

19 МОСКВА
НОЯБРЯ 2025



ХIII МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

**ПРОБЛЕМЫ ВИБРАЦИИ, ВИБРОНАЛАДКИ,
ВИБРОМОНИТОРИНГА И ДИАГНОСТИКИ
ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ
СТАНЦИЙ**

СБОРНИК СТАТЕЙ



ВТИ
ВСЕРОССИЙСКИЙ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ
И Н С Т И Т У Т

ΔИАМЕХ ²⁰⁰⁰
Вибродиагностика и Балансировка

Акционерное общество
«Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени
Теплотехнический научно-исследовательский институт»
(АО «ВТИ»)

Общество с ограниченной ответственностью
«ДИАМЕХ 2000»

**ПРОБЛЕМЫ ВИБРАЦИИ, ВИБРОНАЛАДКИ, ВИБРОМОНИТОРИНГА
И ДИАГНОСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ**

XIII Международная научно-техническая конференция

19 ноября 2025 г.

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

г. Москва

2026

УДК 621.311:620.4

ББК 31.3

П 38

П-38 Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций [Текст]: сборник статей / под научн. ред. канд. техн. наук Д. В. Тарадая // XIII Международная научно-техническая конференция. 19 ноября 2025 г. — М.: АО «ВТИ», 2026. — 118 с.: ил.

ISBN 978-5-905858-70-3

Посвящен широкому спектру вопросов, связанных с измерительной аппаратурой и вибрационной диагностикой основного и вспомогательного оборудования электростанций преимущественно на объектах тепловой энергетики.

Рассматриваются такие темы, как мониторинг, диагностирование текущего технического состояния оборудования, входной контроль подшипников качения, балансировочные станки и их применение, измерительная аппаратура и другие темы.

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

ISBN 978-5-905858-70-3

© АО «ВТИ», 2026

КОНТРОЛЬ ПЛОТНОСТИ ПОСАДКИ МУФТЫ РОТОРОВ ТУРБОАГРЕГАТА

Д. В. ТАРАДАЙ, Д. М. ПОПОВ, В. Н. ХОХЛОВ, И. В. ПРОХОРОВ

(Акционерное общество «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт», г. Москва, Россия)

Посадка полумуфты на вал ротора является достаточно важным и ответственным мероприятием при ремонте. Ослабление посадки полумуфты может привести к повышенной вибрации турбоагрегата и его повреждению при эксплуатации. В практике ремонта и монтажа операции по проверке плотности посадки полумуфты в традиционном исполнении требуют ее снятия и последующую установку. При этом возникает вероятность установки полумуфты с повышенным смещением и изломом. В работе предлагается осуществлять контроль плотности посадки полумуфты без ее снятия с использованием разработанных устройств по созданию статических и динамических усилий на полумуфту ротора.

Ключевые слова: турбоагрегат, муфтовое соединение, полумуфта, вибрация, валопровод, ротор, плотность посадки

Проверка плотности посадки полумуфт роторов при монтаже и ремонте

Посадка полумуфты на вал ротора является достаточно важным и ответственным мероприятием при ремонте. Ослабление посадки полумуфты может привести к повышенной вибрации турбоагрегата и его повреждению при эксплуатации. Операции по проверке плотности посадки полумуфты в традиционном исполнении требуют ее снятия и последующую установку. При этом возникает вероятность установки полумуфты с повышенным смещением и изломом [1, 2].

В научно-технической литературе [2] описан метод контроля плотности посадки полумуфты с использованием мостового крана.

