксперимент проводился для температуры воздуха на входе  $450^\circ\text{C}$  и давления  $115\text{ кПа}$ . Минимальный коэффициент избытка воздуха составлял  $\alpha_{\text{кк}} = 1,6$ , что соответствует температуре газов на выходе  $1700^\circ\text{C}$ .

На рис. 3, а и б представлены зависимости  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  от температуры на выходе модельной МЭКС, полученные экспериментально при скоростях потока (по входным параметрам)  $19$  и  $24\text{ м/с}$ , соответственно.

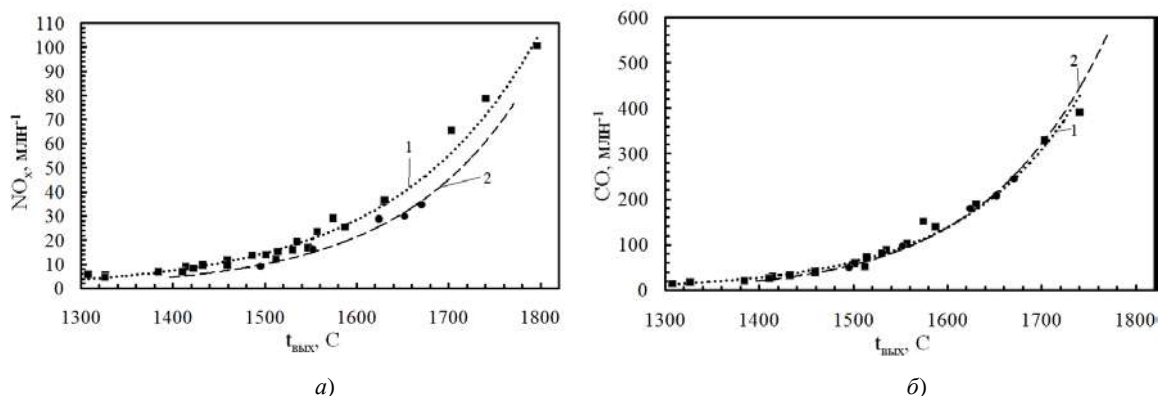


Рис. 3. Зависимости эмиссий  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  от температуры на выходе МЭКС при скоростях потока: 1 —  $19$ ; 2 —  $24\text{ м/с}$

Значения  $\text{NO}_x$ , получаемые при скорости потока  $24\text{ м/с}$  ниже, полученных при  $19\text{ м/с}$ , что согласуется с теорией. Зависимости по  $\text{CO}$  ( $t_{\text{вых}}$ ), построенные для разных скоростей потока, практически совпадают, что говорит о полностью завершённом процессе горения к выходному сечению МЭКС для обеих скоростей во всем диапазоне исследуемых температур на выходе из камеры сгорания.

Таким образом, для однозонного горения практически идеально перемешанной ТВС, значения  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  при температуре газов на выходе  $1700^\circ\text{C}$  и средней скорости потока в ЖТ  $\sim 19\text{--}20\text{ м/с}$  составили  $63$  и  $260\text{ млн}^{-1}$ , соответственно. При более низкой температуре газов на выходе  $\sim 1500^\circ\text{C}$ , значения эмиссий  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  составляют  $17$  и  $85\text{ млн}^{-1}$ , соответственно.

### Результаты экспериментальных исследований двухзонного горения

Экспериментальные исследования двухзонной модельной КС проведены при средней скорости потока в сечении ЖТ  $\sim 20\text{ м/с}$ . Скорости потока от  $18$  до  $22\text{ м/с}$  являются типичными для большинства МЭКС современных ГТУ.

Варьировалась концентрация ТВС первой зоны, и, соответственно, температуры, выходящих из нее газов.

Экспериментальные исследования проведены при температуре воздуха на входе  $450^\circ\text{C}$ , давлении  $115\text{ кПа}$  и коэффициенте избытка воздуха первой зоны от  $2,4$  до  $1,95$ , что соответствует температурам газов на выходе из первой зоны  $1350\text{--}1560^\circ\text{C}$ . Минимальный ко-



эффицент избытка воздуха двузонной модельной КС составил  $\alpha_{КС} = 1,6$ , что соответствует температуре газов на выходе  $1700\text{ }^\circ\text{C}$ .

На рис. 4 показаны зависимости  $\text{NO}_x$  от температуры газов на выходе из камеры сгорания, полученные при коэффициентах избытка воздуха первой зоны  $\alpha_{1\text{зоны}}$  от 2,4 до 1,95. Из рисунка видно, что вариант с бедной первой зоной  $\alpha_{1\text{зоны}} = 2,4$  не улучшает показатели по  $\text{NO}_x$ . При коэффициентах избытка воздуха первой зоны  $\alpha_{1\text{зоны}} \leq 2,25$  происходит снижение эмиссий  $\text{NO}_x$  относительно одной зоны горения. При этом чем выше температура газов на выходе из КС, тем значительнее эффект от использования двух зон. Наилучший результат для температуры газов на выходе  $1700\text{ }^\circ\text{C}$  получен при коэффициенте избытка воздуха первой зоны  $\alpha_{1\text{зоны}} \sim 1,95$ .

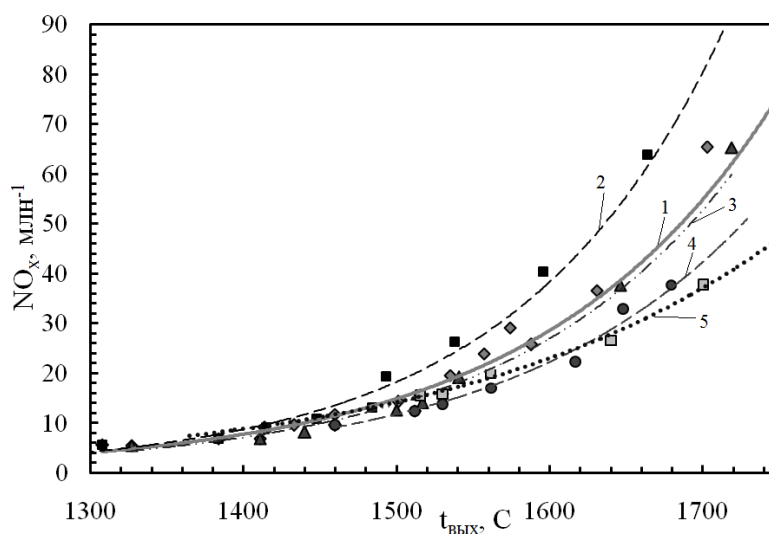


Рис. 4. Зависимости  $\text{NO}_x$  от температуры на выходе из модельной МЭКС для: 1 — одна зона горения; 2 —  $\alpha_{1\text{зоны}} = 2,4$ ; 3 —  $\alpha_{1\text{зоны}} = 2,25$ ; 4 —  $\alpha_{1\text{зоны}} = 2,0$ ; 5 —  $\alpha_{1\text{зоны}} = 1,95$

На рис. 5 показаны зависимости, приведенных к полученным при одной зоне горения и соответствующей выходной температуре газов значений  $\overline{\text{NO}}_x$  от коэффициента избытка воздуха первой зоны при температуре газов на выходе из модельной КС от  $1550$  до  $1700\text{ }^\circ\text{C}$ .

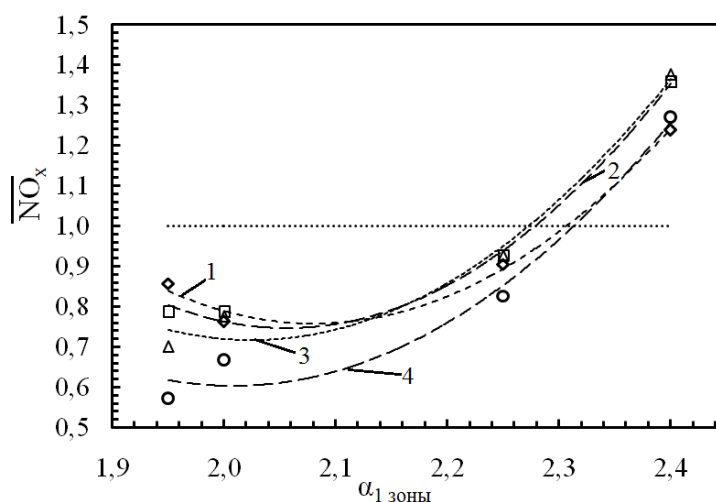


Рис. 5. Зависимости приведенных эмиссий  $\overline{\text{NO}}_x$  от температуры на выходе для: 1 —  $(\diamond)t_{\text{вых}} = 1550\text{ }^\circ\text{C}$ ; 2 —  $(\square)t_{\text{вых}} = 1600\text{ }^\circ\text{C}$ ; 3 —  $(\Delta)t_{\text{вых}} = 1650\text{ }^\circ\text{C}$ ; 4 —  $(\circ)t_{\text{вых}} = 1700\text{ }^\circ\text{C}$

Для температуры 1550 °С минимальные  $\overline{NO}_x \sim 0,76$  достигаются при  $\alpha_{1\text{зоны}} = 2,08$ , для 1650 °С  $\overline{NO}_x \sim 0,71$  при  $\alpha_{1\text{зоны}} = 2,0$ , а при 1700 °С  $\overline{NO}_x \sim 0,57$  при  $\alpha_{1\text{зоны}} = 1,95$ . Таким образом, для достижения минимальных  $NO_x$  на выходе из двухзонной камеры сгорания чем выше температура газов на выходе, тем более богатой должна быть первая зона горения.

За счет использования двухзонного последовательного горения для температуры газов на выходе 1700 °С эмиссии  $NO_x$  снизились на 45% и составили 36 млн<sup>-1</sup>. При температуре газов на выходе 1550 °С минимальные значения выбросов  $NO_x$  при использовании двух зон горения составили  $\sim 15$  млн<sup>-1</sup>.

### Выводы

Экспериментально подтверждена эффективность использования двух зон сжигания топлива для снижения выбросов как  $NO_x$  при температурах газов на выходе более 1350 °С, которая тем выше, чем выше температура газов на выходе.

Уменьшение времени пребывания ТВС в зоне горения является эффективным способом снижения выбросов  $NO_x$ . Чем выше средняя скорость потока в ЖТ, тем меньше образуется  $NO_x$  к выходному сечению во всем диапазоне выходных температур.

Чем выше температура газов на выходе/температура пламени, тем заметнее разница в значениях получаемых оксидов азота при разных скоростях потока, что связано с приближением к границе резкого роста термических  $NO_x$ .

Снижение выбросов  $NO_x$  достигает более 45% при использовании схемы двухступенчатого сжигания топлива.

### Список литературы

1. **Bulysova, L.A.** Parametric computational studies to decrease  $NO_x$  emissions in combustion of an ideal fuel air mixture with management of several stabilization zones [Text] / L.A. Bulysova, A.L. Berne, K.S. Pugach // Power Technology and Engineering. March, 2018. — Vol. 51. — No. 6. — P. 682–690.
2. **Булысова, Л.А.** Параметрические расчетные исследования по снижению эмиссий  $NO_x$  при последовательном сжигании идеальной топливоздушнoй смеси [Текст] / Л.А. Булысова, А.Л. Берне, К.С. Пугач // Электрические станции. — 2018. — № 2. — С. 25–31.
3. **Булысова, Л.А.** Параметрические расчетные исследования снижения эмиссий  $NO_x$  при организации последовательного сжигания топлива с диффузионной второй зоной [Текст] / Л.А. Булысова, А.Л. Берне, К.С. Пугач // Электрические станции. — 2108. — № 5. — С. 2–8.



## **ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ БЛОКОВ 800МВт СУРГУТСКОЙ ГРЭС-2 С ПРИМЕНЕНИЕМ БАЛАНСИРОВОЧНОГО СТАНКА МОДЕЛИ ВМ 90000 НА РЕМОНТАХ**

**Ю.М. ГРЕКОВ, Е.С. ТРУНИН**

(ООО «ДИАМЕХ 2000», г. Москва, Россия)

**Ф.А. ПАЛКИН, В.А. БАРИНОВ, К.С. СТОЯЛОВ, О.А. СТОРОЖЕВ**

(Сургутская ГРЭС, г. Сургут, Россия)

Сургутская ГРЭС-2 с блоками 800МВт наработала положительный опыт обеспечения виброненадежности мощных турбоагрегатов, который представляет интерес в части Технического обслуживания и Ремонта электростанций РФ.

В настоящей статье частично приводятся фрагменты (Л5) и показаны новые результаты в этом направлении.

Турбоагрегаты мощностью 800 МВт в вибрационном отношении являются агрегатами повышенной сложности.

К числу основных проблем, как правило, относят:

- сложность динамической системы валопровода, и, в особенности, его фрагмента «системы роторов низкого давления-ротор генератора», у которых ротор генератора работает между второй и третьей «критическими» скоростями;
- прогибы роторов среднего давления по типу «ползучести»;
- повышенная динамическая податливость опор цилиндров низкого давления (ЦНД);
- недостаточная статическая жесткость ЦНД-1, 2, 3;
- повышенная динамическая податливость задней опоры ротора генератора в осевом направлении.

Как показано в исследованиях (Л1) существенным также является взаимодействие цилиндров низкого давления с развитым мощным конденсатором, что позволяет их рассматривать как общую систему «ЦНД-1, 2, 3 + конденсатор».

Важным аспектом проблемы турбоагрегатов мощностью 800МВт является вибрационная неустойчивость (Л2).

Неустойчивость вибрации создает трудности в проведении виброналадочных работ и, прежде всего, в уравнивании валопровода в собственных подшипниках из-за изменений вибрации, появления «нагрузочных» векторов.

До недавнего времени обеспечение нормативного уровня вибрации блоков 800МВт достигалось за счет большого числа дорогостоящих балансировочных пусков, и применением на опорах дополнительных устройств — жесткостей в виде «талрепов», распоров и т.п.

Оснащение электростанций балансировочными станками типа ВМ 90000 производства «ДИАМЕХ2000» и корректное его использование смягчило остроту проблемы.

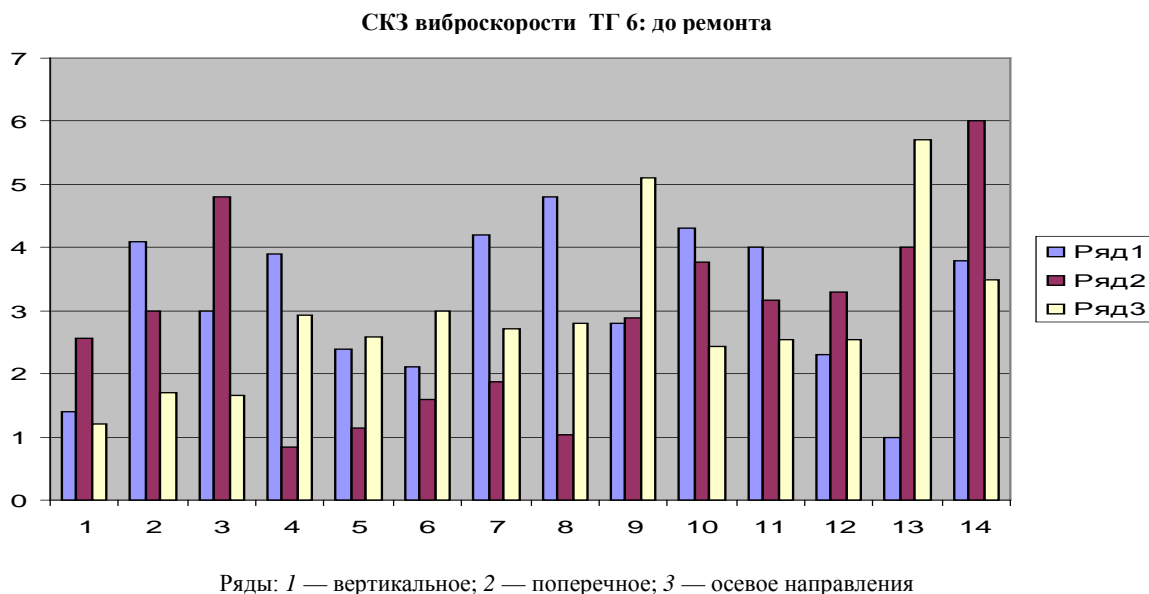
Методические аспекты использования балансировочного станка в процессе ремонта изложены в (Л3, Л4).

Сургутская ГРЭС-2 поддерживает нормативный уровень вибрации турбоагрегатов при активном применении балансировочного станка и ограниченном числе балансировочных пусков в собственных подшипниках, что в значительной части обеспечивается слаженной работой «ДИАМЕХ 2000», служб технической диагностики и ремонта станции, персонала, выполняющего ремонт турбоагрегата.

Ниже даются примеры виброналадки турбоагрегатов.

#### Виброналадка ТГ № 6. 2008 г.

Турбина К-800-240-5 с генератором ТВВ-800-2У3. Турбоагрегат прошел обследование перед ремонтом с использованием Мобильной Диагностической Системы (МДС) «ИЗУМРУД 2», а также данных стационарной системы виброконтроля, использовались данные АСУ ТП.



*Объем капитального ремонта.* Во время капитального ремонта (02.2008–07.2008) ТГ-6 К-800-240-5, был произведен типовой объем работ:

- ремонт роторов ВД и СД, с последующей динамической балансировкой данных роторов на станке с целью компенсации теплового прогиба ( $PВД-\delta = 0,15 \text{ мм}$ ,  $PCД-\delta = 0,24 \text{ мм}$ );
- установка «Г-образных» пластин бандажей лопаток последних ступеней РНД 1, 2, 3;
- вывод РГ со снятием бандажного кольца со стороны п-ка № 12, проведена динамическая балансировка ротора на станке.



*Комментарии.* Потребовалось 3 балансировочных пуска в собственных подшипниках с установкой распределенной системы грузов, один из пусков в период планового останова.

- На турбоагрегате существенные режимные факторы.

*Вибрация на ТГ6 в процессе эксплуатации всех опор соответствует ПТЭ не превышает по СКЗ виброскорости 3,0 мм/сек, на одном подшипнике 4,3 мм/сек.*

#### **Виброналадка ТГ № 2. 2011 г.**

Турбина К-800-240-5 с генератором ТВВ-800-2У3. Турбоагрегат прошел обследование перед ремонтом с анализом наработанной базы стационарной системы виброконтроля и данных АСУ ТП

*Балансировки на станке ВМ 90000 в период ремонта.*

Балансировка РНД-1. Вибрация на станке уменьшена в 3 раза. В основном сохранились заводские грузы и корректировались грузы на ступенях 35, 40.

Балансировка РНД-2. Вибрация на станке уменьшена в 3–4 раза. Сохранились в основном заводские грузы и корректировочный в процессе станочной балансировки.

Балансировка РНД-3. Вибрация на станке сохранилась по величине и фазе. В основном остались на роторе заводские грузы и необходимый корректирующий.

Балансировка ротора генератора. Вибрация на станке сохранилась по величине и фазе. В основном проведено суммирование грузов.

*Комментарии.* Потребовалось 2 балансировочных пуска в собственных подшипниках с установкой распределенной системы грузов, один из пусков в период планового останова.

*Вибрация на всех опорах ТГ-2 соответствует ПТЭ, на основных опорах СКЗ виброскорости не превышает 3,7 мм/сек.*

#### **Виброналадка ТГ № 1. 2015 г.**

Турбина К-800-240-5 с генератором ТВВ-800-2У3.

*Объем капитального ремонта.* Во время капитального ремонта (03.07.15.–01.10.15) ТГ-1, с целью компенсации теплового прогиба роторов ВД и СД была произведена динамическая балансировка данных роторов на балансировочном станке ВМ 90000.

В результате проведенной балансировки, остаточный дисбаланс РВД по опорам № 1, 2 уменьшен в 2,1–1,5 раз соответственно.

Остаточный дисбаланс по опорам РСД уменьшен в 1,6 раз.

- Проведены работы по динамической балансировке на балансировочном станке ВМ 90000 роторов низкого давления № 1, 2, 3.

- Проведен входной контроль остаточных дисбалансов роторов генератора и возбуждителя до ремонтных работ со снятием бандажных колец. После ремонта проведена динамическая балансировка на станке ВМ 90000.

*Комментарии.* Потребовалось 3 балансировочных пуска в собственных подшипниках с установкой распределенной системы грузов.

*Вибрация ТГ1 в процессе эксплуатации на всех опорах соответствует ПТЭ и не превышает по СКЗ виброскорости 3,3 мм/сек, на одном из подшипников 4,3 мм/сек за счет присутствия высокочастотной составляющей.*

#### **Виброналадка ТГ № 2. 2016 г.**

Турбина К-810-240-5. В 2016 г. (после модернизации генераторов произошла перемаркировка турбоагрегатов). Турбоагрегат прошел обследование перед ремонтом с использованием виброанализаторов «АГАТ М, КВАРЦ», а также данных стационарной системы виброконтроля, использовались данные АСУ ТП.

*Объем капитального ремонт:*

- во время капитального ремонта (12.05.16–12.09.16) ТГ-2, с целью компенсации теплового прогиба роторов ВД и СД проведена динамическая балансировка данных роторов на балансировочном станке ВМ 90000;
- проведены контрольные балансировки на балансировочном станке ВМ 90000 роторов низкого давления № 1, 2, 3, а так же роторов РГ и РВ.

*Комментарии.* Потребовалось 2 балансировочных пуска в собственных подшипниках с установкой распределенной системы грузов, один из пусков в период планового останова.

*Вибрация на ТГ-2 в процессе эксплуатации на всех опорах соответствует ПТЭ и не превышает по СКЗ виброскорости 3,7 мм/сек, на одном подшипнике 4,1 мм/сек.*

#### **Виброналадка ТГ № 4. 2017 г.**

Турбина К-810-240-5. Турбоагрегат прошел обследование перед ремонтом с использованием виброанализаторов «АГАТ М, КВАРЦ», а также данных стационарной системы виброконтроля, использовались данные АСУ ТП.

*Объем капитального ремонта:*

- во время капитального ремонта (13.05.17.–21.09.17.) ТГ-4, с целью компенсации теплового прогиба роторов ВД и СД была произведена динамическая балансировка данных роторов на балансировочном станке ВМ 90000;
- проведены работы по динамической балансировке на балансировочном станке ВМ 90000 роторов низкого давления № 1, 2, 3, а так же роторов РГ и РВ.

*Комментарии.* Потребовалось 3 балансировочных пуска в собственных подшипниках с установкой распределенной системы грузов.

*Вибрация на ТГ-4 в процессе эксплуатации на всех опорах соответствует ПТЭ и не превышает по СКЗ виброскорости 3,5 мм/сек, на одном из подшипников 4,1 мм/сек.*

#### **Виброналадка ТГ № 1. 2018 г.**

Турбина К-810-240-5. Турбоагрегат прошел обследование перед ремонтом с использованием виброанализаторов «АГАТ М, КВАРЦ», а также данных стационарной системы виброконтроля, использовались данные АСУ ТП.



Объем среднего ремонта (20.09.18.–17.11.2018):

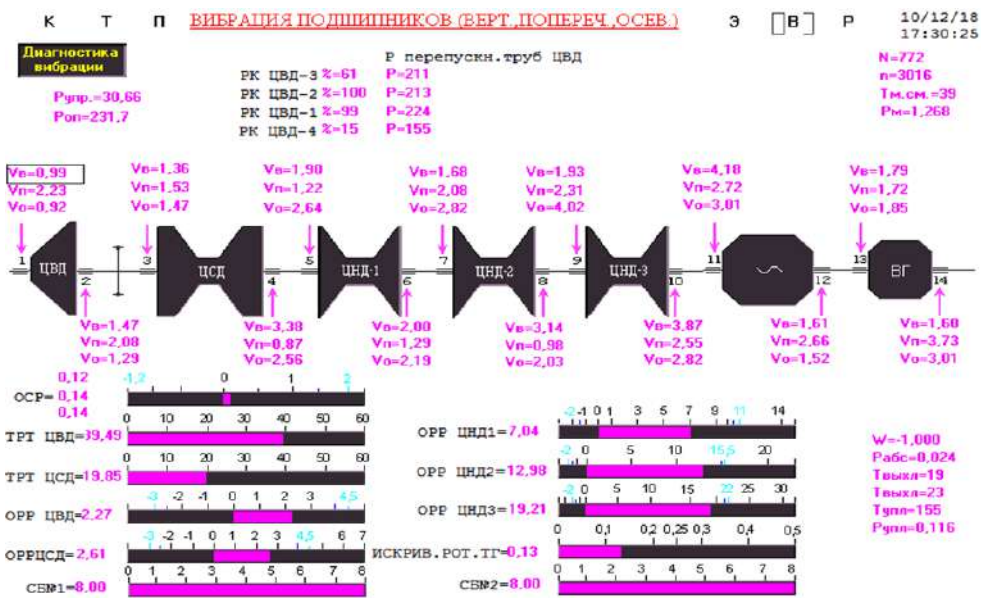
- выполнена замена ротор возбуждателя. произведен входной контроль остаточного дисбаланса РВ;
- выполнена замена лопаток ступени №22 ротора среднего давления (РСД);
- выполнена динамическая балансировка ротора среднего давления (РСД) на балансировочном станке ВМ90000.

Комментарии. Потребовался один балансировочный пуск в собственных подшипниках в режиме холостого хода для незначительной компенсации дисбаланса ротора возбуждателя.

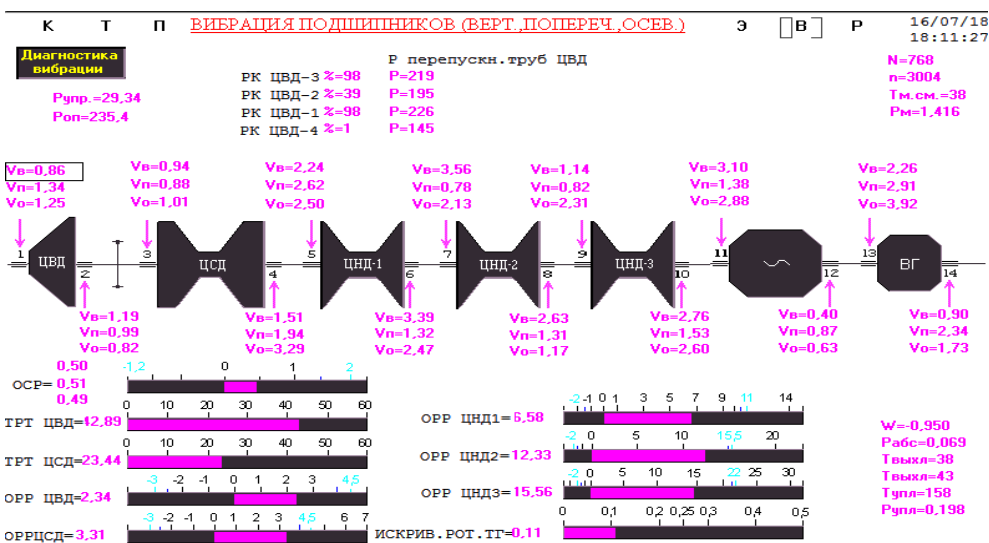
Вибрация на ТГ-1 в процессе эксплуатации на всех опорах соответствует ПТЭ и не превышает по СКЗ виброскорости 3,9 мм/сек, на одном подшипнике 4,1 мм/сек.

Вибрационное состояние турбоагрегатов Сургутской ГРЭС-2 2018 г.

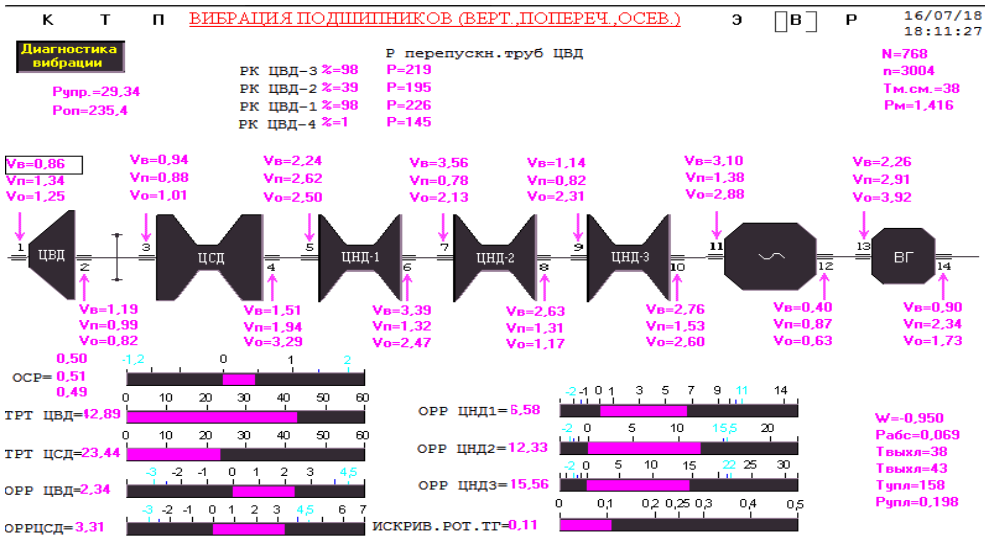
ТГ 1



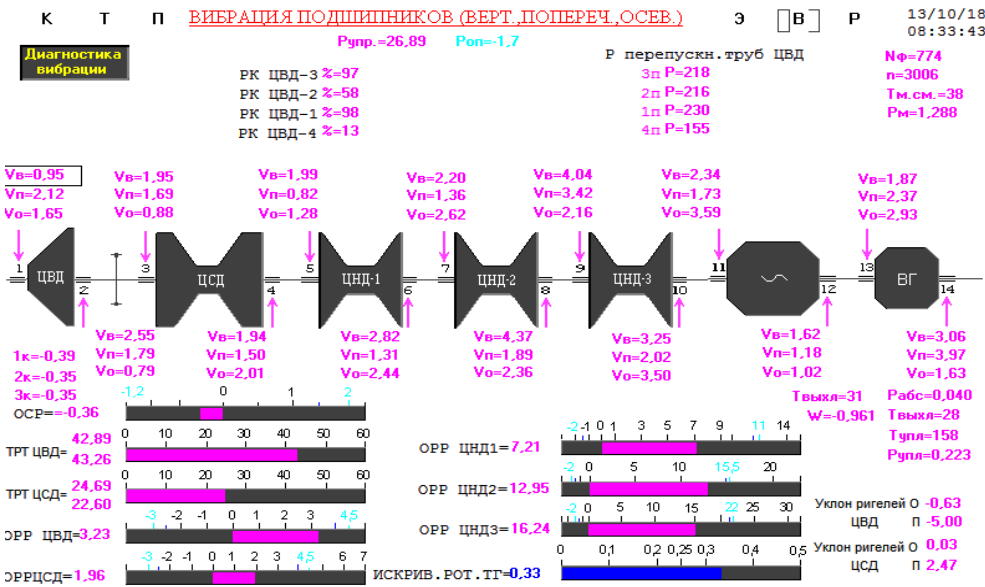
ТГ 2



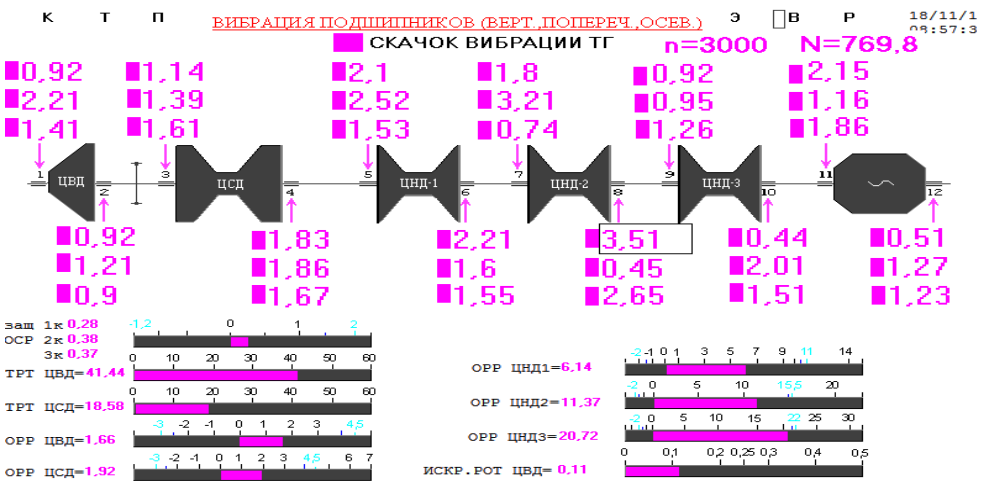
### ТГ3



### ТГ4

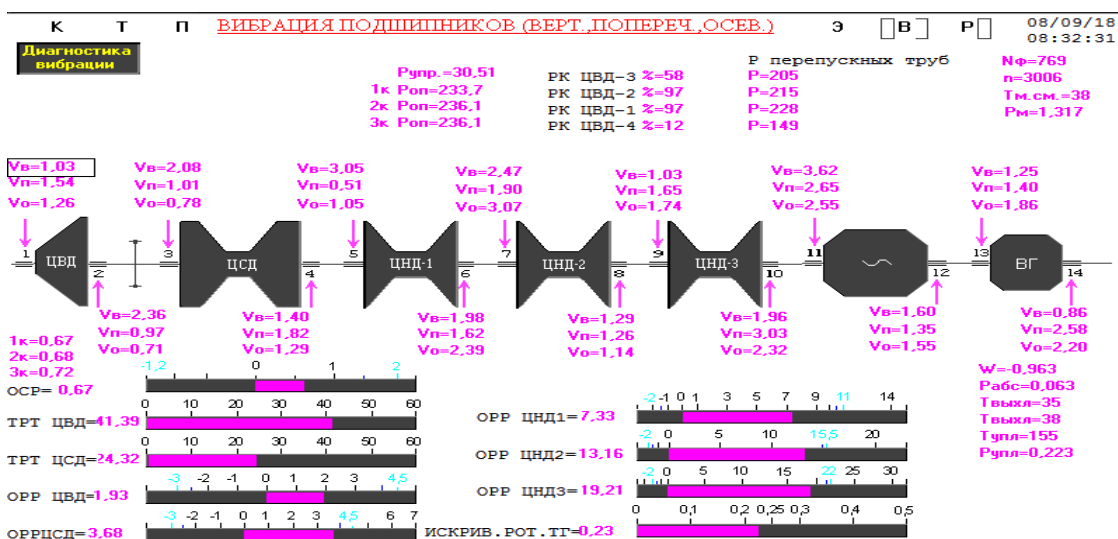


### ТГ5





## ТГ6



(Приложение — показания штатных систем под нагрузкой мм/сек).

### Выводы

1. Вибрационное состояние всех турбоагрегатов Сургутской ГРЭС-2 соответствуют ПТЭ и ГОСТУ 25364–97, а также ГОСТ Р 55285.2–2012 (ИСО 10816–2.2009).
2. Данный результат был достигнут благодаря проведению комплексных работ по виброналадке всех агрегатов. Наш практический опыт фиксирует, что при ремонте роторов в условиях станции необходимо использовать балансировочные станки, что позволяет с минимальными временными и материальными затратами вводить агрегаты в эксплуатацию.
3. В процессе ремонтов активно используется балансировочный станок типа ВМ 90000. Для принятия решения по остаточному уровню на станке проводится комплексный анализ с учетом исходной вибрации на всех режимах, внесенных дисбалансов в процессе ремонта, проводятся поверочные расчеты ожидаемых вибраций на «критических» и рабочих оборотах по имеющимся динамическим коэффициентам влияния (ДКВ).
4. Балансировка прогнутых (явление «ползучести») роторов высокого (РВД) и среднего (РСД) давления на станке ВМ 90000 показала высокую эффективность его использования. Реализуется принцип сохранения (при возможности) системы грузов, установленных при высокочастотной балансировке на заводе-изготовителе; данная система рассматривается, как базовая, соответствующая ровному ротору.
5. Расчет балансировочных грузов для компенсации прогибов — «ползучести», определяется характером биения ротора согласно методике (Л. 3 п. 4.5.9). Практика показала, что при этом вибрация на опорах РВД РСД существенно снижается и дополнительная балансировка на оборотах не требуется.
6. Практика станочных балансировок роторов низкого давления РНД-1-2-3 показывает, что дисбалансы на роторах имеют случайный характер и могут иметь, как статические так и динамические составляющие. В зависимости от характера и величины дисбалансов, балансировка выполняется как в крайних, так и с использованием средних плоскостей кор-

рекции. Фрагменты валопровода «РНД-1,-2-3-РГ» после балансировки его на станке, ведут себя менее определено из-за деформативности встроенных опор ЦНД, вызывающих расцентровки, появления нагрузочных векторов вибрации и т.д. Это требует необходимости балансировки в собственных опорах.

7. Отмечается эффективность использования балансировочного станка при устранении остаточной неуравновешенности роторов возбудителя после ремонта.

8. Низкоскоростная динамическая балансировка на станке роторов генератора эффективна при условии, что известны его вибрационные характеристики на критических и рабочих скоростях вращения. В случае их отсутствия осуществляется частичная компенсация дисбалансов по статической и моментной неуравновешенности на станке и дальнейшим проведением динамической балансировки ротора на второй критической и рабочей частоте вращения в собственных подшипниках. Остаточная неуравновешенность консольной части оценивается по уровню вибрации контактных колец РГ.

#### Список литературы

1. **Борисов, В.Н.** Повышение эксплуатационной надежности ЦНД турбин К-800-240-5 и диагностика системы «ЦНД-1, -2, -3 -конденсатора» Березовской ГРЭС-1 [Текст] / В.Н. Борисов, С.А. Райхель, В.И. Подкорытов, А.С. Шугай, Е.С. Трунин, В.А. Белозеров, Е.В. Кулешов // Электрические станции. — 2005. — № 7.
2. **Трунин, Е.С.** Комплексная диагностика и наладка турбоагрегатов К-800-240-5 ЛМЗ Березовской ГРЭС [Текст] / Е.С. Трунин, Ю.М. Греков, О.В. Березный, В.В. Белый, С.А. Райхель, А.П. Красильников, О.И. Гундерин // Электрические станции. — 2008. — № 7.
3. **СО 34.30 604–00.** Методические указания по балансировке многоопорных валопроводов турбоагрегатов на электростанциях. – Взамен РД 34.30.604–87. — М.: ВТИ. 2004.
4. Вибронадежность оборудования электростанций. Балансировочные станки для уравнивания роторов турбин и генераторов большой мощности в тепловой и атомной энергетике. Опыт использования и внедрения: отчет по результатам проведения Всероссийского научно-технического совещания-семинара: (Москва, 28.11.2006 г. РАО «ЕЭС России»). — М.: ДИАМЕХ 2000.
5. **Греков, Ю.М.** Комплексная виброналадка блоков 800 МВт. на Сургутской ГРЭС-2 с применением балансировочного станка модели VM 90000 [Текст] / Ю.М. Греков, И.И. Радчик, Е.С.Трунин.
6. **Замышляев, С.М.** Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций [Текст] / С.М. Замышляев, В.И. Скрипников, А.Н. Адаев // Сб. докл. VI научно-технической конференции. — М.: 2011.



## **ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДЕФЕКТОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ СЕРИИ ТЗВ В РЕЖИМЕ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ**

**И.Г. ШМАКОВ, Ю.Ю. ПЫХТИНА, Д.Н. ПАНФИЛОВ, П.Е. ПУПЫРЕВ, Ю.М. ПОСОХОВ**  
(ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

В условиях возрастающей конкуренции на рынке тепловой и электрической энергии повышение эффективности и надежности работы оборудования является актуальной задачей для генерирующих организаций. Практика технического обслуживания и ремонтов с заранее заданными периодами наработки между плановыми профилактическими и ремонтными работами имеет недостатки. В этом случае профилактические мероприятия и ремонты выполняются без учета фактического состояния оборудования в конкретных условиях его использования [1]. Это приводит, с одной стороны, к неоправданным затратам средств, а с другой — не исключает отказов по другим причинам в межремонтный период. Кроме того, турбогенератор принадлежит к списку основного оборудования энергетического блока ГРЭС и любые перебои в штатном режиме функционирования турбоагрегата ведут к серьезным штрафным санкциям [2]. Кроме того, станций стремятся к сокращению затрат по складам на хранение запасных частей или резервных агрегатов (или их элементов, отдельно статора, ротора, щеточного узла и т. д.). При использовании устаревших моделей в случае поломок срок восстановления может растянуться на недели или месяцы, так как найти резервы даже на других станциях становится труднее с каждым годом, а разовое производство устаревшего изделия будет занимать огромный срок в сложившемся технологическом цикле предприятия.

Таким образом, разработка алгоритмов технического диагностирования позволит:

- повысить безотказность работы оборудования за счет раннего обнаружения изменений состояния, обусловленных возникновением необратимых дефектов;
- сократить затраты на профилактические и, главное, вынужденные ремонты и оптимизацию режимов работы оборудования.

Целью настоящей работы является оценка возможности создания алгоритмов диагностирования и прогнозирования технического состояния турбогенератора ТЗВ для их реализации в форме облачных вычислений (SaaS-система), при которой подписчикам предоставляется готовое прикладное программное обеспечение, полностью обслуживаемое провай-

дером. Поставщик в этой модели самостоятельно управляет приложением, предоставляя заказчикам доступ к функциям с клиентских устройств.

Основное преимущество модели SaaS для потребителя услуги состоит в отсутствии затрат, связанных с установкой, обновлением и поддержкой работоспособности оборудования и работающего на нем программного обеспечения. Основными функциями разрабатываемой системой являются:

- ведение дистанционного мониторинга технического состояния работающего оборудования;
- расчет и анализ обобщенных (модельных) показателей работы оборудования;
- диагностирование и прогнозирование изменений технического состояния оборудования;
- обнаружение дефектов на ранней стадии их возникновения;
- выдача соответствующих рекомендаций для обоснования и планирования объемов технологических воздействий.

### Объект исследования

Оценка риска позволяет выделить критические группы энергетического оборудования и их отдельные элементы. Значительная часть публикаций по этой тематике относится к турбогенераторам [3, 4].

Турбогенераторы ТЗВ предназначены для выработки электроэнергии при непосредственном соединении с паровыми турбинами на тепловых электростанциях [5]. Турбогенераторы серии ТЗВ выполнены с полным водяным охлаждением активных частей.

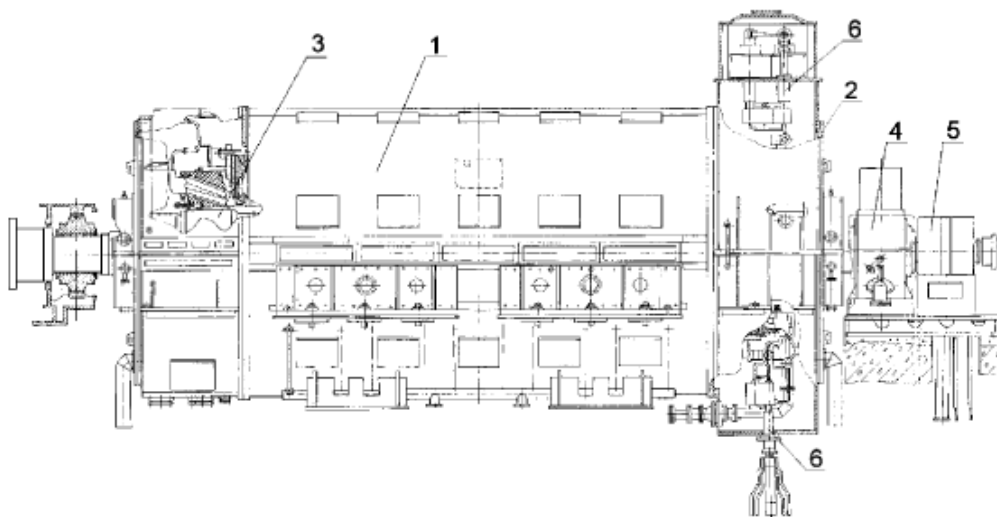


Рис. 1. Общая схема турбогенератора ТЗВ: 1 — статор; 2 — щит наружный с напорной и сливной камерами; 3 — ротор; 4 — подшипник; 5 — аппарат щеточно-контактный; 6 — вывод концевой

Статор турбогенератора состоит из средней части и двух концевых частей. Сопрягаемые части корпуса статора турбогенератора в разъемах уплотнены резиновым шнуром. Вал ротора на выходе из наружных щитов имеет гидрозатворы в системе водяного охлаждения обмоток ротора, действующее только при частоте вращения ротора более 1000 об/мин.

Отличительной особенностью турбогенераторов серии ТЗВ является оригинальная система водяного охлаждения обмотки возбуждения и демпферной системы ротора, сердечника и ребер статора, нажимных колец, концевых частей корпуса генератора. В качестве охлаждающей среды используется дистиллят и конденсат турбины (концевые части). Корпус турбогенератора заполнен воздухом. Циркуляция воздуха в генераторе обеспечивается системой осушки.

### Диагностика основного дефекта

Понятие о типичных дефектах основано на известном составе дефектов ЭО (энергетическое оборудование) и повторяемости ряда дефектов, приводившим к отказам, для ЭО одного типа и даже различных типов, а также на анализе конструкции и условий эксплуатации.

Список наиболее типичных дефектов турбогенераторов:

- повреждения масляных уплотнений вала;
- ослабление креплений лобовых частей обмотки статора;
- ослабление прессовки и «распушение» крайних пакетов сердечника статора;
- повреждения внутренних элементов системы охлаждения обмотки статора;
- износ контактных колец;
- ослабление креплений обмотки статора в пазах;
- дефекты балансировки ротора;
- повреждения токоподвода ротора;
- технологические дефекты изоляции обмотки статора;
- трещины в валу ротора;
- трещины в деталях бандажных узлов ротора;
- нарушение показаний датчиков или плавающие сбои системы АСУТП.

Согласно статистическому исследованию [6] распределение количества отказов ТГ ТЗВ по узлам: статор — 57, ротор и ЩКА — 43. Комплексный анализ причин повреждения турбогенератора ТЗВ-800 показывает, что большая часть дефектов возникает в следствие явления увлажнения. Так, достаточно часто фиксируются протечки в роторе, приводящие к пагубному воздействию влаги на изоляцию статора.

### Инженерная модель формирования и развития основного дефекта

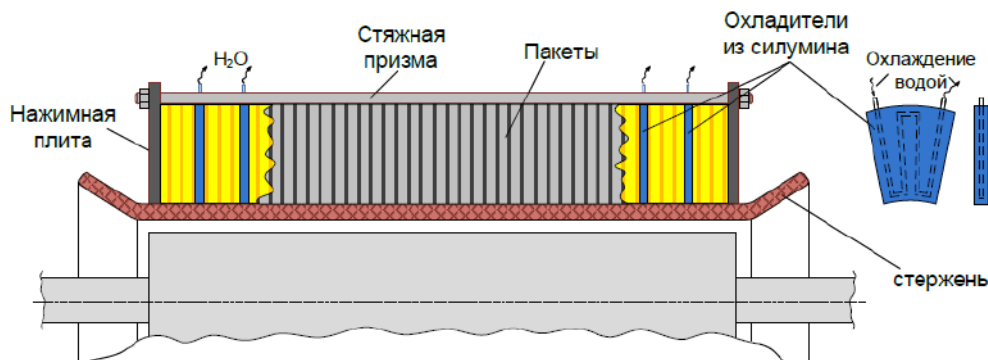


Рис. 2. Конструкция генератора ТЗВ-800

Формирование и развитие основного дефекта турбогенератора ТЗВ-800 можно условно разделить на три этапа. На первом этапе в результате вибрационных воздействии от сердечника повреждаются установленные пакеты. Второй этап: продолжительные виброударные воздействия вызывают появление и развитие трещин в медных трубках и изоляции. На третьем этапе происходит появление течи, и, следовательно, увлажнение изоляции. Блок-схема развития дефекта представлена на рис. 3.

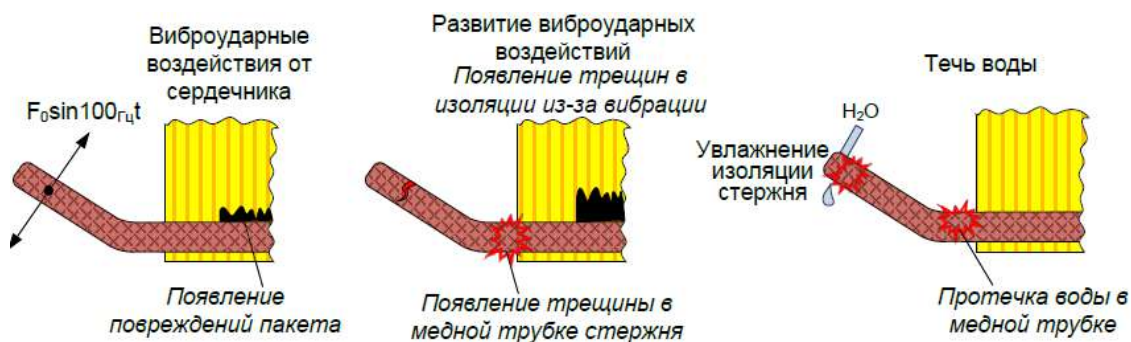


Рис. 3. Этапы формирования и развития основного дефекта турбогенератора ТЗВ-800

### Изменения технического состояния по этапам. Вероятные изменения характеристик явлений

В соответствии с вышеуказанным сценарием имеют место явления, развивающиеся следующим образом:

1. Появление в сердечнике зон разрушения крепления пакетов со следующими характеристиками:

- ростом числа зон разрушения;
- увеличением размера отдельной зоны.

Указанная динамика будет ухудшать техническое состояние, т. е. снижать общий индекс технического состояние (ИТС).

2. Трещины в медной трубке с протечкой воды в изоляцию.

В зависимости от величины (размера) трещины протечка может иметь различный характер. При малой течи воды и в следствие того, что температура стержня составляет около 60-70 °С, увлажненный участок может испариться и высохнуть. В свою очередь, различные режимы нагрузки турбины могут приводить к периодически возникающим увлажнениям. При большом выделении воды происходит пробой и значение ИТС в этот момент падает до нуля.

### Оценка технического состояния при разрушении креплений и нагреве зоны спекания пластин

При возникновении зон разрушения между пластинами пакета образуется контакт, и это обуславливает их нагревание. Возникновение этого явления подтверждается анализом дан-

ных ремонтов, показавших, что в зонах механических дефектов имеют место значительные нагревы участка пазов (вставка на рис. 4).

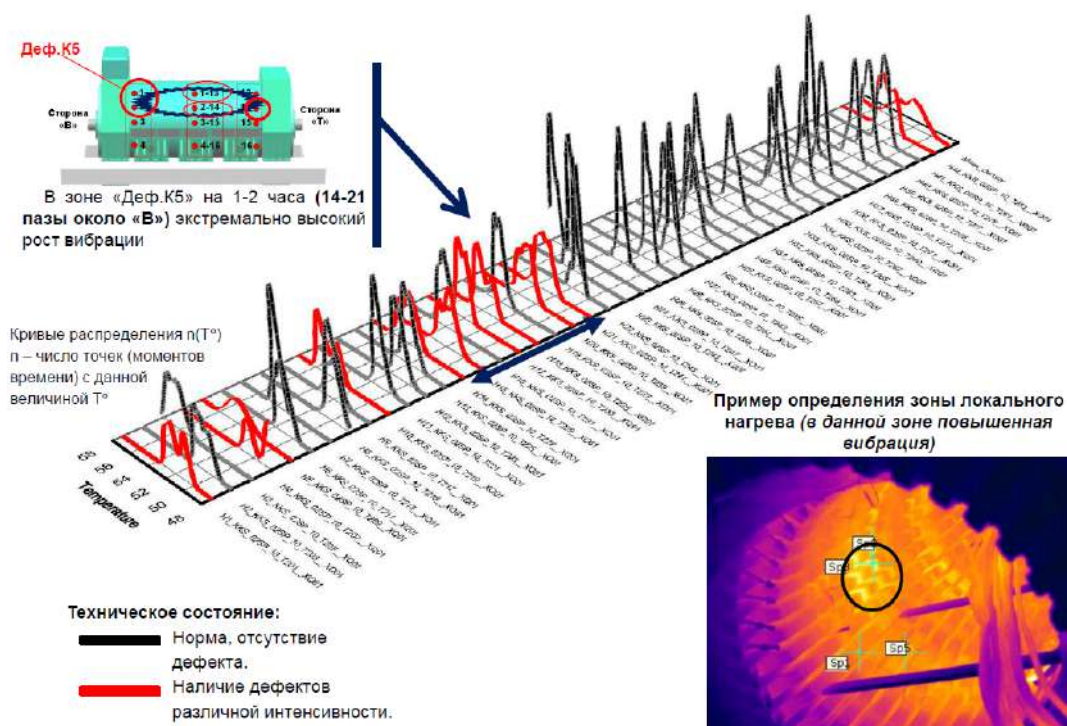


Рис. 4. Сравнение результата статистического анализа временных зависимостей температуры стержней в пазах ТЗВ-800 Пермской ГРЭС и результатов комплексного экспертного инженерного исследования

Таким образом, имеется возможность определения дополнительных зон локального нагрева, которые возникают в спинке сердечника из-за разрушения крепления типа «ласточкин хвост». Для стержня с наличием такой зоны фиксируется измерение функции распределения числа моментов времени от температуры. В результате анализа данных о временной зависимости температуры, полученной от штатной АСУТП, сделано заключение о практической возможности определения дефектов сердечника статора.

Проведенный статистический анализ распределений моментов времени с данной температурой от ее величины показал, что с наличием дефекта фиксируются бимодальные распределения [7, 8], а при отсутствии дефекта — одномодальные. При этом важно выделять участки «правых хвостов», как наиболее информативные для выявления дефектов.

По данным измерений температур пазов на ТЗВ-800 в «критическом состоянии» можно определить (рис. 4):

Зоны с дефектами:

- Зона **«критического дефекта»** — от пазы № 14 до пазы №21 (т. е. на участке 8 стержней имеет место «расширенное пространство» с дефектами).
- **«Малозначительные дефекты»** — в двух зонах: пазы 4 и 5, 1 и 42.
- **«Аномалия»** — аномалия в пазу № 10.

### Балльные оценки

Используя данные по количеству пазов, для которых функция распределения температуры имеет высокий индекс бимодальности, возможно предложить следующую систему балльных оценок технического состояния турбогенератора ТЗВ-800 в критическом состоянии (табл. 1).

Таблица 1

Число пазов с дефектом	6–8	5–3	2	1
Балл	1	2	3	4

### Прогноз технического состояния

Прогнозирование — анализ признаков неисправностей с целью оценки изменения состояния машины в будущие моменты времени и минимального периода ее безаварийной эксплуатации [9].

Прогноз представляет собой оценку времени до отказа и вероятности единичного или множественного отказа вследствие неисправностей (повреждений), имеющих место в настоящий момент или ожидаемых в будущем. Прогноз основывается на подтвержденных опытом знаниях о процессах развития неисправностей разного вида. Задача прогноза — дать пользователю возможность оценить остаточный ресурс машины с достаточной степенью достоверности. Прогноз также может быть использован оператором машины для принятия решения, позволяющего предотвратить возможный отказ, выполнения корректирующих действий, позволяющих продлить срок службы машины, или просто для использования имеющегося резерва времени, чтобы подготовиться к надвигающемуся отказу. Эффективность прогноза зависит от того, насколько хорошо известны и описаны моделью виды неисправностей и отказов для машин данного вида, как они зависят от срока службы и конструктивного исполнения конкретной машины, каким образом они развиваются во времени.

Отказы определяют по контролируемым параметрам. Однако одних только данных диагностики для составления прогноза недостаточно. Общая процедура составления прогноза включает в себя следующие основные моменты:

- а) определение конечной точки (обычно точки останова машины);
- б) наблюдение изменения параметров и оценка скорости развития повреждения;
- в) определение текущего технического состояния;
- г) получение оценки времени до отказа или остаточного ресурса машины;
- е) установление горизонта прогнозирования события.

Важно отличать прогнозирование от диагностирования. Если диагностирование по своей природе ретроспективно, т. е. основывается на имеющихся данных в конкретный момент времени, то прогнозирование имеет дело с данными в будущем и должно учитывать:

- виды единичных и множественных отказов, а также скорости развития неисправностей;
- критерии зарождения неисправностей разных видов;
- роль имеющихся отказов в зарождении будущих отказов;



- взаимосвязь между развивающимися неисправностями и скоростью их развития;
- чувствительность процедур мониторинга к обнаружению развивающихся неисправностей и будущих отказов и к изменениям технического состояния;
- возможность изменения процедуры мониторинга для лучшего учета существенных факторов;
- влияние операций по техническому обслуживанию и условий работы машины;
- условия и допущения, при которых прогноз остается достоверным.

Отдельными вопросами, представляющими интерес в рамках модели прогнозирования, являются: ухудшение показателей эффективности работы машин, прогнозируемое число циклов работы машины, остаточный ресурс.

Рис. 5 иллюстрирует соотношение между прогнозированием и диагностированием на интервале развития отказов в машине. На рис. 6 те же понятия рассматриваются через исполняемые процедуры.

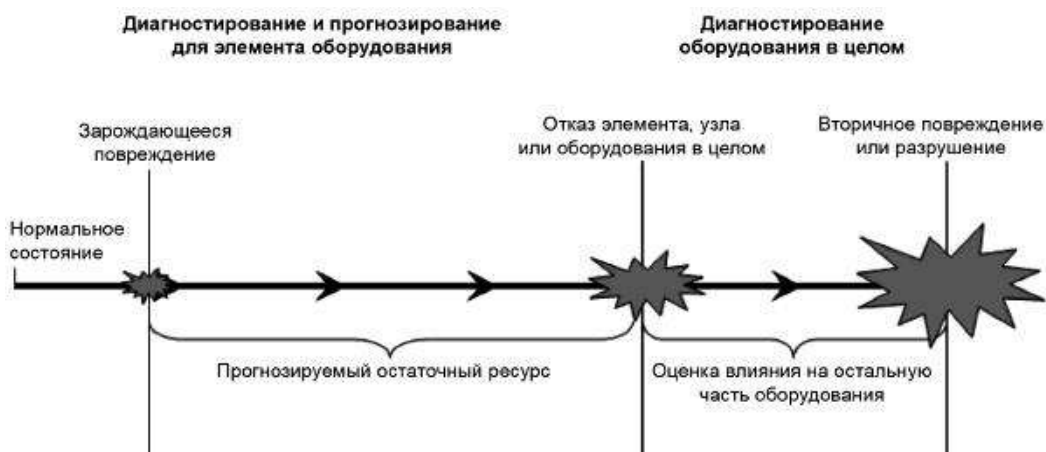


Рис. 5. Временная линия, описывающая порядок диагностирования и прогнозирования



Рис. 6. Блок-схема диагностирования и прогнозирования развития отказов

### Анализ динамики изменений увлажнения изоляции турбогенератора перед повреждением

Увлажнение изоляции турбогенератора ТЗВ-800 контролируется специализированной системой контроля — СКУИ, получающей данные с одного датчика на стороне «Т» и трех датчиков на стороне «В».

На рис. 7 показано характерное развитие явления увлажнения.

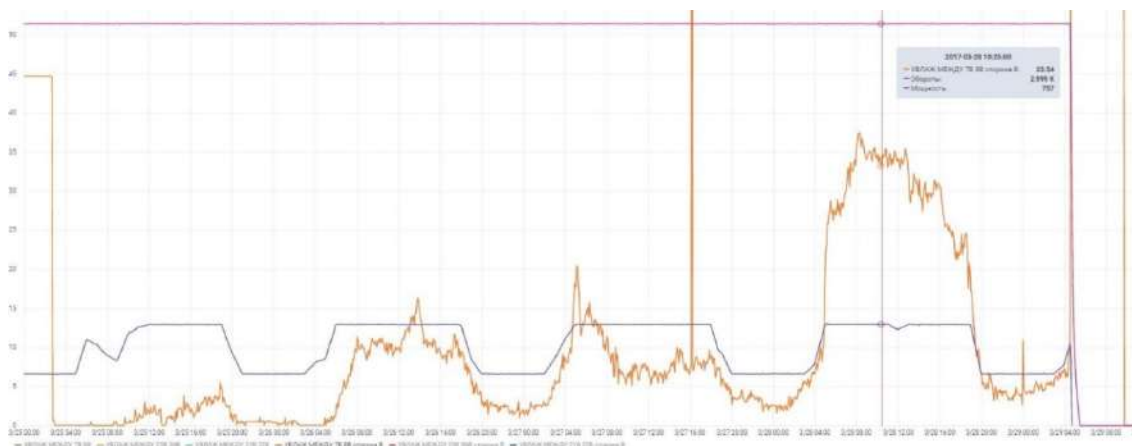


Рис. 7. Явление увлажнения изоляции, фиксируемое СКУИ

Данные рис. 7 позволяют установить четкую корреляцию между увлажнением и техническим состоянием турбогенератора, которое может меняться от «нормального» до «предварийного». В связи с этим, появляется возможность создать систему балльных оценок, опирающихся на показания СКУИ (табл. 2).

Таблица 2

Диапазон увлажнения, о.е.	60–50	50–30	30–20	10
Балл	1	2	3	4

Стоит отметить, что изменение влажности изоляции с течением времени при наличии дефекта имеет периодический характер с нарастающей амплитудой. Это может объясняться тем, что при малой течи и температуре порядка 60 °С влага просто испаряется. Возможно, дополнительным фактором является изменение режимов нагрузки турбины, т. к. согласно рис. 7 имеет место явная корреляция между параметром вырабатываемой мощности и индексом увлажнения СКУИ.

Длительность развития дефекта от момента возникновения (первой фиксации увлажнения) до отказа турбогенератора составляет несколько дней. Из-за такой относительно малой скорости развития этого дефекта возможен эффективный прогноз возникновения отказа, который основан на экстраполяции тренда максимальных значений. Такой подход



позволяет заблаговременно принять необходимые меры по устранению неисправностей и минимизировать экономические риски, связанные с незапланированным остановом оборудования.

Для более точного прогнозирования необходим определенный набор статистики. Предсказание и, в некоторых случаях, диагностирование дефектов требует серьезной базы исторических данных. Так, для создания системы диагностики дефектов на основе ИИ необходимы размеченные данные. Разметка осуществляется специалистами профессиональной области вручную.

### Выводы

Показана возможность разработки алгоритмов непрерывного диагностирования и прогноза дефектов турбогенератора ТЗВ-800 с использованием данных штатной АСУТП. Предлагаемые алгоритмы планируется использовать в составе разрабатываемой в настоящее время SaaS-системы для действующего энергоблока мощностью 800 МВт.

Архитектурное решение программно-аппаратного комплекса позволяет контролировать, поддерживать и развивать имеющуюся систему без внесения серьезных громоздких и дорогих изменений или простоев на стороне заказчика, обеспечивая тем самым планомерное совершенствование алгоритмов искусственного-интеллекта для диагностики и прогнозирования. Ожидается, что использование разрабатываемой системы в режиме on-line позволит сэкономить средства, обычно требующиеся для развертывания нештатных систем контроля, сократить затраты за счет снижения эксплуатационных рисков, остановов и внеплановых осмотров.

### Список литературы

1. **Аксенов, Ю.П.** Применение диагностики для определения объема ремонта турбогенераторов [Текст] / Ю.П. Аксенов [и др.] // Электротехника, электроэнергетика, электротехническая промышленность. — 2009. — № 2. — С. 27–36.
2. Экономика и управление в современной электроэнергетике [Текст]: под ред. А.Б. Чубайса, Е.В. Аметистова, Ю.А. Удальцова, Я.М. Уринсона. — М.: НП «КОНЦ ЕЭС», 2008.
3. **Самородов, Ю.Н.** Дефекты и неисправности генераторов [Текст] / Ю.Н. Самородов // приложение к журналу «Энергетик». — № 9 (81) [Библиотечка электротехника] — М.: НТФ «Энергопрогресс», 2005.
4. **Самородов, Ю.Н.** Риски повреждения турбогенераторов [Текст] / Ю.Н. Самородов // приложение к журналу «Энергетик». — № 3 (147) [Библиотечка электротехника] — М.: НТФ «Энергопрогресс», 2011.
5. **СТО 70238424.29.160.20.012–2009.** Турбогенераторы серии ТЗВ. Групповые технические условия на капитальный ремонт. Нормы и требования. — Москва, 2010.
6. **Zhang, C.** Bimodality in tropical water vapour [Text] / C. Zhang, B.E. Mapes and B.J. Soden // Q. J. R. Meteorol. Soc., 129: 2847–2866. doi: 10.1256/qj. 02.166.
7. Bimodality\_coefficient [Электронный ресурс]: — // Режим доступа: <https://cran.r-project.org/web/packages/modes/modes.pdf>.
8. **ГОСТ Р ИСО 13381-1–2016.** Контроль состояния и диагностика машин. Прогнозирование технического состояния. Часть 1. Общее руководство. Взамен ГОСТ Р ИСО 13381-1–2011.

## **ПРОВЕДЕНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС И ТЭЦ С ПОМОЩЬЮ МНОГОКАНАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ СБОРА ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ МСДИ И ВЕРИФИКАЦИЯ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ В ПРОГРАММНОЙ СРЕДЕ «BOILER DESIGNER»**

**М.В. ЛАЗАРЕВ, С.В. ЕРМАКОВА, М.В. ЛАЗАРЕВА** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)  
**К.Е. БУГЛАЕВ** (ЗАО «КомЭНС», г. Москва, Россия)

Тепловые испытания паровых турбин и оборудования энергоблоков проводятся в основном для подтверждения показателей тепловой экономичности гарантированных поставщиком оборудования при его реконструкции или модернизации. Также в соответствии с п. 4.4.35. ПТЭ РФ тепловые испытания паровых турбин должны проводиться периодически в процессе эксплуатации (не реже 1 раза в 3–4 года) на подтверждение соответствия нормативным характеристикам.

Для выполнения поставленных задач в дополнение к штатным средствам контроля технологических параметров требуется применение специального многоканального измерительного комплекса, в состав которого входят измерительные средства повышенного класса точности, что существенно снижает погрешность определения конечных показателей экономичности.

Для осуществления измерений технологических параметров при проведении тепловых испытаний турбоустановок и оборудования энергоблоков различной мощности может быть использована специальная многоканальная измерительно-информационная система МСДИ.

Система позволяет в режиме реального времени фиксировать до 256 параметров (датчики давления и температуры, возможно подключение расходомерных устройств с токовым сигналом) работы оборудования тепловой схемы турбоустановки.

Система впервые была применена и хорошо себя зарекомендовала при проведении гарантийных и тепловых испытаний турбоустановок и энергоблоков Конаковской ГРЭС.

Схема измерений при испытаниях представлена на рис. 1. При испытаниях значения измеренных параметров собираются в единый информационный массив и передаются на компьютер.

Проведение испытаний оборудования с помощью измерительного комплекса МСДИ дает объективную оценку состояния энергоблока по показателям тепловой экономичности не только на текущий момент. Используя фактические данные испытаний, по балансовым

расчетам тепловой схемы в программной среде «Boiler Designer» может быть получено изменение экономичности оборудования во время эксплуатации, оценена эффективность проведенного ремонта.

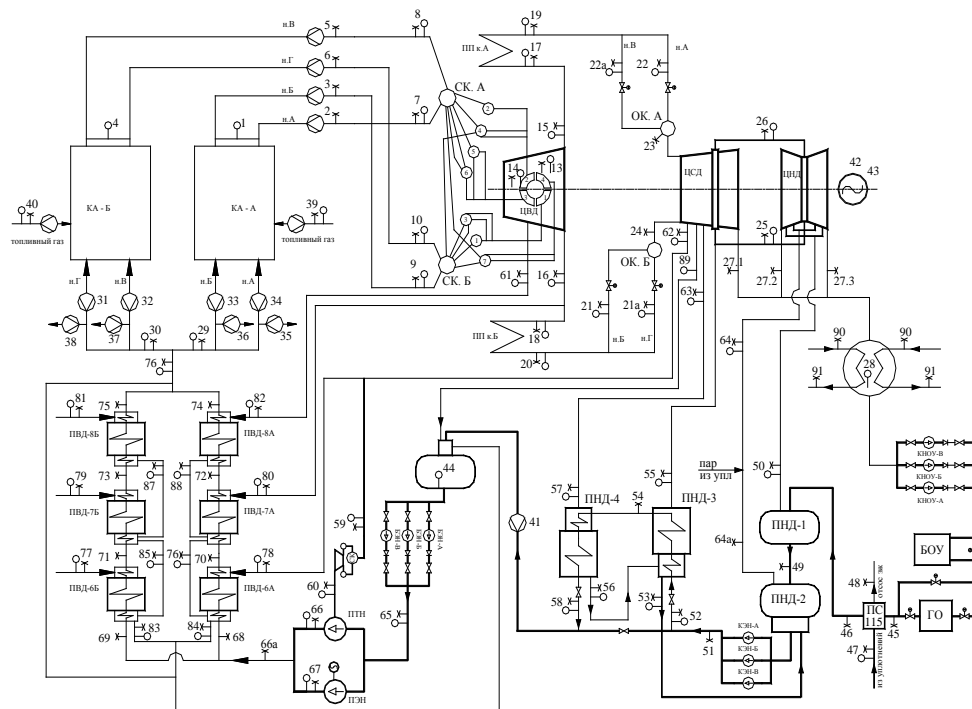


Рис. 1. Схема измерений при испытаниях

Программа «Boiler Designer» предназначена для конструирования и последующего статического и динамического расчетов теплоэнергетических объектов. В ней содержится свыше 100 унифицированных элементов (топка, поверхности нагрева различного типа, впрыски, турбина, подогреватели, насосы, трубопроводы с различными видами гидравлических сопротивлений, регуляторы и т. д.). С помощью этих элементов может быть собрана любая тепловая схема. В результате работы программы из элементов создается математическая модель энергетического объекта, позволяющая выполнить расчеты, необходимые при проектировании, наладке и последующей эксплуатации.

Ниже приведен пример адаптации полученных с помощью измерительного комплекса МСДИ данных испытаний к модели тепловой схемы турбоустановки и блока 300 МВт по программе «Boiler Designer», а также расчет ТЭП с использованием математической модели.

Рассматриваемый энергоблок состоит из котла Пп-950-255-ГМ (ПК-41) Подольского машиностроительного завода, турбоагрегата К-325-240-7МР ЛМЗ.

На основании данных заводов-изготовителей была разработана математическая модель энергоблока.

Адаптация модели к фактическим данным блоков была произведена на основании результатов испытаний.

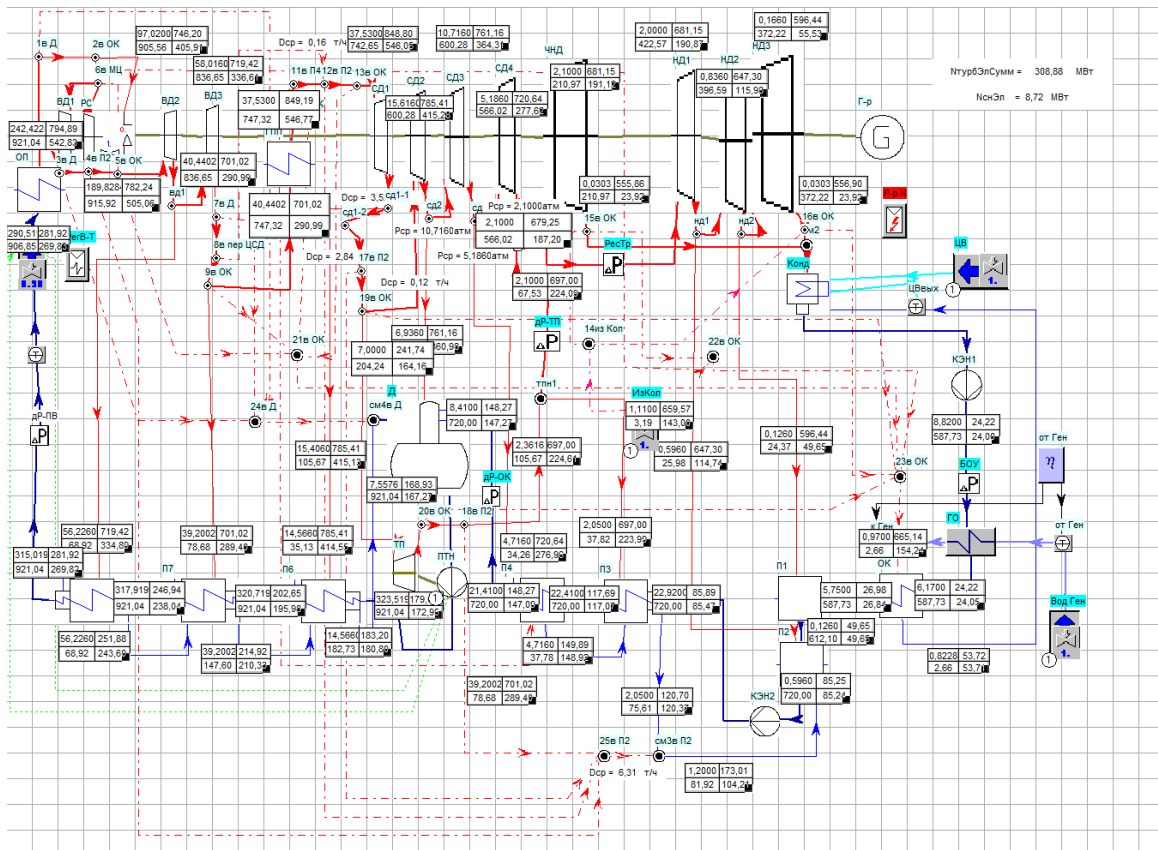


Рис. 2. Математическая модель блока с турбиной К-325-240 для режима 308,88 МВт

Адаптация модели к фактическим данным блоков была произведена на основании результатов испытаний.

Мощность и основные параметры работы блока, полученные при его испытаниях на различных режимах, вводились в предварительно собранную математическую модель блока. Далее для указанных параметров и мощности блока в программном комплексе определялись необходимые для такого режима работы расход пара, расход газа и технико-экономические показатели, соответствующие этому режиму (удельный расход тепла на выработку электроэнергии и КПД).

Указанные расчеты были проведены для режима 308,88 МВт.

На рис. 2 представлена схема математической модели блока с турбиной К-325-240 для режима 308,88 МВт.

В табл. 1 представлены основные параметры работы блока для режима 308,88 МВт, полученные при испытаниях, и те же параметры, полученные при моделировании для аналогичного режима в программе «Boiler Designer».

Анализ полученных результатов показал работоспособность схемы и хорошую возможность ее адаптации к данным, полученным в результате испытаний. Относительная погрешность в определении основных ТЭП по расчетной модели составила менее 1%.



Таблица 1

**Основные параметры работы блока для режима 308,88 МВт,  
экспериментальные и по математической модели**

Параметр	Размерность	Испытания	Модель
Р <sub>ОП</sub> за котлом	кгс/см <sup>2</sup>	252,53	252,53
Р перед СК ЦВД	кгс/см <sup>2</sup>	242,42	242,42
t перед СК ЦВД	°С	542,83	542,83
Р <sub>рег.ст</sub>	кгс/см <sup>2</sup>	189,83	189,83
Р <sub>заЦВД</sub>	кгс/см <sup>2</sup>	40,44	40,44
t <sub>заЦВД</sub>	°С	290,99	290,99
Р <sub>ХПП</sub>	кгс/см <sup>2</sup>	40,16	40,16
t <sub>ХПП</sub>	°С	298,32	297,63
Р <sub>ГПП</sub>	кгс/см <sup>2</sup>	38,33	38,33
Р <sub>п/п</sub> перед СК ЦСД	кгс/см <sup>2</sup>	37,35	37,53
t <sub>п/п</sub> перед СК ЦСД	°С	546,94	546,77
Р <sub>заЦСД</sub>	кгс/см <sup>2</sup>	2,1	2,1
t <sub>заЦСД</sub>	°С	187,28	187,20
Р <sub>КОНД</sub>	кгс/см <sup>2</sup>	0,0303	0,0303
Р <sub>ПВ</sub> перед К	кгс/см <sup>2</sup>	285,52	285,52
t <sub>ПВ</sub> перед К	°С	269,82	269,83
Р <sub>ПВ</sub> за ПТН	кгс/см <sup>2</sup>	323,52	323,52
Q <sub>нр</sub>	ккал/м <sup>3</sup>	8037	8037
t <sub>1</sub> ЦВ	°С	0,76	0,76
t <sub>2</sub> ЦВ	°С	17,0	16,89
G <sub>ЦВ</sub>	т/ч	28641	28641
N <sub>э</sub>	МВт	308,88	308,88
N <sub>сн</sub>	МВт	8,72	8,72
КПД ЦВД	%	84,18	84,23
КПД ЦСД	%	90,5	90,33
G <sub>0</sub>	т/ч	961,85	961,04
G <sub>пп</sub>	т/ч	-	747,32
N <sub>ПТН</sub>	МВт	-	10,86
V <sub>газа</sub>	тыс.нм <sup>3</sup> /ч	78,8	78,8
Q <sub>ТА</sub> брутто	ккал/кВт·ч	-	1888,43
Q <sub>ТА</sub> брутто (с учетом ПТН)	ккал/кВт·ч	-	1822,00
Q <sub>ТА</sub> нетто	ккал/кВт·ч	-	1943,28
Q <sub>ТА</sub> нетто (с учетом ПТН)	ккал/кВт·ч	-	1874,92

Система МСДИ, указанная выше, предназначена для сбора и накопления в течение длительного времени измерительной информации, поступающей от большого количества первичных преобразователей физических величин (датчиков) различного типа.

Система обеспечивает регистрацию указанных параметров в течение длительного времени в автономном режиме (без участия обслуживающего персонала).

МСДИ представляет собой комплект аппаратных и программных средств составляющих распределенную систему сбора аналоговой измерительной информации, состоящую из необходимого количества отдельных блоков (крейтов), каждый из которых может содержать до 6 многоканальных измерительных модулей (ИМ).

Измерительные модули представляют собой компактные интеллектуальные устройства обработки сигналов датчиков, специально разработанные для применения в промышленных условиях.

Все измерительные модули имеют встроенный микропроцессор, что позволяет выполнять нормализацию сигналов, преобразование данных и их передачу по внешнему последовательному интерфейсу RS-485.

Все измерительные модули имеют гальваническую развязку по цепям питания и интерфейса RS-485, сторожевой таймер, программную установку параметров.

Все крейты МСДИ соединяются между собой однотипными кабелями (две витые пары). Соединение может производиться в произвольной последовательности.

Сбор измерительной информации может осуществляться как персональным компьютером, так и автономным блоком сбора и накопления информации.

В случае применения персонального компьютера в состав системы включается блок сопряжения, представляющий собой изолирующий преобразователь интерфейсов USB-RS485.

Автономный блок сбора представляет собой блок, подключаемый вместо блока сопряжения с компьютером. В этом случае накопленная информация может быть записана на USB-накопитель.

Для питания системы от сети переменного тока применяется отдельный блок питания.

Структурная схема МСДИ представлена на рис. 3.

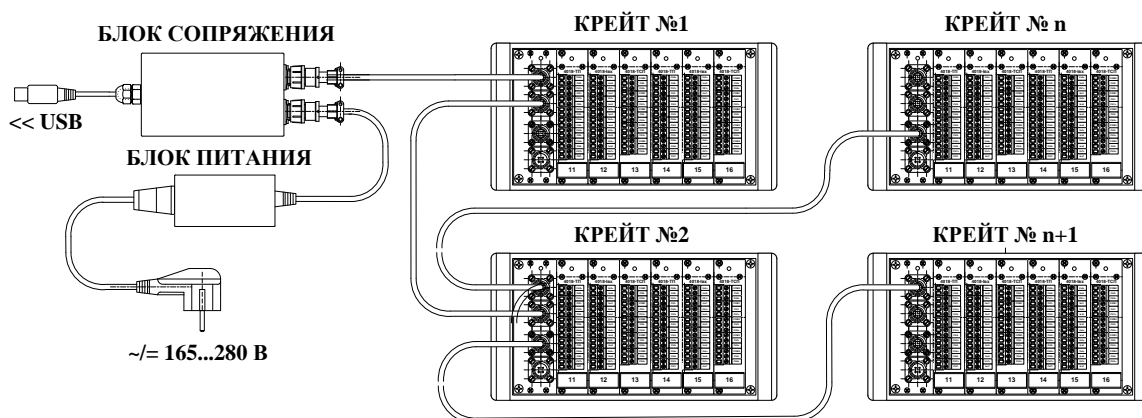


Рис. 3. Структурная схема МСДИ



Система может обеспечивать измерение и регистрацию сигналов от различных типов первичных преобразователей физических величин, в зависимости от применяемых измерительных модулей. В базовом варианте в систему включаются три основных типа измерительных модулей (ИМ):

1. ИМ термометров сопротивления (ТСР), обеспечивающий обработку сигналов следующих типов преобразователей:

- Pt100 (385, 392) в диапазонах  $-50...150$  °С;  $0...100$  °С;  $0...200$  °С;  $0...400$  °С;  $-200...200$  °С;
- Pt 1000 в диапазоне  $-40...160$  °С;
- Valco 500 в диапазоне  $-30...120$  °С;
- Ni 50 в диапазоне  $-80...100$  °С;
- Ni 508 в диапазоне  $0...100$  °С.

2. ИМ термопар (ТП), обеспечивающий обработку сигналов следующих типов преобразователей:

- Термопары типа J в диапазоне  $0...+760$  °С;
- Термопары типа K в диапазоне  $0...+1370$  °С;
- Термопары типа T в диапазоне  $-100...+400$  °С;
- Термопары типа E в диапазоне  $0...+1000$  °С;
- Термопары типа R в диапазоне  $+500...+1750$  °С;
- Термопары типа S в диапазоне  $+500...+1750$  °С;
- Термопары типа B в диапазоне  $+500...+1800$  °С.

Кроме того, ИМ ТП обеспечивающий обработку входных сигналов по напряжению в диапазонах:  $-0.05...+0.05$  В,  $-0.1...+0.1$  В,  $-0.5...+0.5$  В,  $-1...+1$  В,  $-2.5...+2.5$  В.

3. ИМ токовых входов (ТВ), обеспечивающий обработку сигналов различных датчиков, формирующих токовый выходной сигнал. Модуль обеспечивает обработку входных сигналов по току в диапазонах  $4...20$  мА,  $0...20$  мА.

Кроме того, ИМ ТВ обеспечивает подключаемые датчики питанием 24В (по двухпроводной схеме) с защитой от токовой перегрузки.

Каждый ИМ обеспечивает:

- Относительную приведенную погрешность измерения не хуже 0,1%;
- Коэффициент подавления помехи общего вида не менее 150 дБ (50/60Hz);
- Коэффициент подавления помехи нормального вида не менее 100 дБ (50/60Hz);
- Температурный дрейф нуля не более 0.5 мкВ/°С.

Каждый ИМ обеспечивает гальваническую изоляцию входных цепей от цепей питания и передачи данных, допустимое напряжение изоляции не более 3000 В.

МСДИ может включать в свой состав до 54 измерительных модулей. В каждый край МСДИ может быть установлено 6 ИМ.

Конструктивно МСДИ состоит из крайтов с установленными в них измерительными модулями. Крайты и измерительные модули системы выполнены в стандарте МЭК 60297 (Евро-механика).

Все измерительные модули МСДИ связываются с блоком сопряжения посредством шины RS485. Каждый модуль в системе имеет свой уникальный номер. Всего система допускает подключение 256 модулей. Однако, на практике такое количество модулей используется крайне редко.

Схема расположения модулей в крейте МСДИ показана на рис. 4.

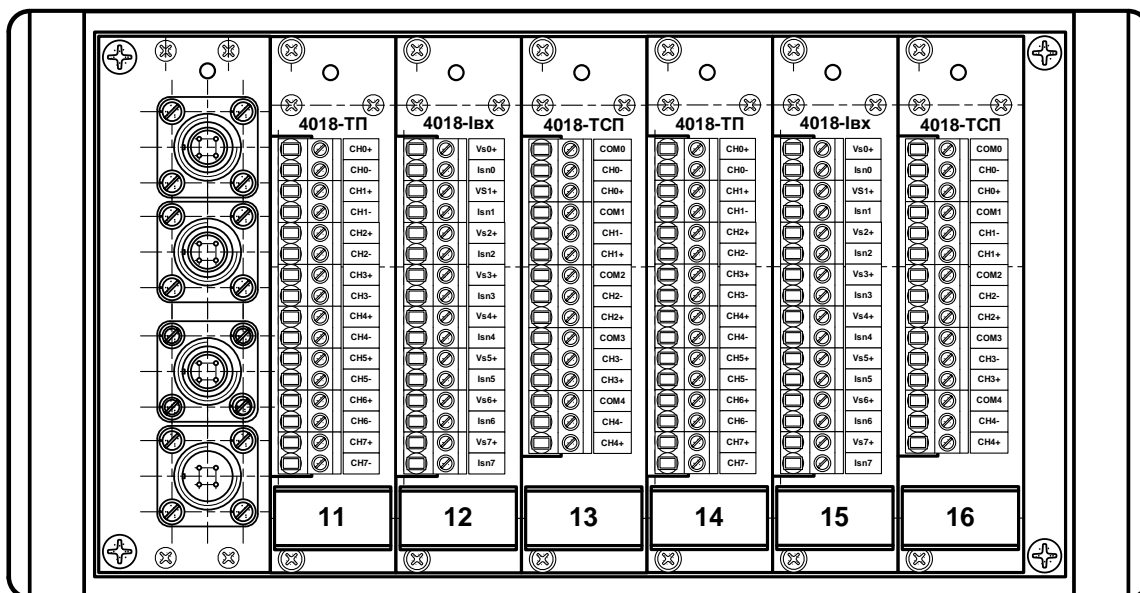


Рис. 4. Схема расположения модулей в крейте МСДИ



Рис. 5. Внешний вид крейта МСДИ с установленными измерительными модулями



Программное обеспечение МСДИ позволяет вести оперативный контроль измерительной информации на экране компьютера. При этом компьютер может подключаться к системе как непосредственно, так и удаленно.

Вид основного экрана МСДИ при проведении испытаний показан на рис. 6.



Рис. 6. Показания измерительного комплекса МСДИ при испытаниях

Для большей наглядности и эргономичности отображения информации окно каждого параметра может быть настроено индивидуально. Вид окна настройки параметров отображения информации показан на рис. 7.

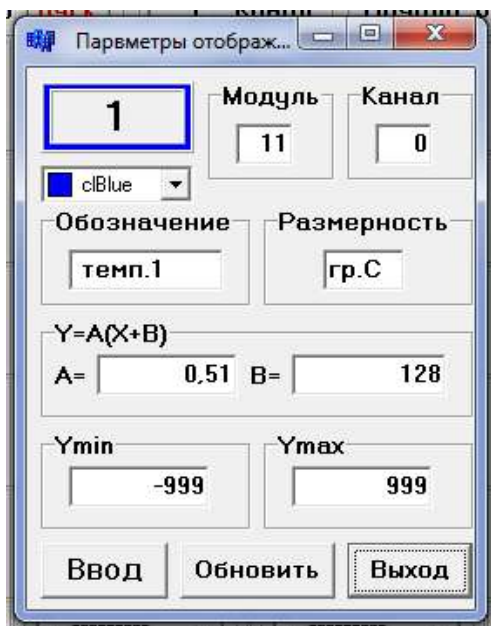


Рис. 7. Вид окна настройки параметров отображения

Для каждого канала возможна настройка наименования параметра, линейной функции преобразования, значения единиц измерения (размерности), граничные значения допуска, цвет отображения в границах допуска и за пределами каждого граничного значения.

Программное обеспечение МСДИ содержит также средства настройки измерительных каналов, входящих в систему.

МСДИ формирует текстовые файлы данных, содержащие читаемую информацию по каждому измерительному каналу и соответствующие временные метки.

### **Выводы**

1. Для повышения точности измерений при проведении тепловых испытаний турбоустановок и оборудования энергоблоков различной мощности может быть использована специальная измерительно-информационная система МСДИ.

2. Использование математической модели энергоблока, созданной в среде «Boiler Designer», позволяет решать различные расчетные задачи, при этом, как показывает опыт специалистов ОАО «ВТИ», достигается достаточно высокая сходимость результатов расчетов с фактическими параметрами работы оборудования.

3. Собранная с помощью измерительного комплекса МСДИ и верифицированная в программной среде «Boiler Designer» информация может быть использована для исследования надежности, маневренности и экономичности турбоустановок и иного оборудования ТЭС и ТЭЦ, для выбора дальнейшей стратегии развития оборудования, выбора оптимальных режимов его работы и т.д.



## **СИСТЕМА ДИАГНОСТИКИ АБСОЛЮТНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РАСШИРЕНИЙ-ТУРБОАГРЕГАТОВ (СДАРТ)**

**К.Е. БУГЛАЕВ** (ЗАО «КоМэнс», г. Москва, Россия),  
**Д.В. ТАРАДАЙ, Е.А. ДОН** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

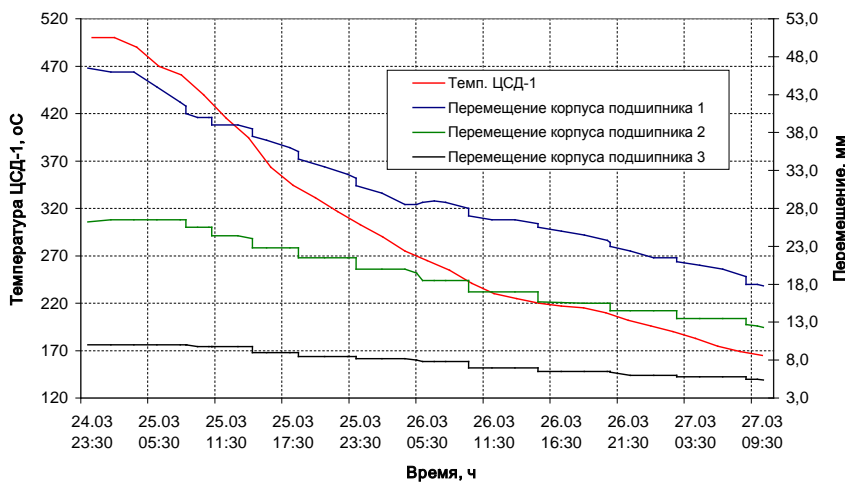
Нормализация тепловых расширений корпусов цилиндров паровых турбоагрегатов является одной из важных задач в энергетической отрасли [1]. Эти нарушения проявляются в скачкообразном перемещении корпусов подшипников (рис. 1, *а*), повышенных кручениях поперечных ригелей фундаментов и наклонах корпусов подшипников, невозвращении цилиндров в исходное положение после полного остывания.

Причинами нарушений процесса расширения турбин служат коррозия и загрязнение поверхностей скольжения корпусов подшипников; повышенные противодействующие усилия от присоединенных трубопроводов; перекосы и заземления в поперечных шпонках, увеличение податливостей ригелей поперечных рам фундамента.

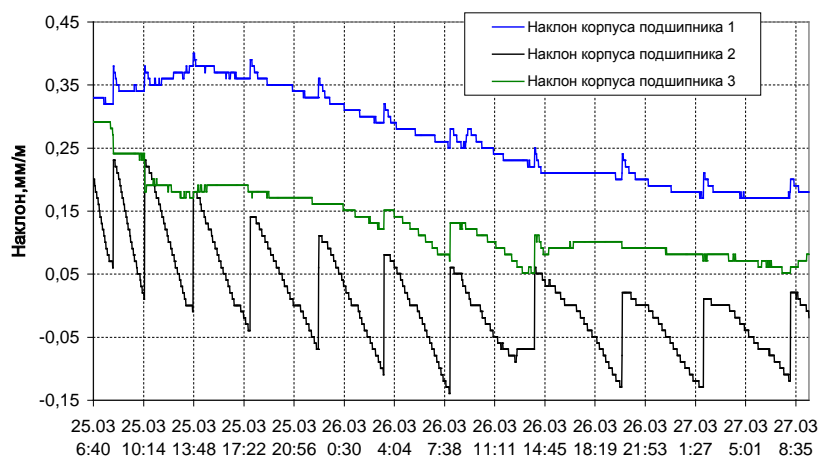
Наибольшую опасность для нормальной работы турбины представляет кручение ригелей и наклоны корпусов подшипников (рис. 1, *б*). Под действием продольных сил, приложенных к поперечным шпонкам лап цилиндра, весь ригель поворачивается, что приводит к наклону фундаментной рамы и изменению взаимного положения опор. Происходит расцентровка роторов.

Для анализа тепловых расширений паровых турбоагрегатов ОАО «ВТИ» совместно с ЗАО «КоМэнс» разработал систему диагностики абсолютных температурных расширений корпусов цилиндров паровых турбин (СДАРТ). Система разработана для технологического контроля на ТЭС (в стационарном варианте) и для энергоремонтных предприятий (в переносном варианте) для мониторинга состояния турбинного оборудования при пуско-остановочных режимах. Система серийно выпускается с 1996 г.

В общем случае СДАРТ предназначена для оперативной либо предремонтной оценки состояния оборудования при решении задач обеспечения вибрационной надежности, выявления причин отклонения штатных показателей механических величин от допускаемых Правилами Технической Эксплуатации значений, либо допусков, приведенных РД 34.30.506–90 (Методические указания по нормализации тепловых расширений цилиндров паровых турбин тепловых электростанций) с целью определения объема и содержания восстановительных работ в условиях ремонта.



а)



б)

Рис. 1. Измерения при помощи системы СДАРТ турбоагрегата 250 МВт при выводе в капитальный ремонт: а — перемещения корпусов подшипников; б — наклоны корпусов подшипников

СДАРТ изначально разрабатывалась для применения ремонтными подразделениями энергосистем, при этом учитывались не только общетехнические условия эксплуатации, как температура среды, вибрация, влажность и т. п., но и специфика тепломеханического оборудования — возможность повреждения во время сбора диагностической информации, т. к. монтаж системы производится по временной схеме, а функционирование — без постоянного надзора персонала.

Основными диагностируемыми параметрами являются абсолютные температурные расширения корпусов цилиндров, наклоны ступней и ригелей. Данная система может применяться и для диагностирования несоосного смещения опор, связанных с закруткой ригелей и наклонами корпусов подшипников. Общее количество длительно контролируемых параметров может составлять до нескольких десятков.

На протяжении всего времени производства (с 1996 г.) система постоянно совершенствуется на основе накапливаемого опыта эксплуатации и применения современных электронных компонентов.



В настоящее время в отрасли эксплуатируется более 40 систем различных комплектаций.

Система построена на основе принципа распределенного сбора диагностической информации. Структура системы позволяет минимизировать затраты при монтаже-демонтаже системы за счет сокращения количества связующих кабелей и повышает живучесть системы.

К отличительным особенностям СДАРТ можно отнести:

- применение для измерения физических величин функционально законченных измерительных каналов (ИК), содержащих первичные преобразователи (датчики), устройства обработки сигналов (нормирующие преобразователи) и соответствующие кабельные соединения;
- возможность применения СДАРТ как в стационарном, так и в переносном вариантах;
- возможность длительной работы в необслуживаемом режиме;
- возможность разнесения первичных преобразователей на значительные расстояния с использованием минимального количества кабелей;
- установку на нормирующем преобразователе, размещаемого рядом с датчиком, индикатора измеряемого параметра;
- устойчивость к внешним воздействиям со стороны окружающей среды и неквалифицированного обращения;
- устойчивость к несанкционированным сбоям (отключение-включение) и кратковременным пропадающим питания.

Для работы системы не требуется применение дополнительного вычислительного оборудования. Использование внешнего компьютера необходимо только для обработки собранной диагностической информации и проведения калибровочных работ, для которых поставляются специальные программные и технические средства, обеспечивающие возможность проверки и настройки измерительных каналов системы силами эксплуатационного персонала.

### **Общая характеристика системы**

Система представляет собой программно-аппаратный комплекс, предназначенный для сбора, первичной обработки, отображения и временного хранения измерительной информации. Общая структура системы показана на рис. 2.

Система позволяет производить сбор и накопление информации, поступающей от измерительных каналов. При этом конкретный набор измеряемых величин может меняться в зависимости от решаемой задачи и определяется количеством и типом применяемых измерительных каналов (датчиков).

Система может формировать нормализованные аналоговые сигналы, соответствующие измеряемым параметрам.

Система может регистрировать (накапливать и хранить) измерительную информацию в течение более 100 суток. Накопленная информация записывается во внутреннюю память системы. Вся записанная информация имеет однозначную временную идентификацию. Для

переноса накопленной информации во внешний компьютер используется USB FLASH накопитель («флешка»), либо прямое подключение посредством USB или RS485 интерфейсов.

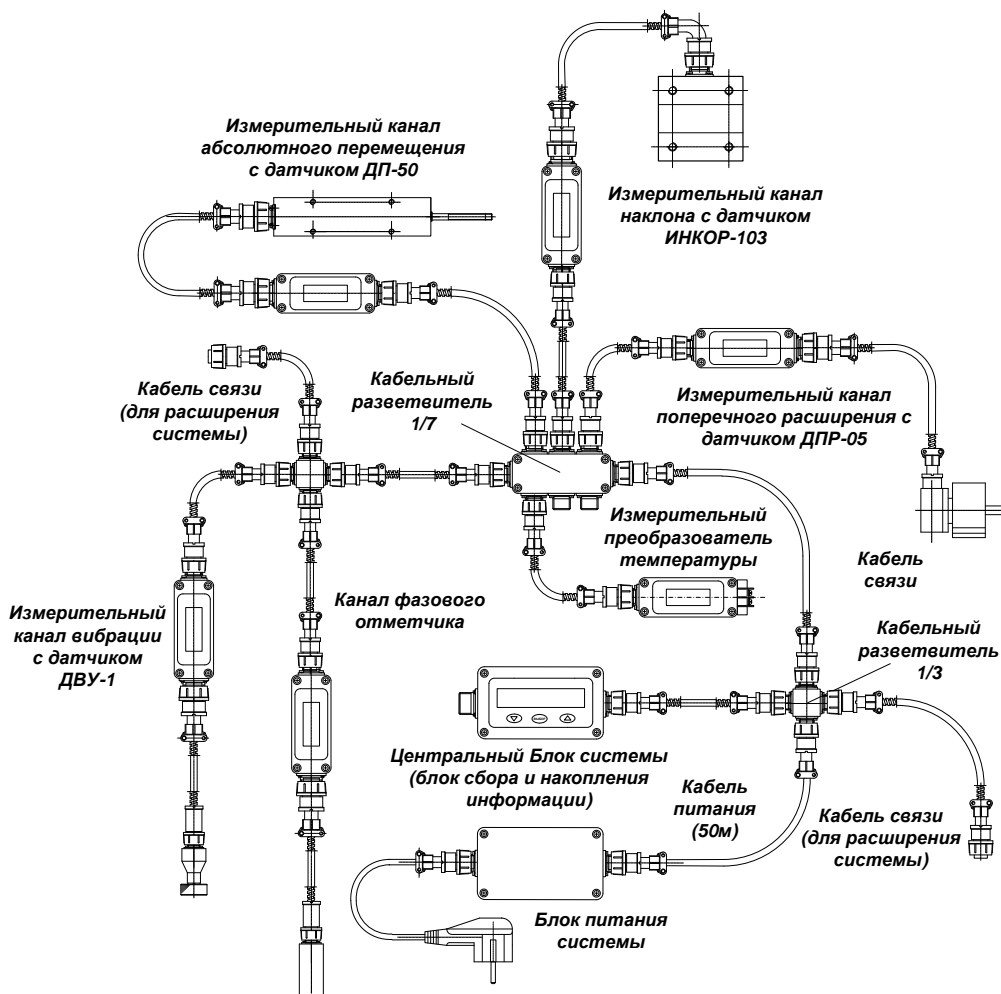


Рис. 2. Структура системы СДАРТ

Система позволяет регистрировать:

- наклоны ступней и ригелей турбоагрегатов;
- абсолютные тепловые перемещения опор подшипников турбоагрегатов;
- тепловые расширения цилиндров турбоагрегатов в поперечных шпонках;
- температуру металла турбоагрегатов;
- амплитуду виброперемещения.

Система содержит измерительные каналы, включающие первичные преобразователи измеряемых величин (датчики), нормирующие преобразователи (НП-устройства согласования, преобразования сигналов первичных преобразователей, отображения и передачи измеряемых параметров), и соответствующие кабели.

Нормирующие преобразователи ИК обеспечивают гальваническую развязку формируемых выходных сигналов от электрических цепей первичных преобразователей.



Измерительные каналы могут быть оборудованы формирователем стандартного аналогового сигнала 4–20 мА.

- центральный блок системы (ЦБС) — устройство сбора, отображения и хранения измерительной информации;
- блок питания системы, обеспечивающий запитывание системы стабилизированным напряжением, соответствующим требованиям техники безопасности при работе на тепло-механическом оборудовании.

Система может комплектоваться блоком питания с резервным источником напряжения:

- кабели и коммутационные устройства для установки системы на турбоагрегате;
- технологическая оснастка для установки первичных преобразователей на объекте;
- программное обеспечение, обеспечивающее визуализацию, анализ и документирование результатов измерений;
- оборудование для поверки и калибровки.

В основу системы положен принцип распределенного сбора измерительной информации с передачей ее в цифровом виде по единой линии связи, имеющей топологию типа «шина».

Нормирующие преобразователи измерительных каналов соединяются с центральным блоком системы четырехпроводной линией связи, содержащей цепи низковольтного питания (= 24 В) и магистраль передачи данных, соответствующую стандарту RS485.

Все соединения выполняются однотипными кабелями через пассивные разветвители с разъемами, исключающими самопроизвольное разъединение. Кабели имеют стандартную длину 5 м и заключены в металлорукав.

СДАРТ имеет универсальную систему питания, обеспечивающей функционирование системы как от сети переменного или постоянного тока напряжением 150–260 В, так и от низковольтной сети переменного или постоянного тока напряжением 9–36 В.

Блок питания системы может быть оборудован аккумуляторным модулем, обеспечивающим работоспособность системы при кратковременных (до 6 ч) перебоях питания. Малая мощность, потребляемая измерительными каналами, позволяет использовать малогабаритные аккумуляторы, которые не сильно увеличивают массо-габаритные характеристики системы.

Система не предъявляет каких-либо особых требований к монтажу на турбоагрегате, поскольку все ее элементы имеют защищенное исполнение, соответствующее степени защиты IP54.

Применение современной элементной базы позволило максимально уменьшить размеры нормирующих преобразователей, в настоящий момент габариты преобразователей определяются индикаторами измеряемой величины, и дальнейшее их уменьшение нецелесообразно с точки зрения эргономики.

Совершенствование системы направлено на уменьшение массогабаритных характеристик ИК, улучшение метрологических характеристик системы, повышение стабильности и линейности преобразования в условиях повышенной температуры окружающей среды. Это достигается развитием программ обработки сигналов и совершенствованием конструкции датчиков.

Особенностью последних модификаций СДАРТ является:

- расширение максимального количества ИК в системе до 32 без применения активных повторителей линии связи, при этом максимально возможное количество (теоретическое значение, при условии применения активных повторителей линии связи) ИК в системе может достигать 256;
- применение уникальных датчиков наклона ИНКОР-1031, использующих твердотельный первичный преобразователь. Датчики ИНКОР-1031 не имеют подвижных элементов, вследствие чего чрезвычайно устойчивы к внешним механическим воздействиям, кроме того, датчики имеют уменьшенные габариты (60×60×80 мм) и являются необслуживаемыми приборами; в датчике ИНКОР-1031 применена модифицированная технология крепления первичного преобразователя к корпусу, что позволило существенно улучшить вибрационные характеристики прибора, особенно в области низких частот;
- применение малогабаритных датчиков поперечного расширения;
- применение универсальных НП температуры, обеспечивающих возможность подключения термоэлектрических преобразователей (термопар) разных типов;
- применение в составе системы каналов измерения вибрации, оборудованного малогабаритным датчиком вибрации (виброускорения), канала фазового отметчика, способного работать на все ИК вибрации в системе;
- практически не ограниченное время регистрации;
- перезапись накопленной информации на внешний USB-накопитель;
- возможность оперативного контроля накопленной информации в процессе проведения измерений;
- возможность интеграции системы в локальные сети АСУ энергоблоков путем использования стандартного оборудования, обеспечивающего доступ к интерфейсу RS485.

Ввиду существенных изменений, внесенных в протокол обмена информацией по шине системы, измерительные каналы СДАРТ выпущенные после 2018 г. не совместимы с ранее выпускавшимися системами.

### **Оборудование системы**

Для измерения величин угла наклона, перемещения и вибрации в составе ИК СДАРТ применяются датчики собственного изготовления.

Все датчики предназначены для работы в «жестких» условиях (выдерживают падения, удары и т. п.).

Для измерения температуры наружной поверхности корпуса цилиндра турбины может использоваться стандартный термоэлектрический преобразователь (термопара) любого типа.

Датчики наклона выполнены на основе твердотельного датчика и не содержат внутренних подвижных элементов, имеют оригинальную неразборную конструкцию.



Датчики перемещения представляют собой дифференциальный трансформатор с подвижным штоком.

Датчик вибрации реализован на основе твердотельного акселерометра.

Нормирующие преобразователи ИК имеют герметизированный литой металлический корпус, допускающий «незакрепленное» использование устройства, и оборудован индикатором измеряемой величины.

Для стабилизации температурных характеристик ИК используется специальный алгоритм программной обработки сигналов первичного преобразователя датчика.

НП обеспечивает гальваническую развязку схем обработки сигналов первичного преобразователя от цепей питания, передачу информации и формирование выходного аналогового сигнала (тока).

Нормирующий преобразователь не имеет механических регулирующих элементов; настройка и калибровка измерительного канала производится путем записи соответствующих коэффициентов в память прибора.

Внешний вид нормирующего преобразователя показан на рис. 3.

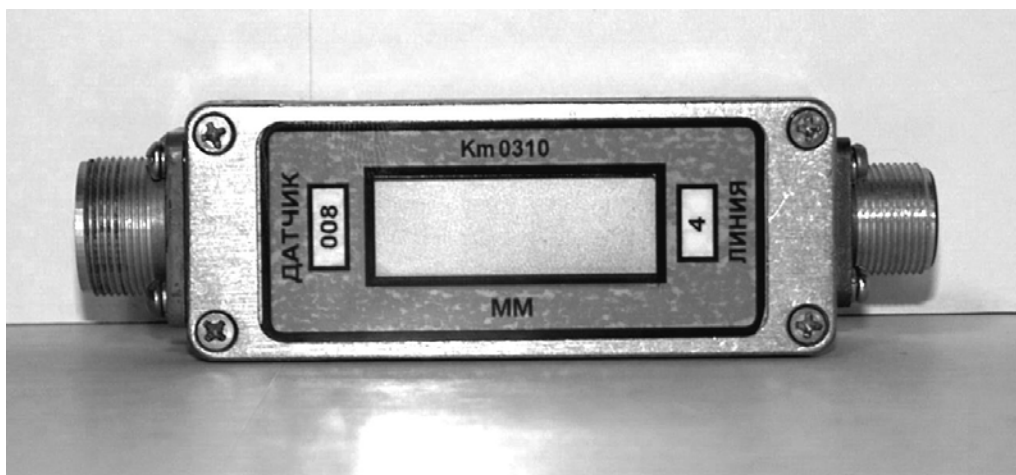


Рис. 3. Нормирующий преобразователь

### **Измерительный канал наклона**

Измерительный канал наклона содержит датчик наклона типа ИНКОР-1031, нормирующий преобразователь, сигнальный кабель и кабель связи. Кабели измерительного канала заключены в металлорукав. Внешний вид датчика ИНКОР-1031 показан на рис. 4.

ИК наклона обеспечивает измерение наклона в диапазоне  $\pm 5$  мм/м с разрешением 0,01 мм/м и пределом основной погрешности 4% при температуре среды, окружающей датчик, до 125 °С. Датчик не чувствителен к поперечному наклону до  $\pm 15$  мм/м.

Датчик имеет неразборную конструкцию, чувствительный элемент датчика помещен в прочный фрезерованный корпус, который исключает возможность повреждения устройства в процессе эксплуатации и способствует выравниванию температурных полей, что улучшает температурные характеристики прибора.

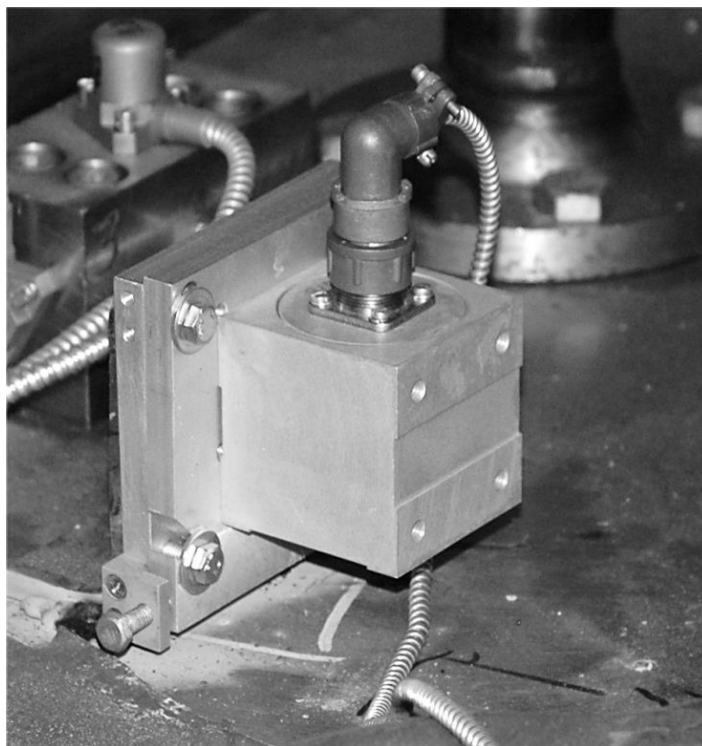


Рис. 4. Датчик наклона ИНКОР-1031

В комплект ИК входят установочные приспособления, корректирующее положение датчика при установке на оборудовании. Конструкция датчика позволяет производить его установку, как на вертикальные, так и на горизонтальные поверхности.

#### **Измерительный канал абсолютного расширения**

Измерительный канал абсолютного расширения содержит индуктивный датчик перемещения типа ДП-50, нормирующий преобразователь, сигнальный кабель и кабель связи. Кабели измерительного канала заключены в металлорукав. Внешний вид датчика ДП-50 показан на рис. 5.

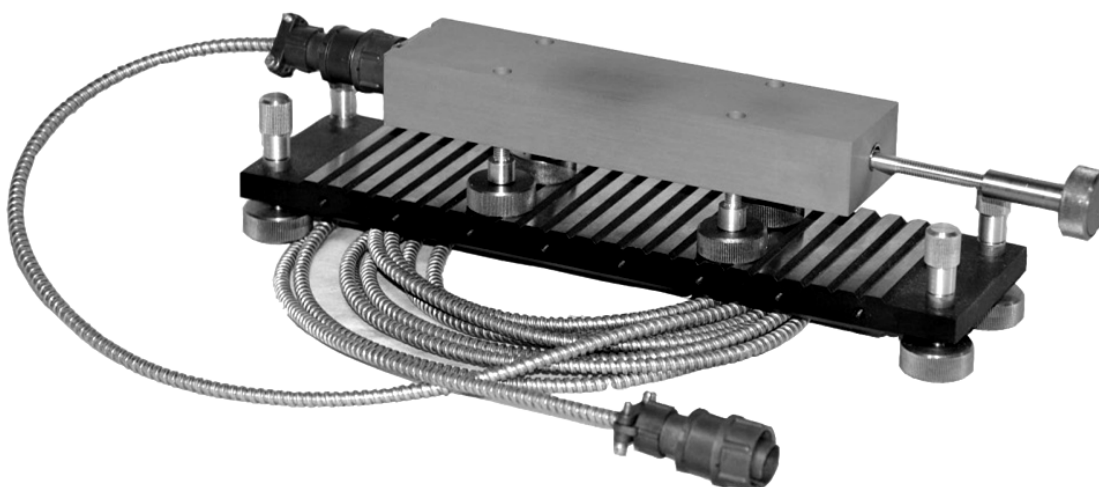


Рис. 5. Датчик перемещения ДП-50 (на калибровочном столе)



ИК абсолютного расширения обеспечивает измерение перемещения в диапазоне  $\pm 25$  мм с разрешением 0,1 мм и пределом основной погрешности 2% при температуре окружающей датчик среды до 100 °С.

Датчик имеет традиционную для датчиков этого типа конструкцию, использующую дифференциальный трансформатор и сердечник, закрепленный на свободно перемещающемся штоке из немагнитного материала.

Датчик имеет монолитный фрезерованный герметичный корпус. Благодаря малому поперечному сечению и небольшой длине датчик легко устанавливается на контролируемом оборудовании.

Для облегчения оперативной установки в мобильном варианте исполнения ИК комплектуется набором магнитных присосок.

Отмеченные выше малые размеры датчика перемещения достигнуты благодаря применению программной линеаризации характеристики преобразования, осуществляемой процессором нормирующего преобразователя ИК.

Нормирующий преобразователь измерительного канала абсолютного перемещения реализует специальный алгоритм обработки сигналов датчика, снижающий температурную зависимость характеристики преобразования.

#### **Измерительный канал поперечного расширения**

Измерительный канал поперечного расширения содержит индуктивный датчик перемещения типа ДПР-05 в сборе с сигнальным кабелем, нормирующий преобразователь, и кабель связи. Кабели измерительного канала заключены в металлорукав. Внешний вид датчика ДПР-05 показан на рис. 6.

ИК поперечного расширения обеспечивает измерение перемещения в диапазоне  $\pm 2,5$  мм с разрешением 0,01 мм и пределом основной погрешности 2% при температуре корпуса до 150 °С.

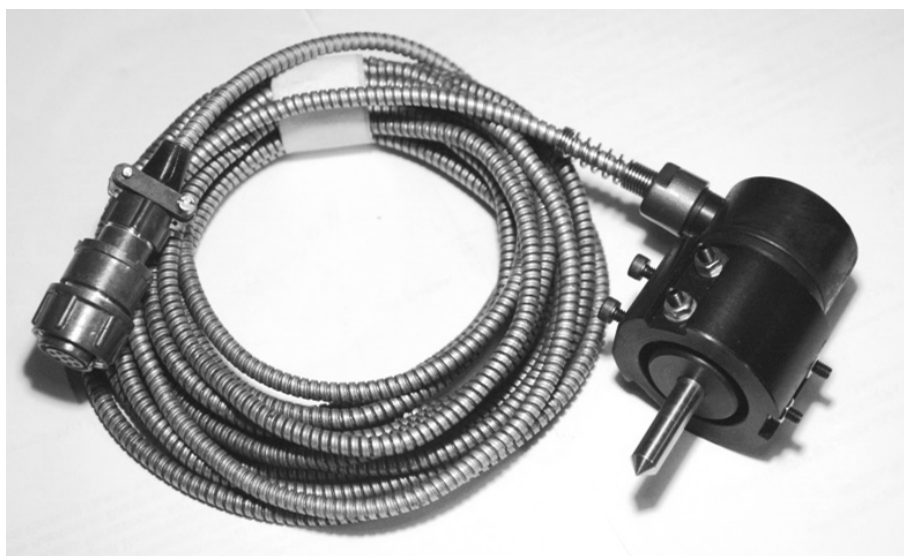


Рис. 6. Датчик поперечного расширения ДПР-05

Датчик имеет конструкцию, использующую дифференциальный трансформатор и сердечник, закрепленный на перемещающемся штоке из немагнитного материала.

Корпус датчика установлен в термоизолирующую обойму, ограничивающую разогрев датчика при закреплении на лапе цилиндра турбоагрегата.

Для облегчения монтажа на оборудовании шток датчика подпружинен и не требует закрепления.

Корпус датчика и термоизолирующая обойма могут быть выполнены из нержавеющей стали (по согласованию с заказчиком).

Нормирующий преобразователь измерительного канала поперечного расширения реализует специальный алгоритм обработки сигналов датчика, снижающий температурную зависимость характеристики преобразования.

Линеаризации характеристики преобразования осуществляется процессором нормирующего преобразователя ИК.

### **Измерительный канал вибрации и канал фазового отметчика**

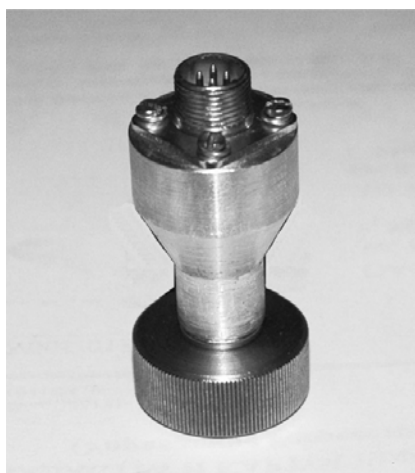


Рис. 7. Датчик вибрации ДВУ-1

Измерительный канал вибрации содержит одноосевый твердотельный датчик виброускорения (акселерометр) ДВУ-1, нормирующий преобразователь, сигнальный кабель и кабель связи. Кабели измерительного канала заключены в металлорукав.

Внешний вид датчика ДВУ-1 показан на рис. 7.

ИК вибрации обеспечивает измерение виброперемещения в диапазоне до 100 мкм с разрешением 0.1 мкм и пределом основной погрешности 4% при температуре корпуса до 125 °С.

Для оперативной установки на оборудовании датчик ИК комплектуется магнитной присоской.

Канал фазового отметчика (КФО) представляет собой нормирующий преобразователь, предназначенный для работы со стандартными фазовыми отметчиками. КФО может обеспечивать все ИК вибрации в системе синхросигналом по линии передачи данных системы без дополнительных кабельных соединений.

ИК вибрации, в общем случае не предназначен для проведения вибродиагностики турбоагрегата, а служит для получения дополнительной информации при анализе параметров теплового расширения.

### **Измерительный канал температуры**

Измерительный канал температуры содержит нормирующий преобразователь температуры и кабель связи, заключенный в металлорукав. ИК температуры обеспечивает измерение температуры металла турбоагрегата в диапазоне от 0 до 600 °С с разрешением 1 °С и пределом основной погрешности 1%.



НП температуры могут быть настроены для использования любых стандартных термопар. Внешний вид НП температуры показан на рис. 8.

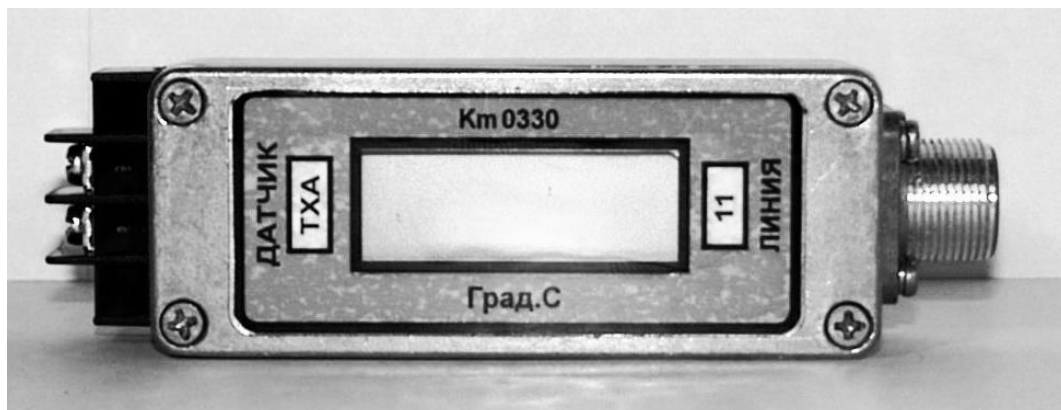


Рис. 8. НП температуры

### Центральный блок системы

Центральный блок системы осуществляет опрос ИК, считывание и сохранение измерительной информации. Особенностью СДАРТ является то, ЦБС, представляющий собой основной интегрирующий ИК элемент, является одним из самых дешевых компонентов системы.