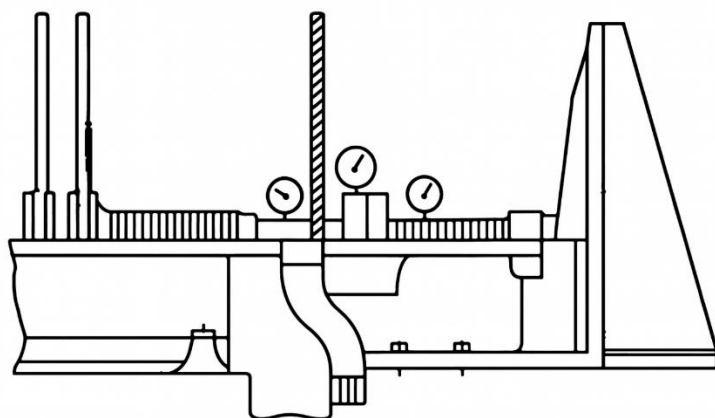


Рис. 1. Проверка плотности посадки полумуфт с помощью мостового крана

Согласно [2], «Для этой цели после сблчивания полумуфт и соответствующей установки на муфте и на валу трех индикаторов производится подъем одного из роторов, застропленного непосредственно около муфты, до отрыва обоих роторов от вкладышей подшипников. Если разница в показаниях индикаторов при двух положениях ротора, отличающихся одно от другого на 90° , превышает 0,01–0,03 мм, необходимо проверить плотность посадки полумуфт после снятия их с вала». Расчетными исследованиями [3] было доказано, что метод работоспособен при очень незначительном натяге, что соответствует не более 0,02 мм на радиус. Кроме того, этот метод не позволяет определить на какой именно из двух полумуфт выявлен дефект.

Как альтернативный метод проверки натяга полумуфты АО «ВТИ» разработал решения с использованием статического и динамического воздействий. Первое решение основывается на статическом нагружении полумуфты в осевом направлении. Второе решение основано на контроле собственных частот колебаний системы «полумуфта-вал».

Проверка плотности посадки полумуфт роторов путем приложения постоянной осевой силы по методике АО «ВТИ»

Для анализа предложенных методик контроля была разработана трехмерная модель системы «полумуфта-вал». Разработанная модель полумуфты и вала была экспортирована в конечно-элементный расчетный комплекс. Для решения поставленных задач численного моделирования использовался метод конечных элементов — это сеточный метод численного решения задач математической физики, в которых дискретизация исходных краевых задач производится на основе вариационных или проекционных методов при использовании специальных конечномерных подпространств функции, определяемых выбранной сеткой.