Применение нескольких ЦБС повышает гибкость системы, позволяя легко увеличивать количество применяемых ИК, либо дробить систему на несколько, используя ограниченное количество ИК.

Установка режимов работы ЦБС осуществляется при помощи трехкнопочной клавиатуры. Для индикации режимов работы и контроля измеряемых параметров ЦБС оборудован ЖК-индикатором.

ЦБС может регистрировать (накапливать и хранить) измерительную информацию в течение более 100 суток. Накопленная информация записывается во внутреннюю память системы. Вся записанная информация имеет однозначную временную идентификацию.

ЦБС имеет дублированный внутренний накопитель данных.

Для переноса накопленной информации во внешний компьютер используется USB FLASH накопитель («флешка»), либо прямое подключение посредством USB или RS485 интерфейсов.

Алгоритм работы ЦБС обеспечивает автоматическое восстановление режима работы при восстановлении напряжения питания (после прерывания или отключения) и исключает случайное изменение режимов в процессе опроса измерительных каналов.

Алгоритм работы ЦБС обеспечивает автоматическую коррекцию (фильтрацию) измерительной информации с целью исключения случайных выбросов и заведомо недостоверных отчетов.

ЦБС производит регистрацию с устанавливаемым интервалом, от 1 до 99 сек.

ЦБС рассчитан на подключение до 256 измерительных каналов, при этом тип ИК может быть любым.

ЦБС имеет герметизированный литой металлический корпус, аналогичный корпусу НП, но несколько большего габарита.

ЦБС является устройством, предназначенным для сбора и накопления информации, поэтому система может функционировать и без него в режиме отображения значений измеряемых величин.

### **Программное обеспечение**

ЦБС производит запись накопленной информации на внешний USB-накопитель в специальном формате. Для «распаковки» информации используется небольшая программа, которая обеспечивает формирование текстовых файлов данных, доступных для обработки (просмотра и редактирования) любым стандартным программным обеспечением.

Анализ накопленной информации может быть осуществлен любым доступным пользователю программным продуктом.

Наиболее распространенным способом преобразования текстовых файлов данных является их импорт в Excel.

В комплекте системы может поставляться специализированная программа оперативного контроля накопленной информации и обработки результатов измерений.

Программа предназначена для оперативной визуализации результатов измерений системы и их детального исследования, позволяет отображать зависимости измеренных параметров не только от времени, но и друг от друга. Эта особенность позволяет воспроизводить характерные зависимости расширения от температуры в соответствии с требованиями РД.

Программа дает возможность производить вырезку интересующих фрагментов зависимостей, осуществлять масштабирование, фильтрацию помех и математическую обработку графиков.

В программе используется функция курсора, которая позволяет точно считывать и отображать одномоментные значения различных зависимостей.

Программа имеет стандартные для Windows возможности по форматированию, оформлению и документированию (распечатке) получаемых графиков.

Отдельно следует отметить алгоритм и программу, позволяющие вести контроль параметров абсолютного теплового расширения цилиндров турбины в реальном времени. Данная программа позволяет работать как с автономными системами, так и с информацией, извлекаемой из баз данных АСУ блоков.

Помимо текущей и предупредительной информации, предоставляемой дежурному персоналу и эксплуатационным цехам, программа может обеспечить документирование и анализ состояния теплового расширения турбины на основе ранее полученных «нормальных» зависимостей и формировать рекомендации для оценки работы машины «по текущему состоянию» по прошествии пуска либо останова.



### Калибровочное оборудование

В комплекте системы поставляются средства для настройки и калибровки измерительных каналов.

Для проведения настройки измерительных каналов используется специальный кабель для подключения ИК к USB-порту персонального компьютера и соответствующее программное обеспечение, с помощью которого можно определять тип ИК, устанавливать номер канала в системе, изменять калибровочные параметры нормирующих преобразователей.

Для настройки ИК наклона необходимо использовать синусную линейку (рис. 9) — устройство, позволяющее задавать измеряемую физическую величину (наклон корпуса датчика).

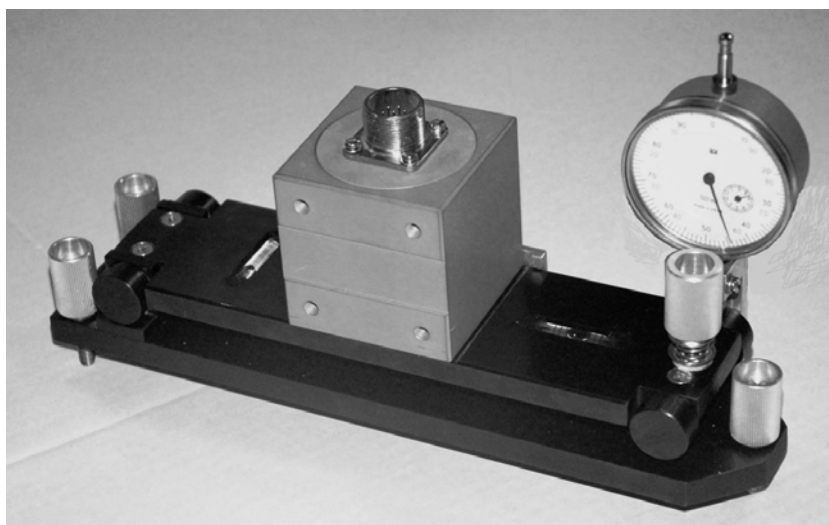


Рис. 9. Синусная линейка с установленным датчиком ИКОР-103

Для настройки ИК поперечного расширения необходимо использовать калибровочное приспособление (рис. 10) — устройство, позволяющее задавать малые перемещения штока датчика.

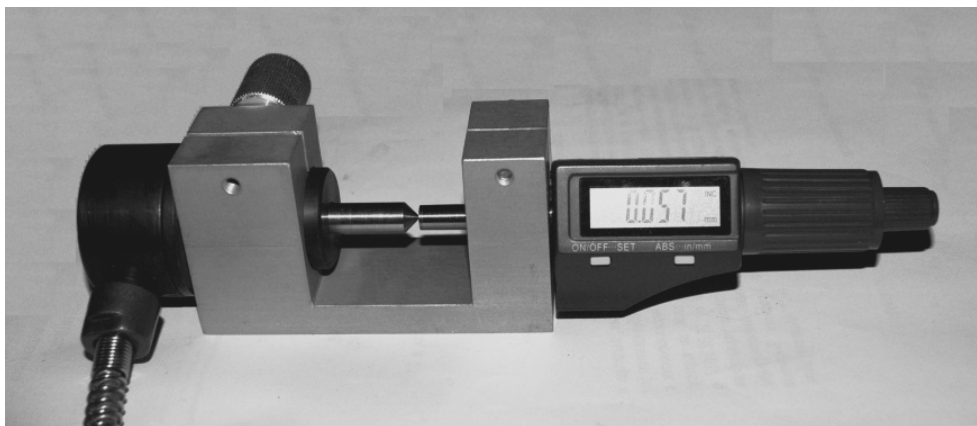


Рис. 10. Калибровочное приспособление датчика поперечного расширения ДПР-05

Для настройки ИК абсолютного перемещения достаточно использовать стандартный штангенциркуль, желательно с цифровым отсчетом, для ускорения процесса.

Для настройки ИК температуры необходимо использовать соответствующий имитатор сигналов термопар.

Настройка ИК вибрации может производиться при наличии соответствующего оборудования (вибростенда), которое в комплекте системы СДАРТ на поставляется.

### **Дополнительное оборудование**

На основе технологий, применяемых при изготовлении датчика наклона типа ИНКОР-103, разработан и производится электронный брусковый уровень, позволяющий производить измерения абсолютного значения величины малого угла наклона плоских и цилиндрических поверхностей относительно горизонта, УБЭ5-150. Внешний вид уровня показан на рис. 11.



Рис. 11. Электронный брусковый уровень УБЭ5-150

При измерении наклона плоских поверхностей уровень базируется на плоские поверхности основания, при измерении наклона цилиндрических поверхностей — на призматическую канавку основания. Длина базовой поверхности составляет 150 мм

Для фиксации на базовой поверхности уровень оснащен съемными магнитными держателями.

Для индикации измеряемой величины использован 4-х разрядный индикатор.

Метрологические характеристики уровня аналогичны датчику ИНКОР-103.

Уровень имеет батарейное питание. Время непрерывной работы от одной батареи составляет не менее 100 ч.

Максимально допустимая температура основания составляет +125 °С.

Габаритные размеры (без магнитных держателей) — 150×55×45 мм. Масса — 400 г.

### **Список литературы**

1. РД 34.30.506–90. Методические указания по нормализации тепловых расширений цилиндров паровых турбин тепловых электростанций.
2. ТУ 4012–001–41120035–08 (КМБУ.421.411.004 ТУ). Система диагностики абсолютных температурных расширений цилиндров паровых турбин (СДАРТ).



## **ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕМОНТА ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ БЛОКОВ 800 МВт ПЕРМСКОЙ ГРЭС**

**Д.В. МЕЛЬКОВ** (филиал «Пермская ГРЭС» АО «Интер РАО — Электрогенерация», г. Пермь, Россия)

Начиная с 2000 г. на Пермской ГРЭС прошла реконструкция. Питательные насосы ПН 1500-350-1 заменены насосами СНТД 7/8 фирмы KSB. В старые наружные корпуса установлены новые проточные части фирмы КСБ (Германия). За время эксплуатации уровень вибрации находится в пределах 2,0–2,8 мм/с. Насосы работают надежно. Станция стабильно несет нагрузку.

Если уровень виброскорости подшипниковой опоры не превышает некоторой допустимой величины, считается, что насос находится в хорошем техническом состоянии и может работать неограниченное время без проведения ремонта. Во всяком случае, ограничение на время эксплуатации или требование останова оборудования определяются предельно допустимым уровнем виброскорости.

Так как вибрационное состояние после внедрения насосов фирмы КСБ существенно (кардинально) улучшилось (уровень вибрации не превышает 2,8 мм/с) реальные наработки до капитального ремонта питательных насосов составляют многие десятки тысяч часов. Таким образом, отличительной особенностью ситуации на Пермской ГРЭС является очень большие межремонтные сроки для питательных насосов.

При этом наблюдались такие дефекты как разрушение установочных колодок упорных подшипников, задевания на валоповороте, разрушение торцевых уплотнений, проблемы с дозатором аммиака, повреждения резиновых уплотнений вала и внутреннего корпуса насоса.

Для устранения заклиниваний на валоповоротном устройстве почти сразу после пуска на ряде насосов проведено увеличение диаметрального зазора межступенного уплотнения (с 0,65 до 0,95 мм).

При заклиниваниях происходит задевания не только в уплотнениях проточной части, но и задевания рабочих колес (рис. 1).

Износ цилиндрической щели разгрузочного устройства, увеличение зазора и геометрии уплотнений разгрузочного устройства, появление нарезки на статорных деталях разгрузоч-

ного устройства (рис. 2) приводит к повышению давления за разгрузочным устройством, перераспределению осевых сил. Ротор смещается в осевом направлении, нагружаются установочные колодки упорного подшипника. При этом возрастает температура вкладышей, поверхность чернеет, колодки разрушаются (рис. 3).



Рис. 1. Следы задеваний на рабочем колесе



Рис. 2. Гидравлическая нарезка на поверхности цилиндрической щели статорной детали разгрузочного устройства



Рис. 3. Установочные колодки упорного подшипника

Полный механизм указанных повреждений требует проведения испытаний и исследовательских работ. Например, особенностью работы насосов СНТД 7/8 фирмы KSB является их прогрев на валоповоротном устройстве (ВПУ) с частотой вращения от 1500 до 2000 об/мин, когда частота вращения на ВПУ насосов пролетарского завода составляет 10 об/мин [1]. В связи с выявленными повреждениями необходимо принять меры к повышению надежности работы питательного насоса, возможно, изменить его технологию пуска, а также рассмотреть вопрос о целесообразности приобретения новой проточной части и обучения персонала отдела технической диагностики ПГРЭС на заводе-изготовителе.



## **Выводы**

1. Питательные насосы Пермской ГРЭС работают с незначительными уровнями вибрации с максимальными значениями по СКЗ не более 3 мм/с.
2. Штатные системы мониторинга не позволяют выявить повреждение элементов питательного насоса в связи с низкими значениями уровней вибрации и спецификой установленного измерительного оборудования, что подтвердилось выявленными повреждениями при ремонте оборудования.
3. Необходимо заменить изношенные детали с восстановлением зазоров проточной части.
4. Целесообразно рассмотреть возможность изменения технологии пуска питательного насоса, в частности, его работу на валоповороте [1].
5. Целесообразно рассмотреть возможность по внесению изменений в конструкцию статорных деталей между ступенями уплотнениях проточной части, введением кольцевой нарезки.
6. Целесообразно рассмотреть возможность приобретения новой проточной части и обучения персонала отдела технической диагностики ПГРЭС на заводе-изготовителе.

## **Список литературы**

1. **Васильев, В.А.** Работа на валоповоротном устройстве приводных турбин питательных насосов ТЭС [Текст] / В.А. Васильев, В.И. Сироткин // *Электрические станции*. — 2018. — № 5.

## ХАРАКТЕРИСТИКА СТУПЕНИ И ПЕРЕПАД ДАВЛЕНИЯ В ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА ПН 1500–350

**В.А. ВАСИЛЬЕВ, В.С. БОГУН** (ФГБОУ ВО «ЧелГУ», г. Челябинск, Россия)

Для расчета динамических коэффициентов необходимо знать перепады давления в щелевом уплотнении. Перепад давления определяется напором ступени и характером распределения давления в пазухах колеса.

Напор ступени зависит от частоты вращения, расхода через ступень и может быть определен по напорной характеристике питательного насоса. В качестве исходной возьмем характеристику питательного насоса (рис. 1), из технического задания на разработку питательного насоса для блока мощностью 800 МВт. Это расчетная характеристика, но она полностью соответствует и характеристике насоса. Зависимость напора от частоты вращения в общем случае зависит также и от расхода через насос и, соответственно, ступень. Получим эту зависимость для условий работы в линию рециркуляции. Во-первых, мы не знаем точно расходов питательного насоса при работе на котел для различных режимов работы (мощностей) блока, во-вторых, нас интересуют выбеги насоса, а выбег происходит в режиме рециркуляции.

Зависимости напора насоса от частоты вращения при работе в линию рециркуляции приведены в табл. 1. Данные получены на основе расчетной характеристики насоса ПН 1500–350–3. В табл. 2 приведены параметры питательных насосов Нижневартовской ГРЭС.

Таблица 1

**Зависимость напора от частоты вращения. Работа в режиме рециркуляции**

Частота вращения, об/мин	Напор насоса, м	Напор ступени, м	Напор насоса, Бар	Напор ступени, Бар
4665	4300,0	614,3	427,0	61,0
4300	3670,0	524,3	364,5	49,2
4000	3160,0	451,4	313,8	44,8
3700	2700,0	385,7	268,1	38,3
3400	2280,0	325,7	226,4	32,3
3100	1890,0	270,0	187,7	26,8
2800	1530,0	218,6	143,0	21,7



Частота вращения, об/мин	Напор насоса, м	Напор ступени, м	Напор насоса, Бар	Напор ступени, Бар
2500	1230,0	175,7	122,1	17,5
2200	970,0	138,6	96,3	13,8
1800	720,0	102,9	71,5	9,6
1600	520,0	74,3	51,6	7,4

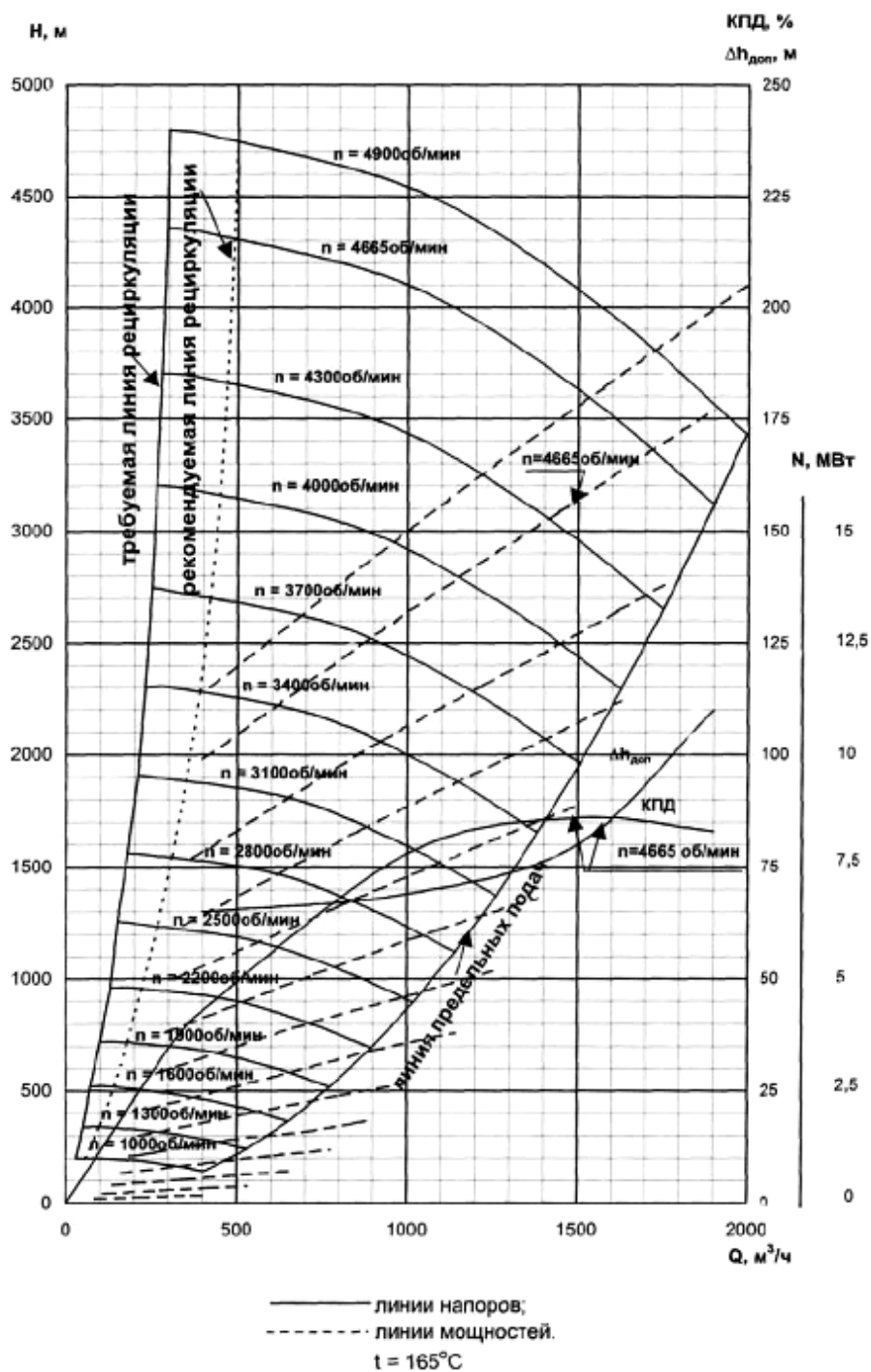


Рис. 1. Характеристика насоса ПН 1500–350–3 для энергоблока мощностью 800 МВт

Таблица 2

Параметры питательных насосов Нижневарттовской ГРЭС

Частота вращения, об/мин	Р входа, МПа	Р Напор насоса МПа	$\Delta P$ Напор насоса, Бар	Напор ступени, Бар	Расход $[\frac{кг}{с}]$	Расход $[\frac{м^3}{час}]$	$t^0C$ на напоре	Мощность блока, МВт
ПТН 3А 4200,0	2,5	31,8	293,0	41,9	296,9	1168,1	170,1	760
ПТН 3Б 4260,0	2,5	31,8	293,0	41,9	307,1	1208,1	168,2	
ПТН 2А 4180,0	2,7	31,3	286,0	40,85	272,1	1070,4	171,1	760
ПТН 2Б 4200,0	2,6	31,3	287,0	41,0	273,9	1077,5	170,5	
ПТН 1А 4251,0	2,6	32,0	294,0	42,0	344,3	1355,2	169,0	761
ПТН 1Б 4285,0	2,7	32,0	293,0	41,85	344,3	1364,5	169,7	

Ниже приведены графики зависимости полного напора насоса (рис. 2).

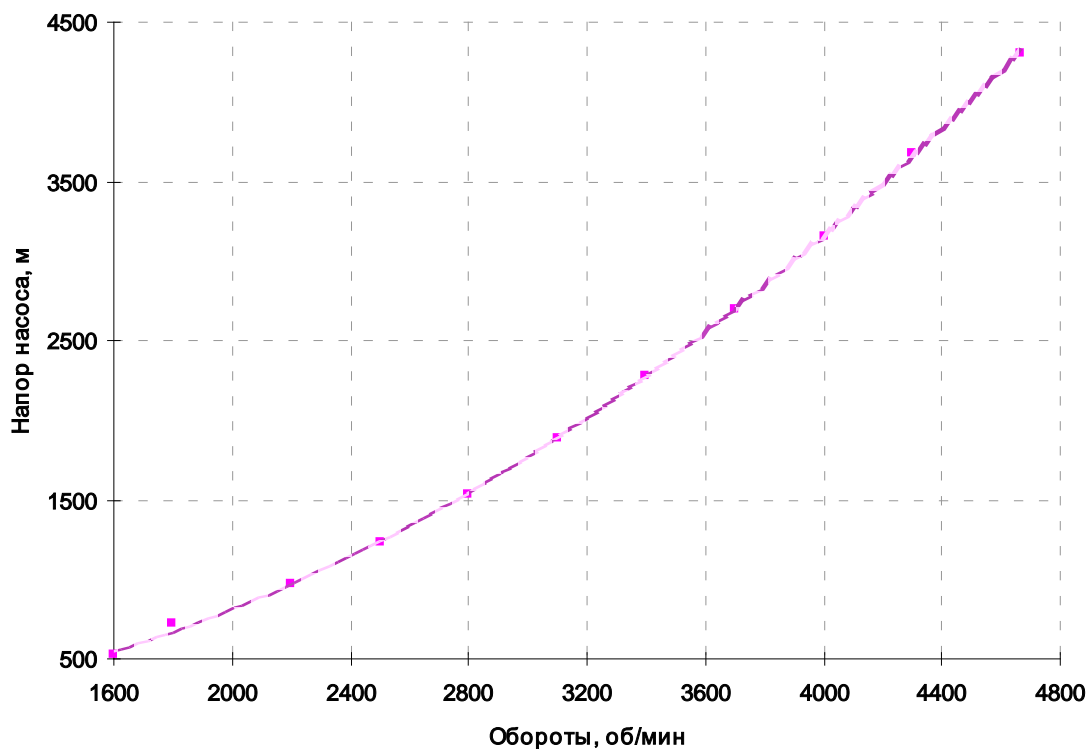


Рис. 2. Напор насоса в метрах водяного столба для режима рециркуляции

Зависимость для ступени получена делением давления на число ступеней (7). Как видно характеристика в линии рециркуляции для частоты вращения 4200 об/мин дает примерно 50 Бар. На самом деле давление ступени при работе на котел равно примерно 41 Бар. На рисунке зеленые точки. Для уточнения характеристики необходимо знать реальные давления в уплотнениях и расходы насоса при работе на котел и параметры перехода в линию рециркуляции или момент начала выбега насоса.



### Характеристика насоса и ступени

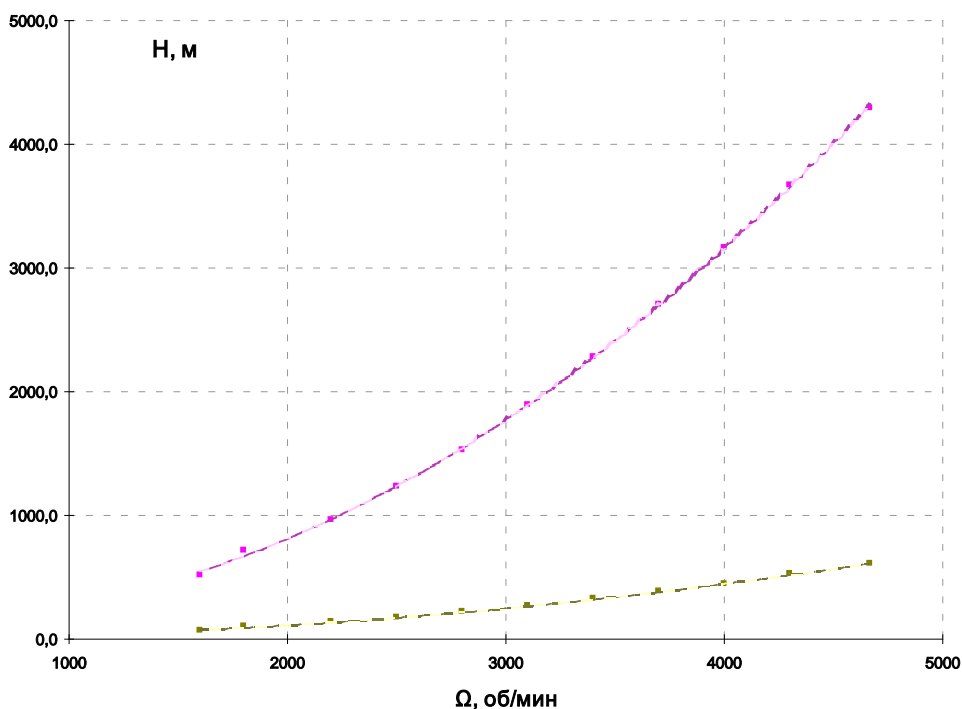


Рис. 3. Напор насоса и ступени в метрах водяного столба для режима рециркуляции

### Характеристика ступени

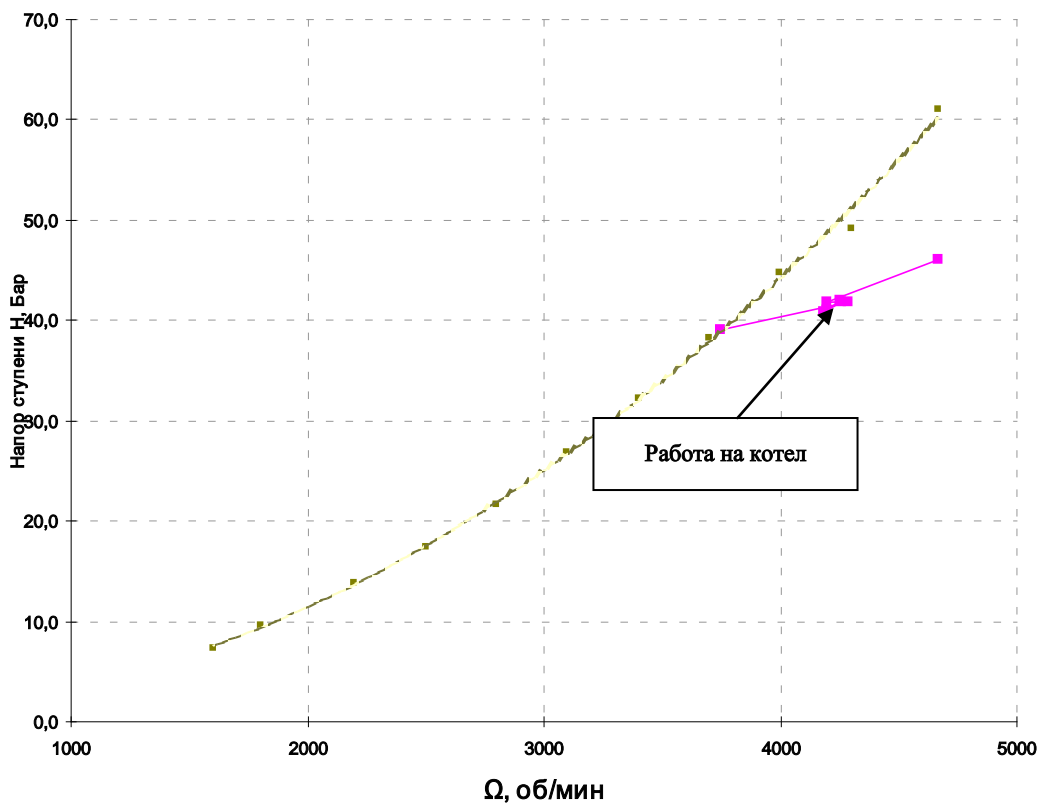


Рис. 4. Напор ступени в атмосферах (Бар) для режима рециркуляции и работе на котел (красная). Данные работы на котел получены по приборам АСУ ТП блока Нижневартовской ГРЭС

Для расчета динамических коэффициентов напорной характеристики насоса недостаточно, необходимо знать перепад давления непосредственно в щелях уплотнений. По известному напору ступени можно определить перепад давления в щели. Для этого существуют специальные формулы для определения распределения давления в пазухах ступени. Еще раз приведем рисунок распределения давления (рис. 5).

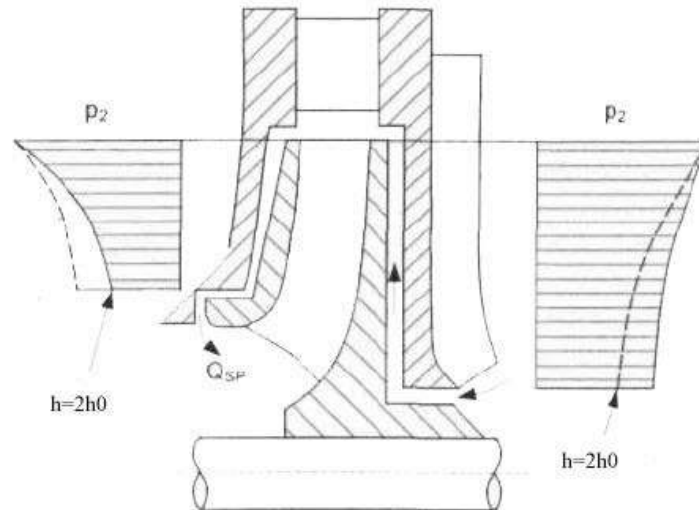


Рис. 5. Распределение давления в пазухах рабочего колеса

На распределение давлений в пазухах Рабочего Колеса сильно влияет наличие и направление протечек. Для варианта бесконечно большого зазора в уплотнениях формула распределения давления приведена в монографии Ломакина А.А. [5]. Впервые распределение давления в пазухах в зависимости от зазора в щелях выполнено в работе Ломакина А.А. [4] еще в 1940 г. Для реальных уплотнений при расчетах проточных частей ЛО «ПЗ» [3] используют следующие зависимости:

1. Давление в случае отсутствия протечек:

$$P = P_2 - \rho \frac{u_2^2}{8} \left(1 - \left(\frac{r}{R_2}\right)^2\right) \quad (1)$$

2. Давление в случае протечки от периферии к оси:

$$P = P_2 - \rho \frac{u_2^2}{8} \left(1 - \left(\frac{r}{R_2}\right)^4\right) \quad (2)$$

3. Давление в случае протечки от оси к периферии:

$$P = P_2 - \rho \frac{u_2^2}{16} \left(1 - \left(\frac{r}{R_2}\right)^2\right) \quad (3)$$

где  $r$  — текущий радиус.

В приведенные выше формулы значения подставляются в системе СИ.



Для питательного насоса ПН 1500–350:

Наружный радиус Рабочего Колеса  $R_2 = 212,5$  мм.

На номинальном режиме работы ( $n = 4665$  об/мин,  $Q = 1500$  м<sup>3</sup>/ч,  $H = 511$  м,  $t = 165$  °С) окружная скорость периферии колеса  $u_2 = 103,8$  м/с; давление на выходе из колеса  $P_2 = 37,8$  кгс/см<sup>2</sup> (давление за РК с учетом коэффициента реакции).

Течение в левой пазухе — от периферии к оси, в правой — от оси к периферии.

Окончательно имеем перед уплотнениями следующие давления:

$$P_{II} = 37,8 - 10,4 = 27,4 \text{ кгс/см}^2$$

$$P_{III} = 37,8 - 5,9 = 31,7 \text{ кгс/см}^2$$

Перепад на переднем уплотнении  $\Delta P_{II} = 27,4$  кгс/см<sup>2</sup>.

Перепад на заднем уплотнении определяется как разность между давлением одной ступени (46,1 кгс/см<sup>2</sup>) и давлением перед уплотнением  $\Delta P_{II} = 46,1 - 31,7 = 14,4$  кгс/см<sup>2</sup>.

Если для пазухи переднего уплотнения определить величину давления перед уплотнением при отсутствии и наличии утечек, то получим картину, представленную на рис. 6.

### Утечки в переднем уплотнении

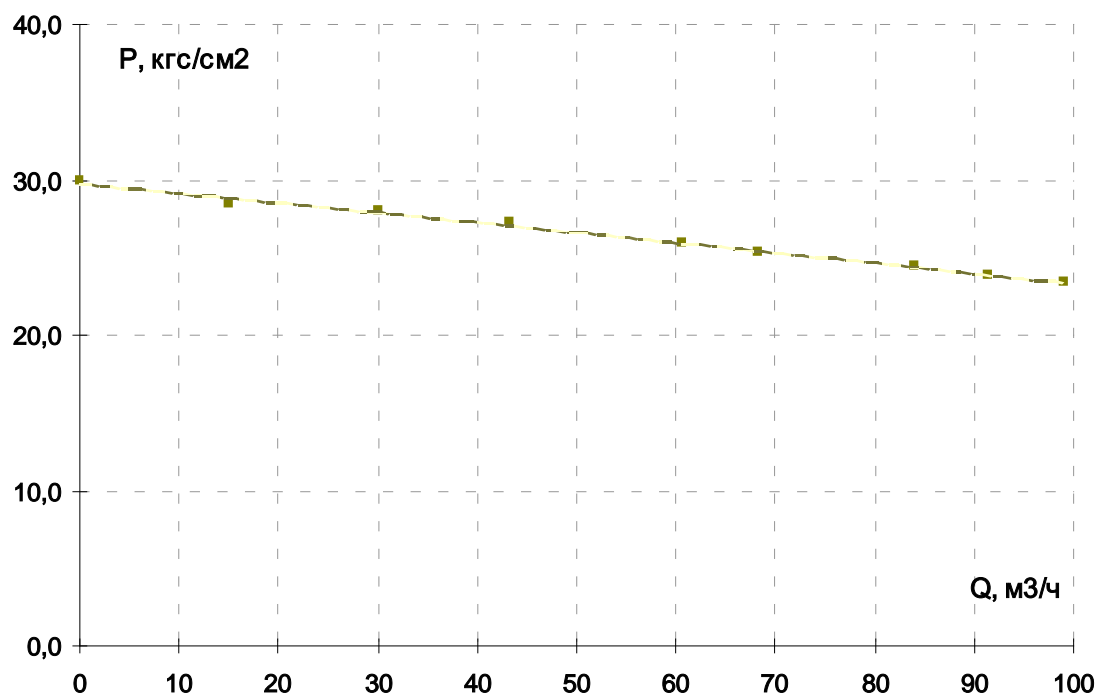


Рис. 6. Зависимость величины давления перед передним уплотнением РК от величины утечки

Задавшись графиком (рис. 6) можно подобрать значение расходов и соответствующих им перепадов при различных зазорах в уплотнении. Результаты расчетов сведены в таб. 4.

Таблица 4

	Размерность	Номинальный режим							
		0,39	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
Радиальный зазор	мм	0,39	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
Перепад давления на переднем уплотнении	кгс/см <sup>2</sup>	27,3	26,5	26,0	25,4	25,0	24,5	23,9	23,4
Утечки	м <sup>3</sup> /ч	43,4	52,8	60,6	68,3	76,3	84	91,5	99,1
ΔКПД (по сравнению с базой)	%	0	0,6	1,1	1,5	2,0	2,5	2,9	3,4
Перепад давления на заднем уплотнении	кгс/см <sup>2</sup>	14,4	13,8	13,0	12,4	12,0	11,4	11,0	10,5
Утечки	м <sup>3</sup> /ч	26,5	31,6	35,3	39,0	43,0	46,4	50,0	53,2
ΔКПД (по сравнению с базой)	%	0	0,3	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6

На рис. 7 приведены зависимости давления перед межступенным (задним) уплотнением от величины утечки, полученные для пазухи заднего уплотнения.

### Утечки в заднем уплотнении

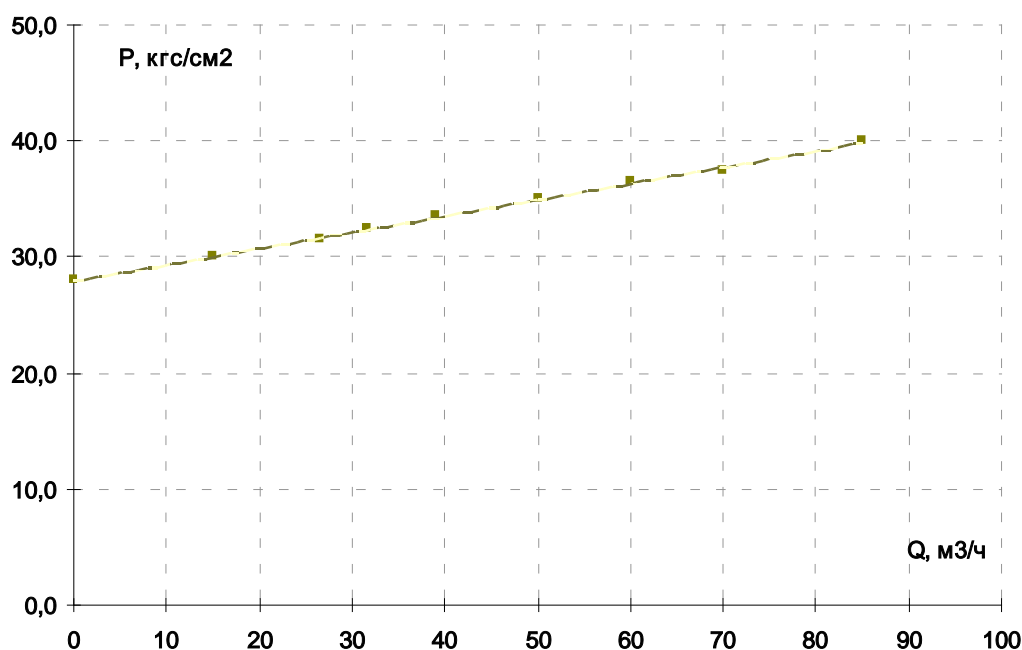


Рис. 7 Зависимость величины давления перед задним уплотнением Рабочего Колеса от величины утечки

На рис. 8 приведены зависимости напора ступени (черная линия) от частоты вращения насоса. Зависимость перепада давления в переднем и заднем уплотнениях ступени для различных радиальных зазоров. Для номинального зазора 0,35 мм и увеличенного зазора 0,7 мм.

Перепад давления в переднем уплотнении почти в два раза выше перепада в заднем уплотнении. Поэтому влияние гидродинамических сил (эффект Ломакина) на динамику ротора будет различным. Важно оценить влияние изменения давления и соотношения вклада передних и задних уплотнений на собственные частоты ротора насоса.



### Характеристика насоса и ступени

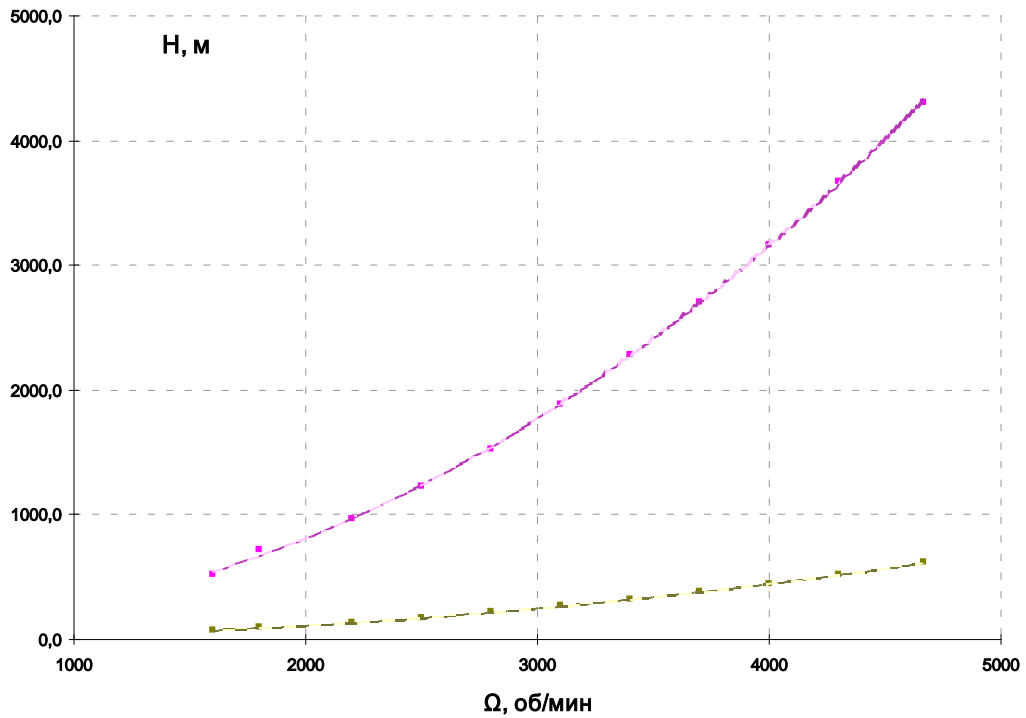


Рис. 8. Напорная характеристика насоса и ступени питательного насоса ПН 1500–350

### Характеристика ступени

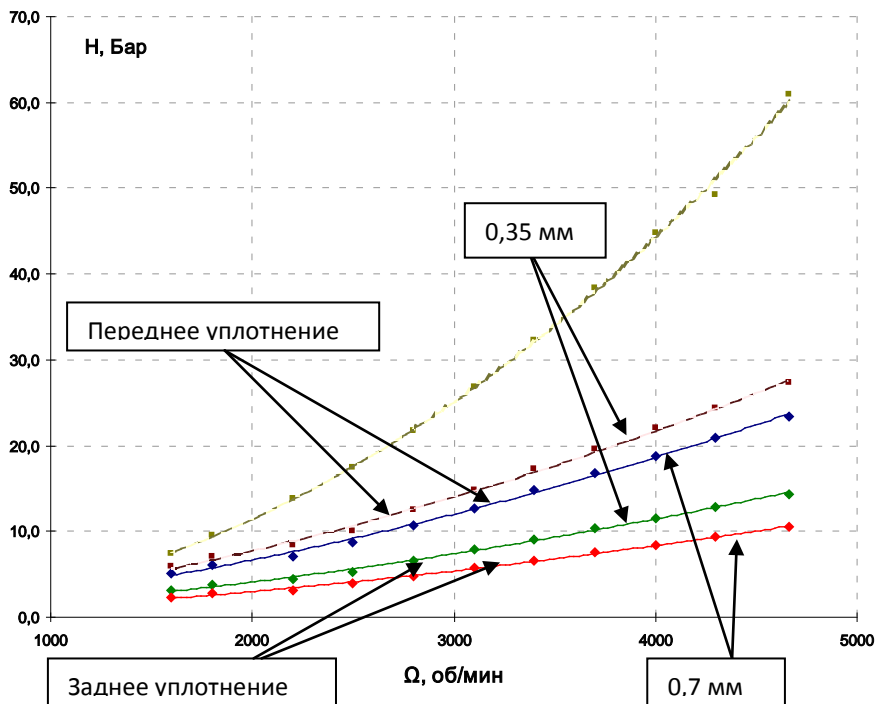


Рис. 9. Зависимость перепада давления в переднем и заднем уплотнениях от частоты вращения для радиальных зазоров 0,35 мм и 0,7 мм

Перепад давления в уплотнениях на входе рабочего колеса, с зазором 0,35 мм принимаем равным 27 Бар для частоты вращения 4200 об/мин и 14,9 Бар для частоты вращения 3180 об/мин. Для увеличенного радиального зазора (0,7 мм) давление будет равно 21 Бар и 12,7 Бар соответственно.

Перепад давления в межступенных уплотнениях, с зазором 0,35 мм принимаем равным 12,9 Бар для частоты вращения 4200 об/мин и 7,8 Бар для частоты вращения 3180 об/мин. Для увеличенного радиального зазора (0,75 мм) давление будет равно 9,4 Бар и 5,7 Бар соответственно. Полученные величины перепада давления (Бар) в уплотнениях рабочего колеса и разгрузочного устройства питательного насоса ПН 1500–350 в зависимости от частоты вращения сведены в табл. 5.

Таблица 5

Обороты	Переднее уплотнение		Заднее уплотнение		Разгрузочное устройство	
	$h=0,35$ мм	$h=0,75$ мм	$h=0,35$ мм	$h=0,75$ мм	$h=0,35$ мм	$h=0,7$ мм
4665	27,3	23,4	14,4	10,5	177	58
4300	24,4	20,9	12,9	9,4		
4000	22,0	18,9	11,6	8,5		
3700	19,6	16,8	10,3	7,5	108,5	36
3400	17,2	14,8	9,1	6,6		
3100	14,9	12,7	7,8	5,7		
2800	12,5	10,7	6,6	4,8	72,4	25
2500	10,7	9,2	5,6	4,1		
2200	8,9	7,6	4,7	3,4		
1800	6,8	5,9	3,6	2,6		
1600	5,9	5,1	3,1	2,3	32,6	18

При увеличении зазора в уплотнениях проточной части существенным образом, почти в два раза, снижаются перепады давления в щелевых уплотнениях.

### Выводы

Расчет динамических коэффициентов необходимо проводить с учетом реальных перепадов давления в щелевых уплотнениях проточной части питательных насосов.

### Список литературы

1. **Малюшенко, В.В.** Насосное оборудование тепловых электростанций [Текст] / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов // Энергия. — 1975. — С. 280.
2. Сан Андерс Щелевые уплотнения
3. **Богун В.В.** Способы повышения экономичности и ресурса питательных насосов для ТЭС с энергоблоками мощностью 250÷1200 МВт: дис.
4. **Ломакин, А.А.** Осевое давление в центробежных насосах с учетом величины зазора в уплотнительных кольцах / А.А. Ломакин // Советское котлотурбостроение. — 1940. — № 12.
5. **Ломакин, А.А.** Центробежные и осевые насосы. / А.А. Ломакин. — М.: Машиностроение, 1966. — С. 320.
6. J.F. Gülich Kreiselpumpen Springer, 1999. — P. 596.

## МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В РАДИАЛЬНЫХ И УПОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ МОЩНЫХ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ ТЭС

В.А. ВАСИЛЬЕВ, А.Е. ЯЗЫКОВ (ФГБОУ ВО «ЧелГУ», г. Челябинск, Россия)

На энергоблоках России эксплуатируются питательные насосы различных фирм и конструкций. Поставщики заявляют очень высокие значения КПД своих машин. Но при этом не раскрываются механические потери в радиальных подшипниках скольжения и упорных подшипниках разгрузочных устройств.

Фирма Зульцер поставляет насосы с разгрузочным устройством в виде поршня, который требует дополнительного уравнивания практически полной осевой силы. Для насосов энергоблока мощностью 300 МВт «Мосэнерго» осевая сила составляет примерно 60–70 т.

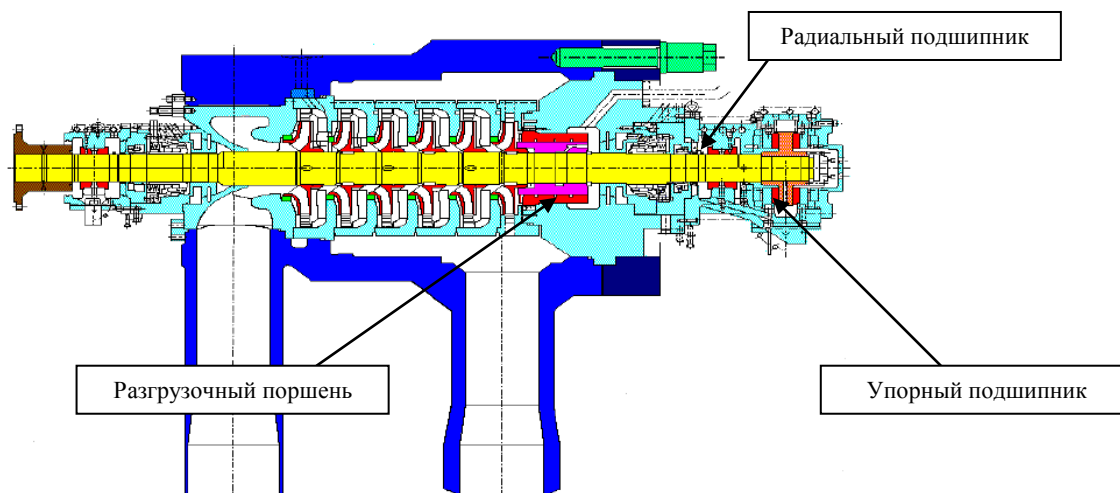


Рис. 1. Насос фирмы Зульцер НРТ 300–400/6

Фирма КСБ поставляет насосы с разгрузочным устройством типа двойного поршня. Такая конструкция более экономичная по сравнению с поршнем, требует упорного подшипника меньшей нагрузки, но более сложная в изготовлении. Некомпенсированная осевая сила составляет примерно 10–15 т. Такие насосы эксплуатируются в настоящее время на энергоблоках мощностью 800 МВт Пермской ГРЭС.

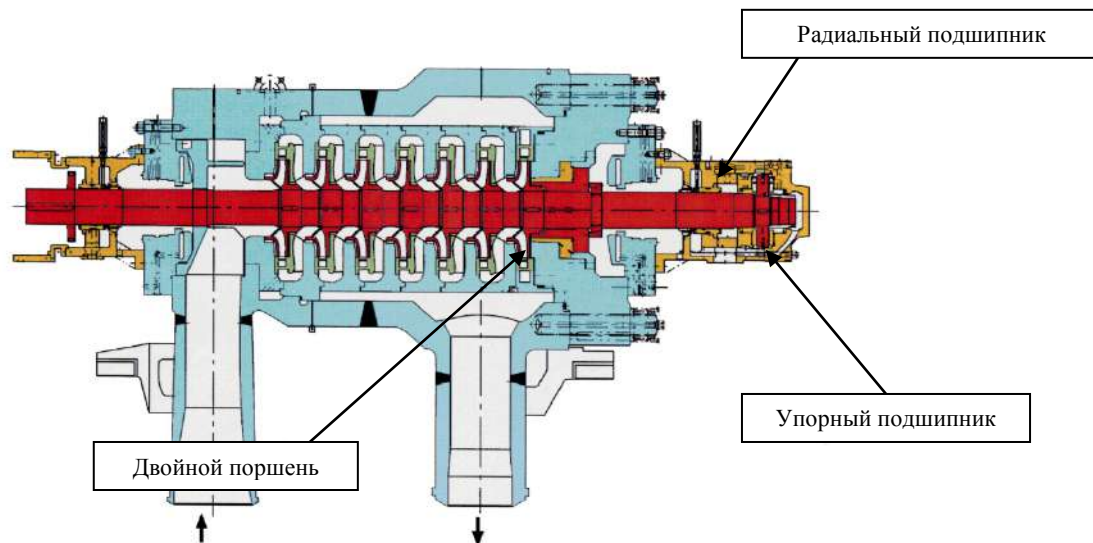


Рис. 2. Насос SHTD 7/8 фирмы KSB

На энергоблоках мощностью 800 МВт Сургутской ГРЭС 2 эксплуатируются питательные насосы ПН 1500–350–4 Пролетарского завода (С-Пб). Эти насосы используют классическое разгрузочное устройство типа гидропяты. Это устройство позволяет балансировать в автоматическом режиме осевые силы. Не требует использования упорных подшипников, имеет малые зазоры в радиальной щели и, как следствие, максимальный КПД по условиям протечек в разгрузочном устройстве.

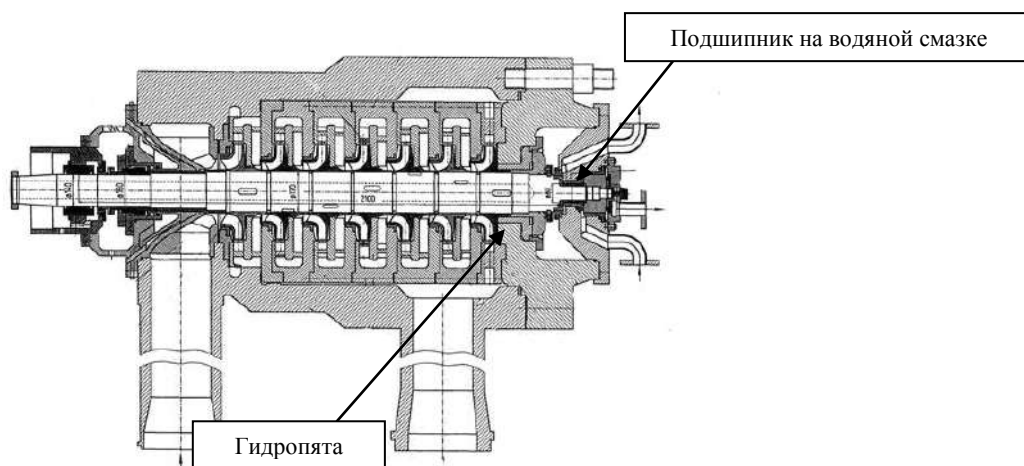


Рис. 3. Питательный насос ПН 1500–350–4

Кроме того, в конструкции этого питательного насоса используется и подшипник скольжения на водяной смазке. Известно, что использование водяной смазки существенно снижает механические потери.



### Упорный подшипник

В энергетике довольно широко используются упорные подшипники. Осевые силы в паровых турбинах мощностью 300–800 МВт могут достигать 20–30 т. Механические потери в упорных подшипниках составляют 0,13–0,17% от номинальной мощности турбоагрегата. Например, в традиционных конструкциях подшипников турбины мощностью 300 МВт эти потери достигали 400 кВт, мощностью 500 МВт — 850 кВт, мощностью 800 МВт — 985 кВт [1].

Суммарные потери мощности в упорном подшипнике складываются из потерь трения в масляной пленке между колодкой и упорным диском, которые возникают вследствие напряжения между отдельными слоями масла — гидродинамические  $N_{\Gamma}$  и потерь трения  $N_{\text{д}}$  открытых частей упорного диска при вращении его в масляной ванне – дисковые.

Суммарные потери:

$$N_{\text{с}} = N_{\Gamma} + N_{\text{д}}$$

В работе Серезкиной [2] приведены данные о влиянии нагрузки в упорном подшипнике на механические потери. Для стендовой установки осевого сегментного подшипника диаметром 500 мм при увеличении нагрузки от 10 до 80 тонн величина потерь возрастает примерно от 400–480 до 520–610 кВт (рис. 4). Разброс зависит от геометрии торцевой щели подшипника. Частота вращения подшипниковой опоры на стенде составляла 3000 об/мин.

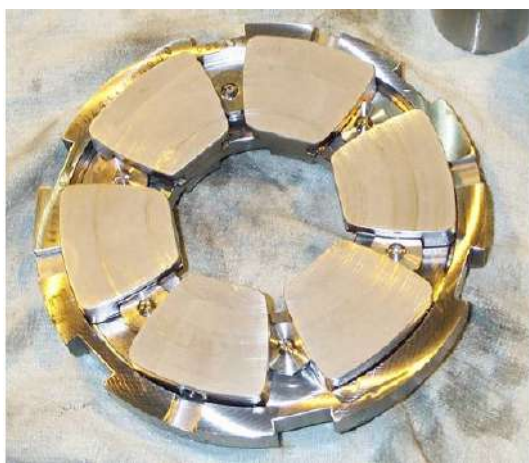


Рис. 4. Зульцер (6 сегментов (колодок) на одной стороне, всего 12)



Рис. 5. КСБ (8 сегментов на одной стороне, всего 16 сегментов)

Для питательных насосов осевое усилие, которое необходимо компенсировать существенно больше и может достигать 80–100 т. Компенсацию осевых усилий производят специальным разгрузочным устройством. При использовании в качестве разгрузочного устройства поршня, либо двойного поршня необходимо также иметь и упорный подшипник. Для разгрузочного устройства в виде поршня упорный подшипник выбирают из условия работы на полную нагрузку, для двойного поршня на частичную. Частичная нагрузка, как правило, не более 10–15 т. Внешний вид упорных подшипников питательных насосов

приведен на рис. 4 и 5. Эти подшипники двухсторонние. Фирма Зульцер (рис. 4) использует 6 колодок на одной стороне и обе стороны подшипника рабочие. Осевой подшипник фирмы КСБ (рис. 5) также двухсторонний, но рабочая сторона только одна, вторая сторона снабжена лишь установочными колодками. Число колодок на сторону — 8.

Внешний вид упорного подшипника приведен на рис. 6. Для этого подшипника диаметр пяты принимаем равным 330 мм, средний диаметр 300 мм, ширина пяты 50 мм. Сегмент: длина — 72 мм, средняя ширина — 100 мм.

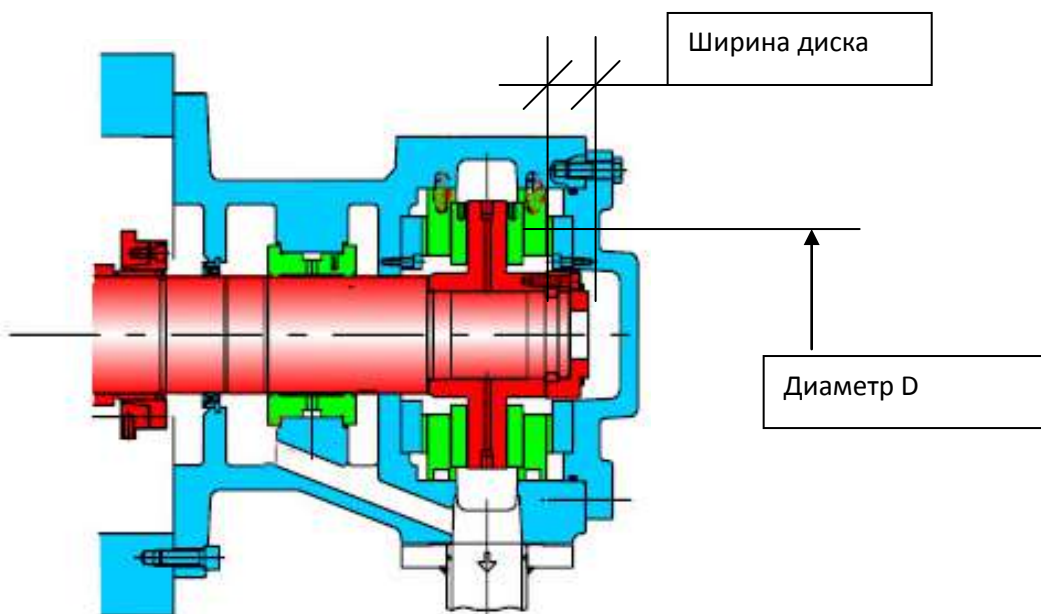


Рис. 6. Внешний диаметр упорного подшипника 330 мм. Ширина упорного диска 50 мм.

Гидродинамические потери упорного подшипника можно рассчитать по следующей формуле [3]:

$$N = D_{\text{ср}} \cdot \omega^2 \cdot \mu_{\text{вх}} \cdot l^2 \cdot n \cdot \xi$$

$D_{\text{ср}}$  — средний диаметр (для ПТН примерно 0,3 м),  $\omega$  — частота вращения (для ПТН 440 1/с),  $\mu$  — вязкость на входе (по таблице 0,043 Па·с [3]),  $l$  — средняя ширина колодки (для ПТН 0,1 м),  $\xi$  — коэффициент потерь в смачиваемом слое (принимается по табл. 780 [3]).

$$N = 0,3 \cdot (440)^2 \cdot 0,043 \cdot 0,1^2 \cdot 12 \cdot 780 = 234 \text{ кВт.}$$

Если учесть только 6 колодок на одной стороне, тогда гидродинамические потери составят 117 кВт.

Дополнительно необходимо определить дисковые потери.



*Дисковые потери* — потери на трение в масляной ванне цилиндрической и торцевой поверхности пяты [1,2]:

$$N_{\text{дт}} = 0,103 \cdot 10^{-6} \cdot \omega^3 \cdot \rho \cdot D^5 \text{ — торцевая поверхность;}$$

$$N_{\text{дц}} = 0,103 \cdot 10^{-6} \cdot \omega^3 \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 5 \cdot h \text{ — радиальная поверхность.}$$

здесь  $D$  — диаметр пяты упорного подшипника (для ПТН примерно 0,33 м),  $\omega$  — частота вращения (для ПТН 440 1/с),  $\rho$  — плотность жидкости (по таблице 880 [2]),  $h$  — средняя ширина пяты (для ПТН 0,05 м).

Потери в торцевой поверхности:

$$N_{\text{дт}} = 0,103 \cdot 10^{-6} \cdot \omega^3 \cdot \rho \cdot D^5$$

$$N_{\text{дт}} = 0,103 \cdot 10^{-6} \cdot (440)^3 \cdot 880 \cdot 0,33^5 = 30,3 \text{ кВт}$$

Потери на цилиндрической поверхности:

$$N_{\text{дц}} = 0,103 \cdot 10^{-6} \cdot \omega^3 \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 5 \cdot h$$

$$N_{\text{дт}} = 0,103 \cdot 10^{-6} \cdot (440)^3 \cdot 880 \cdot 0,33^5 \cdot 5 \cdot 0,05 = 7,57 \text{ кВт}$$

Полные потери дискового трения равны

$$N_{\text{д}} = N_{\text{дц}} + N_{\text{дт}} = 37,87 \text{ кВт}$$

Полные механические потери упорного подшипника равны:

$$N_{\text{с}} = N_{\text{г}} + N_{\text{д}} = 234 + 37,87 = 271,87 \text{ кВт}$$

Минимальные потери  $117 + 37,87 = 154,87$  кВт.

Для питательных насосов относительные потери в упорных подшипниках значительно выше, чем в турбоагрегате и могут составлять 1,5% от мощности приводной турбины. В отличие от турбин величины механических потерь дискового трения много меньше гидродинамических потерь и составляют не более 13–15% от величины механических потерь упорного подшипника.

### **Радиальный подшипник**

Подшипниковые опоры питательных насосов могут быть различной конструкции: цилиндрическим, с лимонной расточкой, много клиновыми или сегментными. В зависимости от конструкции существенным образом изменяется гидродинамическая жесткость и демпфирование подшипника. В конструкциях фирм Зульцер и КСБ используются многоклиновые (четырёхклиновые) подшипники скольжения (рис. 7, 8), позволяющие поднять собственную частоту ротора и его вибрационную устойчивость.

В конструкциях насосов ПН 1500–350 (Пролетарский завод) используются традиционные цилиндрические подшипники скольжения. Внешний вид корпуса подшипника и нижнего вкладыша приведены на рис. 9, 10.

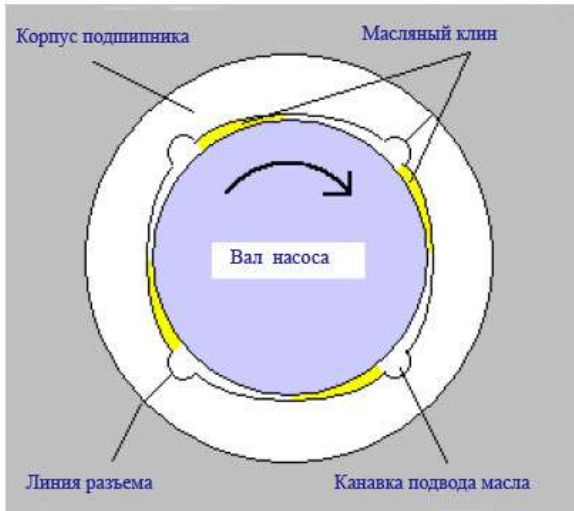


Рис. 7. Четырехклиновой подшипник насоса НРТ 300–400/6s (Sulzer)



Рис. 8. Четырехклиновой подшипник насоса НРТ 300–400/6s (Sulzer)



Рис. 9. Корпус подшипниковой опоры насоса ПН 1500–350



Рис. 10. Нижний вкладыш подшипника ПН 1500–350

Несущая способность и потери в подшипниках скольжения существенным образом зависят от типа масла используемого как смазывающая жидкость. На различных электростанциях используется различное масло. Так, например, на Пермской ГРЭС используется пожаробезопасное масло ОМТИ, на Сургутской и Нижневартовской ГРЭС обычное турбинное масло Т<sub>22</sub>. Характеристики этого масла (плотность и вязкость) при разных температурах приведены в табл. 1.

Таблица 1

Турбинное масло Т<sub>22</sub>

$t^0, \text{C}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\rho \text{ кг/м}^3$	902,0	895,5	888,5	882,5	876,0	869,5	863,0	856,5	850,0	843,5
$\mu \cdot 10^2 \text{ Па} \cdot \text{с}$	18,90	8,55	4,75	3,18	1,874	1,275	0,905	0,675	0,513	0,40
$\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	2095,3	956	535	360	214	147	105	79	60	47



В литературе можно найти и другие данные для вязкости масла, например в монографии Шлихтинга [7]. Здесь параметры вязкости для масла существенно отличаются от данных масла Т<sub>22</sub>. Поэтому в расчетах необходимо использовать вязкость того масла, которое используется в работе подшипника.

Таблица 2

Вязкость масла монографии Шлихтинга

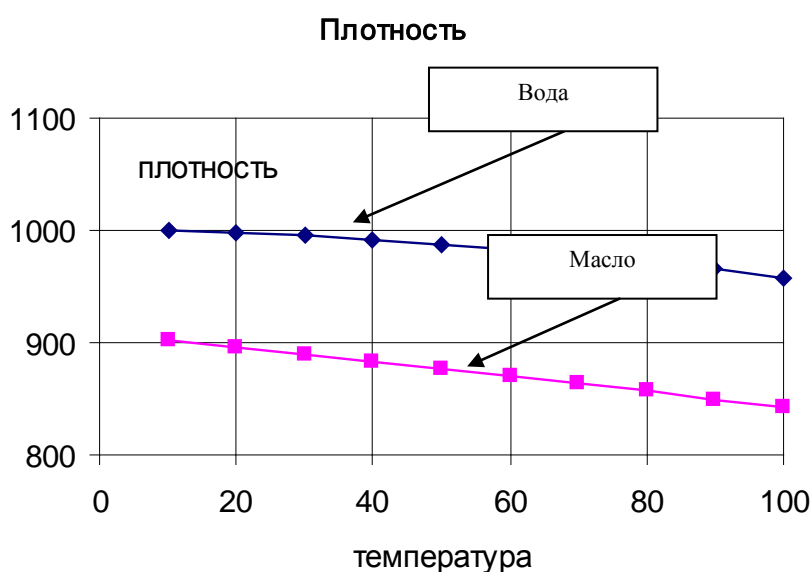
$t^0, \text{C}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\nu \cdot 10^6 \frac{\text{M}^2}{\text{C}}$	1200	400	180	100	60	30	20	15	13	10

В питательных насосах Пролетарского завода ПН 1500–350–4 передний подшипник масляный, задний, сторона напора, на водяной смазке. Плотность и вязкость воды для разных температур приведены в табл. 3, рис. 11, 12.

Таблица 3

Плотность и вязкость воды при разных температурах

$t^0, \text{C}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\rho \frac{\text{KГ}}{\text{M}^3}$	999,7	998,2	995,7	992,2	988,1	983,1	977,8	971,8	965,3	958,4
$\mu \cdot 10^2 \text{ Па} \cdot \text{C}$	1306	1004	801,5	653,3	549,4	469,9	406,1	355,1	314,9	282,5
$\nu \cdot 10^6 \frac{\text{M}^2}{\text{C}}$	1,306	1,006	0,805	0,658	0,602	0,478	0,415	0,365	0,326	0,294

Рис. 11. Зависимость плотности воды и масла Т<sub>22</sub> от температуры

## Кинематическая вязкость

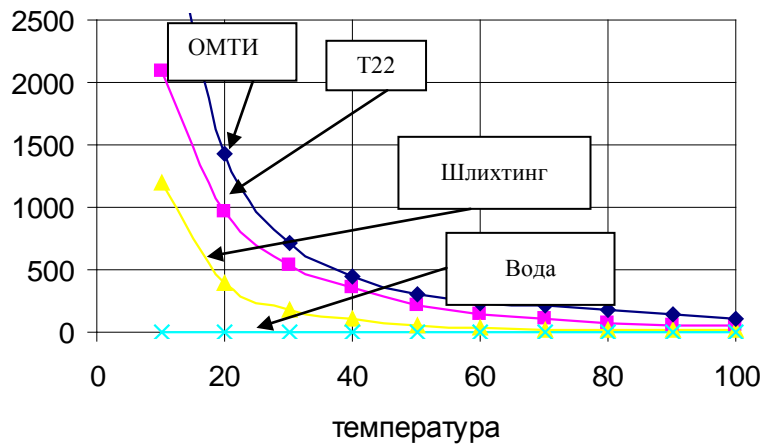


Рис. 12. Зависимость кинематической вязкости масла и воды от температуры

Потери в подшипниках скольжения можно определить по различным формулам.

1. *Формула Петрова*. Сила трения в подшипнике [3]:

$$T = \mu \frac{u}{h} 2\pi \cdot r \cdot l$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость;  $u = \omega \cdot r$  — окружная скорость вала;  $r$  и  $l$  — радиус и длина шейки вала;  $h$  — радиальный зазор в подшипнике.

Потери в подшипнике:

$$N = \frac{Tr\omega}{102} = \frac{2\pi}{102} \mu (\omega \cdot r)^2 \frac{r}{h} l \quad (\text{кВт})$$

В системе СИ эта формула выглядит так:

$$N = 2\pi\mu \cdot \omega^2 \cdot r^3 \frac{l}{h} \quad (\text{Вт})$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость.

2. *Формула Воскресенского* для радиального подшипника [3]:

$$N = \xi \frac{\omega^2 d^3 l}{2h} \mu \cdot 10^{-3} \quad \text{кВт}$$

где  $h$  — относительный зазор,  $\omega$  — частота вращения,  $\xi$  — коэффициент сопротивления шипа вращению. Величину коэффициента  $\xi$  получаем из табл. 3.

Принимаем эксцентриситет равным 0,85, получаем коэффициент сопротивления шипа вращению  $\xi = 7,22$ .

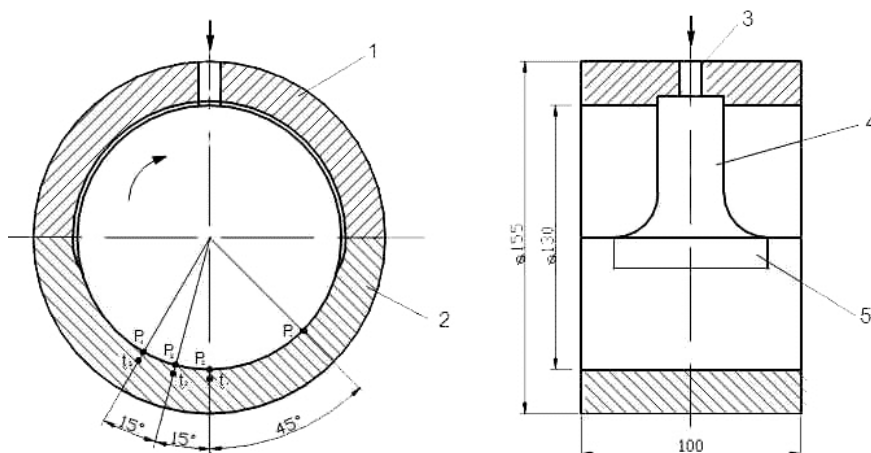


Рис. 13. Схема цилиндрического подшипника,  
где  $\omega$  — угловая скорость,  $D$  и  $l$  — соответственно наружный диаметр и толщина диска

На рис. 13 приведена схема подшипника диаметром 130 мм и длиной 100 мм, радиальным зазором 0,15 мм. Для температуры 40 °С, динамической вязкостью 0,0318 Па·с и частотой вращения 4680 об/мин (490 1/с), относительный зазор  $\varphi = 2,3 \cdot 10^{-3}$ , получим:

#### Масло Т<sub>22</sub>

Потери в подшипнике скольжения по формуле Петрова для масла с температурой 40 °С:

$$N = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0318 \cdot 490^2 \cdot 0,065^3 \frac{0,1}{0,00015} =$$
$$N = 6,28 \cdot 0,0318 \cdot 240100 \cdot 0,000274625 \cdot 666,666$$
$$= 0,199704 \cdot 65,9374625 \cdot 666,666 = 8778,69 \text{ Вт}$$

$$N = 8,8 \text{ кВт.}$$

Потери в подшипнике скольжения по формуле Воскресенского для масла с температурой 40 °С:

$$N = \xi \frac{\omega^2 d^3 l}{2\varphi} \cdot \eta \cdot 10^{-3} = 7,22 \frac{490^2 (0,13)^3 \cdot 0,1}{2 \cdot 2,3 \cdot 10^{-3}} 0,0318 \cdot 10^{-3} =$$
$$7,22 \cdot \frac{240100 \cdot 0,002197 \cdot 0,1}{2 \cdot 2,3} 0,0318 = 2,63 \text{ кВт}$$

$$N = 2,63 \text{ кВт.}$$

#### Вода

Потери в подшипнике скольжения на воде с температурой 40 °С:

Для воды динамическая вязкость при 40 °С равна  $6,53 \cdot 10^{-4}$  Па·с.

Формула Петрова:  $N = 0,18$  кВт.

Формула Воскресенского:  $N = 0,055$  кВт.

Экспериментальное определение потерь в радиальном подшипнике скольжения работающем на воде, принимаем равным 0,7 кВт.

Экспериментальные значения потерь в подшипнике в соответствии с результатами, полученными на стендовых установках УралВТИ для воды с температурой 25 °С приведены на рис. 14

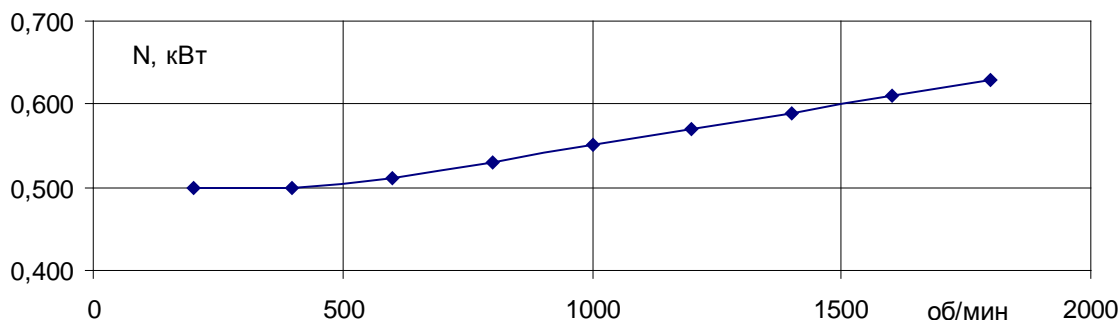


Рис. 14. Зависимость потерь в подшипнике скольжения, работающем на воде с температурой 25 °С

На частоте вращения до 2000 об/мин потери не превышают 0,7 кВт, даже при температуре воды 25 °С. При повышении температуры потери должны быть еще меньше. Таким образом, потери радиального подшипника на воде примерно на порядок ниже потерь подшипника, работающего на масле. При расчетах общих потерь питательного насоса потерями в подшипнике, работающем на воде и на масле можно пренебречь.

#### Список литературы

1. **Казанский, В.Н.** Подшипники и системы смазывания паровых турбин: 3-е изд., перераб. и доп. / В.Н. Казанский, Е.А. Языков, Н.З. Беликова. — Челябинск: Цицеро, 2004. — 484 с., ил.
2. **Сережкина, Л.П.** Осевые подшипники мощных паровых турбин / Л.П. Сережкина, Е.И. Зарецкий. — М.: Машиностроение, 1988. — 176 с.
3. **Воскресенский, В.А.** Расчет и проектирование опор скольжения: справочник / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. — М.: Машиностроение, 1980. — 224 с.
4. **Ломакин, А.А.** Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. — М.: Машиностроение, 1966. — 320 с.
5. J.-H. Schill, Sturm H.-D Wellen Abdichtungen für Kesselspeisepumpen mit großen Antriebsleistungen, Fachbeitrag 9-2, Pump Users International Forum, Karlsruhe 2000.
6. J.-H. Schill Life Cycle Costen — Eine Gesamt kosten betrachtung für die Lebensdauer von Pumpen in Kraftwerken, Fachbeitrag 3-1, Pump Users International Forum, Karlsruhe 2000.
7. **Шлихтинг, Г.** Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. — М.: Наука, 1974. — 711 с.
8. **Макау, Е.** Survey of Feed Pump Outages / E. Makay, O. Szamody // (EPRI FP-754) Electric Research Institute, Paolo Alto, California, April 1978.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПОЗИТА «ФТОРОПЛАСТ-ГРАФЛЕКС» В КАЧЕСТВЕ АНТИФРИКЦИОННОГО МАТЕРИАЛА ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ НА ВОДЕ

А.Е. ЯЗЫКОВ (ОАО «Инженерный центр энергетики Урала», филиал «УралВТИ»)

В практике совершенствования опор скольжения и уплотнительных узлов энергетического оборудования с водной рабочей средой в качестве антифрикционных материалов находят применение углепластики и композитные материалы на основе фторопласта и графита. Так, на питательном насосе втулочные щелевые уплотнения изготавливают из углепластика марок УГЭТ и ФУТ производства ГНЦ ФГУП «ЦНИИ конструктивных материалов «Прометей». Данные углепластики обладают достаточно прочностными характеристиками, не изменяют линейные размеры при работе в воде, обладают низкими значениями коэффициента трения (0,06; 0,12) при контактных давлениях  $> 5,0$  МПа, используются при рабочих температурах 100...140 °С (сайт ГНЦ ФГУП «ЦНИИ КМ «Прометей»). Композитный материал «Фторопласт-Графлекс» (Ф4ГР25), разработанный НПО «Унихимтек», превосходит по прочностным характеристикам «Графлекс», а по износостойкости — фторопласт Ф-4. В соответствии с ГОСТ 25.602–80 его удельный модуль упругости составляет 24000 МПа, а удельная прочность на растяжение — 810 МПа; эксплуатационный интервал температур от –60 до 250 °С. Оценка возможности применения Ф4ГР25 для подшипников

скольжения, работающих на воде, была реализована на установках ОАО «УралВТИ» в 2000 г. Исследования проводились в два этапа, позволивших оценить антифрикционные характеристики Ф4ГР25 в режиме граничного трения, а также установить условия образования гидродинамической смазки на воде и основные рабочие характеристики этого режима.

**Первый этап.** Антифрикционные характеристики композита в условиях граничного трения получены на машине СМТ-1 для пары трения «сегмент-диск» (рис. 1).

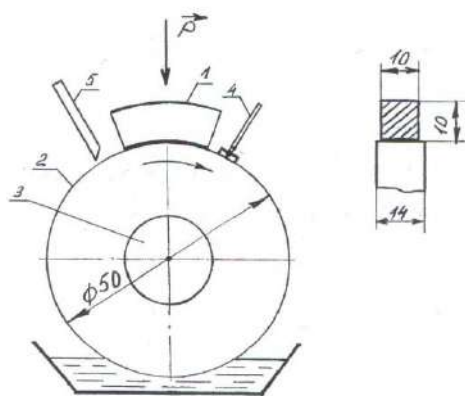


Рис. 1. Пара трения «сегмент-диск»: 1 — сегмент; 2 — диск; 3 — вал; 4 — прижимная термopара; 5 — капельный подвод воды

Во время испытаний определялись коэффициент трения  $f_{тр}$ , износ сегмента  $\delta M$  и температура поверхности диска за сегментом  $t_d$  при варьировании удельной нагрузки  $q$ , действующей на сегмент, и окружной скорости  $u$  диска (вала). Кроме того, в некоторых опытах на диск капельно подавалась дистиллированная вода.

Материал диска — сталь 40, геометрические размеры: диаметр  $D = 50$  мм, ширина  $B = 14$  мм. Сегменты (образцы) с площадью контакта  $F = 2$  см<sup>2</sup> были выполнены соответственно из фторопласта Ф-4 и композита «Фторопласт-Графлекс». В опытах удельная нагрузка на сегмент  $q = P/F$  варьировалась от 2 до 6 МПа.

Изменение коэффициента трения  $f_{тр}$  в процессе испытаний образцов в режиме «сухого» трения при окружной скорости диска  $u = 0,13$  м/с в течение 15 ч с приложением соответствующей нагрузки  $q$  представлено на рис. 2, а.

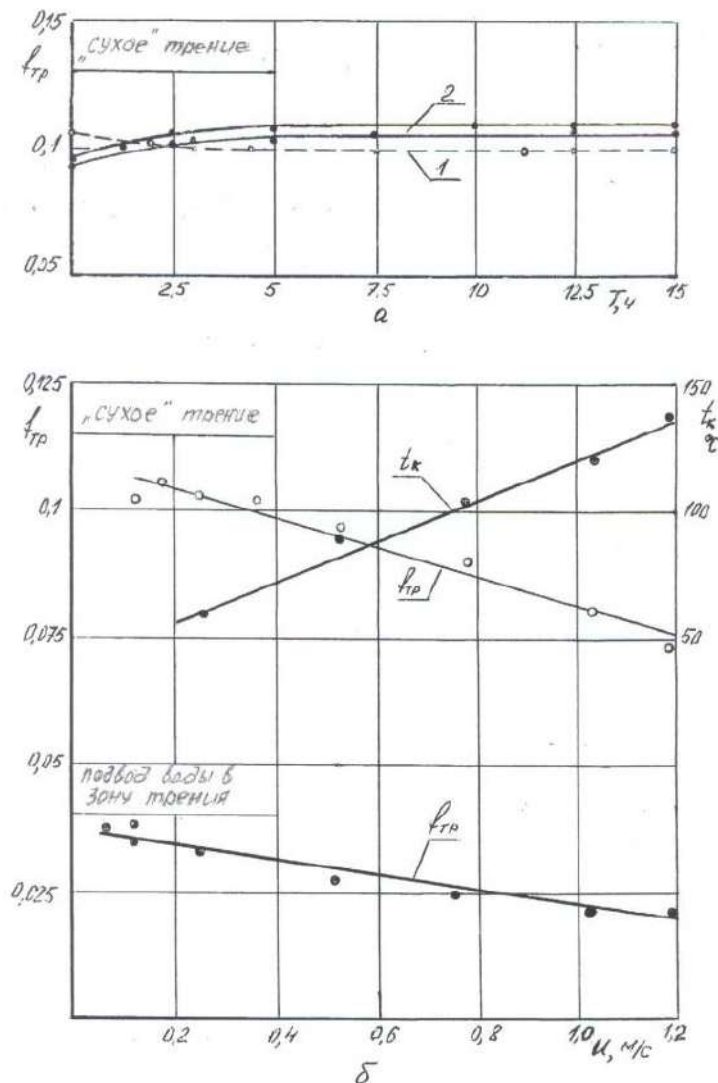


Рис. 2. Изменение коэффициента трения для пары «сегмент-диск»: 1 — сегмент из Ф-4  $q = 2$  МПа; 2 — сегмент из Ф4ГР25,  $q = 2, 4, 6$  Мпа; а — в процессе приработки и установившегося режима ( $u = 0,13$  м/с,  $t_d = 30$  °С); б — при изменении окружной скорости диска (сегмент из Ф4ГР25,  $q = 6$  МПа)



Сегмент из  $\Phi-4$  нагружался одноразово  $2 \text{ МПа}$ , а сегмент из  $\Phi4ГР25$  — тремя значениями нагрузки:  $2, 4$  и  $6 \text{ МПа}$ . После приработки образцов (через  $3-5$  ч) значения коэффициентов трения находились на уровне  $0,1-0,11$  с незначительным превышением  $f_{mp}$  композита. Однако износ сегмента из  $\Phi-4$  оказался существенно больше износа сегмента из  $\Phi4ГР25$  (его потеря массы составила  $1,44 \text{ г}$  при пути, пройденном диском, равном  $\approx 6 \text{ тыс. м}$ , тогда как суммарная потеря массы сегмента из композита составила всего  $0,0093 \text{ г}$  при соответствующем пути диска  $\approx 18 \text{ тыс. м}$ ).

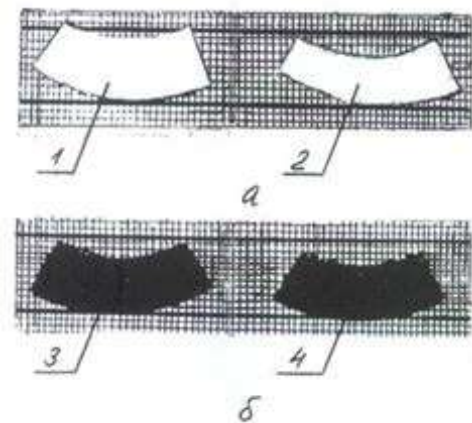


Рис. 3. Внешний вид сегментов:  
а — сегмент из  $\Phi-4$ ; б — сегмент из  $\Phi4ГР25$ ;  
3 — исходное состояние; 2, 4 — состояние  
после проведенных испытаний

В опытах температура диска  $t_d$  не превышала  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Внешний вид образцов после проведенных испытаний представлен на рис. 3.

В опыте с сегментом из  $\Phi-4$  при  $q = 6 \text{ МПа}$ ,  $u = 0,13 \text{ м/с}$  в течение  $1$  ч при коэффициенте трения, равном  $f_{mp} = 0,112$ , температура диска  $t_d$  достигла  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ , а потеря массы составила  $0,32 \text{ г}$ . Дальнейшее проведение опытов с повышением окружной скорости диска для сегмента из  $\Phi-4$  из-за значительного износа было прекращено.

Значения коэффициента трения для  $\Phi4ГР25$  и температуры поверхности диска при изменении окружной скорости диска отражены на рис. 2, б. Здесь при постоянной нагрузке на сегмент  $q = 6 \text{ МПа}$  частота вращения диска ступенчато через каждые  $50$  1/мин, начиная с  $50$  1/мин, увеличивалась до  $500$  1/мин. На скоростных ступеньках в течение  $1$  ч через  $15$  мин фиксировались температура поверхности диска  $t_d$  и момент трения (коэффициент  $f_{mp}$ ). Установлено, что с ростом  $u$  повышается  $t_d$ , но снижается  $f_{mp}$ . Так, при изменении с  $0,13$  до  $1,3 \text{ м/с}$   $t_d$  возросла с  $45$  до  $145 \text{ }^\circ\text{C}$ , а  $f_{mp}$  уменьшился с  $0,11$  до  $0,075$ . После проведенных испытаний рабочая поверхность сегмента была полированной, без вырывов и трещин, не содержала продуктов износа. В то же время линейный размер ширины сегмента незначительно увеличился. Потеря массы сегмента из  $\Phi4ГР25$  за  $10$  ч испытаний при пути, пройденном диском, равном  $25740 \text{ м}$ , составила  $0,0385 \text{ г}$ . Капельная подача воды на диск и организация «водяной ванны» в его нижней части привели как к стабилизации температурного режима в зоне трения ( $t_d$  не превысила  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ ), так и к существенному (примерно в  $3,5$  раза) снижению коэффициента трения (рис. 2, б).

Проведенные испытания на машине трения СМТ-1 показали, что композитный материал  $\Phi4ГР25$  в режиме граничной смазки обладает лучшими антифрикционными характеристиками по сравнению с фторопластом  $\Phi-4$ . Его применение в подшипниках скольжения и уплотнениях роторных машин позволит использовать воду в качестве смазывающей жидкости, что повысит пожаробезопасность и экономичность агрегата. В настоящее время рабочие (гидромеханические) характеристики подшипников скольжения, изготовленных из  $\Phi4ГР25$ , не установлены, что явилось основанием для проведения дальнейших экспериментальных исследований.

**Второй этап** испытаний предусматривал оценку возможности использования *Ф4ГР25* в качестве антифрикционного материала в радиальных подшипниках скольжения на водяной смазке в широком диапазоне изменения начальных параметров (частоты вращения вала, нагрузки и температуры). Для проведения испытаний был изготовлен экспериментальный радиальный подшипник (*РП*) с диаметром расточки *Д 130 мм*. Исследования подшипника проводились на стендовой установке ОАО «УралВТИ».

### **1. Краткая характеристика объекта исследований**

Втулка *РП Д 130 мм* из *Ф4ГР25* после обработки наружной поверхности была разрезана на две части и приклеена клеем БФ-2 к полукольцевым вставкам из стали Ст. 3. Далее полукольцевые вставки с композитом были закреплены в верхнем и нижнем полувкладышах подшипника, подшипник собран в единое целое и расточен в размер, обеспечивающий цилиндрическую расточку с зазором на диаметр  $\approx 0,1$  мм. В нижнем полувкладыше в районе горизонтального разъема был выполнен раздаточный карман, а в верхнем — две кольцевые выточки (с обоих торцов), соединенные поперечными каналами с отверстием для подачи воды.

Поверхность трения нижнего полувкладыша к шлифованной шейке вала специально не подгонялась. Опыты проводились на водопроводной воде, которая умягчалась кальцинированной содой. В нижнем полувкладыше было выполнено четыре центрально расположенных отверстия для измерения гидродинамического давления в слое смазки и установлено пять Х-К термопар (рис. 4).

Исследуемый подшипник располагался в отдельном корпусе (картере) между двумя вспомогательными подшипниками скольжения. Вращение вала осуществлялось машиной постоянного тока DS 736-4/5 мощностью 50 кВт. Нагружение подшипника путем прижатия его к валу производилось гидравлической мембраной, передающей задаваемую нагрузку системой «трос-диск». Схема стендовой установки с узлом подвода воды к подшипнику, обеспечивающим во всех режимах испытаний постоянство уровня смазочного материала перед *РП Д130 мм*, представлена на рис. 5.

Она включала в себя:

- контур подачи турбинного масла Тп-22 к вспомогательным подшипникам, состоящий из масляного бака, центробежного насоса, маслоохладителя и фильтра;
- контур системы нагружения исследуемого подшипника с высоконапорным шестеренным насосом, подключенным к контуру подачи масла и к мембране нагрузочного устройства;
- контур подачи воды к исследуемому подшипнику, состоящий из водяного бака с встроенным нагревателем/охладителем воды, центробежного насоса, фильтра и расходомерного устройства.

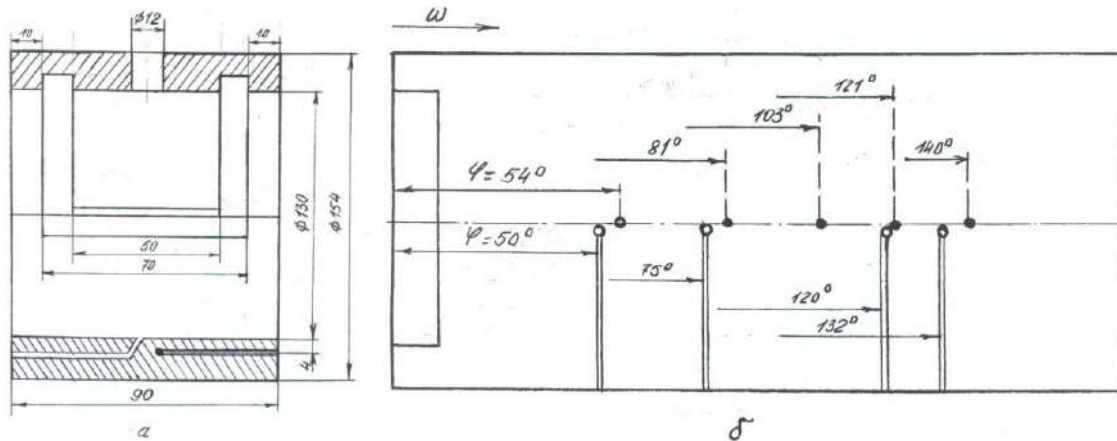


Рис. 4. Экспериментальный РПД 130 мм:  
а — вставка из Ф4ГР25; б — координаты мест расположения измерительных датчиков:  
о — температуры; • — давления;  $\omega$  — направление вращения вала

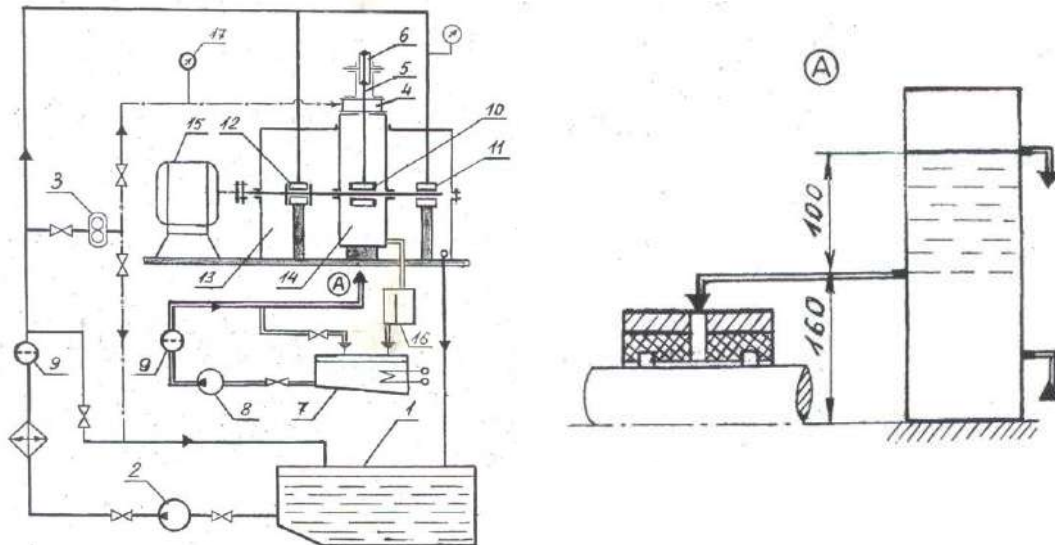


Рис. 5. Схема стендовой установки:  
1 — масляный бак; 2 — масляный насос; 3 — шестеренный насос нагрузочного устройства; 4 — мембрана нагрузочного устройства; 5 — трос; 6 — диск; 7 — водяной бак; 8 — водяной насос; 9 — фильтры; 10 — экспериментальный подшипник; 11 — вспомогательный радиальный подшипник; 12 — вспомогательный радиально-осевой подшипник; 13 — картер вспомогательных подшипников; 14 — картер исследуемого подшипника; 15 — машина постоянного тока DS736-4/5; 16 — расходомерное устройство; 17 — манометр; А — узел подвода воды к исследуемому подшипнику;  
————— — контур подачи смазки к вспомогательным подшипникам;  
- - - - - — контур системы нагружения исследуемого подшипника;  
=====  
— контур подачи воды

В опытах частота вращения вала  $n$  изменялась от 300 до 3500 1/мин, температура воды на входе в подшипник  $t_0$  — от 35 до 60 °С, удельная нагрузка  $q$  — от 0,5 до 2,0 МПа (полная — от 5800 до 23000 Н). В установившемся режиме фиксировались расход  $V$  и нагрев  $\delta t_0$  воды, температура композита  $t_k$  и давление  $P$  в клиновом зазоре нагруженного полувкладыша.

## 2. Результаты испытаний РП Д 130 мм

В первоначальный период испытаний была произведена приработка поверхности Ф4ГР25 к шейке вала при нагрузке  $q = 1,0 \text{ МПа}$  и  $t_o = 30...35 \text{ }^\circ\text{C}$ . Данная операция была необходима для получения в дальнейшем стабильных гидромеханических характеристик подшипника. В проведенных опытах продолжительность ( $T$ ) наработки РП Д 130 мм на постоянных частотах вращения вала  $n$  составила:

$n, \text{ 1/мин}$	300	600	1000	1500	2000	2500	3000	3500
$T, \text{ мин}$	30	30	60	40	40	30	20	20

Эпюры давлений в среднем сечении нижнего полувкладыша и их максимальные значения отражены на рис. 6 и 7, а.

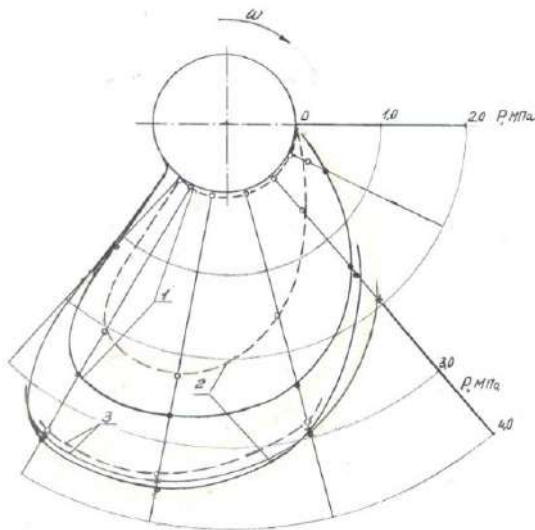


Рис. 6. Распределение давления в среднем сечении смазочного слоя РП Д 130 мм; удельная нагрузка  $q = 1,0 \text{ МПа}$ ; температура воды на входе  $t_o = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ; число оборотов вала  $n, \text{ 1/мин}$ : 1 — 300; 2 — 1500; 3 — 3000; состояние поверхности трения нижнего полувкладыша:

----- — в процессе приработки;  
 ————— — после приработки

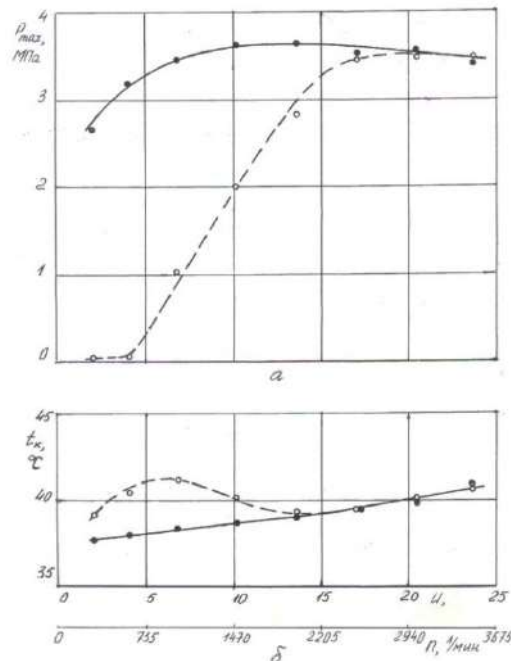


Рис. 7. Влияние частоты вращения вала на рабочие характеристики РП Д 130 мм. Удельная нагрузка  $q = 1,0 \text{ МПа}$ ; температура воды на входе  $t_o = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ : а — максимальное давление в смазочном слое; б — максимальная температура Ф4ГР25; состояние поверхности трения нижнего полувкладыша:

----- — в процессе приработки  
 ————— — после приработки

Из представленных зависимостей следует, что для не приработанной поверхности Ф4ГР25 в области  $n < 1000 \text{ 1/мин}$  имеет место преимущественно граничное трение. Здесь, в отличие от режима соответствующего гидродинамической смазки, более чем в 3 раза меньше максимальные давления, а нагревы композита, наоборот, превышают более чем в 2 раза (рис. 7, б).



В интервале изменения  $n$  от  $1000$  до  $2500$   $1/\text{мин}$  происходит формирование гидродинамического слоя смазки с уменьшением разницы давлений в нем. При  $n > 2500$   $1/\text{мин}$  характер распределения давлений в слое смазки не зависит от состояния поверхности трения композита и соответствует «развитому» гидродинамическому режиму смазки. После приработки поверхностей трения подшипника разделяющий слой смазки с величинами давлений в нем, соответствующими гидродинамическим, стал создаваться при более низких частотах вращения вала. При этом была достигнута удовлетворительная повторяемость измеряемых значений величин давлений (разброс в показаниях не превышал 12%). Характер распределения давлений в среднем сечении РПД  $130$  мм с приработанной поверхностью трения от приложенной нагрузки для частот вращения вала  $600$ ,  $1500$  и  $3000$   $1/\text{мин}$  представлен на рис. 8–10.

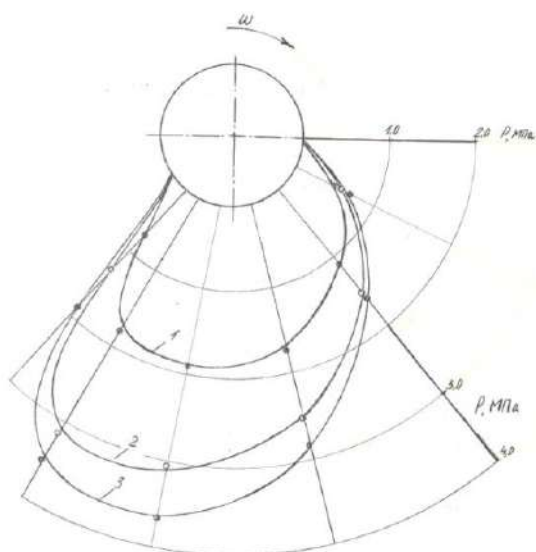


Рис. 8. Распределение давлений в смазочном слое при  $n = 600$   $1/\text{мин}$  удельная нагрузка  $q$ , МПа: 1 — 0,5; 2 — 1,0; 3 — 1,5

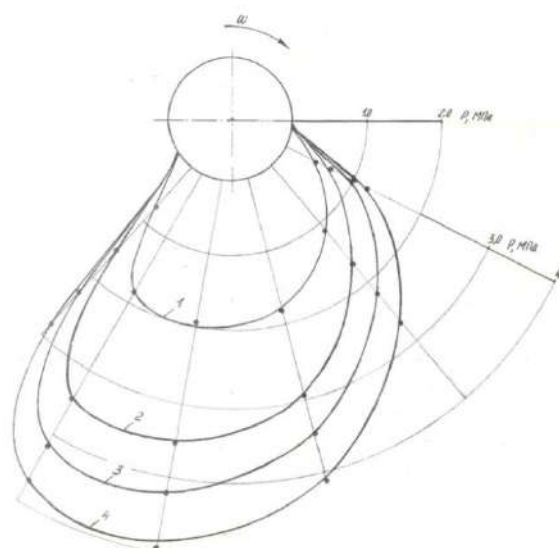


Рис. 9. Распределение давлений в смазочном слое при  $n = 1500$   $1/\text{мин}$  удельная нагрузка  $q$ , МПа: 1 — 0,5; 2 — 1,0; 3 — 1,5; 4 — 2,0

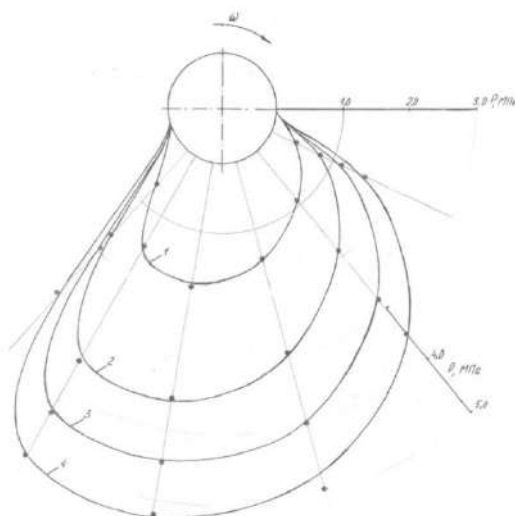


Рис. 10. Распределение давлений в смазочном слое при  $n = 3000$   $1/\text{мин}$  удельная нагрузка  $q$ , МПа: 1 — 0,5; 2 — 1,0; 3 — 1,5; 4 — 2,0

Отмечается повышенные значения давлений на начальном участке смазочного слоя ( $\varphi$  — до  $50^\circ$ ) и его достаточную протяженность ( $>130^\circ$ ). С увеличением  $q$  наблюдается монотонный рост  $P_{\max}$ , определяемый частотой вращения вала (рис. 11.).

Графическая зависимость безразмерного параметра  $P_{\max}/q$  от частоты вращения вала для различных нагрузок  $q$  (рис. 12) позволила определить область окружных скоростей, при которых обеспечивается гидродинамический режим смазки.

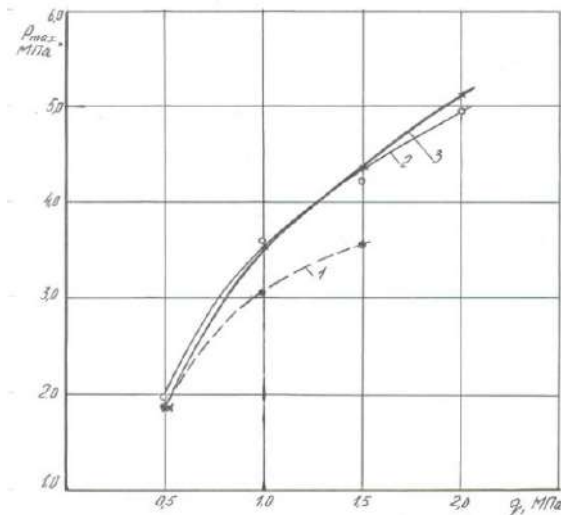


Рис. 11. Влияние нагрузки на максимальное давление в смазочном слое число оборотов вала  $n$ , 1/мин:  
1 — 300; 2 — 1500; 3 — 3000

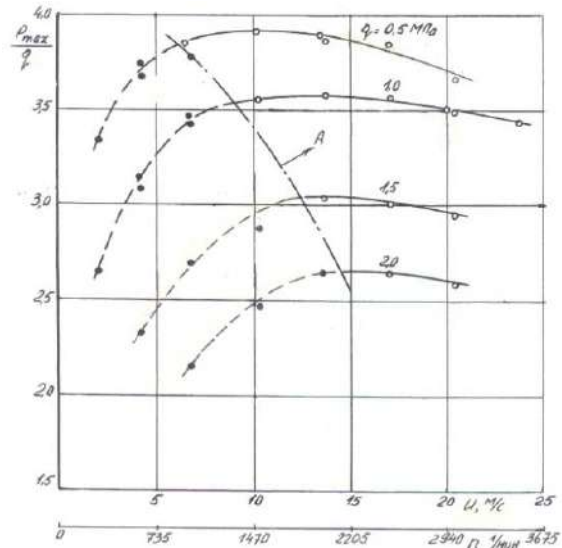


Рис. 12. Влияние частоты вращения вала на безразмерный параметр  $P_{\max}/q$ . Состояние поверхности трения нижнего полувкладыша:  
----- — в процессе приработки,  
— — после приработки;  
А — область частот вращения вала с гидродинамической смазкой

Значения  $n(u)$ , соответствующие этому режиму, приведены ниже:

$q$ , МПа	0,5	1,0	1,5	2,0
$n$ , 1/мин(м/с)	700 (4,76)	1100 (7,48)	1700 (11,56)	2100 (14,28)

Влияние частоты вращения вала на основные рабочие характеристики подшипника (нагрев антифрикционного материала  $\delta t_k$ , расход  $V$  и нагрев  $\delta t_g$  воды) отображено на рис. 13. С ростом  $n$  увеличиваются нагревы  $\Phi 4ГР25$  и воды, с превышением  $\delta t_k$  над  $\delta t_g$  примерно на  $1^\circ\text{C}$ .

Увеличение начальной температуры воды с  $35$  до  $60^\circ\text{C}$  вызывает незначительный (до  $1^\circ\text{C}$ ) рост нагрева композитного материала (табл. 1) и перераспределение гидродинамического давления в смазочном слое подшипника (табл. 2).

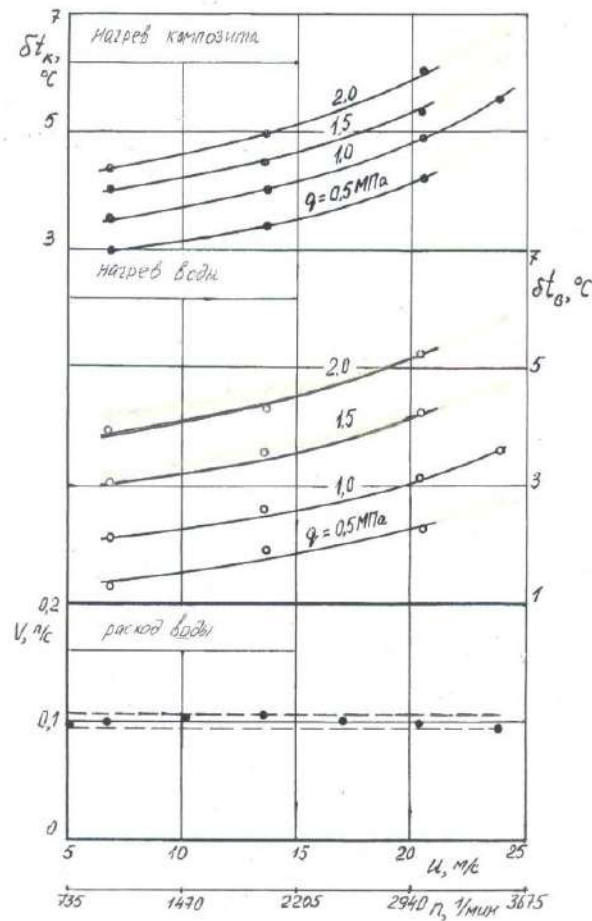


Рис. 13. Влияние скорости вращения вала на рабочие характеристики РПД 130 мм: нагрев  $\delta t_k$  композита; нагрев  $\delta t_w$  и расход  $V$  воды

Таблица 1

Частота вращения вала, 1/мин	600	1000	2000	3000
Максимальная температура Ф4ГР25, °С	38/63,5	38,5/64	39/65	39,5/65,5
Нагрев Ф4ГР25, °С	3/3,5	3,5/4	4/5	4,5/5,5
Примечание: В числителе дроби значения получены при $t_o = 35^\circ\text{C}$ , в знаменателе — при $t_o = 60^\circ\text{C}$ .				

Таблица 2

Частота вращения вала, 1/мин	Гидродинамическое давление, МПа			
	$\varphi = 50^\circ$	$\varphi = 75^\circ$	$\varphi = 120^\circ$	$\varphi = 132^\circ$
600	1,6/1,2	2,5/2,28	3,12/3,24	1,3/1,68
1000	1,7/1,38	2,96/2,65	3,48/3,6	1,52/1,76
2000	1,86/1,6	3,1/2,8	3,61/3,7	1,74/1,7
3000	1,9/1,68	2,9/2,73	3,5/3,65	1,66/1,68
Примечание: В числителе дроби значения получены при $t_o = 35^\circ\text{C}$ , в знаменателе — при $t_o = 60^\circ\text{C}$ .				

Экспериментально установленное значение расхода воды через подшипник составляет  $0,1$  л/с и практически не зависит от частоты вращения вала и приложенной нагрузки. Полученные результаты свидетельствуют о том, что в исследованном интервале изменения начальной температуры воды на входе в подшипник  $\Phi 4ГР25$  сохраняет высокую работоспособность. Последовавший после проведенных испытаний осмотр подшипника позволил констатировать следующее. Поверхность трения нижнего полувкладыша, контактировавшая с шейкой вала, имела полированный вид, была чистой и содержала незначительное количество неглубоких кольцевых рисок от прохождения механических примесей. Задира, растрескивания и выкрашивания композитного материала не обнаружено (рис. 14).

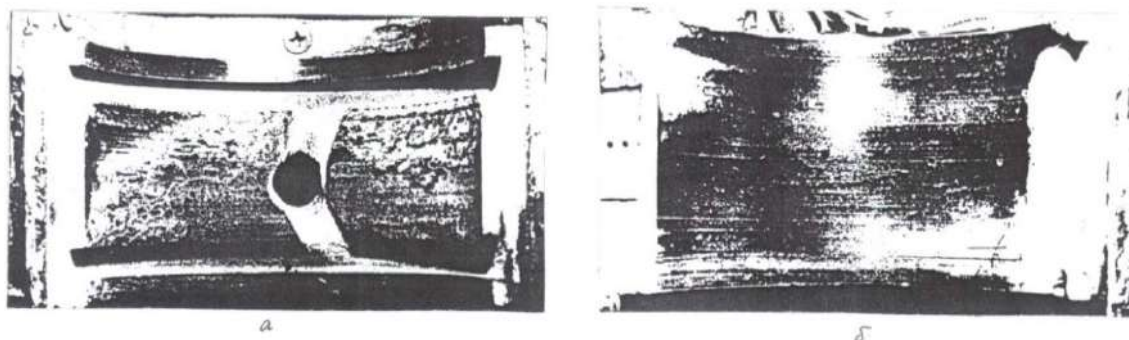


Рис. 14. Состояние рабочей поверхности РПД 130 мм: а — верхний полувкладыш; б — нижний полувкладыш

Размер  $\Phi 4ГР25$  по ширине в районе приложения нагрузки увеличился на  $40...60$  мкм (на  $0,04-0,07\%$ ). Торцевые пояски верхнего полувкладыша чистые, полированного вида. Намазывания  $\Phi 4ГР25$  на шейку вала не обнаружено. Поверхность шейки вала из-за контакта с не обессоленной водой по всей ширине подшипника была прокорродирована.

### Выводы

Композит  $\Phi 4ГР25$  рекомендуется к применению в качестве антифрикционного материала во втулочных конструкциях (в т.ч. и несущих нагрузку) роторных машин, работающих на воде. Установлена хорошая прирабатываемость  $\Phi 4ГР25$  (без задиров и расслоений) к стальной поверхности и высокая износостойкость при удельных нагрузках  $1-6$  МПа. Для интервала удельных нагрузок  $0,5-2,0$  МПа определены значения окружных скоростей вала, при которых в радиальных подшипниках скольжения с водной рабочей средой формируется совершенный режим гидродинамической смазки. В этих режимах гидромеханические характеристики стабильны и при  $n = 3000$  1/мин,  $q = 2,0$  МПа, составляют: нагрев композита не более  $6^\circ\text{C}$ , максимальное давление в смазочном слое  $\sim 5,2$  МПа, расход воды  $\sim 0,1$  л/с.

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ ПОДШИПНИКОВ-МУФТ ИЗ УГЛЕПЛАСТИКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

А.Е. ЗАХАРОВ, Г.Д. АВРУЦКИЙ, М.В. ЛАЗАРЕВ (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)  
И.А. КОВАЛЕВ, Г.Д. ЭСПЕРОВ (ОАО «НПО ЦКТИ», г. Санкт-Петербург, Россия)

Для повышения экономичности и надежности паровой турбины предлагается совместить муфту с подшипниками, используя в качестве опорных или опорно-упорных элементов вала внешние поверхности стягиваемых шпильками ответных полу муфт. В этом случае цапфы не нужны под подшипники, и длина валопровода существенно уменьшится. При сокращении длины валопровода можно ожидать улучшения его вибрационных характеристик и появляется возможность улучшения экономичности за счет уменьшения зазоров в проточной части.

На рис. 1 приведена конструктивная схема такой турбины [1].

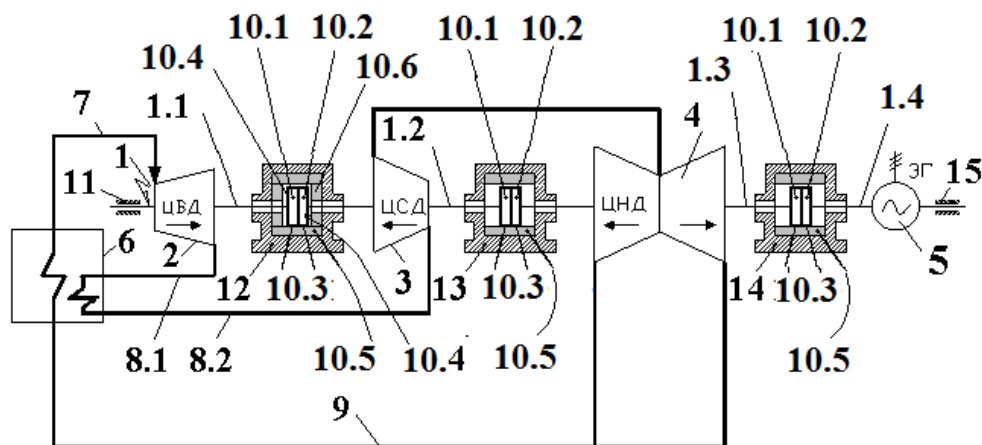


Рис. 1. Схема со встречными потоками пара в ЦВД и ЦСД и размещением между ЦВД и ЦСД опорно-упорного подшипника, совмещенного с соответствующим муфтовым соединением

### Разработка конструкции подшипника

В работе была разработана конструкция подшипника с качающимися сегментами, устанавливаемая на муфте РВД-РСД паровой турбины К-800-34 на ультравысоккритические параметры, концептуальная схема которой разработана в ОАО «НПО ЦКТИ». На рис. 2 приведен сборочный чертеж сегментного подшипника; на рис. 3 — чертеж отдельной качающейся колодки.

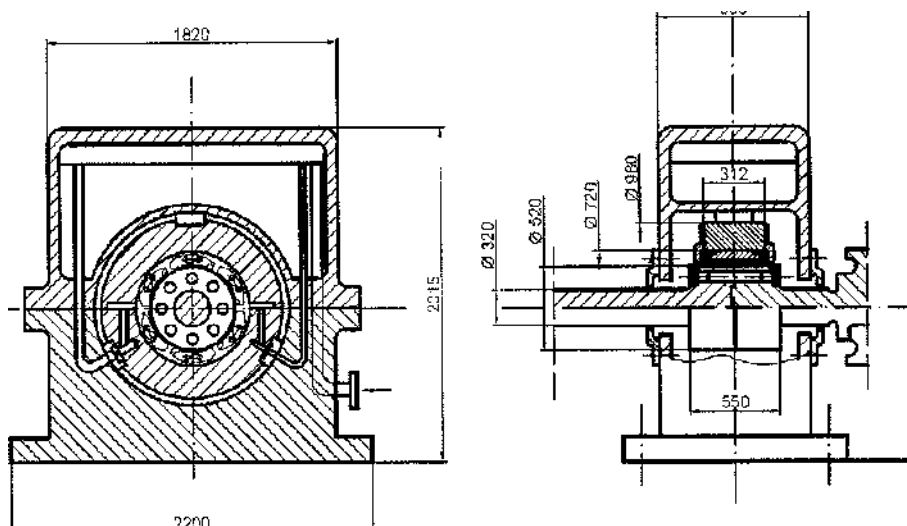


Рис. 2. Конструкция подшипника

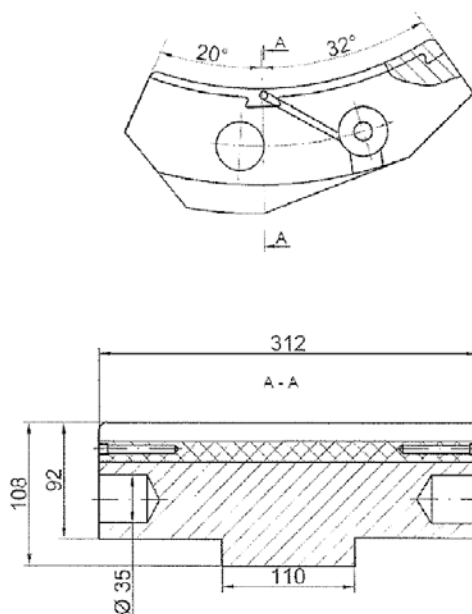


Рис. 3. Колодка подшипника

Подшипник расположен между роторами высокого и среднего давления. В качестве цапфы (шипа) используется муфта, соединяющая эти роторы. Муфта выполняется с центрирующим выступом и стягивается призонными болтами, как показано на рис. 3.