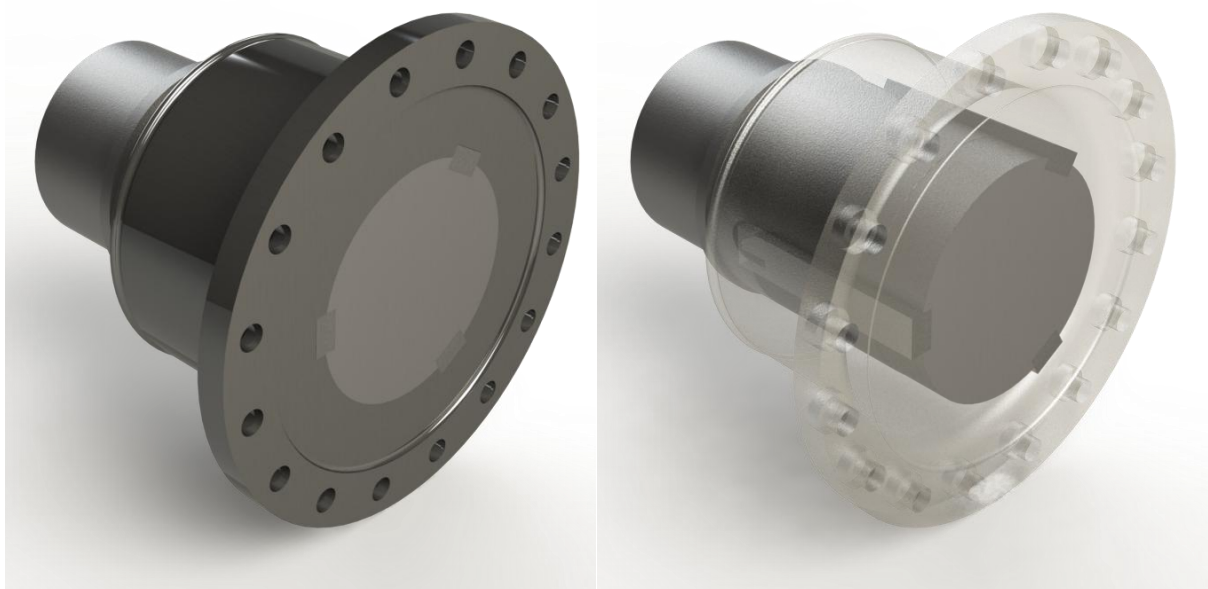


Рис. 1. Модель полумуфты РНД

При построении модели использовались квадратичные элементы с промежуточными узлами. В первую очередь был смоделирован процесс посадки полумуфты на вал [4, 5]. Посадки моделировалась с помощью метода «pinball». Метод используется для моделирования сложных контактных поверхностей в конечно-элементном анализе. Суть метода заключается в определении области вокруг элемента конструкции, называемой «pinball radius», в пределах которой задаются определенные условия нагрузки или контакта. Эта область определяет границу между «ближней» и «дальней» зоной открытого состояния (открытого контакта). «Pinball radius» также определяет допустимый зазор или величину взаимного проникновения поверхностей при замкнутом контакте. В нашей модели «pinball radius» задается вручную и равен значению посадки полумуфты на вал. На рисунке 2 показан рассчитанный статус контакта: красным выделена зона, где произошло «прилипание» контактных поверхностей, оранжевым выделена зона, где может произойти скольжение контактных поверхностей. Из результатов расчета видно, что при посадке муфта стягивается к среднему сечению и шпонкам.

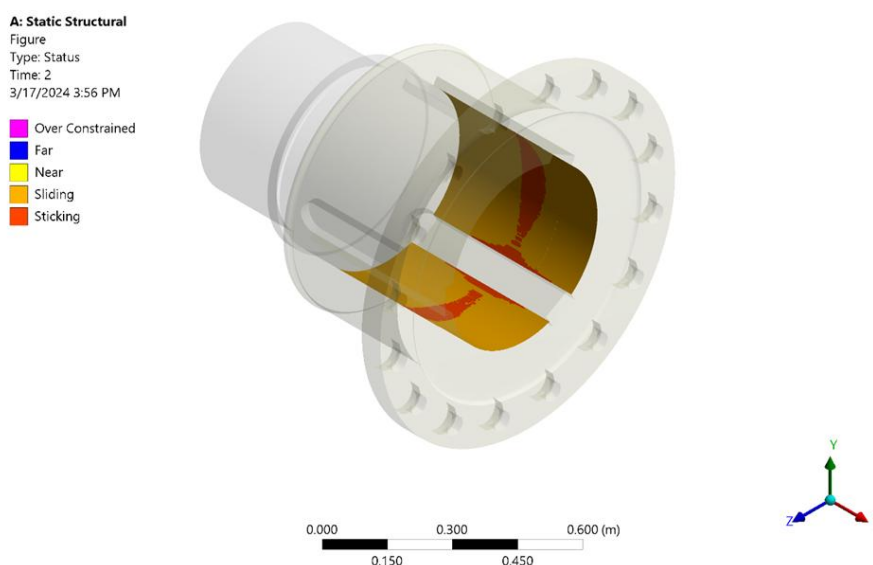


Рис. 2. Статус контакта полумуфты и вала

Далее решалась аналогичная задача для случая частичного прилегания муфты к валу. Из результатов расчёта следует, что величины контактного давления имеет линейную зависимость от радиального натяга. Зависимость величины контактного давления от площади контакта очень слабо выражена и объясняется в основном различными краевыми эффектами.

Метод контроля основан на приложении постоянной статической силы вдоль оси вала и перпендикулярно к фланцу полумуфты. В основе метода лежит утверждение, что при приложении осевой нагрузки при недостаточном натяге или уменьшенной площади контакта полумуфта будет перемещаться относительно вала при значительно меньших значениях осевой нагрузки. Для определения расчетной осевой нагрузки к колодцам отверстий под болты прикладывалась осевая сила. Сила увеличивалась пошагово до момента соскальзывания полумуфты с вала. Было определено, что муфты с натягом $0,5 \div 0,6$ мм на диаметр и площадью контакта 70–75 % при приложении 200 тонн силы не сдвинется с места посадки. Если в результате контроля выявляется недостаточный натяг, операцию посадки полумуфты необходимо повторить.