Подшипник с качающимися сегментами (рис. 2, 3) обладает большей устойчивостью к самовозбуждающимся колебаниям ротора. В связи с тем, что удельное давление на рабочую поверхность подшипника является довольно высоким (2,8 МПа, что является предельным для баббита Б-83), предлагается выполнить рабочую поверхность качающихся сегментов, как показано на рис. 3 из нетрадиционного материала — углепластика УПФС (Прометей). Данный материал был испытан в лаборатории отдела паровых турбин ОАО «НПО ЦКТИ» и показал высокие эксплуатационные характеристики.

*Физико-механические свойства углепластика:*

- высокие прочностные характеристики при температурах 160÷180 °С (баббит Б-83 до 100 °С);
- температура плавления 320 °С, что аналогично баббиту, т. е. ниже температуры подкала шейки ротора (500÷550 °С);
- высокая ударная вязкость (90÷100 кДж/м<sup>2</sup>, против 59 кДж/м<sup>2</sup> у баббита);
- обладает значительно более низкой электропроводностью, чем баббит, что снижает риск развития электроэрозионных процессов.

При испытании опорных подшипников с диаметром расточки 300 мм и 600 мм с использованием УПФС максимальная температура рабочей поверхности была на 20÷30 °С меньше, чем в случае применения баббита, а потери на трение на 15÷20% ниже. При этом удельное давление на рабочую поверхность равнялось 4,0÷4,5 МПа, что для баббита совершенно недопустимо [2].

Удельное статическое давление на рабочую поверхность подшипников лежит в диапазоне 2,8÷3,2 МПа. Расчет статических характеристик смазочного слоя показал:

Коэффициенты жесткости смазочного слоя:

- в вертикальном направлении ( $C_{\eta\eta}$ ) в диапазоне  $(87\div98)\cdot 10^8$  н/м;
- в горизонтальном направлении ( $C_{\xi\xi}$ ) в диапазоне  $(8,0\div9,5)\cdot 10^8$  н/м.

Коэффициенты демпфирования смазочного слоя:

- в вертикальном направлении ( $B_{\eta\eta}$ ) в диапазоне  $(2,5\div3,2)\cdot 10^7$  н/м·с;
- в горизонтальном направлении ( $B_{\xi\xi}$ ) в диапазоне  $(6,8\div 7,8)\cdot 10^6$  н/м·с.

Проведенные расчеты показали реальную возможность создания такого подшипника.

**Рассмотрение конструктивных особенностей компоновки роторов агрегата с подшипником, совмещенным с муфтой**

При таком конструктивном решении появляется возможность сократить длины роторов на длину шейки каждого ротора, т. е. длина ротора становится меньше на 300÷400 мм, следовательно валопровод становится короче на 600÷800 мм. В случае применения такого решения для всех роторов турбины К-800-34 (кроме соединения РНД-II с генератором) длина валопровода может быть сокращена на 6 шеек (цапф), т. е. на 1800÷2000 мм по сравнению с традиционной конструкцией 2-х опорных роторов. Если сравнивать с конструкцией малоопорного валопровода (например, т/а К-1000-60/3000 АЭС Бушер) в которой между роторами устанавливается одна опора, сокращение длины валопровода будет 800÷1200 мм.

В случае, когда компактность агрегата является существенным фактором, имеет смысл не только применить совмещенные с муфтами подшипники, но и ЦНД с уменьшенными осевыми габаритами выхлопных патрубков, разработанный и испытанный в ОАО «НПО ЦКТИ» и успешно примененный на АЭС Бушер, как показано на рис. 4.

Приведенные конструкции ЦНД относятся к турбинам АЭС, однако ничего не препятствует применению таких «сокращенных» выхлопов на турбинах для ТЭС.

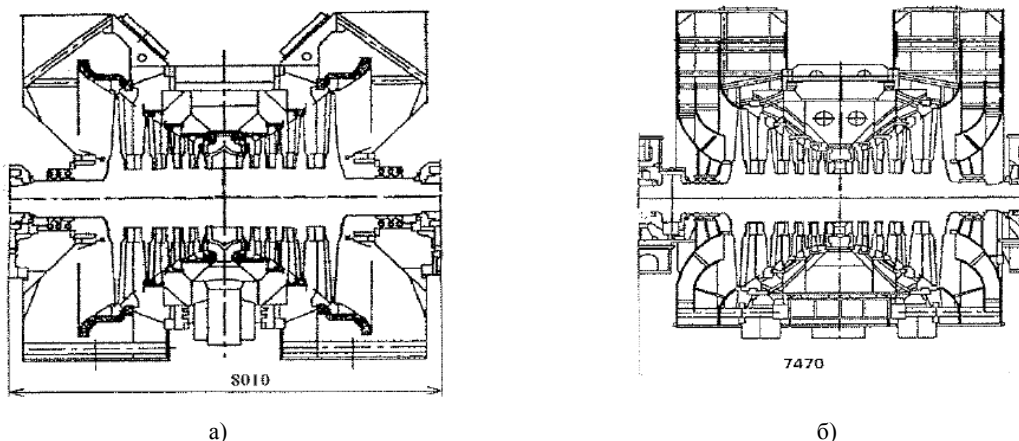


Рис. 4. Модификации двухпоточного ЦНД:

а) К-1000-60/3000 Куданкулам — с двумя осерadiальными выхлопами; б) К-1000-60/3000-3 Бушер — с двумя радиальными выхлопами с предварительным поджатием потока на повороте

Применение «совмещенного» подшипника приводит к сближению выхлопных патрубков и, в данном случае, именно укороченный выхлоп позволяет осуществить такое сближение. В этом случае длина двух ЦНД сократится на 1080 мм и длина валопровода сократится в целом на 2880÷3480 мм по сравнению с традиционной конструкцией. Такое сокращение длины принципиально в случае установки агрегата на уже существующий фундамент при замещении старого агрегата на новый, либо при необходимости или целесообразности поперечной компоновки турбоагрегатов в машзале.

На рис. 5 приведены схемы валопроводов и их длины при различной компоновке опор для агрегата К-800-34.

При совмещении подшипников с муфтами возникает проблема, связанная с диаметрами муфт роторов, которые в обычных турбинах достигают 700÷1200 мм, что для подшипников практически неприемлемо.

В настоящее время испытан, освоен и успешно работает подшипник на 3000 об/мин с диаметром расточки 620 мм (К-1200-240, К-1000-60/2000). В связи с этим для рассматриваемого агрегата диаметры муфт должны быть ограничены величиной 620 мм, что вызывает необходимость применения специальных стяжных болтов с уменьшенной головкой (ГОСТ 7805–70, стр. 512), чтобы иметь возможность разместить болты во фланцах полумуфт.

В табл. 1 и 2 указаны геометрические размеры таких муфт-подшипников.

Таблица 1

Диаметры ступиц полумуфт

№№ подшипник (муфта)	2	3	4
Диаметр шейки, мм	320	360	380

В данном случае ступица цельнокованой полумуфты — это наименьший диаметр ротора, граничащий с фланцем полумуфты.



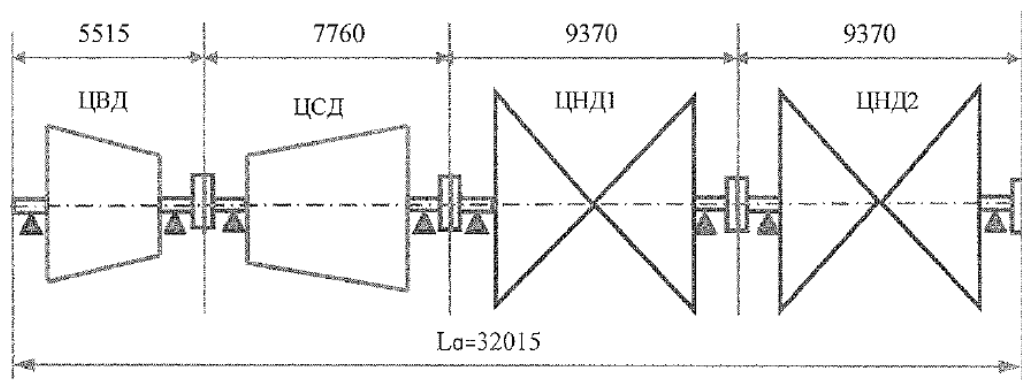
Подшипники во всем валопроводе устанавливаются сегментные.

Диаметры муфт (расточки подшипников) при этом будут:

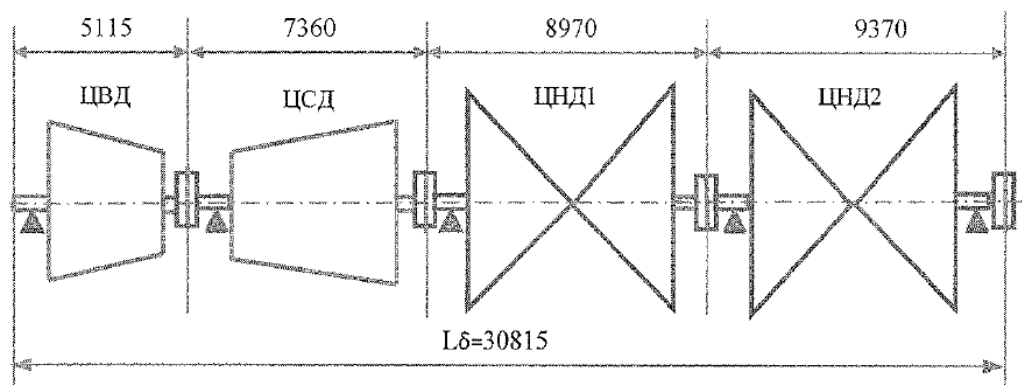
Таблица 2

Диаметры муфт (расточки подшипников)

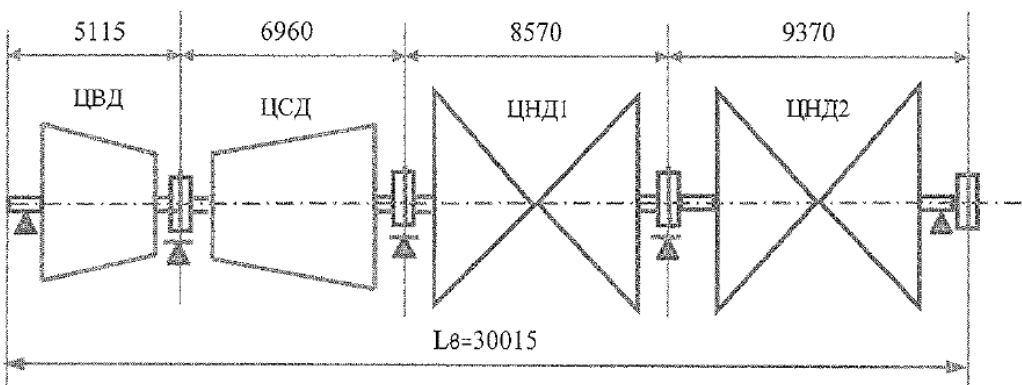
№№ подшипник (муфта)	2	3	4
Диаметр шейки, мм	520	620	620



а)



б)



в)

Рис. 5. Варианты компоновок валопровода: а) двухопорное опирание роторов (каждый ротор имеет опирание по двум шейкам); б) малоопорное опирание (РВД, РСД и РНД1 имеют опирание по одной шейке); в) опирание роторов на подшипники, совмещенные с муфтами (РВД-РСД, РСД-РНД1, РНД1-РНД2)

Из рис. 5 следует, что совмещение муфт с подшипниками турбины дает возможность сократить общую длину турбины 800 МВт на 2,0–2,4 м.

### Вибрационные характеристики валопроводов

Ниже приведены результаты расчетов собственных частот и форм динамического прогиба роторов валопровода при разных схемах опирания и разных податливостях опор.

Расчет проводился для рабочих температур роторов (поправка на модуль Юнга).

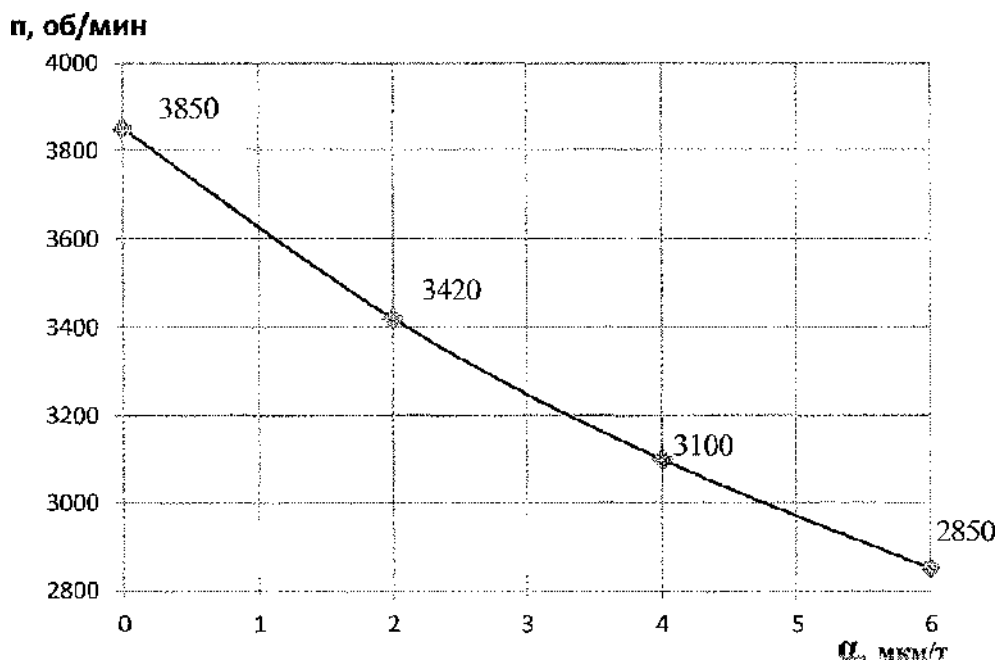


Рис. 6. Расчет критической частоты отдельно стоящего РВД (без муфт) при двухопорном опирании (1-я изгибная форма): длина ротора  $L = 5100$  мм; вес ротора 16100 кг;  $\alpha$  — податливость опор, мкм/т

Таблица 3

### Расчет собственных форм ротора СД без муфт при двухопорном опирании

№ частоты	Податливость опор, мкм/т			
	0	2	4	6
1	2350	2130	2050	1920
2	6410	5600	5100	4630

Длина ротора — 6260 м; вес ротора — 38500 кг.

Таблица 4

### Расчет собственных форм ротора НД при двухопорном опирании

№ частоты	Податливость опор, мкм/т			
	0	2	4	6
1	1850	1780	1710	1620
2	3710	3580	3410	3320



Ротор генератора для обеспечения возможности расчета роторов в валопроводе выбирается аналогичным ротору генератора ТВВ-800 («Электросила»), для которого были предварительно проведены подробные динамические расчеты.

Из рассмотрения приведенных данных на рис. 6 и табл. 3 и 4 следует, что для обеспечения вибрационной надежности валопровода динамическая податливость опор не должна превышать 2 мкм/т, что вполне выполнимо для выносных опор, стоящих на ригелях фундамента.

### Вибрационные расчеты

Таблица 5

Сводная таблица критических частот вращения валопровода с подшипниками, совмещенными с муфтами (податливость опор 2 мкм/т)

Критическая частота $n_{кр}$ , мин <sup>-1</sup>	Форма колебаний	Логарифмический декремент колебаний
800	ротор генератора	0,06
1690	РНД1-РНД2 1-я форма	0,015
1820	РНД1-РНД2 2-я форма	0,017
2010	РСД 1-я форма	0,012
2650	ротор генератора 2-я форма	0,045
3100	РНД1-РНД2 3-я форма	0,058

Расчет вынужденных колебаний опор валопроводов проводился по программе ОАО «НПО ЦКТИ», согласованной с РТМ 108.020.21–83.

Вычисления проводились для валопровода с традиционным двухопорным опиранием роторов и для валопровода с подшипниками, совмещенными с межроторными муфтами.

Положение дисбалансов на роторах было следующее:

- Небаланс 1 кгс на радиусе балансировочной плоскости (710 мм) со стороны заднего подшипника РСД. Амплитудно-частотная характеристика рассчитана для передней опоры РСД (вертикальное направление), как показано на рис. 7.
- Небаланс 1 кгс на радиусе балансировочной плоскости (780 мм) РНД1 со стороны заднего подшипника. Амплитудно-частотная характеристика рассчитана для задней опоры РНД1 (вертикальное направление), как показано на рис. 8.

Характеристики подшипников были вычислены по методике описанной выше, динамическая податливость опор принималась 2 мкм/т во всем диапазоне частот вращения.

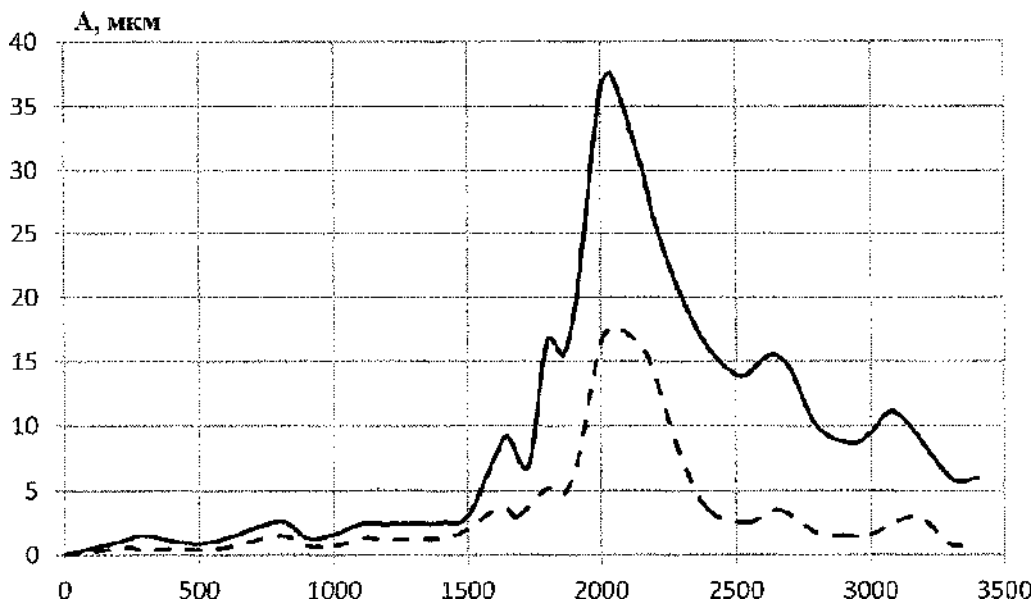


Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика передней опоры РСД в вертикальном направлении (небаланс на РСД у передней опоры)

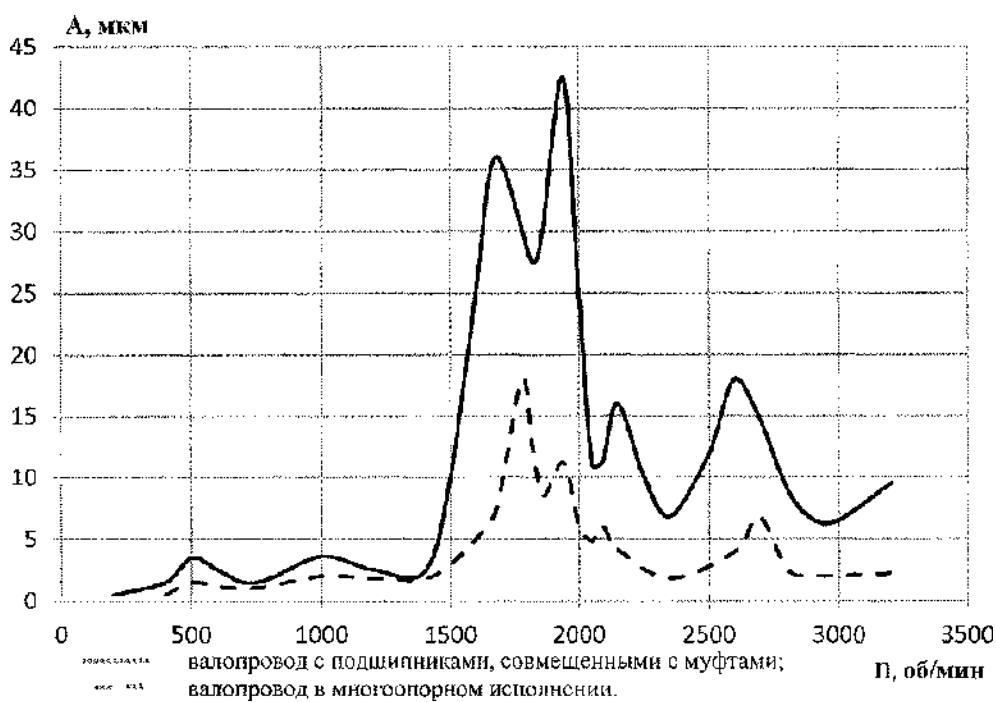


Рис. 8. Амплитудно-частотная характеристика задней опоры РНД1 в вертикальном направлении (небаланс на РНД1 у задней опоры)

Следует отметить, что критическая частота РВД не входит в диапазон рабочих частот агрегата, что является весьма принципиальным фактором, так как позволяет назначать малые зазоры в уплотнениях, не разбиваемые при прохождении критической частоты, находящейся выше номинальной частоты вращения на 400÷500 об/мин.

Из рисунков следует, что при прохождении критических оборотов многоопорная конструкция имеет меньшую амплитуду вибрации.



## Выводы и рекомендации

Из рассмотрения результатов выполненных теоретических исследований можно сделать следующие выводы о преимуществах и недостатках предлагаемой компоновки валопровода с опорными подшипниками, совмещенными с соединительными муфтами роторов.

1. Основным преимуществом является, несомненно возможность существенно сократить длину агрегата за счет сокращения числа подшипников и, соответственно, шеек роторов. Только за счет этого обстоятельства можно сократить длину валопровода от 1600 мм до 2400 мм. Данное преимущество может играть существенную роль в случае установки агрегата на старый фундамент при замещении устаревшей турбины на новую, а также при необходимости поперечного расположения агрегата в машзале. Кроме того, это обстоятельство может существенно сократить капитальные затраты и на строительство самого машзала.

2. За счет сокращения числа подшипников можно несколько снизить энергетические потери в подшипниках, т. е. сэкономить примерно 800÷1200 кВт в зависимости от диаметров подшипников, а также снизить расход смазки на 500÷900 л/мин в случае применении подшипников с расточкой не более 620 мм при подачи смазки непосредственно к рабочей поверхности.

3. Благодаря отсутствию близко стоящих опор по обе стороны жесткого муфточного пролета (как в традиционных конструкциях) влияние взаимных смещений опор уменьшается, что обеспечивает большую равномерность нагрузок на опоры и меньшее влияние колленчатости на вибрацию валопровода.

Наряду с преимуществами имеются и ряд недостатков предлагаемой конструкции, которые в целом не являются препятствующими применению такой схемы опирания валопровода, однако требуют выполнения специальных мероприятий для нейтрализации этих недостатков. К таким недостаткам относятся:

4. Необходимость применения расточек подшипников большого диаметра (в диапазоне 500÷620 мм и, возможно более). Это приводит к увеличению потерь в подшипниках частично компенсируемую уменьшением их числа.

5. Удельное давление на рабочую поверхность подшипника лежит в диапазоне 20÷35 кгс/см<sup>2</sup>, что для традиционной баббитовой заливки является предельной величиной.

Указанные недостатки могут быть скомпенсированы:

а) применением специальной конструкции расточки подшипников с эвакуацией горячей, отработавшей в клине смазки, рационального дозирования смазки, подачи смазки непосредственно в смазочный клин, оптимальной центровки подшипников с учетом их режимных расцентровок;

б) применением новых угле-пластиковых материалов, описанных выше.

6. По всей вероятности для осуществления предлагаемой конструкции опирания требуется разработка специальной конструкции муфт с центрирующими выступами и, возможно, шлифовкой после сборки роторов.

7. Для обеспечения ремонтпригодности конструкции следует обеспечить незатруднённую сборку и разборку узла муфта-подшипник-картер.

8. Может понадобиться разработка специальных конструктивных решений для дополнительного уплотнения картера и слива отработанной смазки.

9. Обеспечение динамической надёжности валопровода является здесь более серьёзной задачей, чем в традиционной конструкции, т. к. появляются совмещенные формы прогиба РНД1-РНД2, что повышает требования к точности балансировки и стыковки роторов, а также к динамической жесткости фундамента. При этом появляется необходимость изготовления фальш-шеек для балансировки роторов на разгонно-балансирующем стенде.

Сходные проблемы возникали на ЛМЗ при изготовлении агрегата К-1000-60/3000 для АЭС Бушер, имеющего малоопорную конструкцию опирания валопровода, однако эти проблемы были решены и агрегат работает в пределах существующих требований по вибрации.

#### Список литературы

1. **Авруцкий, Г.Д.** Турбина с совмещенными муфтами и подшипниками [Текст] / Г.Д. Авруцкий, А.Е. Захаров, М.В. Лазарев, А.С. Соболев // Надежность и безопасность энергетики. — 2015. — № 3 (30).
2. **Токарь, И.Я.** Проектирование и расчет опор трения [Текст] / И.Я. Токарь. — М.: 1971.



## **ТЕХНОЛОГИЯ РЕМОНТА ДЕТАЛЕЙ ПАРОСИЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ КОМБИНИРОВАННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ЭЛЕКТРОИСКРОВОГО ПОКРЫТИЯ И ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ**

**А.В. БЕЛЯКОВ, С.А. АМБРАЖАК, И.В. АМБРАЖАК** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

Ресурс и надежность паросилового оборудования электрических станций во многом зависит от эффективности профилактических операций при эксплуатации и технологии ремонта. Поиск и разработка новых технологий ремонта паросилового оборудования составляют одну из важных задач, решаемых ОАО «ВТИ». При этом технологические процессы должны быть минимально трудоемкими и материалоемкими, обеспечивая максимальные показатели ресурса, надежности отремонтированных деталей или агрегатов. При разработке технологического процесса ремонта необходимо руководствоваться «золотым правилом ремонтника», которое гласит: «Ремонт является рентабельным только в том случае, если затраты на ремонт не превышают 20% от стоимости ремонтируемой детали, а ресурс после ремонта составляет не менее 120% от ресурса новой». Учитывая специфичность энергетической отрасли, где стоимость ремонтируемых деталей составляют сотни тыс. руб., то обеспечение 100% ресурса детали после проведения ремонта уже является выгодным, так логистика вновь изготовленных деталей составляет, зачастую, более 50% стоимости новых. С другой стороны, при жесткой экономии средств на закупку и замену оборудования, приоритет эффективного ремонта является актуальным и востребованным.

Особым вниманием пользуются ремонтные технологии, которые можно применять в условиях станционных ремонтов (текущих, средних и капитальных). К таким технологическим процессам можно отнести технологии ремонта сваркой (наплавкой), формированием различного рода покрытий, например, формированием электроискровых покрытий на рабочих и направляющих лопатках проточной части паровых турбин.

Настоящая работа посвящена разработке технологии ремонта деталей паросилового оборудования на основе комбинированного использования процесса электроискрового легирования и формирования слоев полимерных композиционных материалов на примере разработки технологии ремонта повреждений плоских уплотнительных поверхностей обойм диафрагм 26-й и 27-й ступени турбины ПТ-80-130 ЛМЗ (ст. № 3) филиала «Невинномысская ГРЭС» Энел Россия.

В процессе эксплуатации, а также при некачественной подготовке горизонтальных уплотнительных поверхностей верхней и нижней половин обойм диафрагм (неплотное прилегание) происходит эрозия материала влажным паром, размывая поверхностный слой и образуя сквозные промывы на каждой из половин обойм. Как правило, максимальные размеры сквозных промывов на основе визуально-измерительного контроля составляют по высоте суммарно 3–4 мм по высоте и 80–90 мм по ширине со стороны входа парового потока; на выходе суммарная высота в средней части промывов составляет 2–3 мм, ширина промывов составляет 60–80 мм. На рис. 1 показан типичный промыв.



Рис. 1. Фотография промыва верхней и нижней половин горизонтальных уплотнительных поверхностей обойм диафрагм в левой части (суммарная высота размыва составляет около 4 мм на входе пара, ширина — 80 мм)

Наличие левых и правых промывов на обоймах диафрагм приводит к уменьшению давления пара на каждой из диафрагм в пределах на 0,5–1,0 кПа, что вызывает существенные потери в мощности. При эксплуатации обойм диафрагм с такими дефектами, рост эрозионных промывов неизбежен, так как обоймы диафрагм работают в зоне фазового перехода с большим содержанием влаги. Температура пара перед обоймами составляет 120–140 °С.

Исходя из высокой стоимости обойм диафрагм (каждая половина обоймы составляет не менее 200 тыс. руб.), отсутствие времени на поставку запасных обойм, потребовалось новое решение для проведения ремонта и разработка технологического процесса ремонта в условиях тепловой электростанции.

Учитывая, что в процессе эксплуатации половины диафрагм не испытывают динамических нагрузок и являются деталями номинально-неподвижных соединений, было обращено внимание на возможность использования полимерных композиционных материалов со сложной структурой.

Сегодня полимерные композиционные материалы используются практически во всех отраслях промышленности. Это строительство, энергетика, нефтехимия, двигателестроение и др. Использование полимерных композиционных материалов позволяет продлить работу паросилового оборудования без дорогой замены деталей [1, 2]. Области их применения



продолжают расширяться. Многофункциональность использования изделий из композитов обусловлена появлением нового поколения полимерных композиционных материалов, которое имеет более высокие характеристики по прочности и весу, по износо- и коррозионной стойкости, ремонтпригодности, критерию качество-цена и др.

Из всей линейки представленных на рынке полимерных материалов наиболее надежными по свойствам и технологии использования оказались двухкомпонентные полимерные материалы типа «Belzona» и, в частности, «Belzona 1111» и «Belzona 1591» [3]. Обоснование выбора материала «Belzona» основано на следующих факторах:

- стоимость значительно ниже, чем у аналогичных материалов;
- материал химически устойчив к воздействию воды и пара под давлением при температуре до 185 °С;
- подготовка поверхности перед нанесением материала осуществляется при помощи дробе- или пескоструйной обработки для создания необходимой шероховатости поверхности;
- минимальная усадка при отвердевании;
- расход материала экономичен по сравнению с другими материалами;
- незначительное время полимеризации в процессе проведения ремонтных операций.

В пользу использования материала «Belzona» говорит то, что материалы сертифицированы в системе ISO, ЕВРАЗЕС и экологически безопасны.

Исходя из условий эксплуатации обойм диафрагм 26-й и 27-й ступеней турбины ПТ-80-130 ЛМЗ (влажный пар при температуре 140 °С, возможность микроперемещений контактирующих поверхностей, высокие контактные нагрузки, относительно высокие требования к шероховатости поверхности и пр.), из всей линейки продуктов «Belzona», представленных на рынке наиболее перспективной представляется композиция из двух марок материалов: «Belzona 1111» и «Belzona 1591». При этом, использование этих двух материалов предполагается, исходя из технических характеристик каждого, в следующих применениях: восстановление горизонтальных уплотнительных поверхностей от эрозионных промывов — 1-й слой (основной) из материала «Belzona 1111», который в основной своей массе восполняет удаленный материал эродированного металла и на который наносится 2-й слой из материала «Belzona 1591», обладающий высокой износостойкостью при трении контактирующих поверхностей.

Для обеспечения высокой прочности сцепления материала 1-го слоя с материалом обойм диафрагм, решено было заменить подготовительные операции дробе- и пескоструирования поверхности, подлежащей ремонту, на зачистку поверхности обойм до чистого металла и последующего процесса электроискрового легирования металлокерамическим твердым сплавом ВК6ОМ [4] для:

- обеспечения высокой прочности сцепления материала «Belzona 1111» на отрыв;
- обеспечения более высокого сопротивления на сдвиг материала «Belzona 1111 за счет повышенной шероховатости, большей поверхности взаимодействия и активации поверхности покрытием, сформированным методом электроискрового легирования. На рис. 2 приведена микроструктура комбинированного покрытия после проведения тестовой операции ремонта.

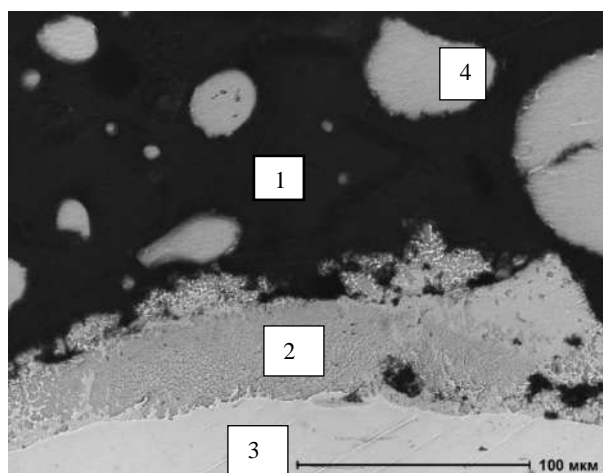


Рис. 2. Микроструктура комбинированного композиционного покрытия на тестовом образце из стали Ст 20.  
Условные обозначения: 1 — материал «Belzona 1111»; 2 — слой электроискрового покрытия;  
3 — основа — материал сталь Ст 20; 4 — элемент уплотнителя в слое материала «Belzona 1111»

Как видно из представленной микроструктуры комбинированного покрытия материал «Belzona 1111» обволакивает выступы и впадины электроискрового слоя из металлокерамического твердого сплава ВК6ОМ, толщина которого составляет 30–40 мкм, а неровностей 10–15 мкм, что обеспечивает хорошие адгезионные свойства.

Технологический процесс ремонта плоских уплотнительных поверхностей диафрагм состоит из ниже следующих операций:

1. Зачистка эродированных поверхностей. Для этого использовалась угловая электрическая машинка фирмы «Metabo» с абразивными кругами, а для более тонких работ пневматическая зачистная машинка фирмы «Sumake» с борфрезами из металлокерамического твердого сплава ВК8. Зачистка производилась до появления чистого металла.

2. Образмеривание зачищенной поверхности и определение глубины эрозионного износа с целью определения объема удаленного металла и требуемого количества материала «Belzona 1111».

3. Формирование на зачищенной поверхности электроискрового покрытия из материала ВК6ОМ с помощью установки ГБФ-2М с энергией единичного импульса 1,99 Дж для создания шероховатой поверхности препятствующей сдвиговым перемещениям слоя сформированного материала «Belzona 1111».

На рис. 3 показан внешний вид горизонтальной уплотнительной поверхности нижней половины обоймы диафрагмы 26-й ступени после создания электроискрового подслоя на промытой поверхности.

4. Приготовление необходимого количества ремонтного состава материала «Belzona 1111». После определения необходимого объема потребного материала, исходя из площади и высоты эрозионных повреждений на каждой из половин обойм диафрагм общее количество состава составит  $200 \text{ см}^3$ , приготавливаем продукт «Belzona 1111» по объемным пропорциям: база (основа) — 3 объемные части и 1 объемная часть — отвердитель, т.е.  $150 \text{ см}^3 : 50 \text{ см}^3$ .



Рис. 3. Внешний вид горизонтальной уплотнительной поверхности нижней половины обоймы диафрагмы 26-й ступени после создания электроискровой подслоя на промытой поверхности

5. Формирование состава «Belzona 1111» на подготовленных промывных поверхностях. При этом необходимо предусмотреть, что составом можно пользоваться в течение  $\frac{1}{2}$  часа после его приготовления. Формирование состава «Belzona 1111» осуществляют с небольшим занижением до 0,5 мм от базовой поверхности с целью последующего формирования на полимеризованной поверхности состава «Belzona 1111» износостойкого состава «Belzona 1591». Время полимеризации состава «Belzona 1111» составило 4 часа. Для формирования состава на подготовленной поверхности из шероховатого электроискрового покрытия использовались шпатели пластмассового материала. На рис. 4 показана плоская горизонтальная уплотняющая поверхность обоймы диафрагмы 26-й ступени с нанесенным композитом «Belzona 1111» на электроискровой подслое.



Рис. 4. Плоская горизонтальная уплотняющая поверхность обоймы диафрагмы 26-й ступени с нанесенным композитом «Belzona 1111» на электроискровой подслое

6. Приготовление необходимого количества ремонтного двухкомпонентного состава материала «Belzona 1591». При этом соотношение компонентов выбиралось по объемным параметрам пропорции: база (основа) — 10,5 объемные части и 1 объемная часть — отвердитель. Общее количество приготовленного состава составило 46 см<sup>3</sup>.

7. Формирование состава «Belzona 1591». Формирование покрытия составом «Belzona 1591» осуществлялось с помощью шпателей. При этом, в связи с точной пригонкой контактирующих поверхностей верхней и нижней половин обойм диафрагм формирование состава «Belzona 1591» производили с увеличением высоты от базовой поверхности от 0,1 до 0,5 мм.

Полимеризация состава «Belzona 1591» осуществлялась в течение 24 часов.

На рис. 5 представлен внешний вид горизонтальной уплотнительной поверхности обоймы диафрагмы 26-й ступени после формирования состава «Belzona 1591».



Рис. 5. Внешний вид горизонтальной уплотнительной поверхности обоймы диафрагмы 26-й ступени после формирования состава «Belzona 1591»

8. Подгонка покрытия из ремонтной композиции составов «Belzona 1111» и «Belzona 1591» осуществлялась вручную, используя угловую машинку с абразивными кругами. Более точная доводка осуществлялась удалением излишнего материала с помощью ручных шаберов. Для анализа степени выравнивания поверхности относительно шабера использовались притирочная плита и красящая мастика. Процесс выравнивания ремонтного состава завершен после достижения 100% прилегания притирочной плиты.

9. Контроль качества горизонтальности и выполнения ремонта в размер осуществлялся с помощью мерного бруска, оба конца которого находились на базовой поверхности. При этом просвета в средней части не наблюдалось.

Разработанный технологический процесс ремонта промывов горизонтальных уплотнительных поверхностей обойм диафрагм 26-й и 27-й ступеней турбины ПТ-80-130 ЛМЗ с применением электроискрового формирования покрытия из металлокерамического твер-



дого сплава ВК6ОМ при энергии единичного импульса 9 Дж и последующего нанесения двухслойного покрытия из полимерных материалов «Belzona 1111» и «Belzona 1591» является универсальным и перечень возможных деталей, подвергаемых ремонту после изнашивания в процессе эксплуатации может расширен.

#### **Выводы**

1. Разработан технологический процесс ремонта промывов горизонтальных уплотнительных поверхностей и других поверхностей обойм диафрагм 26-й и 27-й ступеней с применением электроискрового формирования покрытия из металлокерамического твердого сплава ВК6ОМ при энергии единичного импульса 0,9 Дж и последующего нанесения двухслойного покрытия из полимерных материалов «Belzona 1111» и «Belzona 1591».

2. Проведено исследование микроструктуры покрытия «Belzona 1111», нанесенного на электроискровой подслои.

3. Разработанный технологический процесс ремонта промывов горизонтальных уплотнительных поверхностей и других поверхностей обойм диафрагм 26-й и 27-й ступеней с применением электроискрового формирования покрытия из металлокерамического твердого сплава ВК6ОМ при энергии единичного импульса 0,9 Дж и последующего нанесения двухслойного покрытия из полимерных материалов «Belzona 1111» и «Belzona 1591» является универсальным и перечень возможных деталей, подвергаемых ремонту после изнашивания в процессе эксплуатации может расширен.

#### **Список литературы**

1. Организация ремонтов энергооборудования: проблемы, опыт, перспективные технологии: сб. докл. Междунар. конф. Москва, 2014. — 102 с.
2. Опыт применения продукции Belzona в энергетике ЗАО «ПАРМА-СЕРВИС» [Электронный ресурс]. — 2004. Режим доступа: <http://www.parma-service.ru/projects/power>.
3. Информация о компании Belzona (организация, продукция, индустрия, применение) [Электронный ресурс]. — 2010. Режим доступа: <http://www.Belzona.com/ru>.
4. Гитлевич, А.Е. Электроискровое легирование металлических поверхностей [Текст] / А.Е. Гитлевич, В.В. Михайлов, Н.Я. Парканский, В.М. Ревуцкий. — Кишинев: Штиинца. — 1985. — 198с.

## **ЭРОЗИОННАЯ СТОЙКОСТЬ ЭЛЕКТРОИСКРОВЫХ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ И ИХ ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ ПРИ РЕМОНТЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН**

**А.В. БЕЛЯКОВ, А.Н. ГОРБАЧЕВ** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

Эксплуатация энергетического оборудования предопределяет воздействие различных факторов, приводящих к износу его элементов, что в свою очередь, определяет ресурс и надежность энергетического оборудования в целом [1–3]. В этой связи затраты на замену изношенных и малонадежных элементов не только неизбежны, но и так велики, что проблема повышения ресурса и надежности элементов энергетического оборудования является весьма важной и актуальной. Неуклонное возрастание мощности энергетического оборудования определяет повышение эксплуатационных параметров (удельная нагрузка, давление, скорость, температура и пр.), что еще больше ужесточает характер эксплуатации оборудования и изнашивания элементов его составляющих.

Среди проблем, которые остро стоят в тепловой и атомной энергетике, это проблемы эрозионного изнашивания входных кромок и выходных кромок паровых турбин. Учитывая интенсивное воздействие на элементы проточной части влажного пара, необходимо применение защиты элементов проточной части от эрозионного износа.

Актуальность исследований по эффективным методам защиты от эрозионного износа РЛ возрастает в связи с повышением окружных скоростей на периферии РЛ (до 630–660 м/с) и ухудшением водного режима на электрических станциях. В этой связи возникает актуальная задача повышения надежности и ресурса РЛ последних ступеней тепловых и атомных электростанций (ТЭС и АЭС), изготовленных из коррозионно-стойких сталей и титановых сплавов.

Анализ литературных источников и нормативных документов показал, что существует, как минимум, 15 активных и пассивных способов борьбы с эрозионным воздействием влажно-капельного парового потока, предлагаемых различными предприятиями. На долю активных приходится 5 способов, на долю пассивных — 10. При этом следует отметить, что с помощью активных способов можно обеспечить удаление около 50–60% влаги. Поэтому, для эффективной борьбы с эрозией необходимо использовать одновременно как активные, так и пассивные способы.

К активным способам, в частности, для борьбы с каплеударной эрозией можно отнести меры, направленные на оптимизацию параметров цикла (введение однократного или дву-



кратного промежуточного перегрева пара, повышение давления в конденсаторе), введение систем влагоулавливания (сепараторов, отсосов и отводов влаги), испарение влаги (применение полых лопаток с нагревом), проведение коррекции физико-химических свойств рабочего тела и др. К пассивным способам защиты — относятся разработки новых эрозионно-стойких материалов и сплавов, а также способов упрочнения рабочих поверхностей и нанесения защитных покрытий.

В последнее время, с появлением новых материалов и технологий, появился большой интерес к применению пассивных способов защиты рабочих лопаток мощных паровых турбин от каплеударной эрозии. Однако, специфика работы таких изделий требует комплексного подхода к выбору той или иной технологии упрочнения, которая, наряду с повышением эрозионной стойкости, не приводила бы к снижению усталостных характеристик лопаточных материалов, ухудшению газодинамических характеристик и обеспечивала бы повышение коррозионной стойкости, включая коррозию под напряжением, а также ограниченного предела выносливости в коррозионно-активной среде.

Рабочие лопатки паровых турбин выполняются из сталей с повышенным содержанием хрома 12X13-Ш, 20X13-Ш, 15X11МФ-Ш, 13X11Н2В2МФ-Ш (ЭИ961), кроме этого, для рабочих лопаток последних ступеней освоено применение титановых сплавов ТС-5 и ВТ-6, но эрозионная стойкость этих материалов невысока.

Хорошо известно, что в настоящее время для защиты от эрозии входных кромок рабочих лопаток влажно-паровых ступеней турбин от эрозии отечественные и зарубежные фирмы достаточно широко применяют полосы стеллитовых пластин [4]. Стеллиты — сплавы на кобальтовой основе. При характерных для рабочих лопаток скоростях соударения капель 200–400 м/с относительная эрозионная стойкость стеллитов в 4–6 раз превышает стойкость хромистых лопаточных сталей [5–7]. Стеллитовые накладки (стеллит марки ВЗК) в качестве защиты применяются на лопатках из хромистых сталей, а на лопатках из титанового сплава ТС-5 применялся сплав в нитинол. В связи с тем, что стеллит и нитинол имеют существенно разные коэффициенты теплового расширения по сравнению с основным металлом лопатки, защитные накладки выполняются разделенными на несколько участков.

В работе [8] выявлено различие средних значений твердости стеллита в пределах различных зон одной накладки и между накладками. Перепад твердости обуславливает различие в индивидуальной эрозионной стойкости между пластинами в 4–6 раз. Это существенный недостаток такого вида защиты лопаток.

Для некоторого повышения надежности эрозионной защиты при напайке стеллитовых пластин рекомендуется селективный подход: чем ниже твердость (эрозионная стойкость) пластины, тем дальше от периферийного сечения она должна размещаться.

Наряду с «ухудшением» газодинамических характеристик профилей лопаток, дорогостоящей и технологически трудными, такими накладками рабочие лопатки защищены от эрозии лишь частично (только входная кромка по периферии). Кроме того, анализ

осмотров паровых турбин с такой защитой показал, что припайка пластин достаточно сложна и не всегда выдерживает повышенные температуры периферии лопаток на частичных пропусках пара, и нередко при пуске турбины идет массовый отрыв пластин с самым тяжелым повреждением трубок конденсатора и разбалансировкой ротора. При приварке стеллитовых пластин нередко случаи образования концентраторов напряжений, которые являются причиной образования трещин и обрывов рабочих лопаток в процессе эксплуатации турбин.

Стеллит и нитинол являются дорогими материалами, работа с ними трудоемка, а применение такой защиты (стеллита) в одноконтурных турбинах АЭС противопоказана из-за присутствия кобальта.

Другим способом защиты лопаток от эрозии является электроискровое упрочнение входных кромок сплавами Т15К6 и Т5К10. Это сплавы на основе карбида вольфрама (до 80–85%), а остальное — карбид титана и кобальт. Эрозионная стойкость этих сплавов такая же, как и у стеллита. Высокая эрозионная стойкость упрочнения сплавами на основе вольфрама объясняется высокой твердостью его компонентов. На фирме «Шкода» стеллитовая защита входных кромок рабочих лопаток была заменена электроискровым упрочнением сплавом Т15К6 [9]. Электроискровое упрочнение хорошо зарекомендовало себя для турбин малой и средней мощности, где окружные скорости не превышают 400 м/с. Для турбин большой мощности, где окружные скорости лопаток выше, эрозионная стойкость упрочненных лопаток оказалась недостаточной. Кроме того, металлографические исследования упрочняющего слоя показали его неравномерность по высоте, что существенно снижало его эрозионную стойкость.

В АО «Турбоатом» для защиты входных кромок рабочих лопаток используются два метода: метод электроискрового упрочнения металлокерамическим твердым сплавом Т15К6 и закалка токами высокой частоты (ТВЧ). При закалке ТВЧ толщина упрочненного слоя достигает 0,2 мм. Однако формирование слоев закалкой ТВЧ сопровождается технологическими трещинами на глубину слоя, что негативно сказывается на эксплуатационных характеристиках рабочих лопаток, снижая их эрозионную стойкость.

Как показал промышленный эксперимент, в одних и тех же эксплуатационных условиях эрозионная стойкость входных кромок рабочих лопаток с закалкой ТВЧ в 3 раза ниже, чем с электроискровым упрочнением.

Все выше перечисленные методы защиты от воздействия ударно-капельной эрозии нашли применение на рабочих лопатках.

Многие покрытия, эффективно применяемые в других отраслях промышленности, оказались неприменимыми в энергетике, в первую очередь для рабочих лопаток последних ступеней турбин. Это связано с тем, что условия эксплуатации турбинных лопаток последних ступеней предъявляют очень высокие требования к характеристикам износостойких покрытий. Прежде всего, способ формирования покрытий не должен приводить к изменению структуры и механических свойств основного металла, образованию концентраторов



напряжений, снижению сопротивления усталости. Покрытия должны иметь универсальный характер: наряду с высокой эрозионной стойкостью, соизмеримой со стойкостью стеллита, обладать и достаточно высокой коррозионной стойкостью. Покрытия должны длительно сохранять свои свойства, не растрескиваться и не отслаиваться под действием растягивающих напряжений в условиях воздействия коррозионно-активной среды. Кроме того, шероховатость поверхности покрытий не должна приводить к ухудшению газодинамических характеристик лопатки.

Результаты многочисленных испытаний целого ряда покрытий, предлагаемых для повышения эрозионной стойкости конструкционных материалов, проведенных в МЭИ (ТУ) [9], позволяют сделать вывод о бесперспективности применения для решения этой задачи газо-термических покрытий. Такие покрытия не только не повышают эрозионную стойкость конструкционных материалов, но и приводят к негативным изменениям в поверхностных слоях материалов, ухудшая их характеристики. Характерной особенностью разрушения таких покрытий является фрагментарное отслоение защитного слоя, происходящее не только в непосредственных местах взаимодействия образцов с каплями жидкости, но и в областях, прилегающих к эрозионному следу. Причем общая картина разрушения таких покрытий практически не зависит от их толщины и состава.

Комплексные исследования защитных покрытий для рабочих лопаток паровых турбин были проведены ОАО «ВТИ» совместно с МЭИ (ТУ) [10]. Исследовались более 15 перспективных вариантов различных коррозионно- и эрозионно-стойких защитных покрытий, включающих лазерное упрочнение, микродуговое оксидирование, кристаллические и аморфные покрытия на основе Ni-B, кластерное хромирование, оксидные покрытия, наносимые методом пиролиза, цинкования и др. Испытания лопаточных сталей с перечисленными покрытиями на каплеударную эрозию, коррозионную усталость, коррозионную стойкость позволили рекомендовать к применению гальваническое покрытие на основе кластерного (с применением мелкодисперсного алмазного кластера) хромирования. Эрозионная стойкость этого покрытия уступает лишь стеллиту на 30%, но превышает стойкость незащищенной лопаточной стали в 4 раза. Кластерное хромирование существенно повышает сопротивление коррозионной усталости зарождению питтингов на поверхности лопатки. Применение данного покрытия для рабочих лопаток в зоне фазового перехода весьма целесообразно, т. к. ресурс работы лопаток при этом увеличится в 4–5 раз. Для лопаток же последних ступеней необходимо покрытие с большей эрозионной стойкостью.

В последние 10 лет стали разрабатываться процессы формирования эрозионно-стойких и коррозионно-стойких покрытий на основе ионно-плазменных технологий. Например, покрытия из нитрида титана (TiN) или чередования слоев Ti и TiN.

Технико-экономический анализ методов пассивной защиты от эрозионно-коррозионного изнашивания входных и выходных кромок РЛ последних ступеней паровых турбин позволил обратить серьезное внимание на возможности метода ЭИЛ при формировании эрозионно-стойких защитных покрытий на входной и выходной кромках, тем более, что

метод ЭИЛ, традиционно, более 40 лет использовался при упрочнении входных кромок лопаток последних ступеней паровых турбин на Харьковском турбинном заводе «Турбоатом». При этом термическое воздействие на материал лопаток минимально. Метод достаточно прост и легко может быть реализован в условиях любого предприятия. Оценка метода с точки зрения борьбы с эрозионными повреждениями по литературным данным различных исследователей весьма невысока. Применение твердого металлокерамического сплава Т15К6 в виде покрытия толщиной 0,25 мм уступает по эрозионной стойкости кобальтовому стеллиту марки ВЗК в виде пластин, припаяваемых к входной кромке лопатки. Однако, исследования, проведенные японскими фирмами «Ishikawajima Harima Heavy Industries Co.» (ИИ), «Mitsubishi Electric Corporation» [11], что процесс электроискрового формирования в настоящее время эффективен и позволяет во многих случаях заменить процессы наплавки, детонационного и плазменного напыления. При этом толщина формируемого покрытия достигает миллиметровых значений, прочность сцепления остается на уровне когезионной прочности обрабатываемого сплава.

Если говорить о достоинствах метода ЭИЛ с точки зрения упрочнения поверхности рабочих лопаток, то они следующие:

- возможность нанесения в виде покрытия любого токопроводящего материала, в том числе коррозионно- и износостойкого;
- локальное формирование покрытия в местах эрозионного изнашивания (входная и выходная кромка);
- возможность формирования покрытия за счет поочередного нанесения электродных материалов;
- высокая прочность сцепления сформированного покрытия с материалом подложки, близкая к когезионной прочности наносимого материала или материала подложки за счет поверхностных металлургических процессов и образования диффузионной зоны между покрытием и подложкой;
- возможность формирования гидрофильного покрытия за счет высокой шероховатости, позволяющей удерживать определенный слой влаги на поверхности сформированного покрытия;
- отсутствие нагрева материала лопатки;
- возможность создания небольших установок по габаритам и весу, применимым в условиях любого предприятия;
- универсальность применения технологии ЭИЛ относительно других деталей;
- возможность механизации и автоматизации процесса;
- сравнительно высокие характеристики по производительности (0,5–2,0 мин/см<sup>2</sup>);
- быстрое освоение техническим персоналом технологического процесса формирования покрытия;

Учитывая изложенное выше, ОАО «ВТИ» поставил задачу разработки оборудования и технологического процесса формирования защитно-упрочняющих покрытий на входных

и выходных кромках РЛ методом электроискрового легирования, который бы отличался компактностью оборудования и технологической универсальностью. При этом формирование защитно-упрочняющего покрытия на РЛ производилось без разлопачивания ротора при его положении:

- на козлах или стапеле ремонтной площадки;
- на подшипниковых опорах при вскрытой крышке цилиндра;
- на подшипниковых опорах без вскрытия крышки цилиндра (через конденсатор) при доступе только к РЛ последних ступеней.

Были разработаны мобильные малогабаритные установки ГБФ-2 и КГБ-5 (КГБ-5М), позволяющие получать покрытия на РЛ с требуемыми характеристиками. При этом использовалась современная элементная база. Для обеспечения требуемых технологических характеристик был разработан принципиально новый электромеханический вибратор [12]. На основании этого оборудования ОАО «ВТИ» разработал технологический процесс формирования эрозионностойких защитно-упрочняющих покрытий на рабочих лопатках паровых турбин в процессе изготовления, эксплуатации и ремонта методом электроискрового легирования [13].

Для проверки эрозионной стойкости покрытий, полученных методом ЭИЛ на эрозионном стенде МЭИ (ТУ) были проведены тестовые экспресс-испытания образцов на эрозионную стойкость при скорости соударения  $C_{уд} = 250$  м/с и диаметре капель жидкости 800 мкм. В качестве жидкости использовался конденсат эксплуатирующейся ТЭЦ МЭИ (ТУ). Все испытания образцов проводились в паре с образцами-свидетелями (сталь 20Х13-Ш). Относительная стойкость покрытия из металлокерамического сплава ВК60М по сравнению со сталью 20Х13-Ш увеличилась в 3,75 раза, что дает основание использовать технологию ЭИЛ в качестве одного из эффективных методов для увеличения эрозионной стойкости входных и выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин.

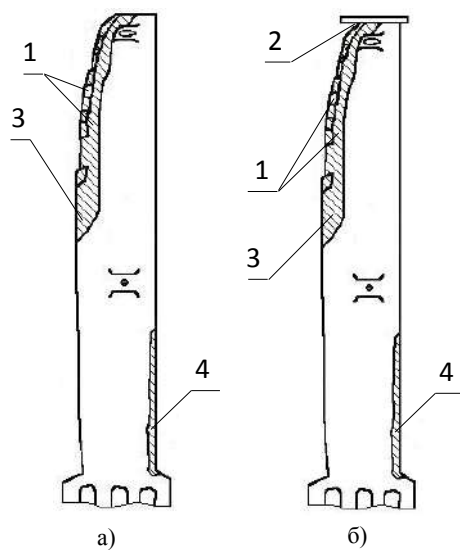


Рис. 1. Схема расположения защитно-упрочняющих покрытий на рабочих лопатках:  
а — профиля 1224; б — профиля 1355

Технологический процесс не исключает возможности формирования покрытия на новых или демонтированных восстанавливаемых РЛ в условиях цехов или ремонтных мастерских, так как использование оборудования возможно и в стационарных условиях. Необходимо подчеркнуть, что подготовка оборудования к рабочему состоянию составляет не более 30 минут.

Схема формирования покрытий на входной и выходной кромках РЛ последних ступеней турбин К-300-240 ЛМЗ представлена на рис. 1. При этом — зона стеллитовых пластин и за стеллитовыми пластинами шириной 15–20 мм (поз. 1); зона цельнофрезерованного бандажа (поз. 2); зона ниже ряда стеллитовых пластин длиной 50–100мм, шириной 15–20 мм (поз. 3); прикорневая зона длиной 600÷800мм от корня лопатки, шириной 8–15 мм (поз. 4).

Учитывая, что РЛ ЛМЗ последних ступеней конструктивно выполнены с применением противоэрозионной защиты из накладок из кобальтового стеллита ВЗК и процесс эрозионного разрушения интенсивно происходит в «застеллитовой» зоне на 15–20 мм от задней кромки накладки, перед формированием покрытия стеллитовые накладки профилируются абразивным инструментом, обеспечивая плавный аэродинамический профиль по «спинке» лопатки. После этого на входную кромку наносится защитное покрытие, включая стеллитовые пластины и «застеллитовую» зону. Элементы этого технологического процесса и конструктивные изменения РЛ защищены патентами [14, 15].

Технологический процесс формирования защитных покрытий на выходных и входных кромках осуществлен на турбинах К-300-240 ЛМЗ и ХТГЗ; К-800-240 ЛМЗ, К-200-130 ЛМЗ, К-210-130 ЛМЗ, К-215-130-1М1 ЛМЗ, К-100-90 ЛМЗ, Т-88/100-90/2,5ЛМЗ, К-220-40 ХТГЗ, Т-250/300-240 УТМЗ, ПТ-80-130 ЛМЗ, К-145-130 ХТГЗ, К-160-130 ХТГЗ, К-100-90 ЛМЗ, ВПТ-30-90 ЛМЗ, Т-100-130/15 УТМЗ, Т-110-130 УТМЗ, ПТ-60-130 ЛМЗ, ПТ-65/75-130/13 ЛМЗ, Р-50, ПР-25(24)-90-10/09, АТ-6,5, находящихся в эксплуатации в РФ, Республики Сербия, Республики Молдова, Федерации Боснии и Герцеговины. За период с 2000 по 2012 гг. проработано более 40 тыс. штук РЛ.

При этом следует отметить, что все виды технологического процесса были применены неоднократно, в том числе и технологический процесс формирования защитно-упрочняющих покрытий через конденсатор.

На рис. 2 и 3 представлены примеры формирования покрытий на РЛ в процессе ремонта.



Рис. 2. Нанесение металлатором защитных покрытий на лопатки 29-й ступени через конденсатор при ремонте турбины К-300-240 ЛМЗ ОАО «Рязанская ГРЭС» (ст. № 3)



Рис. 3. Нанесение металлатором защитных покрытий на лопатки 30-й ступени при ремонте турбины ПТ-80-130/30 ЛМЗ АО «Кишиневская ТЭЦ-2» (ст. № 1) при расположении ротора на козлах ремонтной площадки

Металлографические исследования формируемых покрытий показали высокое качество формируемых покрытий. Дефектов в виде микротрещин, несплошностей покрытия не наблюдается. Покрытия выявляются при травлении 3% хлорным железом в виде нетравящихся зон. На рис. 4 и 5 представлены микроструктуры электроискровых покрытий, получаемых на установках ГБФ-2 (ГБФ-2М) в процессе упрочнения и восстановления лопаток



из стали 15X11МФ-Ш. Микротвердость покрытий из твердого металлокерамического сплава ВК6ОМ составляет от 8000 до 12000 МПа. Микротвердость покрытия (W + стеллит ВЗК) — 6000–10500 МПа. Изменение микротвердости обусловлено неравномерным по слою содержанием электродного материала на стали, процентное содержание которого увеличивается по направлению к поверхности и достигает величин 70–90%.

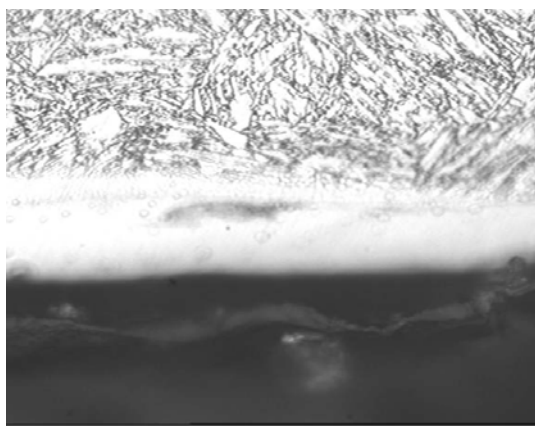


Рис. 4. Микроструктура стали 15X11МФ-Ш с покрытием (W + стеллит ВЗК). Толщина покрытия 160 мкм



Рис. 5. Микроструктура стали 15X11МФ-Ш с покрытием ВК6ОМ. Толщина покрытия 250 мкм

Разработанные технологические решения были представлены на Всемирной выставке инновационных технологий «EVRICA-2005» в Брюсселе (Бельгия) и были удостоены диплома 1-й степени и золотой медали.

Совершенствование технологического процесса, оборудования дает основания получения более толстых покрытий на сталях и титановых сплавах. Возможность получения электроискровых покрытий толщиной 1–1,5 мм, а последние эксперименты подтверждают это, путем разработки и совершенствования технологического оборудования позволят перейти к процессу полнопрофильного восстановления изношенных мест лопаток, а также восстановления стеллитовой защиты взамен разрушенной в процессе эксплуатации.

### Выводы

1. Разработан технологический процесс упрочнения и восстановления РЛ последних ступеней паровых турбин без разлопачивания роторов, позволяющий осуществлять формирование покрытий на лопатках в различных положениях ротора, в том числе без вскрытия крышек цилиндров турбоагрегата (через конденсатор).
2. Определены материалы для формирования покрытий при упрочнении и восстановлении РЛ последних ступеней.
3. Разработаны и изготовлены образцы мобильного оборудования для осуществления процесса формирования покрытий на лопатках без разлопачивания.
4. Разработан вибратор (вибровозбудитель) обладающий высокими параметрами ресурса и минимальным вибрационным воздействием на руку металлатора.

5. Отработаны процессы формирования покрытий на различных профилях лопаток и типах турбин.

6. Упрочнено и восстановлено более 40 тыс. РЛ последних ступеней турбоагрегатов различных электростанций.

#### Список литературы

1. **Дегтярев, Л.И.** Эрозия турбинных лопаток [Текст] / Л.И. Дегтярев // Советское котлотурбиностроение. — 1938. — № 4.
2. **Рыженков, В.А.** Состояние проблемы и пути повышения износостойкости энергетического оборудования ТЭС [Текст] / В.А. Рыженков // Теплоэнергетика. — 2000. — № 6.
3. **Ремезов, А.Н.** Проблемы технического перевооружения и продления ресурса оборудования электростанций [Текст] / А.Н. Ремезов // Электрические станции. — 1997. — № 9.
4. **Кириллов, И.И.** Паровые турбины и паротурбинные установки [Текст] / И.И. Кириллов, В.А. Иванов, А.И. Кириллов // Л: Машиностроение. — 1978. — 358 с.
5. **Яблоник, Р.М.** Экспериментальное исследование эрозионной стойкости лопаточных материалов [Текст] / Р.М. Яблоник, В.В. Поддубенко // Энергомашиностроение. — 1975. — № 11. — С. 28–32.
6. **Лагереv, А.В.** Вероятностно-статистические основы методологии оценки эрозионного изнашивания влажнопаровых турбин, его прогнозирование и методы защиты [Текст]: автореф. дис. на соиск. учен. степ. доктора техн. наук. — СПб., 1994. — 32 с.
7. **Orna, M.** A contribution to the erosion-resistance of turbine blade materials [Text] / M. Orna, Z. Ruml // Proc. of the 5<sup>th</sup> Int. Conf. on erosion by Liquid and Solid impact. — 1979.
8. **Лагереv, А.В.** Статистические закономерности эрозии стеллитовой защиты рабочих лопаток и селективный подход к повышению ее износостойкости [Текст] / А.В. Лагереv // Электрические станции. — 1996. — № 5. — С. 23–29.
9. **Рыженков, В.А.** Повышение износостойкости оборудования паротурбинных установок электрических станций [Текст] / В.А. Рыженков // дис. на соиск. учен. степ. доктора техн. наук — М., 2002. — 58 с.
10. **Резинских, В.Ф.** Исследование перспективных защитных покрытий для лопаток последних ступеней паровых турбин [Текст] / В.Ф. Резинских, А.Ф. Богачев, А.И. Лебедева [и др.] // Теплоэнергетика. — 1996. — № 12. — С. 28–31.
11. **Hiroyki Ochiai.** Development of Coating and Cladding Technology, MSCoating, Using Electro-Discharge Energy [Text] / Ochiai Hiroyki, Watanabe Mitsutoshi, Arai Mikiya, Yoshizava Hiroki, Saitou Yoshiyuki // IHI Engineering Review. — 2006, February. — Vol. 39. — No.1.
12. Патент РФ № 38661 Устройство для электроискрового легирования с приводом от вращающегося ротора / Беляков А.В., Горбачев А.Н., Шапин В.И., Вихрев С.В. // 2004.
13. **СТО ВТИ 30.003–2004.** Методические указания о порядке формирования эрозионностойких защитно-упрочняющих покрытий на рабочих лопатках паровых турбин в процессе изготовления, эксплуатации и ремонта методом электроискрового легирования / А.В. Беляков, В.Ф. Резинских, Е.А. Гринь, Горбачев А.Н. [и др.]. — М.: ОАО «ВТИ», 2004.
14. Патент РФ № 52104 Рабочая лопатка с защитным покрытием для влажно-паровой ступени паровой турбины / Беляков А.В., Резинских В.Ф., Гурылев О.Ю., Горбачев А.Н. [и др.] // 2005.
15. Патент РФ № 63451 Рабочая лопатка влажнопаровой ступени турбины с двухслойным эрозионностойким покрытием пера лопатки / Беляков А.В., Гурылев О.Ю., Горбачев А.Н., Сергеев Ф.Ф. [и др.] // 2007.



## РЕМОНТ ВАЛОВ РОТОРОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕХНОЛОГИЙ СВАРКИ

**А.А. ЛАНИН, С.А. ИЛЬИН, В.В. РЕВА, В.Г. ПУТИНЦЕВ**  
(ОАО «НПО ЦКТИ», г. Санкт-Петербург, Россия)

Роторы являются наиболее дорогостоящей частью паровых и газовых турбин. Ресурс турбины, как правило, определяется состоянием металла ротора. Процент выхода из строя энергетических установок, по причинам повреждений роторов составляет 26–30%, а доля затрат на ремонтные работы, связанные с роторами, составляет до 80% от общей суммы ремонта.

Зарубежные турбостроительные фирмы, такие как Siemens, ALSTOM, GE, TurboCare, Elliott Company, Skoda и др., интенсивно используют ремонтные технологии с применением сварки для восстановления работоспособности роторов.

Устранению подлежат дефекты, выявленные в процессе как изготовления, так и эксплуатации. При ремонтах завариваются отдельные повреждения в виде трещин, эрозийных размывов, износа пар трения и т. п., а также восстанавливаются наплавкой геометрические размеры протяженных зон.

Основной задачей, при проведении сварочных ремонтных работ на роторах турбин является применение технологий, обеспечивающих заданные прочностные свойства, требуемый ресурс, а также исключение недопустимых остаточных напряжений и деформаций.

В «НПО ЦКТИ» совместно с «ЛМЗ» выполнены многолетние исследования и разработаны технологии ремонтной сварки, обеспечившие надежное эксплуатирование восстановленных роторов в течении 30–40 лет. Исследованы и разработаны следующие технологии ремонта:

- наплавка изношенных участков шеек валов в районе расположения подшипников и уплотнений;
- восстановление пазов дисков под лопатки путем вварки отдельных кусков или наплавки поврежденных мест;
- наплавка ободьев дисков;
- восстановление ободьев дисков путем проточки поврежденных участков с последующей сваркой взамен удаленного металла кольца. Этот способ позволяет менять характер крепления лопаток и использовать в качестве материала наружного кольца более жаропрочную сталь;
- восстановление валов роторов с трещинами у галтелей путем заварки местных выбонок в районе трещины или вварки новых элементов.

Разработанные технологии были реализованы при восстановлении и ремонте более 35 роторов высокого, среднего и низкого давления паровых и газовых турбин из высокопрочных сталей.

Проведенный анализ повреждений роторов в результате эксплуатации и изготовления, позволил классифицировать типы ремонтных технологий.

К типу 1 относится наплавка изношенных участков шеек (рис. 1) и упорных дисков роторов в районах расположения подшипников. К этому же типу относятся и наплавки поверхностей роторов в районах уплотнений и дисков у разгрузочных канавок.

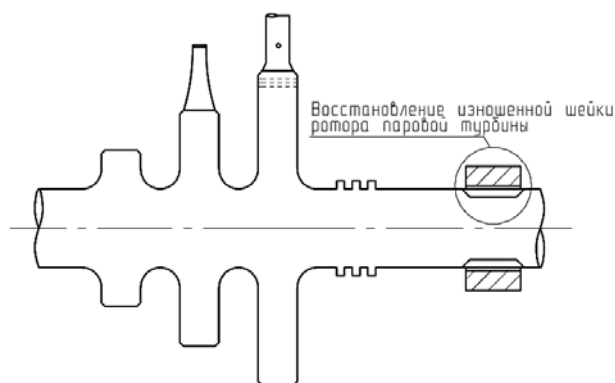


Рис. 1. Наплавка изношенной части шейки ротора

К типу 2 относятся различные варианты восстановления пазов под лопатки (рис. 2), которые могут выполняться варкой отдельных участков или наплавкой поврежденных мест.

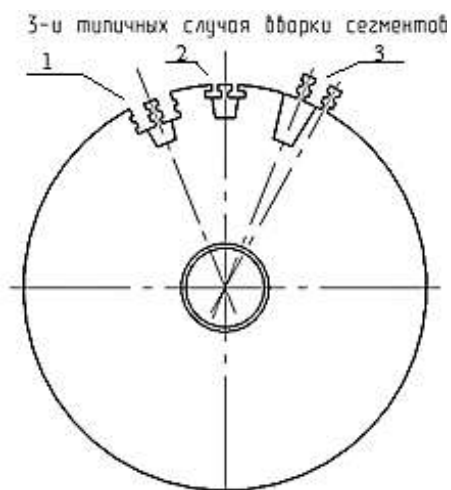


Рис. 2. Восстановление пазов под лопатки  
(цифрами 1, 2, 3 обозначены свариваемых сегментов под пазы)

Восстановление ободов дисков путем проточки поврежденного металла с последующей наплавкой до восстановления первоначальных размеров является типом 3 ремонта (рис. 3).

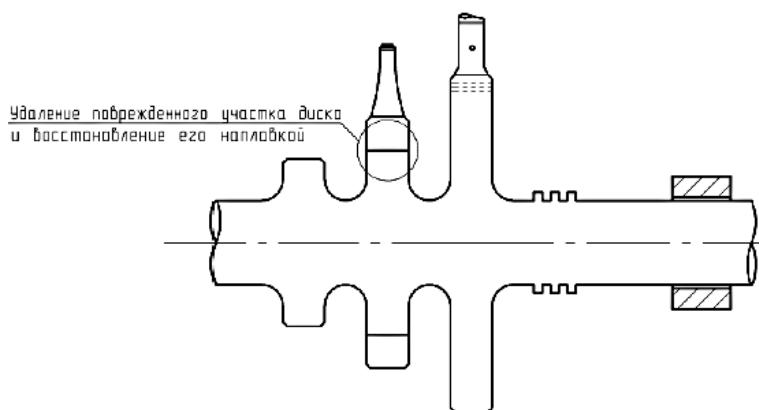


Рис. 3. Восстановление ободов дисков путем проточки поврежденного металла с последующей наплавкой

К конкретным случаям восстановления изношенных элементов до первоначальных размеров с применением наплавки относятся: восстановление поврежденных маслоотбойных гребней (рис. 4), восстановление отверстий под заклепки на рабочих колесах валов роторов и насадных дисках, восстановление «защелок» на рабочих колесах.

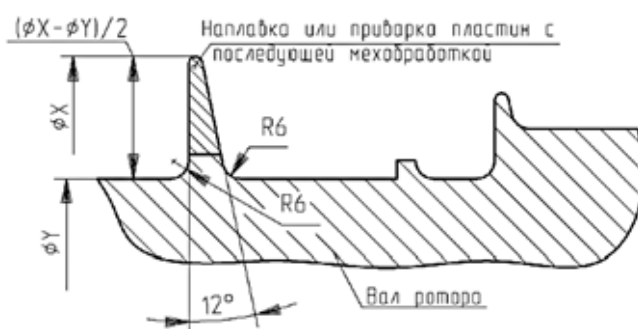


Рис. 4. Восстановление маслоотбойных гребней

Часто встречающимся случаем ремонта является восстановление валов роторов после выявления в них трещин, обычно в местах перехода от одного сечения к другому — тип 4 ремонта (рис. 5, а). Такой тип ремонта может выполняться путем заварки местных выбоорок в районе трещины или отрезкой поврежденного участка вала и приваркой нового элемента — тип 5 ремонта (рис. 5, б).

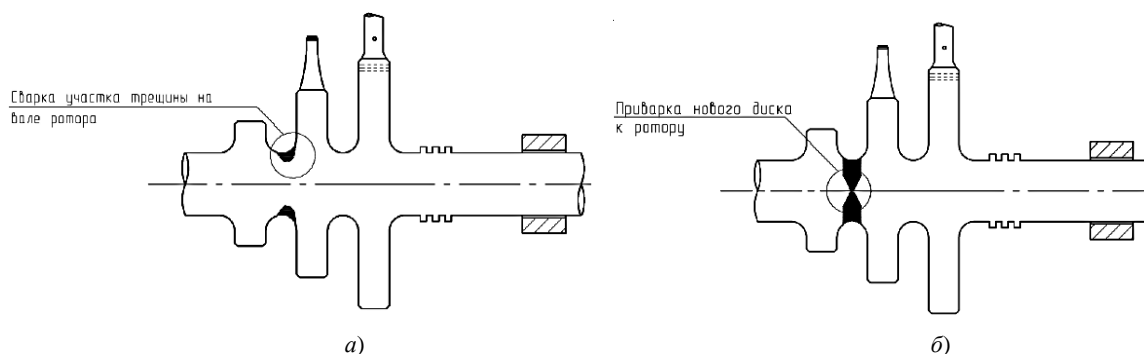


Рис. 5. а — заварка участка трещины на вале ротора; б — приварка нового диска к ротору

Восстановление размеров может проводиться путем приварки обода взамен изношенного — тип 6 ремонта (рис. 6). Отмечается возможность приварки как кованого кольца, так и согнутой полосы с дополнительным продольным швом, соединяющим ее концы.

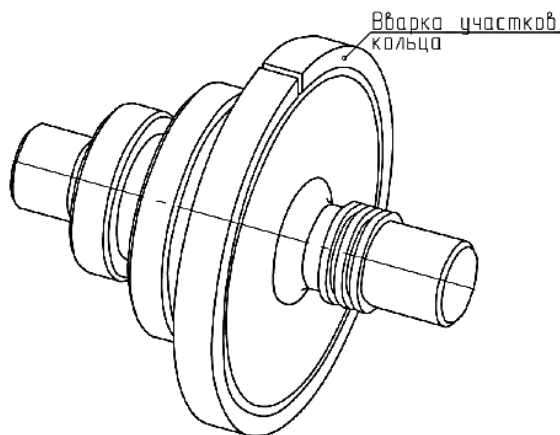


Рис. 6. Восстановление размеров ротора, путем вварки участков кольца

Наиболее распространенным случаем ремонта является наплавка на диски и шейки роторов.

При наличии обширной литературы по ремонту роторов, сведений по оценке свариваемости роторных сталей, выбору присадочных материалов, технологии сварки и работоспособности сварных соединений практически не имеется, что связано с коммерческой тайной фирмы.

Следует отметить, что при ремонте роторов с применением сварки необходимо разрабатывать индивидуальные технологии для каждого отдельного случая, при этом возникает необходимость прогнозирования механических и эксплуатационных свойств сварных соединений, в том числе технологическую прочность, а также напряжения, возникающие в процессе сварки (наплавки) и остаточные деформации валов, поэтому возникает необходимость применения комплексного расчетного моделирования процессов сварки (наплавки) и термической обработки.

Такое моделирование разработано в ОАО «НПО ЦКТИ» и успешно используется в практике ремонта роторов с применением сварки. В роторах низкого давления, в основном, используются стали перлитного класса с легированием типа 3% Ni-Cr-Mo-V, в роторах высокого и среднего давления Cr-Mo-V стали, при повышенных температурах пара (сверхкритические и суперсверхкритические параметры пара) используются высоколегированные 9% Cr стали мартенситного класса типа W91, 92, 93. По своему легированию роторные стали относятся к ограниченно свариваемым, склонны к образованию холодных, горячих трещин и трещин повторного нагрева при термической обработке.

При разработке технологий сварки и оценке свойств особое внимание обращается на высокую вероятность образования горячих и холодных трещин, трещин повторного нагрева в околошовной зоне. В ряде случаев образование холодных трещин может сопровож-



даться длительным их развитием после выполнения сварки. Если металл шва можно выбрать за счет присадочного материала, то свойства околошовной зоны определяются только технологией сварки и свойствами основного металла.

При заварке дефектов валов роторов высокого давления на участках, эксплуатирующихся при температуре ползучести возникает ряд дополнительных вопросов. Одним из них является оценка возможности выполнения сварочных работ на материале ротора после длительной эксплуатации из-за его высокотемпературного охрупчивания и накопления в металле микрповреждений в виде микротрещин и пор. Другим вопросом является выбор сварочных материалов, обеспечивающих жаропрочность сварных швов на уровне основного металла.

Восстановление роторов с применением сварки является технически сложным и ответственным процессом, требующим проведения большого комплекса исследований и тщательного соблюдения требований технологического процесса сварки и термической обработки.

Сварочные материалы для проведения ремонта роторов должны обеспечивать:

- работоспособность сварного шва при заданных условиях эксплуатации;
- равнопрочность сварного шва основному металлу или с определенным пониженным уровнем прочности, но с сохранением требуемой вязкости;
- максимальную однородность сварного шва к основному металлу и минимальный разброс свойств;
- низкую чувствительность металла шва к тепловому воздействию сварки, характеризующейся склонностью к росту зерна, структурным и фазовым превращениям, изменением прочностных и пластических свойств;
- исключение недопустимых остаточных деформаций;
- исключение появления недопустимых дефектов в металле шва, главным образом, горячих и холодных трещин, трещин повторного нагрева, пор и шлаковых включений;
- высокую производительность технологического процесса;
- для низкотемпературных заварок при температуре эксплуатации ниже температур ползучести, определяющим является обеспечение уровня механических свойств, стойкости сварных соединений против хрупких и усталостных разрушений, низкой склонности к отпусковой и тепловой хрупкости;
- для заварок роторов эксплуатирующихся при высоких температурах определяющим является уровень жаропрочности металла шва и сварных соединений при сохранении указанных выше требований к низкотемпературным заваркам.

При выборе сварочных материалов необходимо учитывать вероятность развития в сварных соединениях структурной, химической и механической неоднородности, которая может снизить работоспособность изделия, а также типы и объемы повреждения роторов, различные параметры эксплуатации, как по температуре, так и по напряженному состоянию.

В зависимости от характера и объема ремонтных заварок используются разные способы и методы сварки (наплавки).

Для заварки местных выборок дефектов малого объема основное применение нашла сварка неплавящимся вольфрамовым электродом в среде аргона с присадкой (TIG), такой способ сварки обеспечивает получение наиболее высокого качества соединения и дает возможность регулировать тепловложение при сварке, что, в конечном итоге, позволяет добиться требуемой технологической и механической прочности сварного соединения. Однако, для этого способа сварки характерен жесткий термический цикл с высокой скоростью охлаждения и опасность появления технологических трещин.

Ручная дуговая сварка штучными покрытыми электродами для исправления мелких дефектов используется редко, а при исправлении крупных дефектов, как правило, не используется, ввиду малой производительности и низкого качества наплавки металла.

Для наплавки кольцевых швов высотой до 200 мм, в том числе при сварке в узкощелевую разделку, на валах и дисках роторов в основном применяют автоматическую сварку плавящимся электродом под слоем флюса (SAW). При этом корневые швы стыковых кольцевых соединений выполняются преимущественно неплавящимся вольфрамовым электродом в среде аргона с присадкой (TIG), используя при этом проволоку с повышенными пластическими свойствами. Для устранения опасности образования технологических трещин при сварке кольцевых швов применяют комбинированную сварку с использованием различных способов сварки.

Для проведения сварки в узкощелевую разделку, с целью замены отдельно изношенных участков, иногда целесообразно использовать сварку неплавящимся вольфрамовым электродом в среде аргона с присадкой (TIG), как правило, с подогреваемой проволокой (TIG Hot Wire). Это позволяет обеспечить малые погонные энергии и исключение горячих трещин.

Развитие сварочного оборудования, повышение его надежности и эффективности позволяет использовать для различных ремонтных технологий механизированную сварку плавящимся электродом в смеси защитных газов (MIG/MAG).

В «НПО ЦКТИ» разработаны технологические приемы по исключению отмеченных неоднородностей путем оптимизации тепловложения при сварке (рис. 8). Создана автоматизированная программная система разработки и оптимизации технологии сварки при сварке и ремонте роторов. Программная система оптимизирует условия предварительного и сопутствующего подогрева, термический цикл сварки, термо-деформационное состояние вала ротора в процессе сварки (наплавки) и термической обработки с учетом фактического состояния металла (включая технологическую наследственность, повреждаемость при эксплуатации, расположение зоны разрушения).

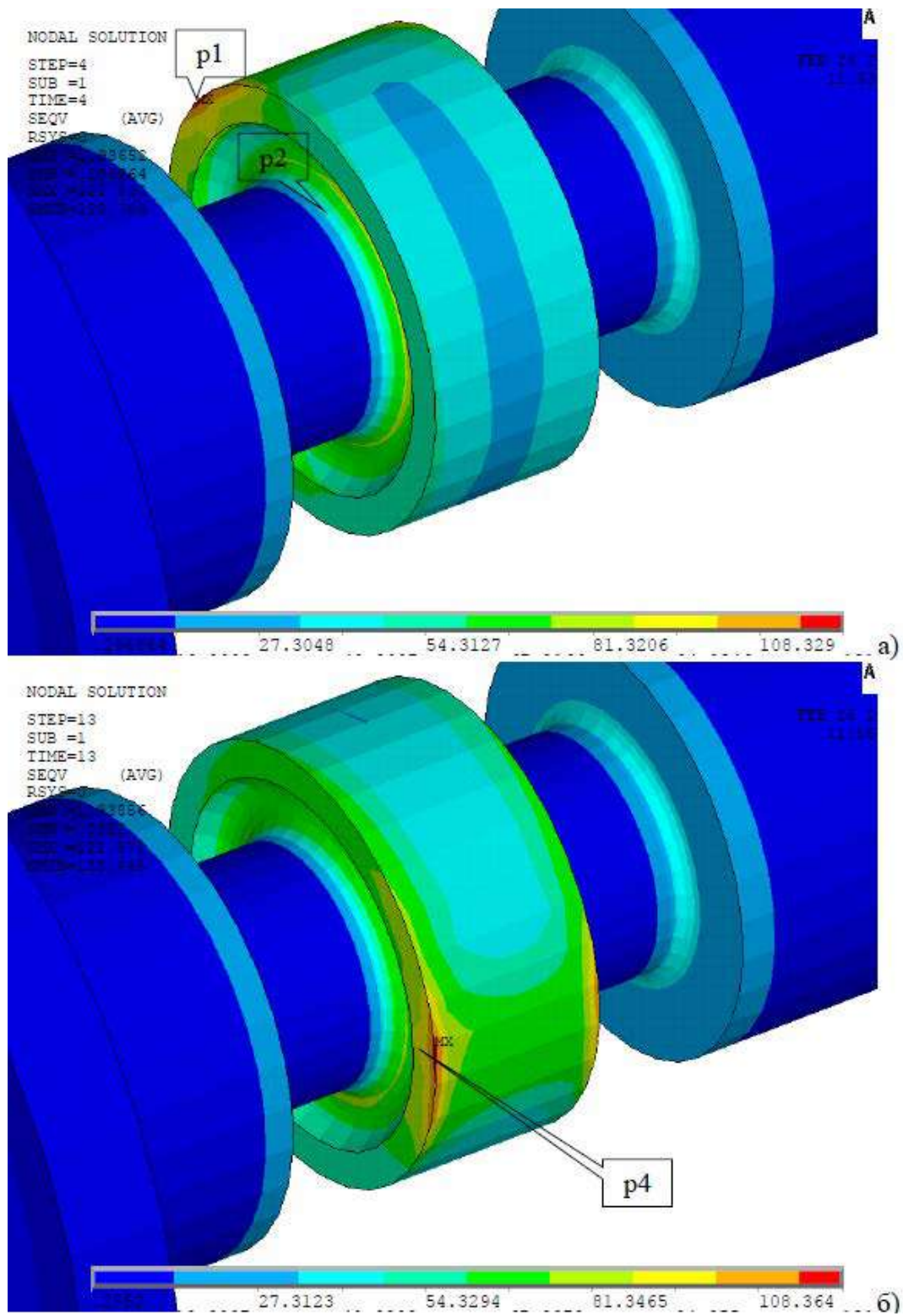


Рис. 8 а, б: Распределение эквивалентных напряжений в процессе наплавки думмиса вала ротора

Комплекс научно-исследовательских работ с учетом опытных и производственных ремонтов, длительная эксплуатация роторов после ремонта позволяют считать разработанные методики и технологии вполне надежными и эффективными.

Следует отметить, что особое внимание при выполнении ремонтных сварочных работ уделяется контролю в виде мониторинга сварочного процесса на всех этапах ремонта ротора.

Отдельно следует остановиться на технологиях ремонта роторов без проведения термической обработки после сварки (наплавки). Такая технология была разработана в «НПО ЦКТИ» и использована на ПАО «Силовые машины».

Иногда конструктивному изменению подвергается думмис вала на окончательно обработанный и облопаченный РВД. Очевидно, что технологическое воздействие процесса сварки не должно приводить к возникновению недопустимых деформаций (согласно требованиям КД), так же требуется обеспечить прочностные свойства металла в зонах наплавки, необходимые для работоспособности роторов при температуре 500 °С, а нормы допустимых дефектов в зоне наплавки обязаны соответствовать требованиям технических условий (ТУ) на заготовку ротора.

Для выполнения поставленной задачи были проведены следующие работы:

1. Расчетное моделирование технологических процессов ремонта роторов с применением сварки с целью оптимизации параметров наплавки и исключения технологических трещин, включая:

- Расчеты температурных полей и напряженно-деформированного состояния ротора при нагреве металла до температуры предварительного подогрева под наплавку.
- Расчет температурного и напряженно-деформированного состояния ротора при сопутствующем подогреве и наплавке.
- Расчет теплового и напряженно-деформированного состояния ротора при проведении местной термической обработки после наплавки.

2. Исследование структурной и механической неоднородности наплавленного металла (НМ), околошовной зоны (ОШЗ) и зоны термического влияния (ЗТВ) основного металла ротора.

3. Проведения исследований ремонтных наплавки на макетах роторов из Cr-Mo-V сталей.

По результатам проведенных исследований и испытаний, разработаны технологические параметры сварки, исключаяющие развитие технологических трещин и обеспечивающих требуемый уровень механических свойств, без возникновения недопустимых деформаций РВД.

Для разработки технологии наплавки без термической обработки выполнялись специальные экспериментальные работы: наплавка на макетах роторов, одновременно проводилось расчетное моделирование температурного и напряженно-деформированного состояния ротора при сопутствующем подогреве и наплавке с целью минимизации остаточных деформаций, структурной и механической неоднородности наплавки. В процессе экспериментальной наплавки на макет ротора для подтверждения полученных результатов расчетного моделирования проведены измерения распределения температуры и остаточных деформаций различных участков роторов (в процессе предварительного нагрева роторов, наплавки и проведении термического отдыха). Сравнение полученных результатов распределения температуры, деформаций и численного моделирования нагрева при наплавке на



макетах роторов позволило существенно уточнить расчетную модель технологического процесса наплавки реальных роторов, и, по результатам проведенных работ, разработать оптимальные параметры и режимы технологического процесса наплавки. Управление параметрами и режимами наплавки удастся обеспечить структурную однородность и технологическую прочность, оцениваемую по металлографическим исследованиям, испытаниям механических свойств, твердости и ударной вязкости металла.

### **Выводы**

Анализ результатов оптимизационных оценок технологических параметров ремонтно-восстановительной наплавки, полученных с помощью численного моделирования, позволил установить, что первый слой наплавки должен выполняться на минимальной погонной энергии, определяемой лишь условиями формирования валика, при максимально возможной температуре предварительного подогрева. Проведение ремонтно-восстановительной наплавки думмиса ротора на оптимизированных технологических параметрах позволяет получить минимальные значения таких характеристик термо-деформированного состояния как  $W_{6/5\max}$ ,  $(d\varepsilon_{плY}/dT)_{\max}$  и  $\sigma_{i\max}$  и предотвратить возможность образования технологических трещин в наплавленном металле и ОШЗ основного металла.

При этом расчетным путем с подтверждением экспериментальными результатами, определены температура предварительного и сопутствующего подогрева, скорость нагрева ротора, температура и время термического отдыха.

Наплавка на вышеприведенных технологических параметрах обеспечивает минимальные размеры околошовной зоны (ОШЗ), отсутствие закалочной структуры в зоне термического влияния, а также уменьшение структурной неоднородности. Это подтверждается результатами механических испытаний, металлографических исследований и измерений твердости на натурных макетах роторов.

## **ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ПРИ РЕМОНТЕ ТУРБОАГРЕГАТОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ И ПУТИ ИХ РЕШЕНИЯ**

**А.И. КУМЕНКО** (НИУ МЭИ, г. Москва, Россия)

Рассматриваются проблемы и задачи, которые необходимо системно решать в области ремонта энергетического оборудования (ЭО). Рассмотрены основные причины ухудшения качества ремонтных работ. Отмечается, что разрушение ремонтных трестов привело к отсутствию системного подхода к ремонтным структурам, как части энергетических систем. Все другие структуры (генерация, управление потоками) — объединены и организованы. А ремонтные структуры разделены, разорваны на мелкие части и не имеют фактически ни технической управляемости, ни организационной.

Отмечается, что технической управляемости так же недостает и структурам генерации. Даже в каждой генерации со сменой людей часто возникают одни и те же проблемы.

Отмечается отсутствие в РФ подготовки специалистов по ремонту ЭО. Ни один ВУЗ сегодня не готовит специалистов по таким важным направлениям, как монтаж, ремонт, наладка и диагностика. А самовоспроизводство таких специалистов при конкуренции и новых экономических условиях практически невозможно. Приведены примеры потери работоспособности оборудования производства фирм ДжЭлектрик, Альстом и Сименс, возникновения НЧВ при ранее неизвестных обстоятельствах, показано, как меняются статические нагрузки в опорах РВД турбин 200-800 МВт от расхода пара. Даны рекомендации по решению большинства затронутых проблем, сформулированы предложения в области диагностики, ремонта и наладки ЭО.

### **Организационные проблемы**

Ремонтные работы систематически недофинансируются. За выделяемые на капитальный ремонт средства невозможно выполнить нормативные требования. В итоге на устранение недоделок и штрафы за неготовность оборудования приходится платить больше.

Требуется законодательно установить и выполнять нормативы финансирования объемов ремонтных работ.

Для выработки единой ремонтной политики и разработки нормативно-правовой и нормативно-технической документации целесообразно организовать в СРО, а на станциях организовать систематический учет и анализ данных по надежности и опыта устранения неполадок.



Ремонт по техническому состоянию пока плохо подкреплён системами диагностирования и статистикой надёжности. Системы мониторинга не позволяют сегодня прогнозировать техническое состояние или истощение ресурсов. Очень велик статистический разброс по повреждениям [1, 2].

Необходимо развивать и совершенствовать системы технической диагностики по критическим видам оборудования.

Сегодня много разрозненных групп разработчиков системы мониторинга и диагностики технического состояния. Необходимо привлекать и финансировать те организации, которые имеют солидные научные наработки и необходимый потенциал.

Целесообразно создание центров удаленной диагностики и мониторинга в сотрудничестве с разработчиками ЭО, используя наиболее совершенные инженерные алгоритмы диагностики с привлечением широкой доступной информации. К примеру, на ТЭС «Ла Козелла» (Энел, Италия) на сервере хранятся данные за 18 лет по всем турбинам, насосам, вентиляторам, включая формуляры ремонта и сборки, вся ремонтно-техническая документация. Там же, в режиме реального времени можно получить все пусковые характеристики, события и отклонения от режимов. Всего в Энел около 150 турбоагрегатов различного класса, разбросанных на ТЭС по всей Италии. Задействовано около 10 диагностов. Их задача контролировать поступающую информацию и давать персоналу ТЭС рекомендации по действиям для устранения несоответствий. При необходимости предусмотрена консультация с узкими, но более глубокими специалистами, включая и разработчиков оборудования.

Отказ от их привлечения для экономии средств недопустим.

В стране не организована вузовская подготовка специалистов по монтажу, наладке, диагностике и ремонту оборудования, неразрушающему контролю, обработке сигналов, свойствам и повреждаемости материалов и их диагностики. На заводах также не хватает специалистов в области вибрации и прочности. Их сервисные структуры не развиты. На заводы приходят студенты, которые еще ничего не умеют проектировать.

Необходимо в двух, трех ВУЗах, страны обеспечить подготовку требуемых специалистов.

Практически «ликвидированы» многие ранее существовавшие структуры (ЦЭМ, ЦКБ «Энергоремонт», «Энергомонтажпроект» и пр.). Остались редкопривлекаемые для ремонта и наладки институты ЦКТИ и ВТИ, но специалистов по вибрации единицы. Общение между разными специалистами почти прекратилось, мы редко рассматриваем результаты сложных наладок. Проблемы восстановления связей, подъем образования, организация обмена опытом и повышение квалификации специалистов, остро необходимы в ближайшие годы.

Количество и объемы курсов повышения квалификации и число выездов с лекциями преподавателей МЭИ в разные города по проблемам надёжности и последних достижениях науки резко сократилось. В условиях падения качества специалистов может потребоваться переход на трехсторонние договоры со студентами. Им платят от фирмы стипендию, а они учатся, не покладая рук, и, знают, где будут работать.

### Научно-технические и конструкторские проблемы

В РФ заводами используются ремонтные формуляры 40–50-летней давности. Это приводит к некорректным зазорам в подшипниках, маслозащитных кольцах и водородных уплотнениях генераторов. Они не соответствуют всплываниям шеек роторов и погрешностям сборки. Часты несоответствия корректирующих центровок фактическим расцентровкам опор турбоагрегатов. Для решения вопроса профильным специалистам необходимо системно пересмотреть ремонтные формуляры. Частично эта работа началась по инициативе МЭИ.

В условиях эксплуатации на ротор турбины действует поперечная сила. В турбине К-200-130 она достигает 7 т и вызывает прогиб ротора ВД минимум 0,4 мм, а с учетом возможной расцентровки и больше. Зазоры в диафрагменных уплотнениях 0,5 мм, а если они сотовые, то еще меньше. К сожалению, это не учитывается.

Поперечная сила в районе регулирующей ступени турбины К-800-240 23 т.

Прогиб ее ротора ВД при заводском порядке открытия клапанов больше 1 мм, а если учитывать расцентровки, то еще больше. Кроме того, эта сила приводит к изменению критических частот ротора ВД при изменении расхода пара. Зазоры в диафрагменных уплотнениях 0,75 мм. Они вырабатываются при первых же пусках после ремонта, а экономичность ЦВД снижается.

Один из заводов, чтобы повысить экономичность поставил за границу ротор ЦВД с зазорами в уплотнениях в 0,2 мм, забыв про поперечную статическую силу. При этом роторы у нас гибкие, прогибаются в зоне опор с размахом до 500 мкм и более по первой форме, а в середине пролета еще больше. Такие ошибки кончаются остаточными прогибами ротора и повреждением уплотнений.

Знание колебаний на примере одномассовой физической модели, которую дают в большинстве ВУЗов, недостаточно. Наладчики путают первичные дефекты с вторичными и третичными явлениями. Имеется документ по центровке роторов по полумуфтам и по спаровке полумуфт. Там представлены две таблицы. Текст четко не разделен. Недавно звонят со станции квалифицированные люди, они запутались в этих таблицах. К сожалению, путаница встречается и в некоторых наших учебниках.

Но есть, конечно, более интересные вопросы, в которых надо разбираться. Недавно на одной электростанции при проходе критической частоты на РНД наблюдался мощный всплеск НЧВ (см. рис. 1).

Аналогичная картина наблюдалась на второй опоре РНД. Здесь наблюдается аналогия со сползающей муфтой. На каком-то диске (дисках) ослаблена посадка. Поскольку при проходе критической частоты колебания опоры существенно превышают неофициальную норму в 50 мкм, возникает повышенное конструкционное демпфирование из-за проскальзывания. Оно и вызывает возмущение автоколебаний. Если ротор отбалансировать и снизить размах до 50–60 мкм, это явление пропадает, а в очередной ремонт желательно увеличить посадку.

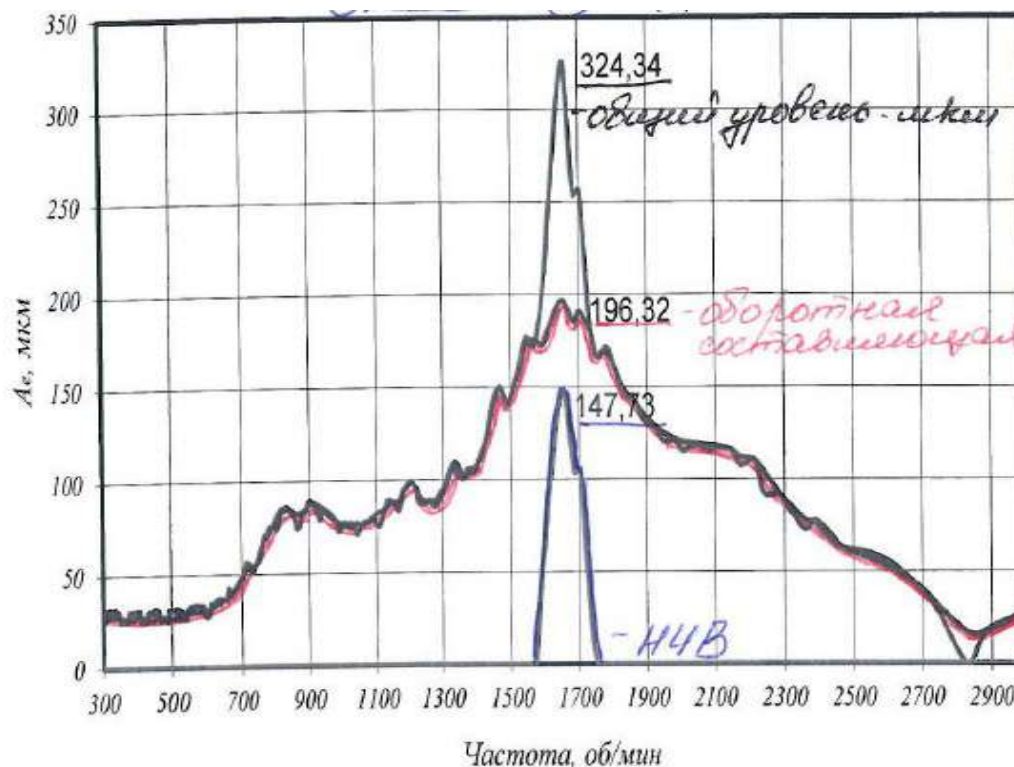


Рис. 1. НЧВ при проходе критической частоты на подшипнике № 7

Характеристики устойчивости валопроводов турбоагрегатов, представленные ранее в работах НИУ МЭИ [4], считались в предположении линейности (пропорциональности) аэродинамических сил расходу пара, а изменение расхода пара рассматривалось как фактор, не влияющий на статические реакции опоры и на характеристики жесткости и демпфирования масляного слоя. При этом определялись главные параметры устойчивости, соответствующие линии С (см. рис. 2):

Однако, как показано в [8], жесткости аэродинамических сил в регулирующей ступени зависят от угла положения ротора и разных направлений, матрица возмущающих сил не пропорциональна расходу пара, как было заложено в предыдущих расчетах [4]. В [8] впервые представлена качественная диаграмма (рис. 2), которая пока не реализована в конструкторских расчетах.

Показано, что граница устойчивости после выхода на холостой ход это не число, а функция, которую надо определить (смотри линию D).

Одна из задач, которые надо решать в нынешних системах мониторинга, это определение запасов устойчивости с учетом фактических эксплуатационных нагрузок, на каждом установившемся режиме.

Другая, не менее важная задача, которая решена частично в [6, 7] — это определение напряжений от всех видов возмущений в процессе эксплуатации и накопление повреждений. Ее решение позволит в будущем в вероятностной постановке оценивать ресурс энергетических установок и предсказывать места развития трещин от многоциклового усталости

на основании измерений быстрых (вибрация) и медленных (тепловые расцентровки) перемещений роторов.

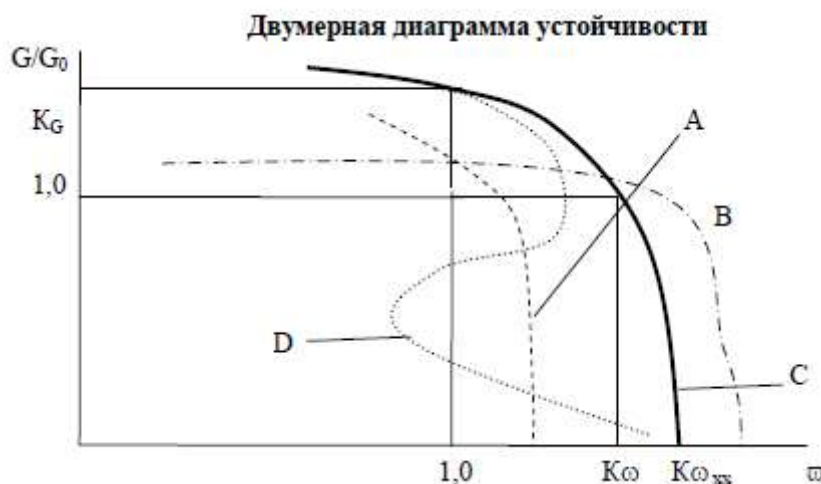


Рис. 2. Диаграмма устойчивости в современной постановке:  $K_{\omega_{xx}}$  — запас устойчивости по частоте вращения на холостом ходу;  $K_{\omega}$  — запас устойчивости по частоте вращения при номинальном расходе пара;  $K_G$  — запас устойчивости по расходу пара на номинальной частоте вращения.

Также требуется разработка методики переноса грузов на роторах, имеющих более одной критической частоты, так как опубликованные в литературе формулы нельзя применять для современных машин.

### Выводы

1. Рассмотрены пути решения некоторых организационных и научно-технических проблем обеспечения надежности роторного оборудования, в том числе:

1.1. за счет более точной оценки разброса критических частот валопровода с учетом технологического разброса усилий в опорах в процессе эксплуатации;

1.2. разработки двумерной функции устойчивости по частоте вращения в зависимости от расхода пара;

1.3. за счет подтвержденных экспериментально эффективных мер регулирования взаимного положения опор в эксплуатации и приведению статических нагрузок к расчетным.

2. В системах мониторинга необходимо:

2.1. определение запасов устойчивости с учетом фактических эксплуатационных нагрузок на каждом установившемся режиме;

2.2. определение напряжений от всех видов возмущений в процессе эксплуатации и накопление повреждений для оценки в будущем в вероятностной постановке ресурса энергетических установок и предсказания места развития трещин многоциклового усталости на основании измерений быстрых (вибрация) и медленных (тепловые расцентровки) перемещений роторов.

3. Работа по повышению надежности оборудования ТЭС и АЭС должна вестись непрерывно. Ее интенсивность в последние годы ослабла.



## Список литературы

1. **Мурманский, Б.Е.** Разработка, апробация и реализация методов повышения надежности и совершенствования системы ремонтов паротурбинных установок в условиях эксплуатации [Текст] / диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.04.12 – Турбомашин и комбинированные турбоустановки. — УФУ. — г. Екатеринбург. — 2016.
2. **Мурманский, Б.Е.** Разработка и реализация концепции комплексной системы повышения надежности состояния паротурбинной установки [Текст] / Б.Е. Мурманский // Надежность и безопасность энергетики. — 2015. — № 1 (28). — С. 44–48.
3. **Костюк, А.Г.** Динамика и прочность турбомашин [Тест] / М. — Машиностроение. — 1982. — 262 с.
4. **Костюк, А.Г.,** Некоторые способы повышения виброустойчивости турбоагрегатов [Текст] А.Г. Костюк, А.И. Куменко, С.А. Серков [и др.] // Теплоэнергетика. — 1978. — № 5. — С. 10–13.
5. **Куменко, А.И.** Экспериментальная проверка методов диагностирования расцентровок и неуравновешенности на роторном стенде [Текст] / А.И. Куменко, А.В. Тимин, Н.Ю. Кузьминых // сб. докладов VIII международной научно-технической конференции «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций», 22–24 ноября 2017. — М.: ВТИ. — 2017. — С. 43–52.
6. **Куменко, А.И.** Разработка элементов системы мониторинга технического состояния турбоагрегатов ТЭС и АЭС [Текст] / А.И. Куменко, В.Н. Костюков, Н.Ю. Кузьминых, С.Н. Бойченко, А.В. Тимин, А.О. Тетерин // Теплоэнергетика. — 2017. — № 8. — С. 14–23.
7. **Куменко, А.И.** Использование датчиков положения вала для моделирования расцентровок опор валопроводов турбоагрегатов [Текст] / А.И. Куменко, В.Н. Костюков, Н.Ю. Кузьминых, А.В. Тимин // Теплоэнергетика. — 2017. — № 9. — С. 41–51.
8. **Куменко, А.И.** Расчетные и экспериментальные исследования динамических характеристик турбоагрегатов [Текст] А.И. Куменко // дисс. доктора технич. наук. М. МЭИ. — 1999. — 320 с.

## **ВИБРАЦИОННЫЙ КОНТРОЛЬ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ БЛОКОВ 800 МВт НИЖНЕВАРТОВСКОЙ ГРЭС**

**В.И. СИРОТКИН** (АО «Нижневартовская ГРЭС», Россия)

На энергоблоке мощностью 800 МВт примерно 100 насосов, которые можно отнести к вспомогательному оборудованию. Эти насосы перекачивают разнообразные жидкости: холодную охлаждающую воду в системе рециркуляции — насосы рециркуляции, конденсат — конденсатные насосы, питательную воду — питательные насосы, газ — тягодутьевые машины, масло — насосы системы маслоснабжения и системы регулирования. Все эти насосы имеют различную конструкцию, например, циркуляционный насос — осевой вертикального исполнения, конденсатный — центробежный насос вертикального исполнения, питательный насос — центробежный двухкорпусной насос горизонтального исполнения, тягодутьевые машины — центробежные компрессора, горизонтальные.

Существенным является и то, что эти насосы зачастую имеют низкую частоту вращения. Так частота вращения циркуляционных насосов — ОВ(ОПВ)-185, 250 и 300 об/мин. Это всего 5 Гц.

Для насосов с рабочей частотой вращения менее  $600 \text{ мин}^{-1}$  нижнюю границу диапазона частот измерений обычно выбирают равной 2 Гц, чтобы оборотная частота была внутри этого диапазона и достаточно далеко от его границы. Кроме того, в этом случае средства измерений помимо измерений среднеквадратичного значения скорости должны обеспечивать также измерение размаха перемещения, ГОСТ ISO 10816–7 [11].

Питательные насосы наоборот имеют переменную частоту вращения в диапазоне от 3800 до 4500 об/мин. Это частоты от 63 до 75 Гц. Кроме того лопастные частоты порядка 500 Гц. Могут быть также частоты автоколебаний это частота 95 Гц для ПН 1500–350.

В настоящее время, на Нижневартовской ГРЭС для контроля вибросостояния используется аппаратура производства ООО НПП «Вибробит». Выработавшая ресурс аппаратура «Вибробит 100» заменена на новую аппаратуру «Вибробит 300». Вибрационные параметры фиксируются специализированным ПО «Вибробит Web.Net.Monitoring» и передаются по цифровым интерфейсам в станционную АСУ ТП.



Контроль вспомогательного оборудования традиционно проводится периодически с использованием переносных приборов. Но в 2018 г. принято решение о внедрении аппаратуры «Вибробит 300» на оборудовании ТДМ блоков № 1 и № 2. Рассматривается вопрос о внедрении в перспективе диагностического стационарного оборудования и программного обеспечения.

Стойка аппаратуры «Вибробит» расположена на БЩУ. Преобразователи и модули сбора данных соединены кабельными трассами. Каждый датчик, канал требует отдельной линии. На рис. 1 и 2 представлены стойка и структурная схема системы контроля «Вибробит 300».



Рис. 1. Стойка БЩУ

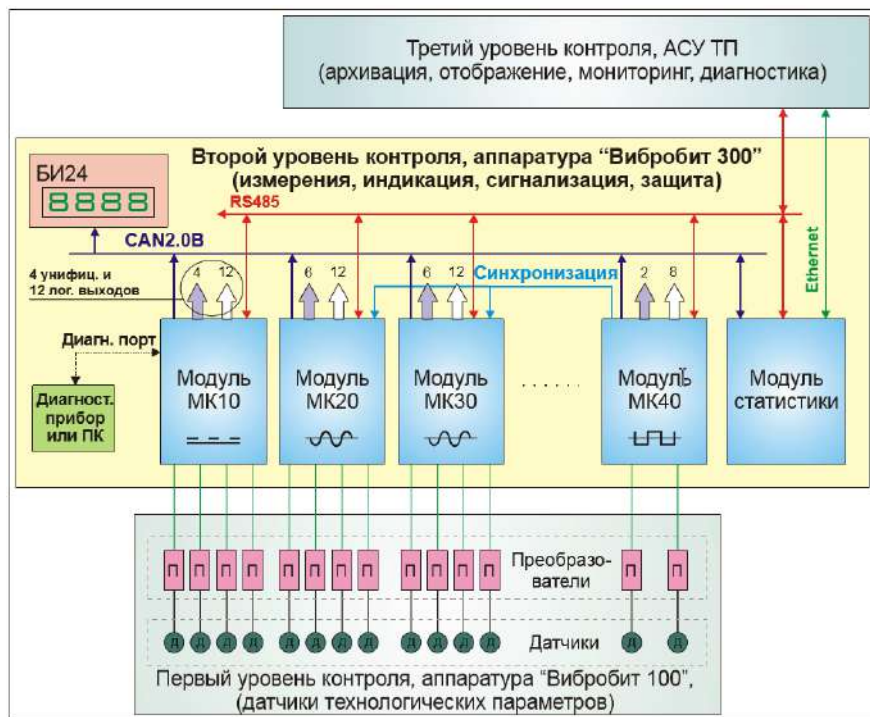


Рис. 2. Структурная схема системы контроля «Вибробит 300»

Данные контроля представлены в удобной графической форме. На рис. 3–6 представлены тренды, орбиты опоры и орбиты вала уконтролируемого механизма.



Рис. 3. Представление данных контроля в цифровом виде

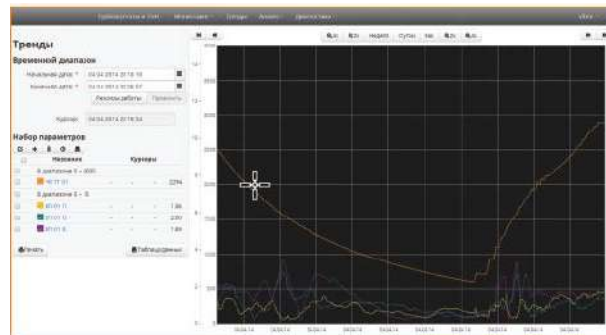


Рис. 4. Данные в виде тренда

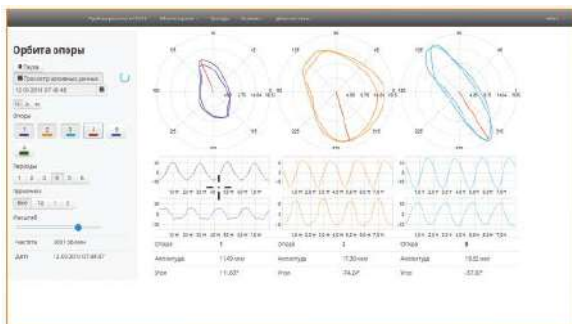


Рис. 5. Орбита опоры

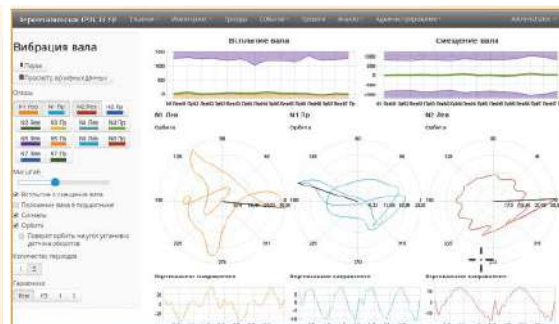


Рис. 6. Вибрация вала

Аппаратура фирмы «Вибробит» успешно используется не только на основном оборудовании, но и на вспомогательном, ТДМ блоков № 1 и № 2. Единственным препятствием дальнейшего внедрения аппаратуры «Вибробит» на вспомогательном оборудовании является необходимость прокладки кабельных трасс для отдельного датчика системы.

Для непрерывного контроля вибрационного состояния фирмой «Бентли Невада» разработана сетевая компьютерная система контроля, в которой используются интеллектуальные датчики не требующие отдельной линии связи. До 256 датчиков включаются в компьютерную сеть на одну линию связи. Это позволяет существенным образом экономить средства на монтаже системы контроля в целом.

Для перехода на непрерывный контроль вибрационного состояния вспомогательного оборудования мощных энергоблоков, целесообразно использовать вибродатчики, имеющие сетевые интерфейсы.



## **ОБЛАЧНЫЕ СЕРВИСЫ И ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ**

**В.А. ВАСИЛЬЕВ, А.Ю. НИЦКИЙ, А.В. ЕРПАЛОВ, А.В. БОЙЦОВ**  
(ФГБОУ ВО «ЧелГУ», г. Челябинск, Россия)

Насосное оборудование тепловых электростанций среди вспомогательного оборудования по установленной мощности и многообразию применяемых конструкций для различных условий работы занимает ведущее место. Так, например, на энергоблоках мощностью 800 МВт примерно 100 насосов, которые можно отнести к вспомогательному оборудованию. Эти насосы перекачивают разнообразные жидкости: холодную охлаждающую воду в системе рециркуляции — насосы рециркуляции, конденсат — конденсатные насосы, питательную воду — питательные насосы, газ — тягодутьевые машины, масло — насосы системы маслоснабжения и системы регулирования. Все эти насосы имеют различную конструкцию, например, циркуляционный насос — осевой вертикального исполнения, конденсатный — центробежный насос вертикального исполнения, питательный насос — центробежный двухкорпусной насос горизонтального исполнения, тягодутьевые машины — центробежные компрессора, горизонтальные. Количество подшипниковых опор, на которых необходимо установить вибродатчики для стационарного контроля технического состояния вспомогательного оборудования в десятки раз больше количества подшипниковых опор турбогенератора. По этой причине вибросостояние вспомогательного оборудования, как правило, контролируется периодически переносными приборами. Но периодический контроль не позволяет в полной мере проводить оценку и прогноз технического состояния, что может приводить к серьезным авариям.

В настоящее время разработаны и широко внедрены специализированные системы контроля и вибрационной диагностики основного турбинного оборудования мощных блоков ТЭС, стандарты, определяющие требования к вибрационным датчикам, аппаратуре, а также методы балансировки роторов мощных турбоагрегатов. Системы контроля и диагностики позволяют проводить непрерывный контроль, оценку технического состояния, диагностику возникающих дефектов, и защиту турбоагрегатов от превышения уровня вибрации допустимых величин виброскорости подшипниковых опор или виброперемещений ротора турбоагрегата [1, 2, 3, 4].

Система контроля и вибродиагностики включает в себя сетевую (локальная вычислительная сеть) и измерительную архитектуру.

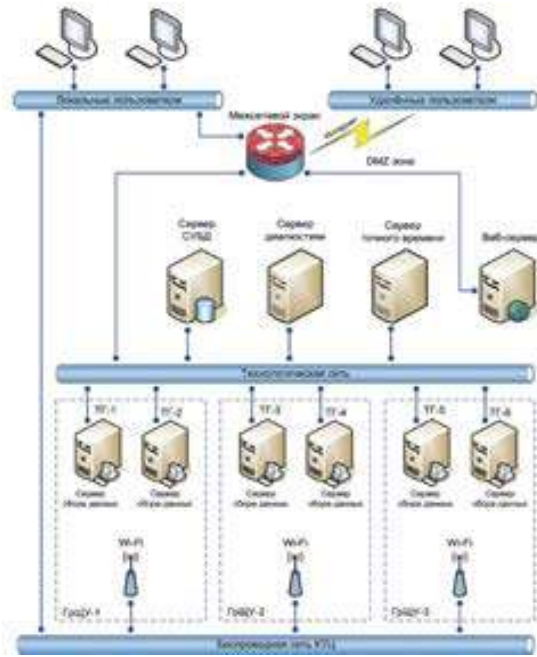


Рис. 1. Локальная вычислительная сеть станции с выходом в Интернет фирмы «ВиброБит» [5]

Локальная вычислительная сеть обеспечивает выполнение функций сбора, обработки, хранения и представления пользователю полученной информации о технологическом и вибрационном состоянии энергетического оборудования. В качестве примера (рис. 1) приведена принципиальная схема локальной вычислительной сети с возможностью выхода в Интернет фирмы «ВиброБит».