Оказалось, что для 100 % прилегания полумуфты сила стягивания полумуфты соответствовала более 300 тс. На рисунке 3 представлены результаты расчета силы, необходимой для стягивания полумуфты для различных условий прилегания ротора.

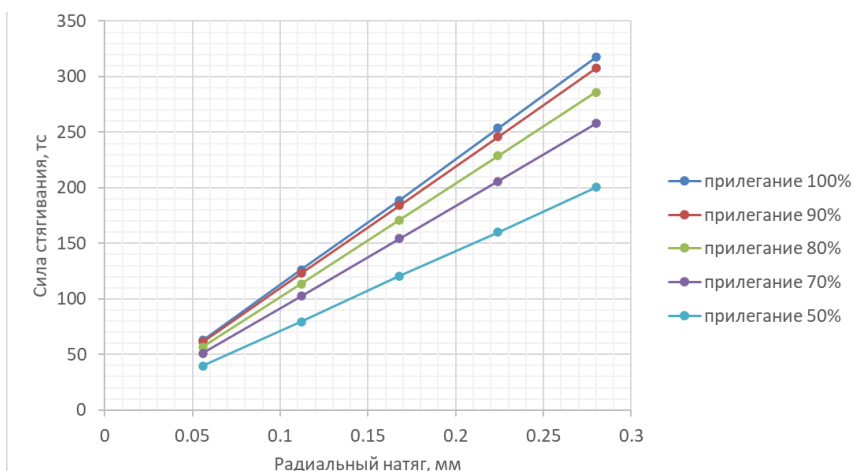
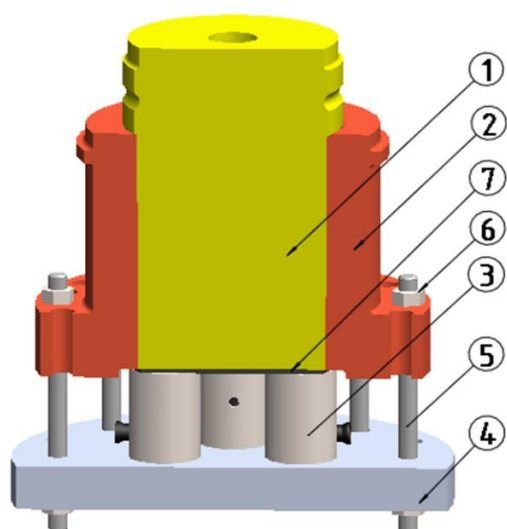


Рис. 3. Результаты расчёта силы необходимой для стягивания полумуфты

Для реализации этого решения было разработано гидравлическое оборудование применительно к полумуфтам роторов НД турбины К-300-240 ЛМЗ. Схема установки гидравлического оборудования для задания постоянной осевой силы для турбоагрегата К-300-240 ЛМЗ представлена на рисунке 4.

Устройство содержит планшайбу (п. 4), закрепленную на полумуфте специальными шпильками (п. 5). В просвет между планшайбой и ротором турбины устанавливаются гидравлические домкраты (п. 3, рис. 4а). Гидравлическая система позволяет задать постепенно растущую статическую нагрузку на вал. Параллельно происходит контроль осевого сдвига полумуфты, которая выступает показателем неплотности посадки.



а)

б)

Рис. 4. Приложение осевого усилия к полумуфте ротора:

а — Схема установки гидравлического оборудования на полумуфту: 1 — вал; 2 — полумуфта; 3 — гидравлический домкрат; 4 — планшайба; 5 — шпилька; 6 — гайка; 7 — упор;
б — Макет устройства.

Работоспособность данного вида механических измерений плотности посадки полумуфты была подтверждена на практике для турбоагрегата К-300-240 ЛМЗ (рис. 4б). Частичное прилегание площади контакта полумуфты и вала осуществлялось путем пошагового стягивания полумуфты. Были проведены испытания для исходного состояния, ослабленной полумуфты на 15 и 30 %. При обеспечении площади контакта в 70 % при давлении около 200 тс были зафиксированы смещения по часовому индикатору. При увеличении нагрузки — полумуфта стала смещаться по оси вала.