Сбор данных о вибрационном состоянии и передача этих данных в локальную вычислительную сеть производится специальной аппаратурой, представляющей собой вертикально интегрированную инфраструктуру. Измерительная инфраструктура включает в себя непосредственно вибродатчики (пьезоакселерометры и токовихревые датчики виброперемещений), предусилители, усилители, модули ввода вывода, аналого-цифровые преобразователи (АЦП), процессоры обработки цифровых данных, специальный компьютер для проведения численного анализа с использованием алгоритмов быстрого преобразования Фурье, формирование базы данных, диагностических признаков и т.д. На рис. 2 приведена цепочка устройств необходимых для сбора вибропараметров.

Измерительная инфраструктура включает в себя непосредственно вибродатчики (пьезоакселерометры и токовихревые датчики виброперемещений), предусилители, усилители, модули ввода вывода, аналого-цифровые преобразователи (АЦП), процессоры обработки цифровых данных, специальный компьютер для проведения численного анализа с использованием алгоритмов быстрого преобразования Фурье, формирование базы данных, диагностических признаков и т.д. На рис. 2 приведена цепочка устройств необходимых для сбора вибропараметров.



Рис. 2. Измерительная инфраструктура системы виброконтроля «BCB 700» энергетического оборудования ТЭС [5]

Для решения задачи непрерывного контроля вспомогательного оборудования фирмой BentlyNevada разработана специальная система «Bently Nevada Trendmaster Pro». На рис. 3 приведена принципиальная схема системы. Используя архитектуру «сенсорной шины», один кабель может содержать сотни постоянно установленных и непрерывно снимающих

информацию датчиков вибрации, давления, температуры и т.д. Каждый датчик подключается к специальному модулю, который объединяет все датчики в единую локальную компьютерную сеть. Передача данных может осуществляться либо по кабельным трассам, либо беспроводно по радиоканалам связи. Такая система существенным образом снижает затраты на монтаж и развертывание системы контроля.

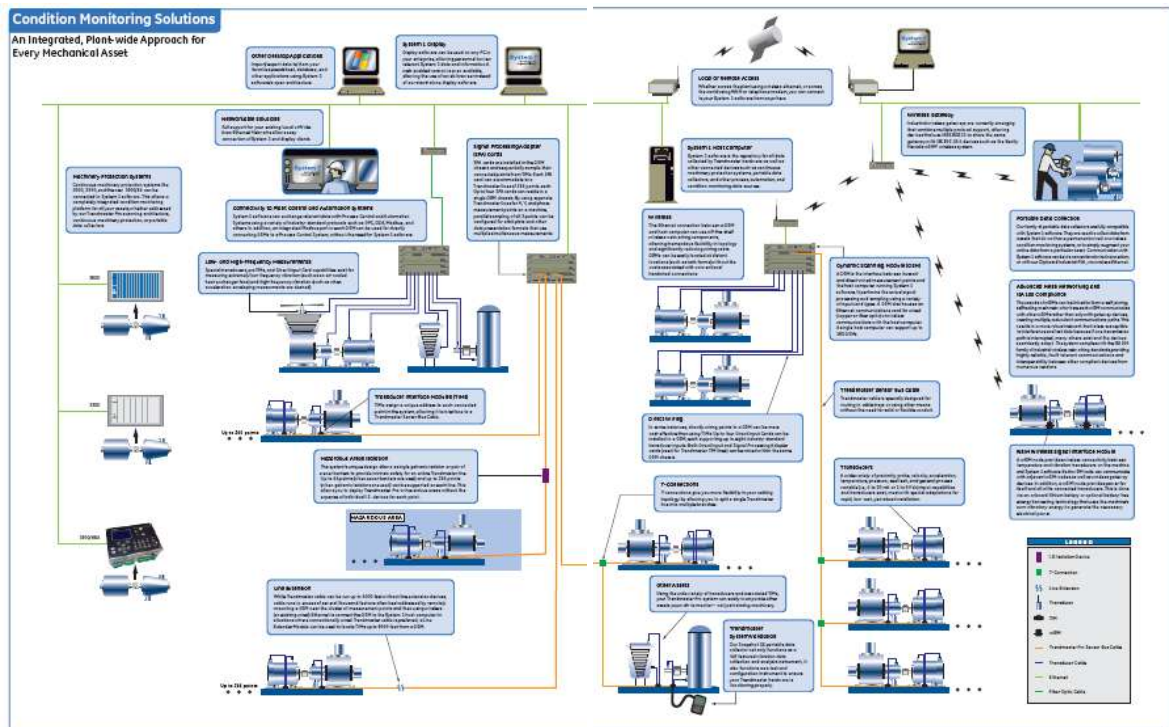


Рис. 3. Система контроля вспомогательного оборудования «Bently Nevada Trendmaster Pro»

Основным датчиком контроля вибрационного состояния в настоящее время является пьезоакселерометр. Пьезоэлектрические акселерометры имеют широкий частотный диапазон, низкий уровень шума, высокую стабильность характеристик. Стандартный рабочий диапазон по температуре до 200–250 °С, специальные высокотемпературные датчики могут иметь рабочий диапазон до 600 °С и выше.

Пьезоакселерометры со встроенной электроникой ИЕРЕ (от англ. Integrated Electronics Piezo-Electric) работают в диапазоне температур от –40 до +125 °С. ИЕРЕ — общий отраслевой термин для датчиков со встроенной электроникой, но многие производители акселерометров используют свои зарегистрированные товарные знаки или торговое название. Например ICP® (PCB Piezotronics), Deltatron (Bruel & Kjaer), Piezotron (Kistler Instruments), Isotron (Endevco).

МЭМС — микроэлектромеханические системы — новое направление в создании датчиков различного вида, в частности, акселерометров. МЭМС виброакселерометры имеют очень малые размеры (размер трехкоординатного датчика фирмы Аналог Девайс не превышает 3х3х2 мм), высокую чувствительность (до 1000 мВ/г), широкий динамический

диапазон. МЭМС акселерометры по рабочему диапазону температур не уступают пьезодатчикам с преусилителем и работоспособны в диапазоне от  $-40$  до  $+125$  °С, но при этом, на порядок дешевле пьезоакселерометров IEPЕ [6, 7]. Технология изготовления датчиков МЭМС аналогична технологии изготовления процессоров, поэтому возможно изготовление гибридных устройств, содержащих датчик, устройства ввода вывода, процессор, АЦП и ЦАП в одном корпусе.

В настоящее время уже устоялась терминология, используемая при разработке интеллектуальных датчиков. Институтом инженеров по электротехнике и электронике (Institute of Electrical and Electronics Engineers — IEEE), национальным институтом стандартов и технологий США (National Institute of Standards and Technology — NIST), Министерством энергетики США разработано семейство стандартов интеллектуальных датчиков: «IEEE Std 1451.X IEEE Standard for a Smart Transducer Interface for Sensors and Actuators». Первый стандарт был принят в 1993 году [8].

Использование стандарта IEEE 1451.X является полностью добровольным. Существование стандарта IEEE не означает, что нет других способов производить, тестировать, измерять, покупать, продавать или предоставлять интеллектуальные датчики или системы контроля. Кроме того, аппаратная часть интеллектуальных датчиков стремительно совершенствуется, поэтому положения стандарта требуют своевременного обновления. Такие обновления, как правило, проводят каждые пять лет. Главная идея построения интеллектуального датчика совместить в одном изделии существующую ранее вертикально интегрированную инфраструктуру измерительного канала и, как следствие, снизить его стоимость и упростить создание сложных систем контроля состоящих из сотен измерительных каналов.

Интеллектуальные датчики объединяют чувствительный элемент — устройство преобразующее механические, химические или биологические параметры в электрический сигнал (например 3-х каналный МЭМС акселерометр), преобразователь (датчик) — чувствительный элемент, имеющий в своем составе дополнительный предварительный усилитель, механический, аналоговый фильтр или примитивные возможности обработки сигнала, интерфейсный модуль преобразователя — преобразователь, имеющий в своем составе интерфейсный модуль для связи с сетевым компьютером приложений и, наконец, сетевой компьютер приложений — устройство, совмещающее возможность работы в локальной или глобальной вычислительной сети и способность проводить достаточно сложные вычисления при решении задач конкретных приложений вибродиагностики.

Несколько интеллектуальных датчиков, представляющих собой компьютеры, объединяются в вычислительную сеть. Посредством маршрутизатор (рис. 4) подключаются либо к локальной вычислительной сети электростанции, либо к глобальной вычислительной сети (Интернет). И в том и в другом случае данные хранятся на серверах локальной либо глобальной вычислительной сети.

Фирмой СИГМА (Челябинск) разработан прототип системы контроля и диагностики вспомогательного оборудования ТЭС на основе интеллектуальных датчиков (IEEE 1451).



Система может быть выполнена в виде стационарной системы контроля, может быть переносной, либо может использовать мобильное устройство в виде смартфона (см. табл. 1).

Таблица 1

Стационарная система	Переносной комплекс	Мобильное устройство
Одноплатный компьютер	Одноплатный компьютер	Смартфон
ОС Линукс	ОС Линукс	ОС «Андроид»
Проводной (RS485) или беспроводной (WiFi) интерфейс связи с интеллектуальным датчиком	Проводной (RS485) или беспроводной (WiFi) интерфейс связи с интеллектуальным датчиком	Проводной (USB) или беспроводной (WiFi, Bluetooth) интерфейс связи с интеллектуальным датчиком
Стационарная систем контроля. Сбор, хранение, предварительная обработка, данных поступающих от всех интеллектуальных датчиков установленных на контролируемом агрегате, БПФ	Мобильная система контроля. Проведение вибрационных испытаний. Сбор, хранение, предварительная обработка, БПФ, данных поступающих от всех интеллектуальных датчиков установленных на исследуемом агрегате	Мобильная система с элементами анализа вибрационного сигнала. Работает с одним трех координатным датчиком вибрации. Сбор, хранение, предварительная обработка, данных поступающих от интеллектуального датчика установленного на подшипниковой опоре исследуемого агрегата, БПФ
Работает в локальной вычислительной сети станции и глобальной сети (Интернет)	Работает автономно или в локальной (глобальной) вычислительной сети	Работает автономно или в глобальной вычислительной сети (Интернет)
Как опция может иметь монитор и графический интерфейс	Монитор, графическая оболочка, графический интерфейс	Графический интерфейс

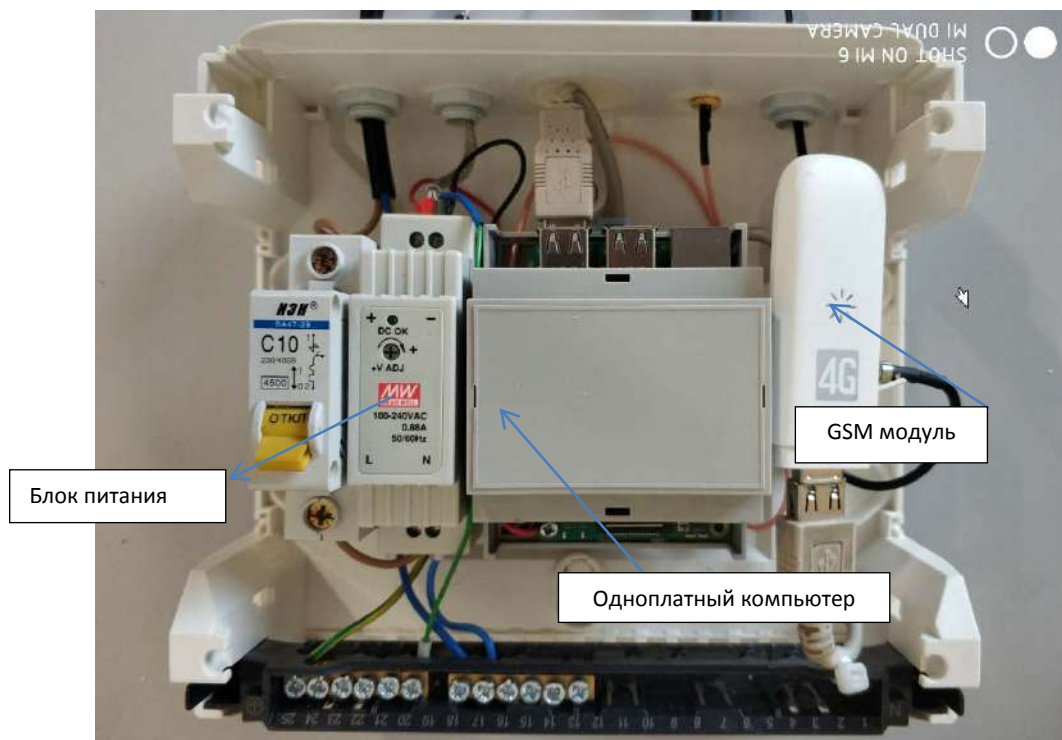


Рис. 4. Маршрутизатор

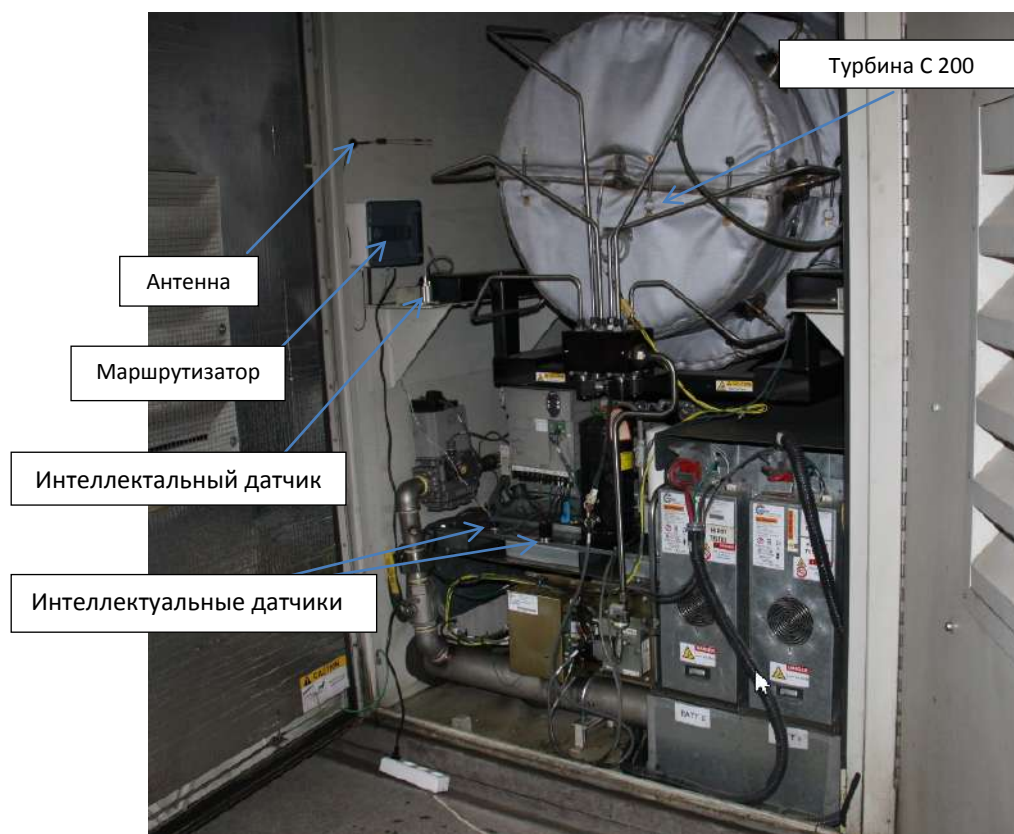


Рис. 5. Стационарная система контроля вибрационного состояния турбогенератора С200 фирмы «Capstone»

Система виброконтроля и вибродиагностики является программно-аппаратным комплексом; программное обеспечение, позволяющее хранить и представлять информацию, является важной составляющей комплекса. Полученные данные могут храниться на серверах локальной или глобальной (Интернет) вычислительной сети. В качестве графической оболочки используется открытое программное обеспечение, программа GRAFANA. На рис. 6–10 представлены варианты представления полученных данных. Скалярные величины — СКЗ виброускорения или виброскорости, а также спектральная характеристика вибрационного сигнала. Графическая оболочка позволяет подробно исследовать любую часть спектра сигнала с разрешением, с которым произведена запись сигнала (с точностью до 1 Гц). При записи данных вводится аппертура, с помощью которой можно существенно сократить объем записываемых данных. Аппертура выделяет полосу значений, в которой значения СКЗ остаются постоянными. При превышении аппертуры производится запись в базу данных.

Графическая оболочка позволяет подробно исследовать параметры вибрации в произвольном диапазоне времени. На рис. 8 представлено временное окно СКЗ виброускорения 19 марта 2019 г. начиная с 9 ч 24 мин по 9 ч 30 мин.



Рис. 6. Графическое представление вибропараметров



Рис. 7. Выбор режима представления информации



Рис. 8. СКЗ виброускорения

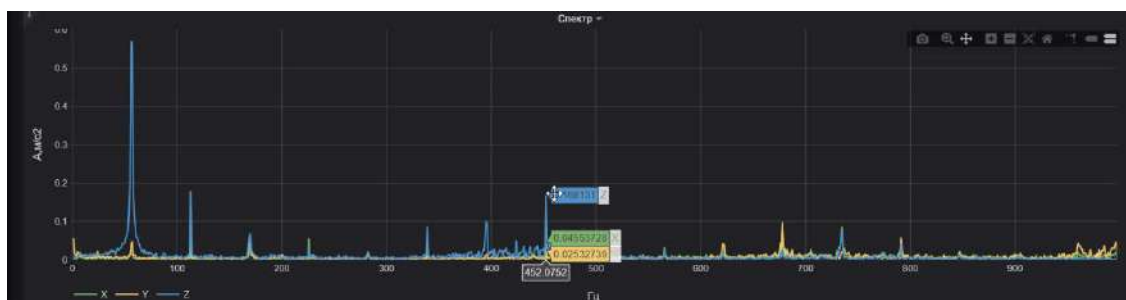


Рис. 9. Спектральная характеристика. Контроль составляющих спектра



Рис. 10. Зом. Спектральная характеристика

Спектральная характеристика записывается одновременно с записью в базу значения СКЗ виброускорения. Количество спектральных линий соответствует числу выборок в секунду. При частоте дискретизации 8 000 Гц, получаем полосу частот от 0 до 4000 Гц. Число полос равно также 4000. Разрешение 1Гц. Зом спектральной характеристики показан на рис. 10.

### Выводы

Использование интеллектуальных датчиков, разработанных в соответствии со стандартом IEEE 1451, позволяет существенно упростить создание сложных стационарных систем вибрационного контроля технического состояния вспомогательного оборудования мощных ТЭС.

### Список литературы

1. **ГОСТ ISO 2954–2014.** Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях. Требования к средствам измерений [Текст]. — М.: Стандартинформ, 2015.
2. **ГОСТ 25275–82.** Система стандартов по вибрации. Приборы для измерения вибрации вращающихся машин. Общие технические требования [Текст]. — М.: Издательство стандартов, 1982.
3. **ГОСТ 25364–97.** Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений [Текст]. — М.: Издательство стандартов, 1998.
4. **ГОСТ 26875–86.** Вибрация. Аппаратура переносная балансировочная. Технические требования [Текст]. — М.: Издательство стандартов, 1986.
5. Система контроля вибрации и механических величин ВСВ-700 [Электронный ресурс]: презентация. — Режим доступа: [www.promvitech.com.ua](http://www.promvitech.com.ua).
6. **Merit, Looney.** An Introduction to MEMS Vibration Monitoring [Text] / Merit Looney. — 2008.
7. **Valldorf, J.** Advanced Microsystems for Automotive Applications — IEEE International Instrumentation and Measurement Technology Conference [Text] / J.Valldorf, G. Wolfgang. — 2008.
8. **Eugene Y. Song.** Sensor Network based on IEEE 1451.0 and IEEE p1451.2–RS232 [Text] / Eugene Y. Song, Kang B. Lee // National Institute of Standards and Technology.
9. IEEE 1451.x — Smart Transducer Interface for Sensors and Actuators 1993–2019.

## ДИАГНОСТИКА И РЕМОНТ ГИДРОАГРЕГАТОВ АЛМАЗ-7010-ГЭС

**В.С. РЕМНЕВ** (ООО «ДИАМЕХ 2000», г. Москва, Россия)

Ремонт энергооборудования должен основываться на данных технического состояния, одним из показателей которого является вибрация.

В настоящее время большинство электростанций оснащено стационарными системами виброконтроля. Не являются исключением и гидроэлектростанции. Также, за последние 10 лет, в направлении вибрационного контроля гидроэлектростанций была проведена большая работа по обеспечению нормативной базы. Однако, вопрос практического применения знаний по вибродиагностике гидроагрегатов все еще остается достаточно острым. Связано это с тем, что доступная база диагностических признаков, как правило, описывает методику выявления лишь ряда основных дефектов, проявляющихся на гидроагрегатах.

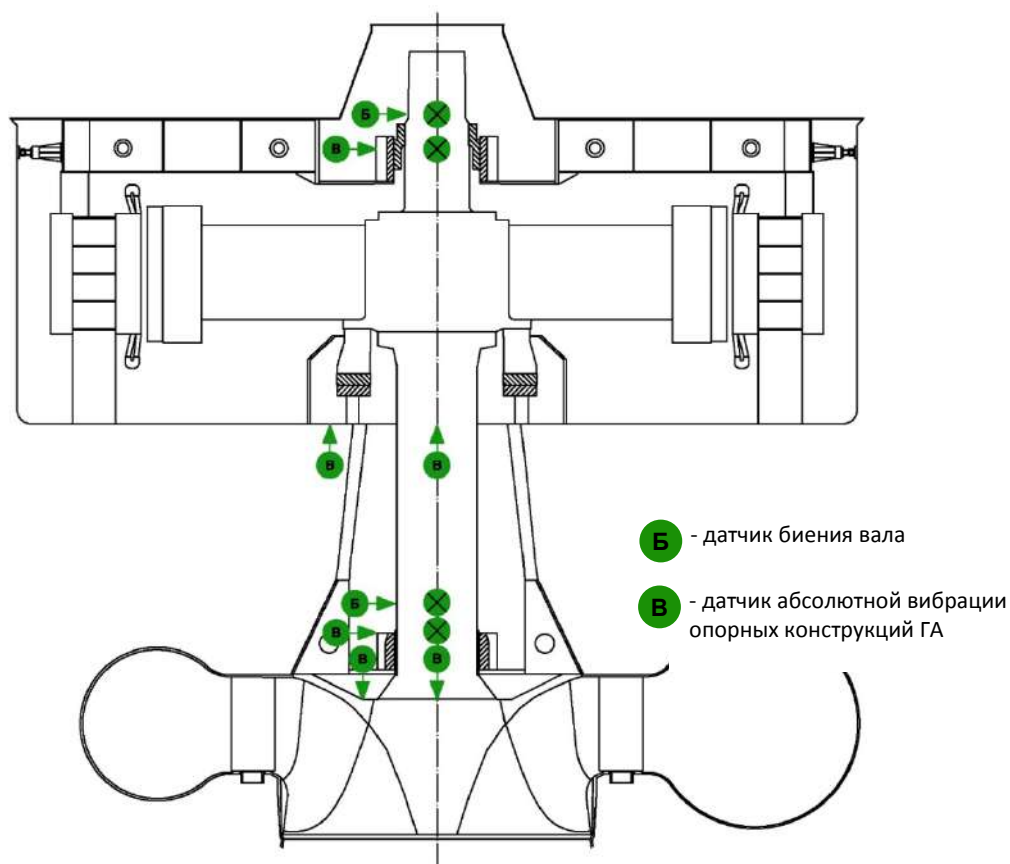


Рис. 1. Схема расстановки датчиков биения вала и вибрации опорных конструкций ГА

В связи с указанной выше проблемой, в данной статье предлагается рассмотреть пример выявления обрыва стяжки лопатки направляющего аппарата с использованием базы данных и инструментария комплекса АЛМАЗ-7010-ГЭС (далее Комплекса), входящего в состав системы мониторинга и диагностики гидроагрегата.

Схема расстановки датчиков Комплекса на узлах гидроагрегата указана на рис. 1 и 2.

Причиной анализа состояния гидроагрегата послужило срабатывание сигнализации превышения допустимого уровня температуры генераторного подшипника. При просмотре данных в системе термоконтроля гидроагрегата, было выявлено, что изменение температуры сегментов генераторного подшипника имеет зональный характер — в группе сегментов с № 1 по № 5, № 12 наблюдалось повышение температуры, а в противоположно расположенных сегментах № 6–11 — температура снизилась (рис. 3, 4).

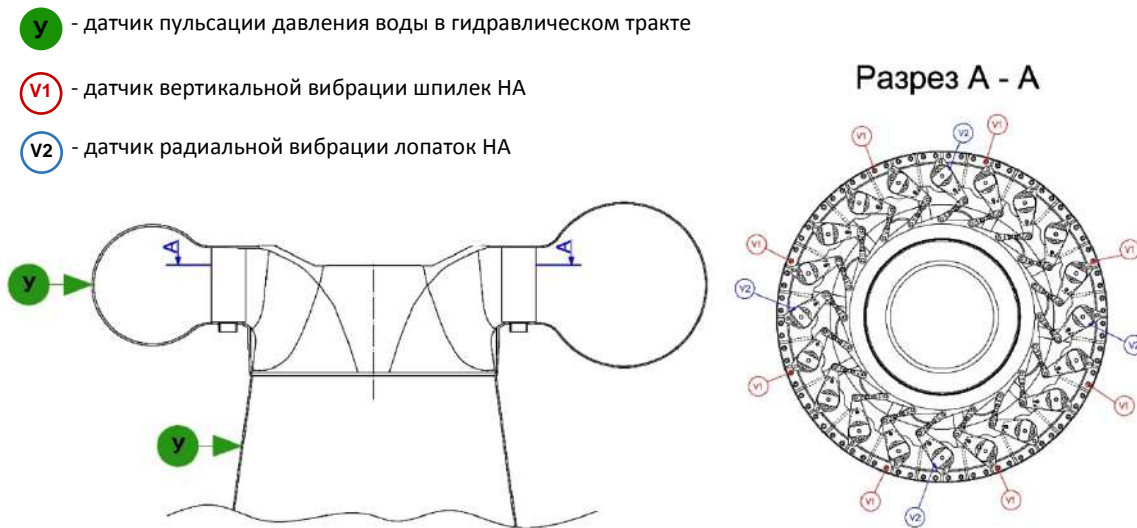


Рис. 2. Схема расстановки датчиков вибрации и пульсации давления

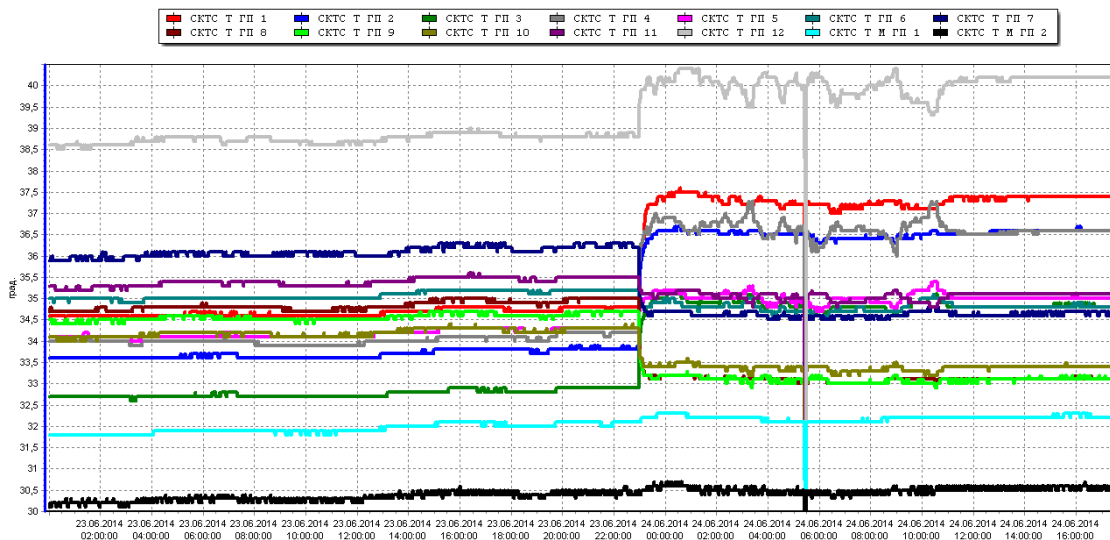


Рис. 3. Тренд температуры сегментов генераторного подшипника

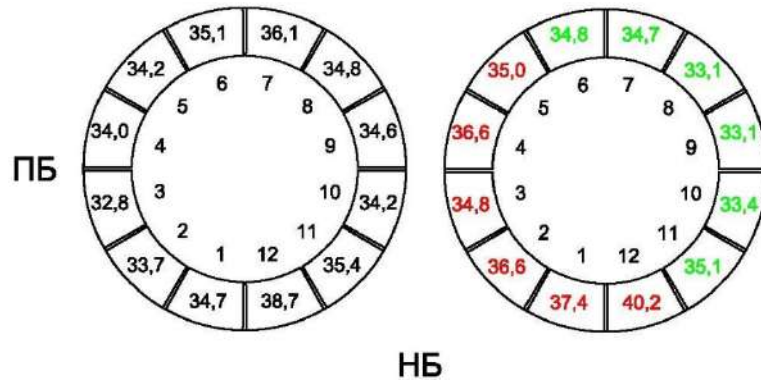


Рис. 4. Изменение температуры генераторного подшипника

С целью определения причины роста температуры сегментов генераторного подшипника был проведен анализ данных по измерительным каналам биения вала и абсолютной вибрации генераторного подшипника (на рис. 5, 6 приведены тренды по соответствующим каналам).

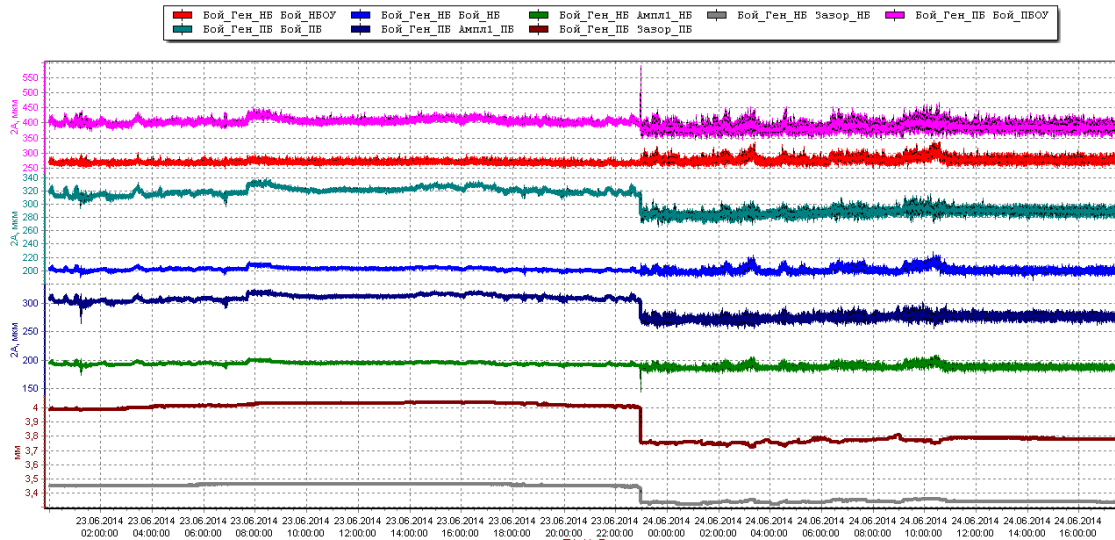


Рис. 5. Тренды измерительных каналов биения вала в зоне ГП

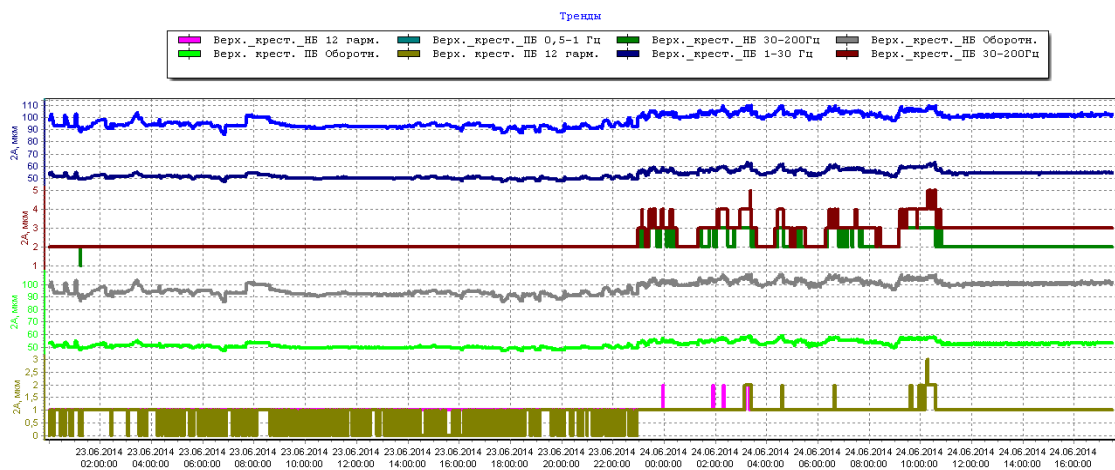


Рис. 6. Тренды измерительных каналов вибрации корпуса генераторного подшипника

При анализе трендов по измерительным каналам биения вала и абсолютной вибрации было обнаружено, что в момент начала роста температуры сегментов наблюдается смещение вала в направлении между НБ и ПБ на ~ 286 мкм (120 мкм — в сторону НБ; 260 мкм — в сторону ПБ), при этом общая траектория движения вала практически не изменяется (рис. 7). После смещения вала происходит снижение уровня биения вала в контрольной полосе 0,75–20 Гц со стороны ПБ на 20 мкм, за счет снижения биения на оборотной частоте, также наблюдается последующее увеличение разброса значений биения генераторного вала до 6–8%.

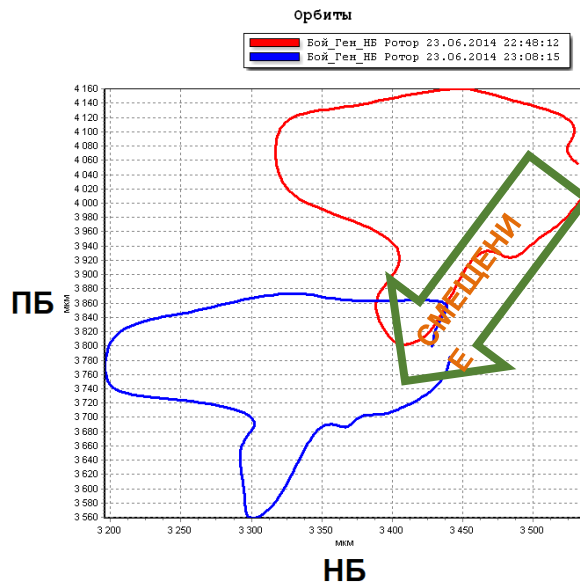


Рис. 7. Траектория движения вала в зоне генераторного подшипника

Для определения смещения всей линии вала, дополнительно был проведен анализ измеренных данных по каналам биения втулки подпятника (рис. 8) и биения вала в зоне турбинного подшипника (рис. 9).

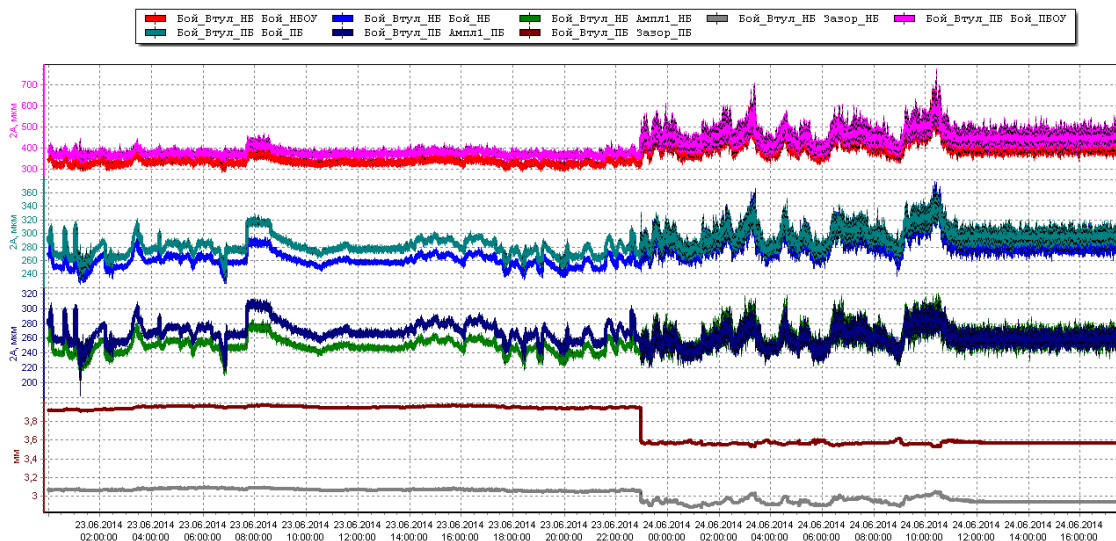


Рис. 8. Тренд измерительных каналов биения втулки подпятника

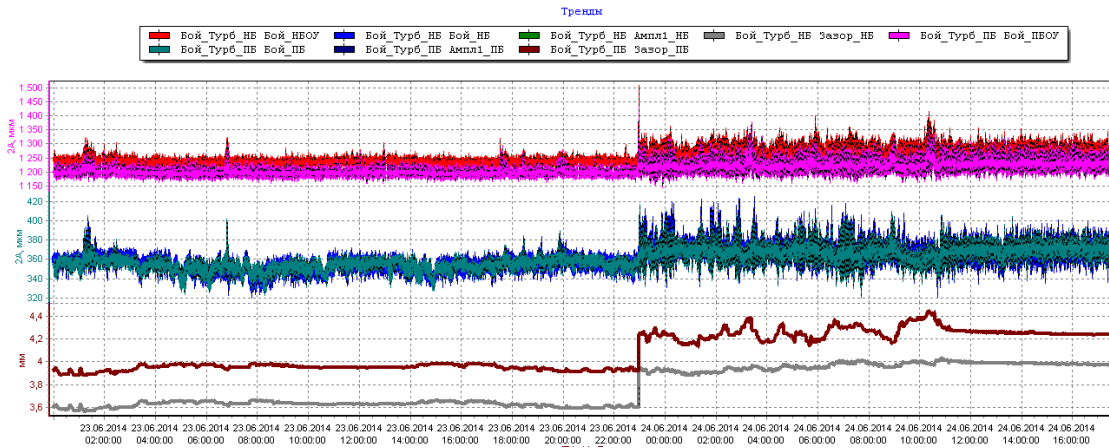


Рис. 9. Тренд измерительных каналов биения вала в зоне ТП

По итогам анализа определено наличие смещения втулки подпятника в направлении между НБ и ПБ на  $\sim 400$  мкм (120 мкм — в сторону НБ; 380 мкм — в сторону ПБ) (рис. 10). После смещения втулки уровни биения в контрольной полосе 0,75–20 Гц возрастают на 20 мкм, также увеличивается разброс значений биения вала до 7–8%.

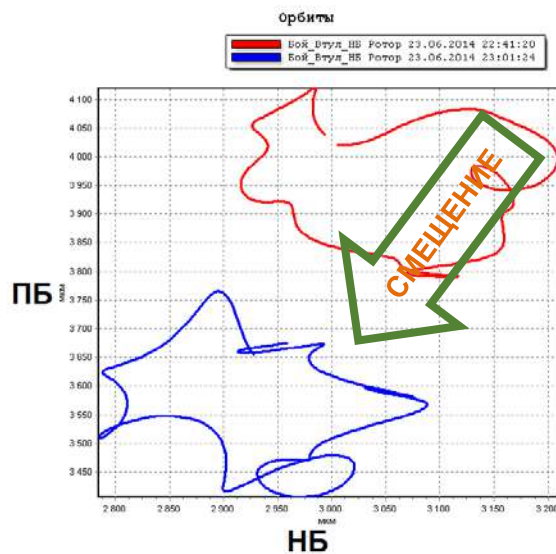


Рис. 10. Траектория движения втулки подпятника

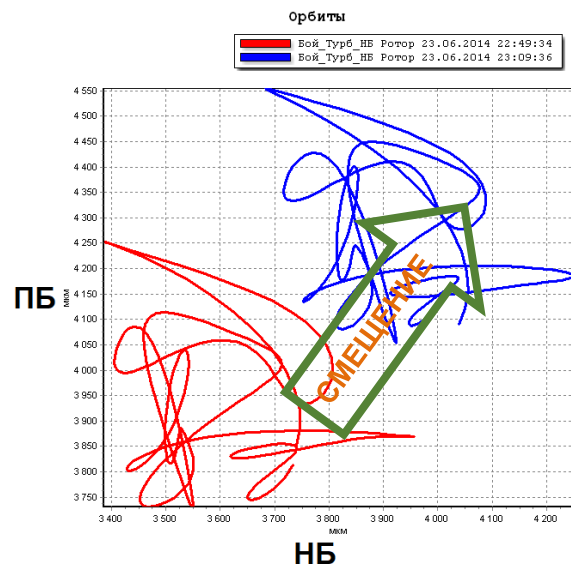


Рис. 11. Траектория движения вала в зоне турбинного подшипника

По каналам биения турбинного вала наблюдается смещение в направлении между ВБ и ЛБ на  $\sim 445$  мкм (320 мкм — в сторону ВБ; 310 мкм — в сторону ЛБ) (см. рис. 5). После смещения вала уровни биения в контрольной полосе 0,75–20 Гц возрастают на 20 мкм, и увеличивается разброс значений биения вала до 12–14%.

По итогам анализа данных биения вала и вибрации опорных конструкций было определено, что повышению уровня температуры сегментов генераторного подшипника предшествует наклон линии вала. Нагрев сегментов совпадает с вектором направления смещения

генераторного вала и вызван опиранием вала на соответствующие сегменты подшипника. Датчики температуры турбинного подшипника в состав системы ССМД не включены.

При дополнительном анализе данных, с целью определения причины наклона линии вала, было выполнено построение трендов вертикальной вибрации шпилек крепления крышки турбины (рис. 12) и радиальной вибрации лопаток направляющего аппарата (рис. 13).

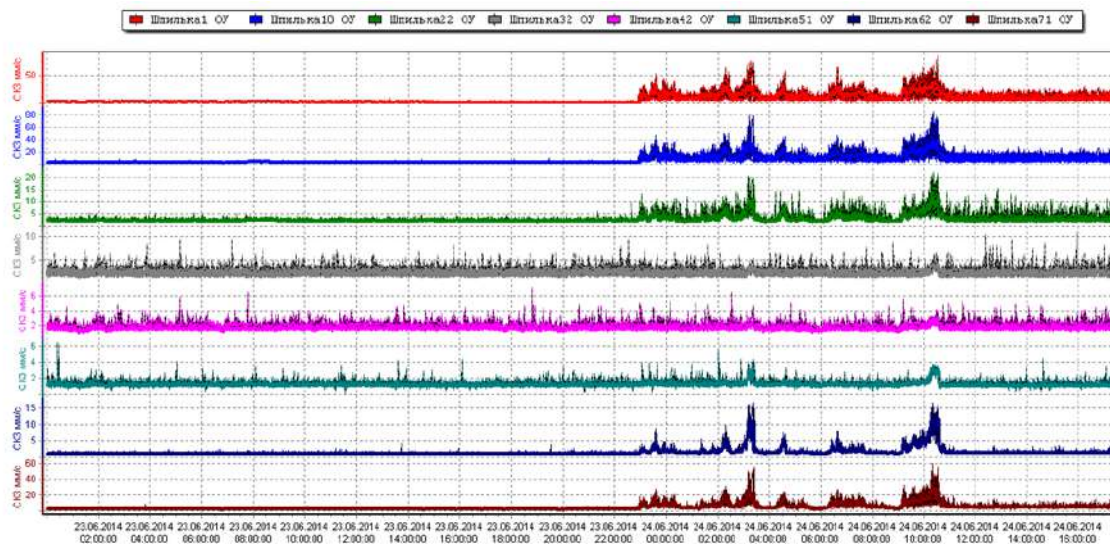


Рис. 12. Тренды вертикальной вибрации шпилек крепления крышки турбины

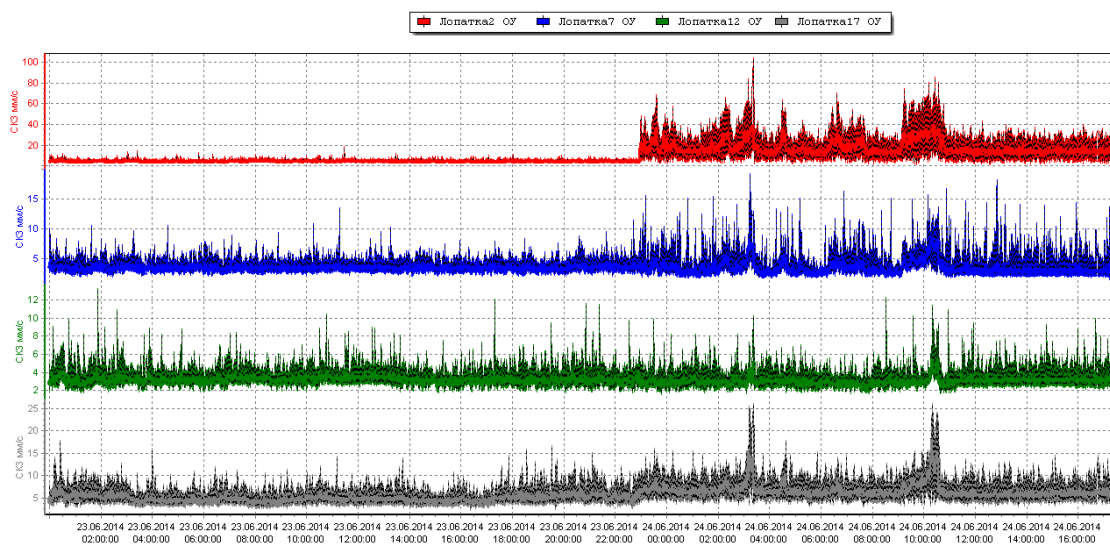


Рис. 13. Тренды радиальной вибрации лопаток направляющего аппарата

Анализ представленных данных показал наличие резкого повышения вертикальной вибрации (в 10–12 раз от изначальных уровней) шпилек № 1, 10, 71, расположенных между ВБ и ЛБ, а также, резкое повышение горизонтальной вибрации (в 5–6 раз от изначальных уровней) лопатки № 2, расположенной со стороны ЛБ. На рис. 14 приведена схема расположения контрольных точек с указанием уровней вибрации до (зеленый) и после (красный) смещения вала.

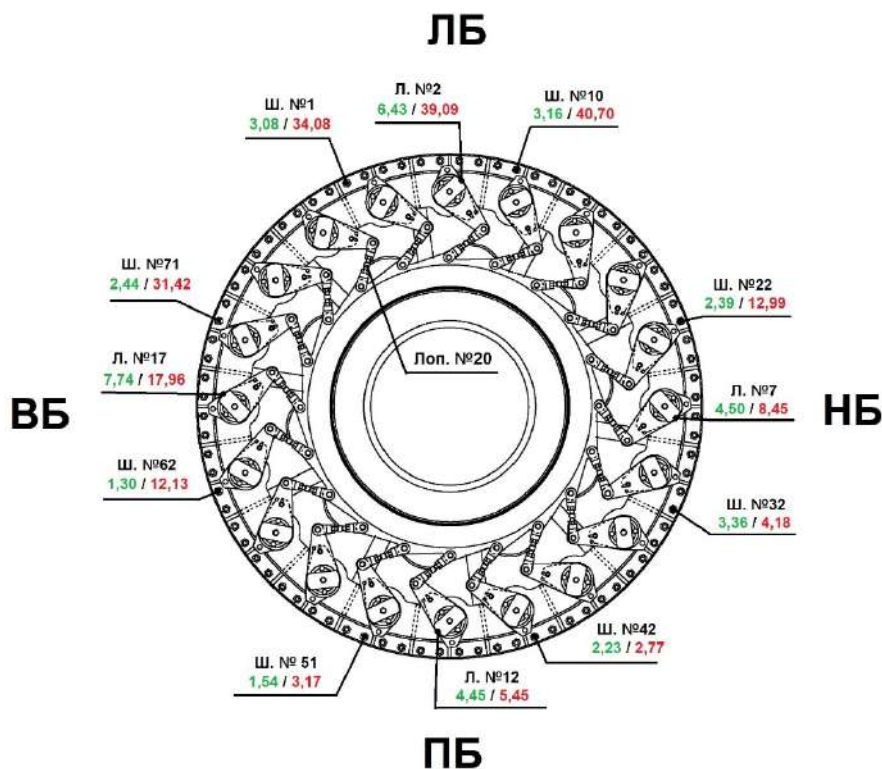


Рис. 14. Уровни вибрации шпилек КТ и лопаток НА до и после смещения вала

Расположение шпилек крышки турбины и лопаток направляющего аппарата, имеющих наибольший уровень вибрации, совпадает с направлением вектора смещения турбинного вала.

Также, анализ уровней пульсации давления воды в гидравлическом тракте показал наличие сильных гидравлических возмущений в проточном тракте турбины (рис. 15), пиковые значения уровней пульсации на 70–80% выше от изначальных.

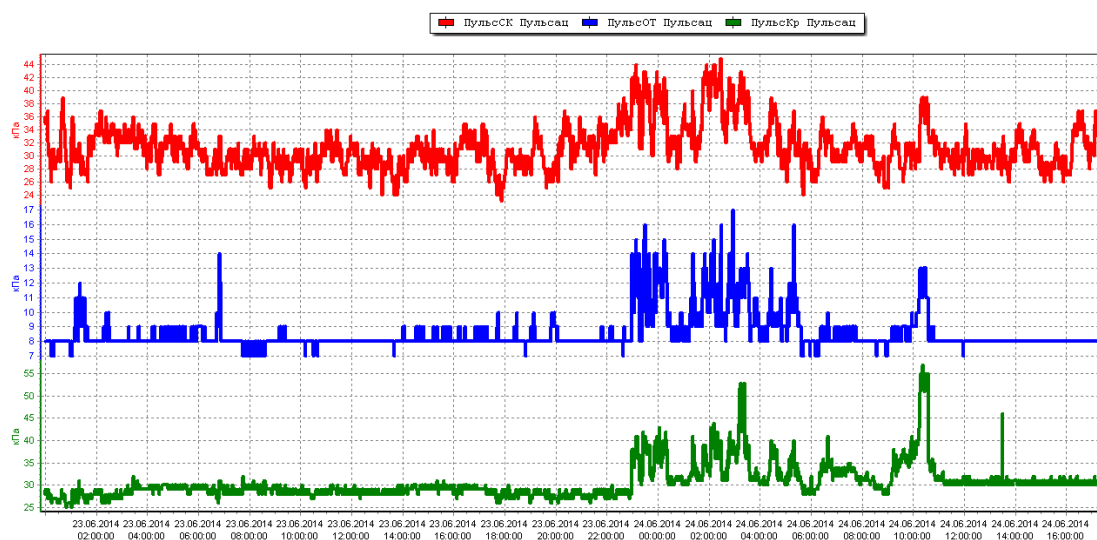


Рис. 15. Тренд пульсации давления воды в гидравлическом тракте турбины

Перечисленные признаки свидетельствовали о нарушении нормальной работы в узлах направляющего аппарата.

На совещании специалистов станции было принято решение о выводе гидроагрегата из работы с проведением, в первую очередь, осмотра узлов направляющего аппарата. По результатам проведенного осмотра обнаружен обрыв стяжки лопатки направляющего аппарата № 20 (рис. 16), расположенной в направлении между ВБ и ЛБ. В результате обрыва стяжки, лопатка направляющего аппарата закрылась под действием потока воды с последующим увеличением вибрации, смещением вала в направляющих подшипниках и ростом температуры сегментов ГП.

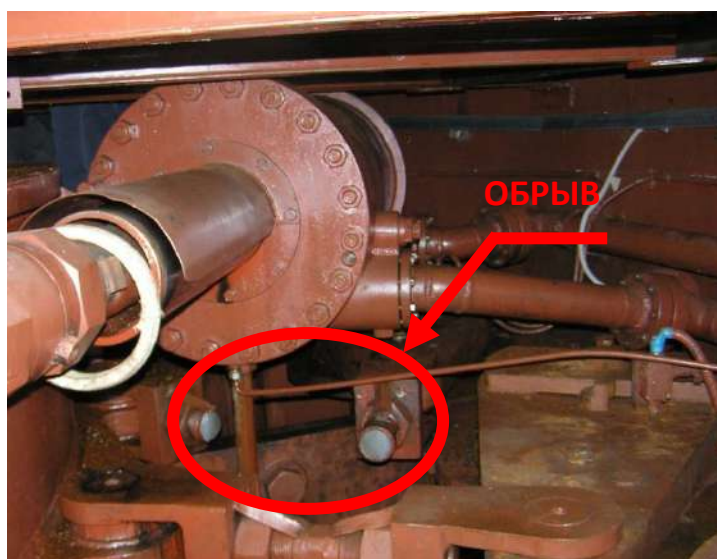


Рис. 16. Обрыв стяжки лопатки направляющего аппарата

По заключению службы металлов и сварки, причиной разрушения стяжки направляющего аппарата явилось развитие усталостной трещины в районе галтельного перехода в условиях действия двустороннего изгиба при умеренных напряжениях.

После выполнения работ по замене поврежденного элемента направляющего аппарата и проведения пробного пуска, вибрационное состояние и температурный режим сегментов генераторного подшипника восстановились до прежнего уровня.



## **ПЕРЕНОСНЫЕ ПРИБОРЫ ДИАМЕХ 2000. ИННОВАЦИОННЫЕ РЕШЕНИЯ**

**Д.Ф. СКВОРЦОВ** (ООО «ДИАМЕХ 2000», г. Москва, Россия)

Виброизмерительная аппаратура, развиваясь параллельно с измерительной аппаратурой из других отраслей науки, проделала большой путь от громоздкой аналоговой измерительной техники, которая располагалась стационарно на испытательных стендах в лабораториях, к современным портативным виброанализаторам.

Достоверность практической вибродиагностики сначала сдерживала аналоговая измерительная техника, а затем, при переходе к цифровой обработке сигналов, начавшемся в 90-х годах прошлого века, произошло качественное изменение возможностей диагностики — появился цифровой спектральный анализ вибрации. В результате диагностики получили переносной анализатор спектра и вместе с ним возможность поузловой диагностики.

Современные виброанализаторы производятся большим числом фирм, но практически ничем не отличаются друг от друга.

Все эти приборы работают по классической схеме — они, по сути, являются переносными сборщиками данных, предназначенными для работы с базой данных, при помощи которой специалист оценивает техническое состояние агрегатов. Эта технология возникла в момент появления настольных компьютеров и с тех пор практически не изменилась. Модернизации подверглась элементная база и схемотехника измерительного тракта.

Требования к точности вибродиагностики постоянно растут. Диагностики вынуждены для повышения достоверности оценки технического состояния агрегатов дополнительно применять информацию о техническом состоянии контролируемых объектов с помощью других методов неразрушающего контроля. Для этого им приходится приобретать дополнительное оборудование и изучать соответствующие технологии.

Сейчас сделать простое обновление аппаратной части недостаточно, чтобы заинтересовать диагноста и подтолкнуть к выбору виброанализатора производства ДИАМЕХ. Компании нужно было сделать нечто большее — нужно создать новую технологию, дать новые измерительные возможности, повысить точность диагностики, чтобы изменить представление диагноста о виброанализаторе.

Отличительной чертой компании «Диамех» является целостный подход к удовлетворению потребностей диагностов и высокая функциональность продукции. Исключительность приборов, выделяющая продукцию компании на фоне массы других виброанализаторов, в глубоких знаниях области технической диагностики, в многолетнем опыте применения

приборов для решения практических задач виброналадки, и в инновациях, которые внедряет компания «Диамех» в вибродиагностику вот уже более четверти века. За это время компания создала несколько поколений измерительной аппаратуры, основанных на самых современных технологиях своего времени. Широко известны среди специалистов приборы первого поколения — Дельфин, АУ-014, Малахит; второго поколения — Кварц, Топаз и приборы третьего поколения — Агат и Агат-М.

Работая над обликом классического виброизмерительного прибора нового поколения Кварц-2 (рис. 1) компания «Диамех» уделила много внимания не только измерительному тракту и эргономике, но и усовершенствовала технологию сбора данных по маршруту, предложив *визуальный маршрут*. А так же добавила прибору новое качество, оснастив анализатор бесконтактным измерителем температуры — пирометром.

Требования повышения достоверности вибродиагностики, сокращение времени на анализ и принятие решения о техническом состоянии агрегата создали предпосылку для внедрения новой технологии — *онлайн-диагностики* — подхода, развиваемого в приборе Оникс (рис. 2).



Рис. 1. Виброизмерительный прибор Кварц-2



Рис. 2. Прибор Оникс

Технология онлайн-диагностики позволяет проводить анализ работы агрегата в реальном времени. Для этого в приборе Оникс применен ряд инноваций, направленных на создание условий для быстрого принятия решения о техническом состоянии анализируемого агрегата. Кроме этого, в Ониксе добавлены новые функциональные возможности для анализа вибрационных сигналов, позволяющие по-новому исследовать переходные (нестационарные) процессы.

Для того, чтобы производить оборудование, которое будет востребованным среди вибродиагностов, нужно постоянно работать как над совершенствованием измерительных средств и их эксплуатационных качеств, так и создавать условия для распространения новых технологий. Нужно постоянно быть в тесной связи со специалистами, работающими в вибродиагностике. Для реализации этой задачи в 1999 г. компания «Диамех» создала учебно-методический центр. Обратившись к нему за помощью, можно подробно ознакомиться со всеми инновационными решениями, реализованными в переносных приборах ДИАМЕХ.



## **ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ В ЭНЕРГЕТИКЕ. СТЕНД ВХОДНОГО КОНТРОЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ СП-180М**

**Д.Ф. СКВОРЦОВ** (ООО «ДИАМЕХ 2000», г. Москва, Россия)

Подшипники качения широко применяются в энергетике. Их можно повсеместно встретить в большинстве вспомогательного оборудования. Несмотря на то, что к подшипникам качения многие специалисты относятся достаточно «легкомысленно», они остаются самым ответственным узлом большинства агрегатов, и, именно, от их безотказной работы зависит надежность работы агрегата в целом.

Существует несколько потенциально опасных мест, существенно влияющих на долговечность работы агрегата с подшипниками качения на пути от производителя подшипника к конкретному узлу агрегата. Если пристально посмотреть на этот путь, то можно обнаружить, что на каждом этапе (от проектирования подшипникового узла и выбора производителя подшипника и до монтажа и эксплуатации подшипника) можно найти предпосылки к сокращению срока службы механизма.

При проектировании агрегата, правильный расчет статических и динамических нагрузок, температурный и скоростной режим работы машины определяют типы подшипников, используемые в узле. Неправильный учет этих параметров приведет к возникновению отказов, при использовании любых, даже самых дорогих подшипников. Поэтому поиск аналогов подшипников, отличающихся от заложенных конструктором в проекте, может представлять сложную задачу, требующую высокой квалификации от инженера.

В нашей экономике правят экономисты, и, следовательно, цена подшипника выходит на первый план, соответственно, если не использовать объективных критериев оценки качества подшипников, невозможно обеспечить требуемую работоспособность агрегатов. Снижение цены на подшипник заставляет поставщика искать способы снижения издержек. Это выливается в экономию на всем, начиная с металла и технологии изготовления подшипника и кончая типом сепаратора и числом тел качения.

Вопросы объективного контроля качества подшипника сейчас вышли на первый план. Обычно потребитель контролирует размеры подшипника и зазор. Соответственно, на этом и сосредоточен поставщик подшипника. Допустимые отклонения в размерах подшипника и значение величины зазора можно найти в ГОСТ 520–2011 «Подшипники качения».<sup>1</sup>

<sup>1</sup> ГОСТ 520–2011. Подшипники качения. Общие технические условия. — Взамен ГОСТ 520–2002; введ. 2012–07–01. — М.: Стандартинформ, 2012.

Раскрыть несоответствие марки стали колец, сепаратора и тел качения гораздо сложнее. Для этого можно попытаться косвенно оценить сталь по твердости колец. Но при этом сразу встает вопрос, с чем сравнивать результаты измерений? Более продвинутые потребители начинают вникать в химический состав сталей, применяемых в подшипниковой промышленности. Для этого они приобретают дорогостоящее диагностическое оборудование и натыкаются на аналогичные проблемы. Иногда, даже поставщик подшипника не представляет из чего сделан подшипник, при этом для контроля всех элементов подшипника его приходится разрушать.

Остается определить качество изготовления поверхностей качения в подшипнике. Это очень кропотливый и дорогостоящий процесс, при таком контроле подшипник, как правило, приходит в негодность. Эта работа требует огромных временных затрат и дорогостоящего измерительного оборудования. Самое неприятное в том, что для каждого подшипника такая операция даст уникальный результат, поскольку подшипники при изготовлении обрабатываются инструментом, который имеет тенденцию к изнашиванию. Поэтому в партии одного производителя могут встречаться подшипники с разным качеством изготовления поверхностей качения.

Поверхности качения чрезвычайно важны для надежной работы подшипника. Известно, что долговечность подшипника определяется величиной контактных напряжений, которые в свою очередь, определяются величиной внешней нагрузки, с одной стороны, и геометрией поверхностей качения в подшипнике, с другой. При больших отклонениях в геометрии, даже при расчетных нагрузках на узле, возникают недопустимые динамические нагрузки в пятне контакта, которые выводят из строя подшипник, а вместе с ним и агрегат.

Если бы была возможность оценить состояние поверхностей качения в подшипнике быстро и без разрушения подшипника, то можно было бы прогнозировать работу подшипника! Благодаря измерению вибрации подшипника на стендах входного контроля подшипников качения это становится реальностью. ООО «ДИАМЕХ 2000» вот уже более 10 лет выпускает специальный стенд для проверки качества изготовления поверхностей качения подшипников — «Стенд входного контроля подшипников СП-180М» (рис. 1).

В России для этого применяется ГОСТ Р 52545.1–2006<sup>1</sup>, в котором регламентируются принципы измерения вибрации подшипников качения. В нем можно найти требования к условиям испытаний подшипника, но там нет допустимых уровней вибрации. Почему? Об этом мы говорили ранее: вибрация однотипных подшипников будет меняться от подшипника к подшипнику и будет разной у разных производителей. Это обусловлено разным технологическим уровнем производства.

Попытки связать уровни вибрации подшипника с качеством изготовления были сделаны в Советском Союзе, что было возможно из-за централизации в подшипниковой промышленности. Технологический уклад и общая конструкторская документация на подшипники позволяла связать качество изготовления поверхностей качения с вибрацией подшипников, выпускаемой промышленностью. Поэтому для достаточно большой номенклатуры под-

<sup>1</sup> ГОСТ Р 52545.1–2006 (ИСО 15242–1:2004) Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 1. Основные положения (с поправкой). — М.: Стандартинформ, 2006.

шипников, выпускавшейся в СССР, были экспериментально определены уровни допустимой вибрации подшипников качения. Они существуют в виде методик измерений и норм ВНИПП и ИЦ ЕПК. По сути, это аналогичные документы, содержащие одинаковые нормы.

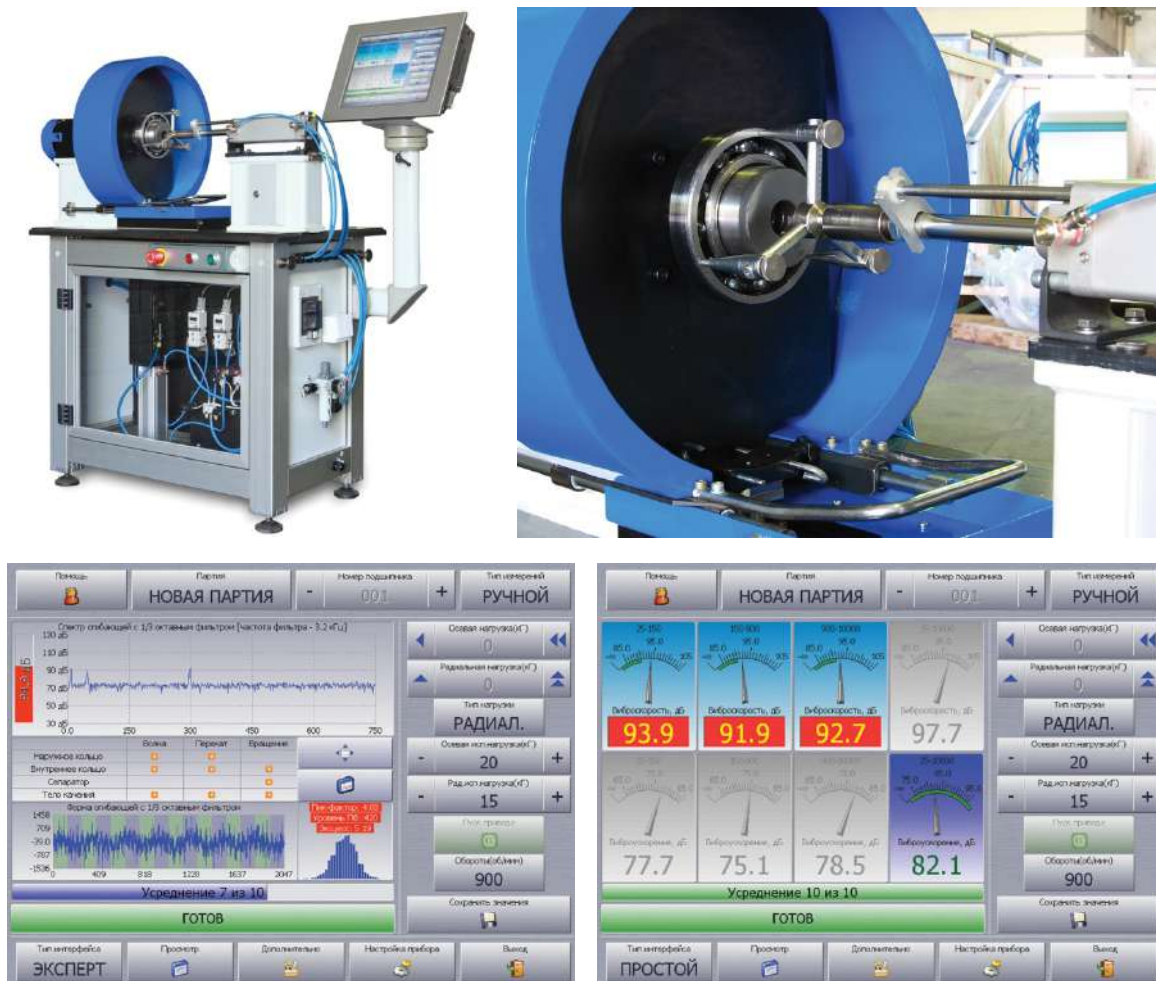


Рис. 1. Стенд входного контроля подшипников СП-180М

На сегодняшний день ОАО «УК ЕПК» в лице ООО «ИЦ ЕПК» является головной организацией по стандартизации подшипников качения<sup>1</sup> в Российской Федерации. ОАО «ВНИПП» с октября 2017 г. исключен из состава Технического комитета по стандартизации «ТК 4 Подшипники качения». ИЦ ЕПК выпустил документ «МИ ИЦ ЕПК.001–11 Подшипники качения. Вибрация. Методы измерений». Методика ИЦ ЕПК используется при определении ориентировочных уровней допустимой вибрации подшипников при входном контроле на стенде СП-180М.

Следует иметь в виду, что уровни, которые содержатся в данном документе, распространяются на российские подшипники, для которых регламентирован уровень допустимой

<sup>1</sup> Приказы Ростехрегулирования от 17.12.2007 N 3524 "О передаче ведения секретариата ТК 307 «Подшипники качения» и Росстандарта от 23 октября 2017 года N 2225 Об организации деятельности технического комитета по стандартизации «Подшипники качения и скольжения».

вибрации, например, для специальной техники. Несмотря на это, анализируя старые нормы ВНИПП, можно прийти к выводу, что ранее нормы распространялись на все подшипники, следовательно, и сейчас их можно использовать в качестве ориентира, при входном контроле любых подшипников качения на стенде. Теперь нормы носят рекомендательный характер и применяются добровольно для доказательства качества поставляемой продукции.

Для корректного применения норм вибрации нужен измерительный инструмент — стенд входного контроля подшипников качения СП-180М<sup>1</sup>, являющийся средством измерения и позволяющий производить оценку качества изготовления поверхностей качения в подшипнике.

Рационально использовать стенд не только с целью сортировки подшипников по вибрации, но и для сравнительного анализа подшипников качения, приобретаемых потребителем. Также целесообразно анализировать изменение вибрации от подшипника к подшипнику из одной партии и от партии к партии. Правильно будет также сравнивать по вибрации подшипники разных производителей. Чем меньше вибрация подшипника, тем лучше изготовлены поверхности качения, тем меньше динамические нагрузки на подшипник и агрегат, и тем дольше он проработает. Высококачественные подшипники должны иметь близкую вибрацию. Большой разброс (более 3 дБ) указывает на проблемы с изготовлением подшипников.

Но даже если потребитель приобрел оригинальный подшипник известного производителя, не факт, что он обеспечит требуемую надежность конкретного узла. У разных производителей подшипники могут отличаться по качеству изготовления поверхностей качения (по вибрации), а значит, по долговечности и предназначению.

Перед потребителем подшипников стоит сложная задача селекции подшипников для обеспечения надежности эксплуатируемого оборудования и организации претензионной работы с поставщиками продукции, несоответствующей требованиям заказчика. Такую работу желательно вести системно и вносить в договор поставки пункт о входном контроле подшипников качения по ГОСТ Р 52545.1–2006<sup>2</sup>, с указанием используемых средств измерений и уровней допустимой вибрации.

В заключении следует обратить внимание на то, что входной контроль подшипников также позволяет ответить на вопрос распределения ответственности при анализе причин выхода из строя оборудования между поставщиком подшипника и специалистами ремонтных служб, выполняющих замену подшипника.

<sup>1</sup> Свидетельство 67342 об утверждении типа средств измерений.

<sup>2</sup> ГОСТ Р 52545.1–2006 (ИСО 15242–1:2004) Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 1. Основные положения (с поправкой). — М.: Стандартинформ, 2006.



## **ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ СЕРВИСА ОДНОМОДУЛЬНЫХ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ КАМЕР СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК РАЗЛИЧНЫХ МОЩНОСТЕЙ, УСТАНОВЛЕННЫХ НА ФИЛИАЛАХ ПАО «МОСЭНЕРГО»**

**В.Д. ВАСИЛЬЕВ, М.М. ГУТНИК** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

С целью обеспечения надежной и безопасной эксплуатации ГТУ необходимо выполнять ряд строгих требований, от исполнения которых зависит работоспособность всей установки, обеспечивающих надежную эксплуатацию, экономичность и экологичность ГТУ.

Основным фактором, влияющим на надежность работы ГТУ, является температурный перепад на входе в турбину, величина которого не должна превышать допустимого значения.

Для обеспечения надежной низкоэмиссионной и экономичной работы КС необходимо проводить мониторинг прямых и косвенных параметров, характеризующих распределение топлива во время эксплуатации и, в случае отклонения, выполнить настройку расходных характеристик топливных каналов горелок.

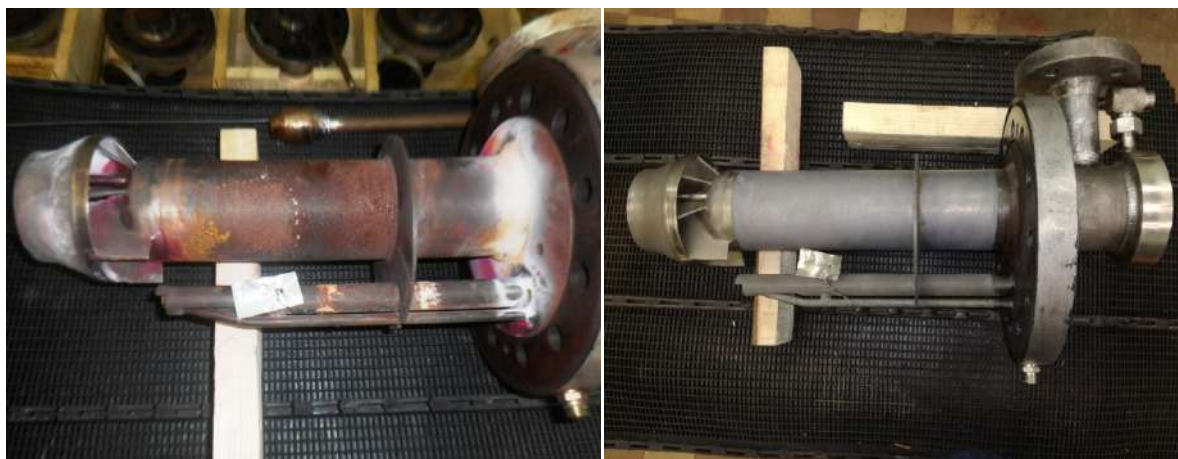
Парк ГТУ ПАО «Мосэнерго» весьма разнообразен, как в части типов и мощностей ГТУ, так и в части конструкций применяемых в них КС. Иностраные компании-разработчики, чьи ГТУ эксплуатируются ПАО «Мосэнерго», не предусматривают глубокого сервисного обслуживания горелок, позволяющего восстановить их характеристики и продлить срок их эксплуатации. После отработки установленного компанией-разработчиком количества часов, горелки подлежат замене на новые, что экономически обременительно.

Проведенная сотрудниками ОАО «ВТИ» научно-исследовательская и опытно-конструкторская работа (НИОКР), направленная на разработку отечественных методик диагностики и очистки горелочных устройств ГТУ, оценке возможности проведения сервиса одномодульных горелочных устройств камер сгорания газотурбинных установок различных мощностей, установленных на филиалах ПАО «Мосэнерго», явилась актуальной и востребованной задачей.

В результате выполнения НИОКР ОАО «ВТИ» был разработан опытный образец установки и проведена оценка идентичности комплекта горелок по их расходным характеристикам. В состав проделанной работы вошло:

- мониторинг прямых и косвенных параметров ГТУ;
- продувочные испытания горелочных устройств, выявление отклонения расходных характеристик горелок;

- взятие пробы материала засора/отложений из топливных каналов горелок;
- исследование пробы засора по определению его состава, подбор моющих средств;
- очистка горелок бесконтактным способом в жидкой отмывочной среде с наложением ультразвукового поля;
- тарировка горелок.



а)

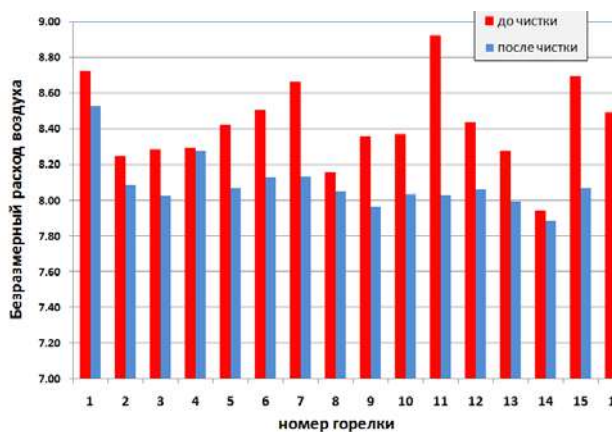
б)



б)



г)



д)

Рис. 1. Фотографии горелок наружной и внутренней поверхности до очистки (а, б) и после (в, г) и безразмерный расход через горелки до и после очистки (д)



По полученным результатам проведен анализ и показана возможность осуществления сервисных работ одномодульных горелочных устройств камер сгорания газотурбинных установок (рис. 1, *a–в*), установленных на филиалах ПАО «Мосэнерго», а именно, выравнивание расходных характеристик топливных каналов горелок после длительной эксплуатации за период между плановыми инспекциями (рис. 1, *д*), что дает обоснованный повод ПАО «Мосэнерго» на проведение подобных сервисных работ. Показана работоспособность разработанного опытного образца устройства очистки горелочных устройств, переданного в ПАО «Мосэнерго».

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГРАНИЦ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ МАЛОЭМИССИОННОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ**

**В.Д. ВАСИЛЬЕВ, М.Н. ГУТНИК, А.Л. БЕРНЕ** (ОАО «ВТИ», г. Москва, Россия)

Данный доклад посвящен экспериментальным исследованиям процесса перемешивания топлива и воздуха в горелочном устройстве малоэмиссионной камеры сгорания, работающей по принципу сжигания хорошо перемешанной топливовоздушной смеси. Камера сгорания (КС), состоит из горелочного устройства (ГУ), являющимся традиционным для малоэмиссионных камер сгорания (МЭКС), содержащим завихрители и зону подготовки смеси, пилотную (ПГ) и основную (ОГ) горелки. Проведено сравнение двух вариантов подачи топливовоздушной смеси в МЭКС: в лопатки завихрителя основной горелки или в специальное устройство по подготовке ТВС (ПП), расположенном на расстоянии 1,5 м от входе в МЭКС. В первом случае ТВС готовится в зоне предварительного перемешивания МЭКС и поступает в жаровую трубу только из ОГ. Во втором случае, идеально перемешанная топливовоздушная смесь поступает как в основную, так и в пилотную горелки.

Исследована область устойчивой (беспульсационной) работы МЭКС. Получена возможность расширения диапазона устойчивой работы МЭКС в область бедных коэффициентов избытка воздуха путем создания радиальной неравномерности ТВС на выходе из ГУ, подтверждены результаты экспериментальных исследований [1]. Показано, что создание неравномерного поля концентрации не влияет на эмиссии  $\text{NO}_x$  при температуре в зоне горения до 1250 °С.

Результаты получены при испытаниях модельной камеры сгорания (КС) на стенде ОАО «ВТИ».

Чтобы снизить до допустимого уровня генерацию (эмиссию) оксидов азота в камерах сгорания газотурбинных установок при сжигании природного газа, необходимо организовать кинетический режим горения. Реализация такого режима горения, обеспечивающего низкий уровень выбросов вредных веществ в атмосферу, затрудняется из-за возникновения неустойчивостей горения, сопровождающихся интенсивными пульсациями давления газового потока в малоэмиссионных камерах сгорания и механическими колебаниями конструкций, что может привести к их разрушению.

Неустойчивость горения представляет собой автоколебательный процесс (процесс самовозбуждения акустических колебаний газа), который можно представить в виде автоколебательной системы — источник энергии и механизм обратной связи, управляющий источником. На рис. 1 представлена схема механизма обратной связи неустойчивости горения.

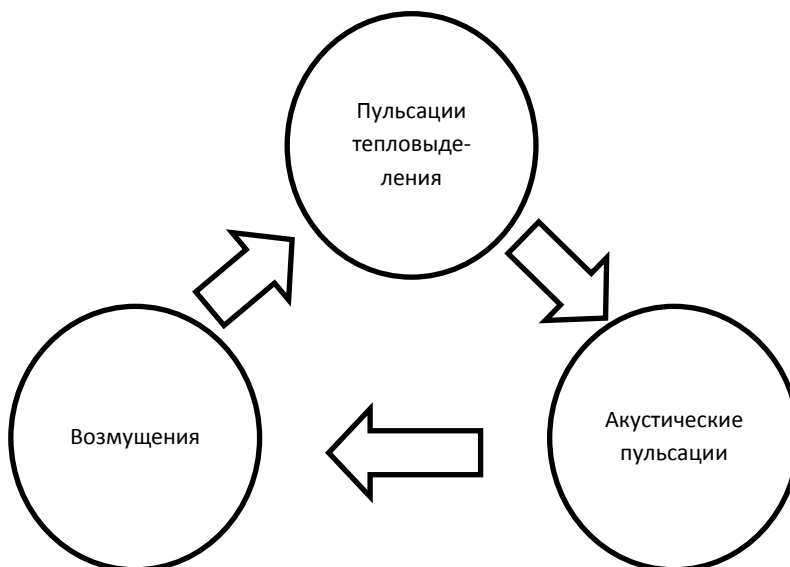


Рис. 1. Схема обратной связи процесса неустойчивости горения

Одним из путей решения проблемы возникновения неустойчивости процесса горения является регулирование положения фронта пламени в объеме жаровой трубы, путем создания заданной неравномерности поля концентрации топливоздушной смеси, и разрыва механизма обратной связи.

Схема экспериментального стенда ОАО «ВТИ» и модельной камеры сгорания представлена на рис. 2. К модельной КС имеется один подвод воздуха и 3 подвода топлива (см. рис. 2): топливо на пилотную горелку (для зажигания поз. 1); в устройство предварительного перемешивания (ПП) для получения равномерно перемешанной ТВС для ГУ1 поз. 2; в топливные трубки ОГ ГУ для обеспечения заданной неравномерности ТВС на выходе из ГУ поз. 3. Так же, на рис. 1 показана схема модельной КС с установленными в ней датчиками пульсаций давления.

Всего установлено четыре датчика пульсаций давления. Один — P'300 — в предъобъеме ГУ, остальные (P'400, P'401 и P'402) в жаровой трубе первой ступени сгорания по ее длине.

Весь воздух для горения подавался на вход ГУ. ГУ состоит из пилотной (ПГ) (поз. 6 и 6а рис. 2, б) и основной (ОГ) (поз. 7, 7а, 7б рис. 2, б) горелок. ПГ состоит из осевого завихрителя (поз. 6б рис. 2, в) и отверстий подачи топлива (поз. 6а рис. 2, б) в объем ЖТ. В ОГ имеется радиальный завихритель (поз. 7а рис. 2, б), над каждой лопаткой которого установлены топливные трубки с отверстиями (поз. 7б рис. 2, б), через которые топливо подается в поток воздуха. Топливо и воздух ОГ смешиваются в кольцевой зоне перемешивания (ЗП) (поз. 7в рис. 2, б) для формирования топливоздушной смеси (ТВС) на входе в ЖТ.

Предусмотрено два варианта подачи топлива на предсмещение в ГУ. В первом варианте — предварительно перемешанном (ПП) на расстоянии 1,5 метра от входа в ГУ в подводящую к нему воздух трубу перпендикулярно потоку подается топливо через ряд отверстий в топливной трубке (поз. 2 на рис. 2, а), при этом обеспечивается большая длина перемешивания топлива и воздуха в трубе; топливоздушная смесь поступает на вход как в пилотный, так и в основной каналы (рис. 3, а).

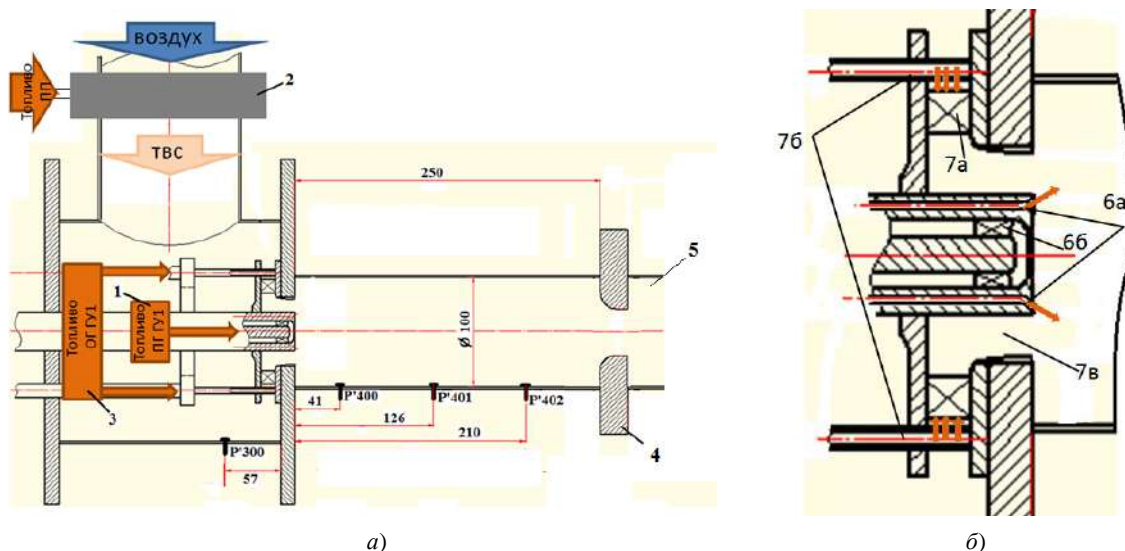


Рис. 2. Схема: а — подачи воздуха и топлива в КС, установка датчиков пульсаций давления Р'300; Р'400; Р'401 и Р'402 и габаритные размеры модельной КС и основные ее элементы: 1 — топливо на зажигание; 2 — ПП; 3 — топливо на ОГ ГУ; 4 — водоохлаждаемое сопло; 5 — выхлопной участок; б — схема ГУ1: 6, 6а и 6б — ПГ с отверстиями подачи пилотного топлива и пилотным завихрителем, соответственно; 7, 7а, 7б и 7в — ОГ ГУ, лопатки завихрителя, топливные трубки с отверстиями подачи топлива и кольцевая зона перемешивания, соответственно

Во втором варианте — топливо на предсмещение в ГУ подается через отверстия в топливных трубках, расположенных над завихрителем основной горелки (ОГ) (рис. 2, б). При такой подаче топлива ТВС поступает только через ОГ, а через ПГ в объем ЖТ поступает чистый воздух (рис. 3, а).

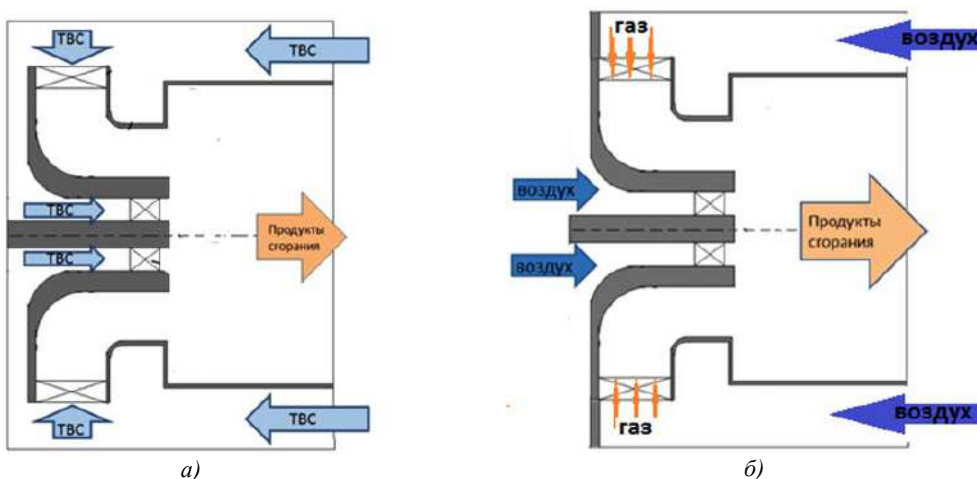


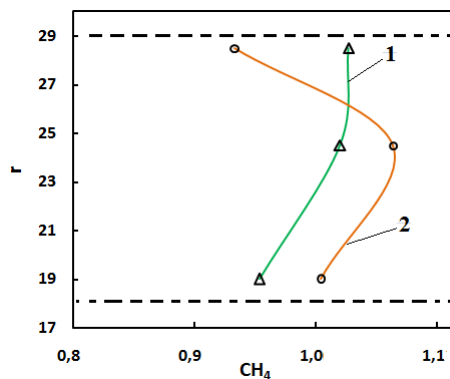
Рис. 3. Схема подачи топлива и ТВС: а — вариант1 — ПП; б — вариант 2 — ОГ

Между пилотной и основной горелками воздух / ТВС распределяются в соотношении 5% / 95% от суммарного расхода воздуха на ГУ1.

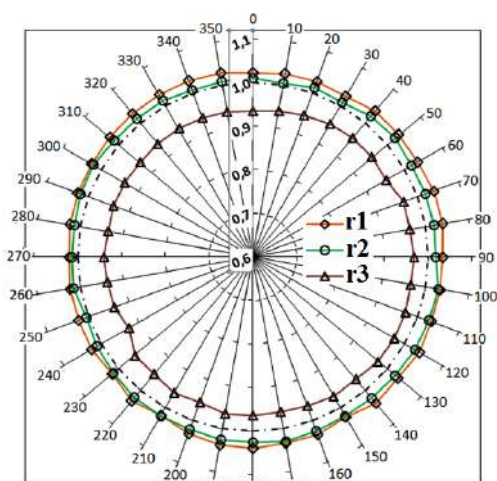
Проведены экспериментальные исследования поля концентрации на выходе из ОГ ГУ для двух вариантов подачи топлива: в подводящую воздух трубу (вариант 1-ПП) и в топливные трубки ОГ (вариант 2 — ОГ).



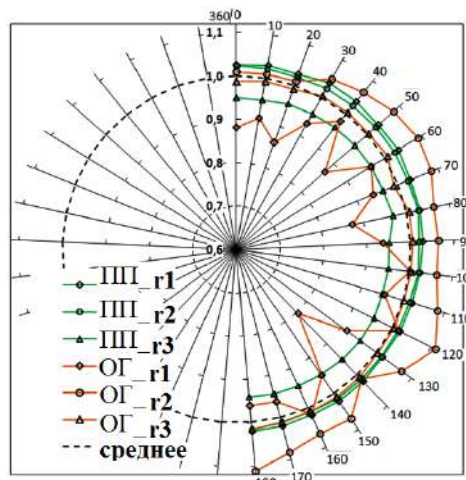
а)



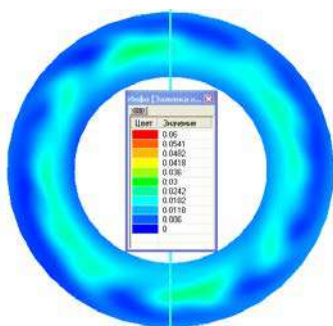
б)



в)



г)



д)

Рис. 4. Результаты исследования поля концентрации на выходе из ОГ ГУ1: а — ГУ1 с установленным зондом; б — радиальные эпюры концентрации метана в ТВС; в, г — окружные эпюры для варианта 1 — ПП (исследовано полное сечение — 360°), окружные для вариантов 1 — ПП и 2 — ОГ (исследована половина выходного сечения — 180°); д — расчетное поле концентрации на выходе из ОГ для варианта 2 — ОГ

На рис. 4 показан трехточечный поворотный зонд при помощи которого с шагом в 10 °С по окружности измерялась концентрация метана в топливовоздушной смеси. Радиусы точек замера:  $r_1 = 28,5$ ,  $r_2 = 24,5$  и  $r_3 = 19$  мм. Значения замеренной концентрации (приведены

к средней в исследуемом сечении) по радиусу и по окружностям показаны на рис. 4, б, в, г для обоих вариантов подачи топлива. На рис. 4, б пунктирными линиями показаны внутренний (18 мм) и внешний (29 мм) радиусы кольцевого канала зоны перемешивания.

Неравномерность поля концентрации, получаемая в варианте 1-ПП составляет не более  $\pm 24\%$ , а в варианте 2-ОГ около  $\pm 15\%$ . Более высокая окружная неравномерность в варианте вызвана неполным перемешиванием топлива и воздуха за отверстиями в топливораздающих трубках и за кромочными следами лопаток завихрителя ОГ (см. рис. 4, д).

Проведены испытания процесса горения при подаче топлива в первую зону горения ГУ (топливный канал ПП). Температура ТВС на входе изменялась от 300 до 450 °С. Коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{КС} = \alpha_{1\text{зоны}}$  изменялся от 1,6 до 3,0.

Точки резкого роста амплитуды пульсации давления при испытаниях с горением показаны на рис. 5. Частота, характерная для наибольших амплитуд пульсации давления лежит в диапазоне 350–400 Гц. Наибольшие амплитуды пульсаций давления фиксируются уже датчиками Р'400, расположенным сразу за горелочным устройством КС.

На рис. 5 приведены графики зависимости амплитуды пульсаций давления и температуры пламени ТВС от коэффициента избытка воздуха камеры сгорания при различных температурах воздуха на входе. Получено, что пульсации давления значительно в меньшей степени зависят от температуры воздуха на входе в камеру сгорания чем от температуры пламени в зоне горения, которая в свою очередь зависит не только от входной температуры ТВС, но и от ее концентрации ( $\alpha_{1\text{зоны}}$ ).

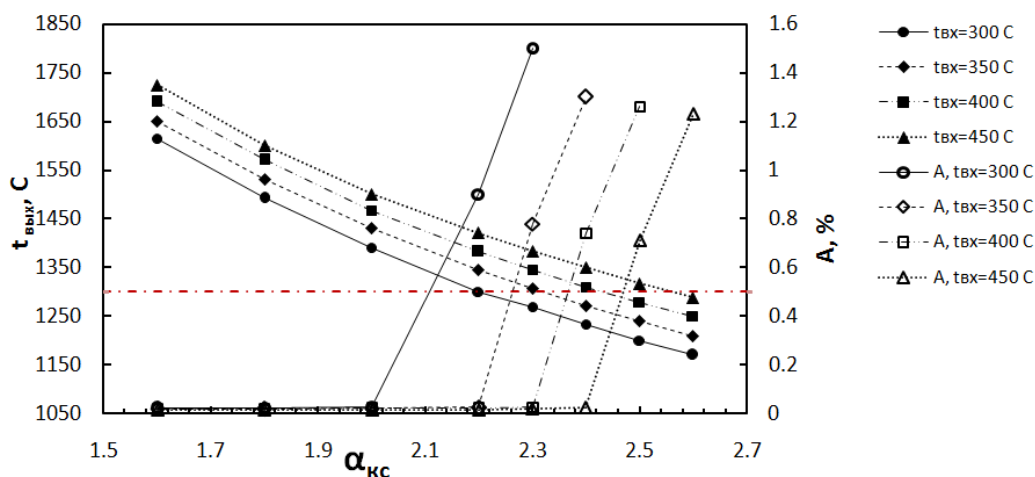


Рис. 5. Зависимости температуры пламени и амплитуды пульсаций давления от коэффициента избытка воздуха при различных температурах воздуха на входе

Возникновение автоколебательного процесса пульсаций давления в КС наступает при условии достижения температуры пламени ТВС  $\sim 1280\text{--}1300$  °С. Пульсаций давления в КС можно избежать если температура факела при сжигании топливовоздушной ОГ будет выше 1350 °С.



С ростом давления воздуха на входе, граница устойчивого горения смещается в область более бедных коэффициентов избытка воздуха (см. рис. 6).

Создание радиальной неравномерности поля концентрации ТВС на выходе из зоны предварительного перемешивания влияет на устойчивость работы камеры сгорания. На рис. 7 показано ГУ на вход которого поступает равномерно перемешанная ТВС. Радиальная эпюра концентрации в сечении I-I на выходе из зоны перемешивания (ЗП) из ГУ (рис. 7, а) имеет форму вертикальной прямой (рис. 7, б поз. 1), т.е. значение концентрации в сечении постоянно. Неравномерность ТВС по высоте канала перемешивания создается за счет подачи топлива через одно раскрытое отверстие на каждой топливной трубке, которые расположены над лопатками завихрителя ОГ ГУ при фиксированном суммарном расходе топлива на КС. Раскрытые отверстия расположены таким образом, чтобы создавать на выходе из зоны перемешивания ТВС, обогащенную к стенкам ЖТ. Чем больше топлива поступает через раскрытые отверстия, тем богаче ТВС у стенок и беднее у оси КС (см. рис. 7, б, поз. 2, 3, 4).

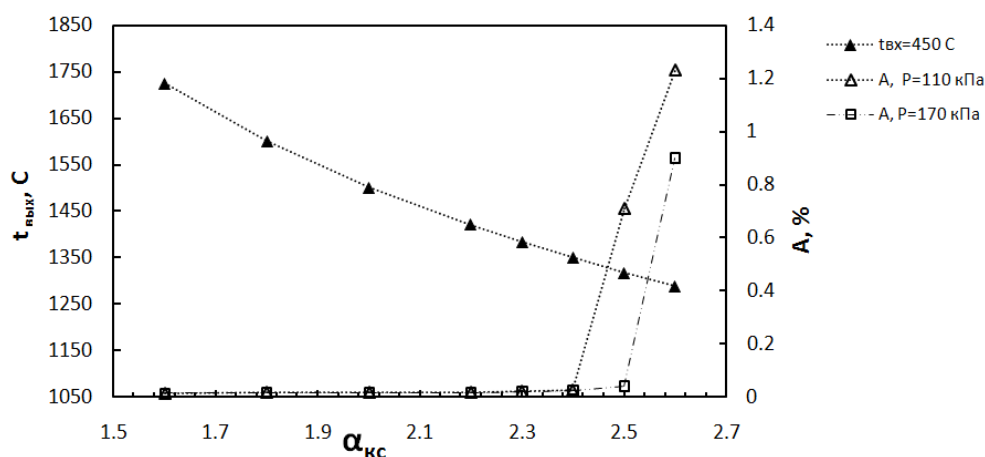


Рис. 6. Зависимости температуры пламени и амплитуды пульсаций давления от коэффициента избытка воздуха при температуре воздуха на входе 450 °С и двух давлениях на входе 110 и 170 кПа

Здесь  $\bar{l}_0$  — безразмерная радиальная координата, определяемая как отношение текущей высоты канала ( $l$ ) к полной высоте канала ( $l_0$ ) ОГ ГУ1 в сечении I-I  $\bar{l} = l/l_0$  (рис. 2, а).

Экспериментально исследованы возможности расширения границы устойчивого горения в область более бедных смесей первой зоны за счет создания радиальной неравномерности ТВС. Для этого, как было сказано выше, топливо подавалось в ПП (ТВС — равномерна) и в ОГ ГУ при закрытых двух отверстиях раздачи топлива и раскрытом одном (создание радиальной неравномерности к стенкам жаровой трубы). Исследования проведены при температуре ТВС на входе 450 °С и давлении 120 кПа. Расход ТВС на входе 0,076 кг/с, что соответствует скорости в сечении ЖТ 18 м/с при течении без горения. Концен-

трация ТВС изменялась так, что бы коэффициент избытка воздуха КС находился в диапазоне  $\alpha_{\text{КС}} = \alpha_{1\text{зон}} [1,6; 2,7]$ , что соответствует температурам горения 1720–1180 °С.

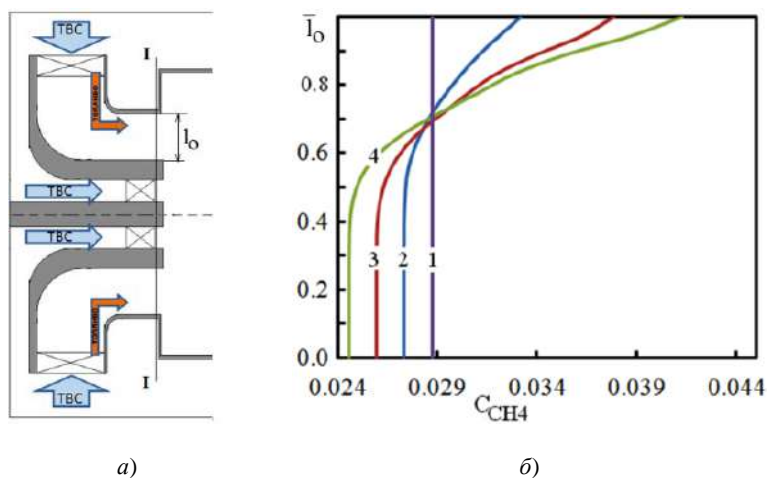


Рис. 7. Схема точечной подачи топлива в лопатки завихрителя ОГ (а); радиальная эпюра концентрации топлива на выходе из ОГ (сечение I-I) при подаче: 1 — 0%; 2 — 5%; 3 — 10%; 4 — 15% топлива от суммарного в лопатки завихрителя (б)

При подаче топлива только в ПП плавно уменьшался его расход. Режимы записывались при изменении температуры в зоне горения на  $\Delta t \sim 50\text{--}60$  °С (шаг по коэффициенту избытка воздуха  $\Delta\alpha \sim 0,1$ ). Пульсации давления с амплитудой более 1% от давления воздуха на входе КС с частотой  $\sim 360\text{--}400$  Гц начинались с температуры в зоне горения ниже  $\sim 1300$  °С, которая, для данной температуры ТВС на входе, соответствует коэффициенту избытка воздуха  $\alpha \sim 2,5$ .

На рис. 8, а показан мгновенный спектр амплитуды пульсаций давления, записанный с датчика Р'402 (фиксировал максимальные значения амплитуд относительно остальных датчиков), в период уменьшения расхода топлива, подаваемого на ПП. В этот период температура в зоне горения снизилась с 1300 до 1280 °С и произошел резкий рост амплитуды пульсаций давления. На рис. 8, б и в показаны амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) пульсаций давления в момент времени 1 и 2, соответственно (см. рис. 8, а). Значения амплитуды возросло практически мгновенно с 0,11 до 1,59 кПа, при этом температура в зоне горения снизилась не более чем на 20 °С. Максимальные амплитуды наблюдались на частоте 369 Гц.

Создание радиальной неравномерности за счет подачи части топлива в ОГ ГУ, позволило расширить устойчивый диапазон работы модельной КС до температуры в зоне горения (температуры газов на выходе) ниже 1180 °С (т.е. более чем на 120 °С), что, при данных условиях, соответствует коэффициенту избытка воздуха  $\alpha \sim 2,7$ .

На рис. 9 приведено сравнение зависимостей амплитуд пульсаций давления от температуры в зоне горения при подаче топлива только в ПП и при подаче топлива в ПП и ОГ ГУ1.

Так же показана доля топлива от суммарного его расхода поступающая в отверстия ОГ для обеспечения беспульсационной работы модельной КС.

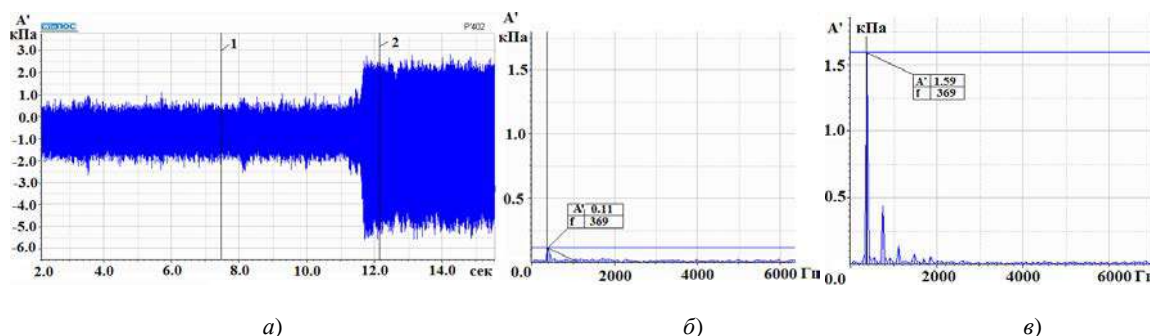


Рис. 8. Мгновенный спектр амплитуд пульсаций давления с датчика Р402 (а); АЧХ в момент времени 1  $t = 1300$  °С (б) и в момент времени 2  $t = 1280$  °С (в)

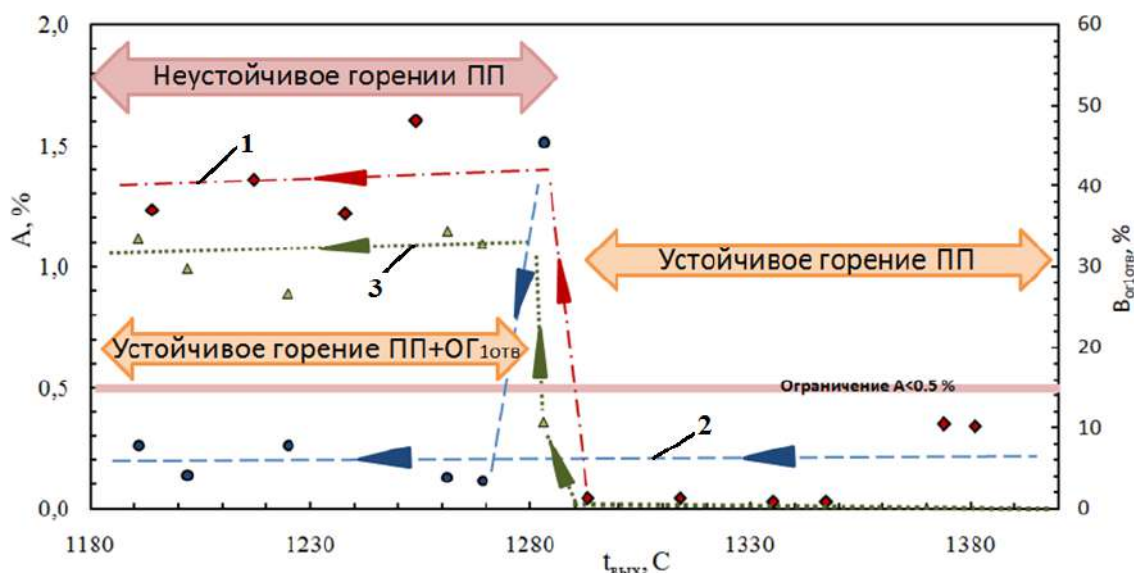


Рис. 9. Зависимости амплитуды пульсаций давления от температуры в зоне горения при подаче топлива: 1 — только в ПП; 2 — в ПП и 1 отв. ОГ ГУ1; 3 — доля топлива от суммарного подаваемая на ОГ ГУ1

На рис. 9 стрелками показаны области устойчивого и неустойчивого горения наглядно демонстрирующие возможность расширение зоны устойчивого горения путем создания неравномерной по высоте канала концентрации ТВС на выходе из зоны перемешивания ГУ1.

Количество топлива на ОГ ГУ1 необходимое для обеспечения устойчивой (беспульсационной) работы модельной КС для каждой температуры в зоне горения определялось экспериментально путем перераспределения топлива между ПП и ОГ ГУ. Было установлено, что эта доля составляет от 15% до 30% от суммарного расхода топлива.

На рис. 10 показаны зависимости амплитуды пульсаций давления и образующихся на выходе  $\text{NO}_x$  от доли топлива, поступающего в отверстия ОГ ГУ1 при температуры в зоне горения  $1220$  °С.

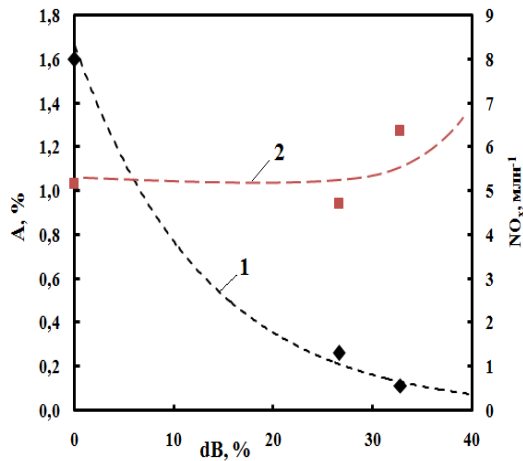


Рис. 10. Зависимость амплитуды пульсаций давления А (1) и эмиссий NO<sub>x</sub> (2) от доли топлива в лопатки завихрителя ОГ при температуре в зоне горения 1220°С

Для этой температуры, снижение амплитуды пульсаций давления ниже 0,5% от давления на входе (допустимая величина) происходит при подаче ~ 17 % топлива в ОГ ГУ1. При этом концентрация NO<sub>x</sub> на выходе из КС сохраняется такой же, как с полностью равномерной ТВС вплоть до 35% топлива в отверстия основной горелки. Даже при больших (до 50%) значениях доли топлива в ОГ ГУ1 концентрации NO<sub>x</sub> возрастают мало в следствие низких температур горения, при которых возникают пульсации давления. Локальные температурные максимумы, образующиеся в следствие неравномерного поля концентрации не превышают значений 1350 °С, что далеко от температуры с которой начинается резкий (экспоненциальный) рост NO<sub>x</sub>.

значений 1350 °С, что далеко от температуры с которой начинается резкий (экспоненциальный) рост NO<sub>x</sub>.

На рис. 11 приведено сравнение зависимостей NO<sub>x</sub> от температуры на выходе (в зоне горения), полученных при подаче топлива только в ПП и в ПП и ОГ ГУ (при доле топлива в отверстия ОГ ~ 20–30%). При подаче топлива только в ПП наблюдались пульсации давления с амплитудами более 1% от давления ТВС на входе, при подаче топлива в ПП и ОГ ГУ пульсаций давления не наблюдалось.

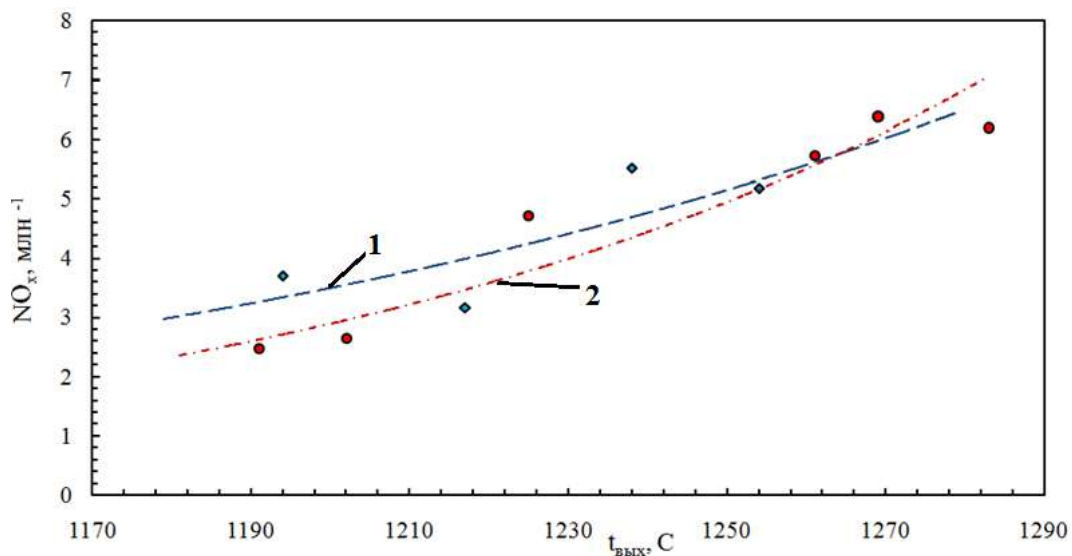


Рис. 11. Зависимости эмиссий NO<sub>x</sub> от температуры газов на выходе при подаче топлива: 1 — только в ПП; 2 — в ПП и 1 отверстие ОГ ГУ1

Видно, что зависимости эмиссий NO<sub>x</sub> для обоих случаев практически совпадают (отличия в пределах точности измерения) и в диапазоне исследованных температур (1170–1300°С) подача части топлива (до 50% от суммарного) в ОГ ГУ не оказывает значительного влияния на эмиссионные характеристики модельной КС.



## Выводы

Экспериментально определена температура в зоне горения необходимая для устойчивого беспульсационного сжигания равномерно перемешанной ТВС в первой зоне горения, которая для исследованных конструкции КС и режимов составила 1300 °С и выше.

Экспериментально подтверждены результаты расчетных исследований [1] о возможности расширения диапазона устойчивого беспульсационного горения в область более низких температур в зоне горения. В частности, создание радиальной неравномерности ТВС на выходе из зоны перемешивания ГУ1 с обогащением смеси к стенкам ЖТ позволяет снизить температуру в зоне горения на 120 °С (до 1180 °С) с сохранением беспульсационного режима горения; при этом доля топлива, подаваемая в ОГ ГУ1 должна превышать 15% от суммарного его расхода.

Возможно увеличение доли топлива в ОГ ГУ1 до 50% от общего его расхода без существенного роста концентраций  $\text{NO}_x$  в диапазоне температур горения от 1180 до 1300 °С.

## Список литературы

1. **Bulysova, L.A.** Parametric computational studies to decrease  $\text{NO}_x$  emissions in combustion of an ideal fuel air mixture with management of several stabilization zones [Text] / L.A. Bulysova, A.L. Berne, K.S. Pugach // Power Technology and Engineering. — 2018, March. — Vol. 51. — No. 6. — P. 682–690.

## СОДЕРЖАНИЕ

	<i>Стр.</i>
<i>Тарадай Д.В.</i> Расцентровка подшипников турбоагрегатов. Повышение качества установки и сборки валопроводов паровых турбин . . . . .	6
<i>Пахалев Д.А., Сагайдачный М.В., Тарадай Д.В., Трунин Е.С.</i> Выявление и устранение причин низкочастотной вибрации паровой турбины типа ПТ-80/100-130 ст. № 2 ТЭЦ-2 . . . . .	14
<i>Уфельман В., Майнике Т., Васильев В.А., Тарадай Д.В.</i> Оценка потерь за счет снижения КПД и надежности питательных насосов энергоблоков 800 МВт в результате ошибок прогноза технического состояния и ремонта с отклонением от инструкции по эксплуатации насосов завода-изготовителя . . . . .	20
<i>Васильев В.А., Туркин А.Н.</i> Концевые уплотнения мощных питательных насосов ТЭС	27
<i>Анохов А.Е.</i> Особенности ремонтной сварки корпусных элементов ответственного энергетического оборудования . . . . .	39
<i>Аржакин Н.А., Павлов А.Ю., Харисов Я.К.</i> Решения «Сименс» для российского энергетического сектора . . . . .	48
<i>Майданик М.Н., Тугов А.Н., Верещетин В.А.</i> Методика оценки послеремонтного технического состояния котельных установок по показателям качества . . . . .	60
<i>Ямалтдинов А.А., Беляев А.М.</i> Сервис паровых турбин АО «Уральский турбинный завод» . . . . .	69
<i>Авруцкий Г.Д., Лазарев М.В., Захаров А.Е., Куроптев Д.Б.</i> Способ пуска паровой турбины с затрудненными тепловыми расширениями за счет весовой разгрузки лап цилиндров . . . . .	77
<i>Сосновский А.Ю.</i> Влияние различных факторов на изменение величины уклона поперечных ригелей фундамента паровой турбины во время эксплуатации . . . . .	81
<i>Бабаскин А.Г.</i> Балансировочные станки Диамех 2000 и энергоремонт . . . . .	89
<i>Русов В.А.</i> Использование переносных приборов и автономных систем мониторинга с радиointерфейсом для управления эксплуатацией оборудования . . . . .	97
<i>Токаев А.С.</i> Измерительные системы и оборудование для вибрационного мониторинга и диагностики основного и вспомогательного оборудования электростанций . . . . .	104
<i>Авруцкий Г.Д., Лазарева М.В., Ермакова С.В., Лазарев М.В., Захаров А.Е.</i> Реконструкция турбин типа ПТ с переводом в противоаварийный теплофикационный режим . . . . .	106
<i>Сосновский А.Ю.</i> Разработка модели взаимодействия выносных корпусов подшипников и продольных шпонок . . . . .	110
<i>Гладштейн В.И., Троцкий А.И.</i> Экспрессная оценка ресурсных характеристик металла деталей паропроводов из стали 10Х9МФБ-Ш путем прогноза времени живучести. . . . .	117
<i>Теплов Б.Д., Тарадай Д.В., Комаров В.А., Тимин А.В.</i> Анализ развития и причин аварийного останова энергетической газотурбинной установки, работающей в составе ПГУ . . . . .	128
<i>Булысова Л.А., Гутник М.М., Пугач К.С.</i> Снижение эмиссий NOx путем организации последовательного двухступенчатого сжигания топлива . . . . .	137
<i>Греков Ю.М., Трунин Е.С., Палкин Ф.А., Баринов В.А., Стоялов К.С., Сторожев О.А.</i> Обеспечение вибрационной надежности блоков 800МВт Сургутской ГРЭС-2 с применением балансировочного станка модели ВМ 90000 на ремонтах . . . . .	144

<i>Шмаков И.Г., Пыхтина Ю.Ю., Панфилов Д.Н., Пупырев П.Е., Посохов Ю.М.</i> Диагностика технического состояния и прогнозирование дефектов турбогенераторов серии ТЗВ в режиме реального времени . . . . .	152
<i>Лазарев М.В., Ермакова С.В., Лазарева М.В., Буглаев К.Е.</i> Проведение теплотехнических испытаний оборудования ТЭС и ТЭЦ с помощью многоканальной системы сбора диагностической информации МСДИ и верификация полученных результатов в программной среде «Boiler Designer» . . . . .	161
<i>Буглаев К.Е., Тарадай Д.В., Дон Э.А.</i> Система диагностики абсолютных температурных расширений-турбоагрегатов (СДАРТ) . . . . .	170
<i>Мельков Д.В.</i> Опыт эксплуатации ремонта вспомогательного оборудования блоков 800 МВт Пермской ГРЭС . . . . .	184
<i>Васильев В.А., Богун В.С.</i> Характеристика ступени и перепад давления в щелевых уплотнениях проточной части питательного насоса ПН 1500-350 . . . . .	187
<i>Васильев В.А., Языков А.Е.</i> Механические потери в радиальных и упорных подшипниках мощных питательных насосов ТЭС . . . . .	196
<i>Языков А.Е.</i> Экспериментальное исследование возможности применения композита «Фторопласт-Графлекс» в качестве антифрикционного материала для подшипников скольжения, работающих на воде . . . . .	206
<i>Захаров А.Е., Аверуцкий Г.Д., Лазарев М.В., Ковалев И.А., Эсперов Г.Д.</i> Совершенствование конструкции паротурбинной установки за счет применения комбинированных подшипников-муфт из углепластиковых материалов . . . . .	216
<i>Беляков А.В., Амбражак С.А., Амбражак И.В.</i> Технология ремонта деталей паросилового оборудования на основе комбинированной технологии электроискрового покрытия и полимерных композиционных материалов . . . . .	226
<i>Беляков А.В., Горбачев А.Н.</i> Эрозионная стойкость электроискровых защитных покрытий и их практическое применение при ремонте проточной части паровых турбин . . . . .	233
<i>Ланин А.А., Ильин С.А., Рева В.В., Путинцев В.Г.</i> Ремонт валов роторов с применением технологий сварки . . . . .	242
<i>Куменко А.И.</i> Проблемы обеспечения надежности при ремонте турбоагрегатов большой мощности и пути их решения . . . . .	251
<i>Сироткин В.И.</i> Вибрационный контроль технического состояния вспомогательного оборудования блоков 800 МВт Нижневартковской ГРЭС . . . . .	257
<i>Васильев В.А., Ницкий А.Ю., Ерпалов А.В., Бойцов А.В.</i> Облачные сервисы и вибрационная диагностика насосного оборудования тепловых электрических станций . . . . .	260
<i>Ремнев В.С.</i> Диагностика и ремонт гидроагрегатов АЛМАЗ-7010-ГЭС . . . . .	268
<i>Скворцов Д.Ф.</i> Переносные приборы Диамех 2000. Инновационные решения . . . . .	276
<i>Скворцов Д.Ф.</i> Подшипники качения в энергетике. Стенд входного контроля подшипников качения СП-180М . . . . .	278
<i>Васильев В.Д., Гутник М.М.</i> Оценка возможности проведения сервиса одномодульных горелочных устройств камер сгорания газотурбинных установок различных мощностей, установленных на филиалах ПАО «Мосэнерго» . . . . .	282
<i>Васильев В.Д., Гутник М.Н., Берне А.Л.</i> Экспериментальные исследования границ устойчивой работы малоэмиссионной камеры сгорания . . . . .	285