Проверка плотности посадки полумуфт роторов путем приложения динамического усилия по методике АО «ВТИ»

Второй метод контроля основан на приложении динамического усилия и анализа вибрационных характер, в том числе собственных частот системы «полумуфта-вал». На первом этапе этой задачи был проведен расчет собственных частот вал-полумуфта при различной степени натяга полумуфты. Оказалось, что первая собственная частота системы при 100 % контакте и номинальном натяге соответствует примерно 320 Гц. При ослаблении натяга величина собственной частоты изменяется. При отсутствии натяга собственная частота изменяется до 5 Гц.

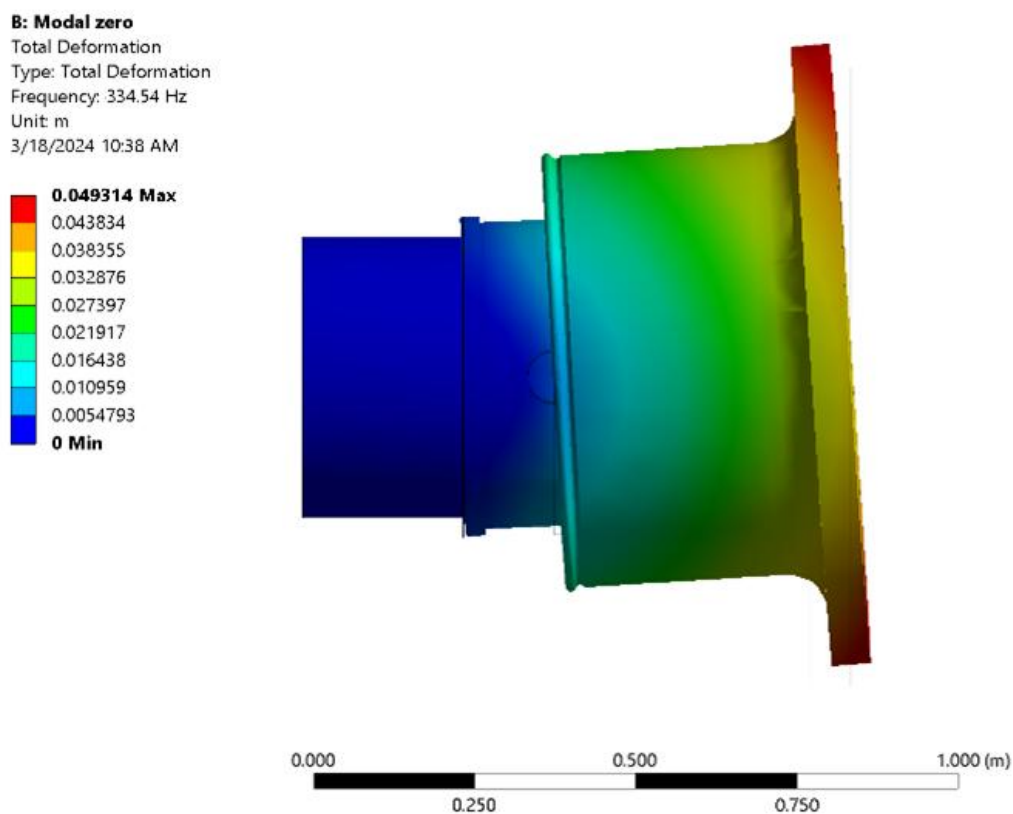


Рис. 5. Первая форма собственных колебаний

Для проверки разработанного решения на практике был разработан опытный образец устройства, состоящий из пневматического вибратора с частотой возбуждения до 350 Гц. Вибрационные характеристики системы контролировались с использованием многоканальной виброизмерительной системы. Испытания проводились на полумуфте РНД турбины К-300-240 ЛМЗ. Контроль испытаний выполнялся на муфте с номинальным и ослабленным натягом.

Опытным путем была подобрана траектория направляющей и диаметр тела вращения (дисбаланса). Схема установки вибровозбудителя для задания динамического усилия для полумуфты турбоагрегата К-300-240 представлена на рисунке 6. Для контроля вибрации полумуфта была оснащена датчиками контроля вибрации, работающими в режиме измерения амплитудно-частотной характеристики виброускорения в частотном диапазоне от 200 Гц до 1000 Гц.

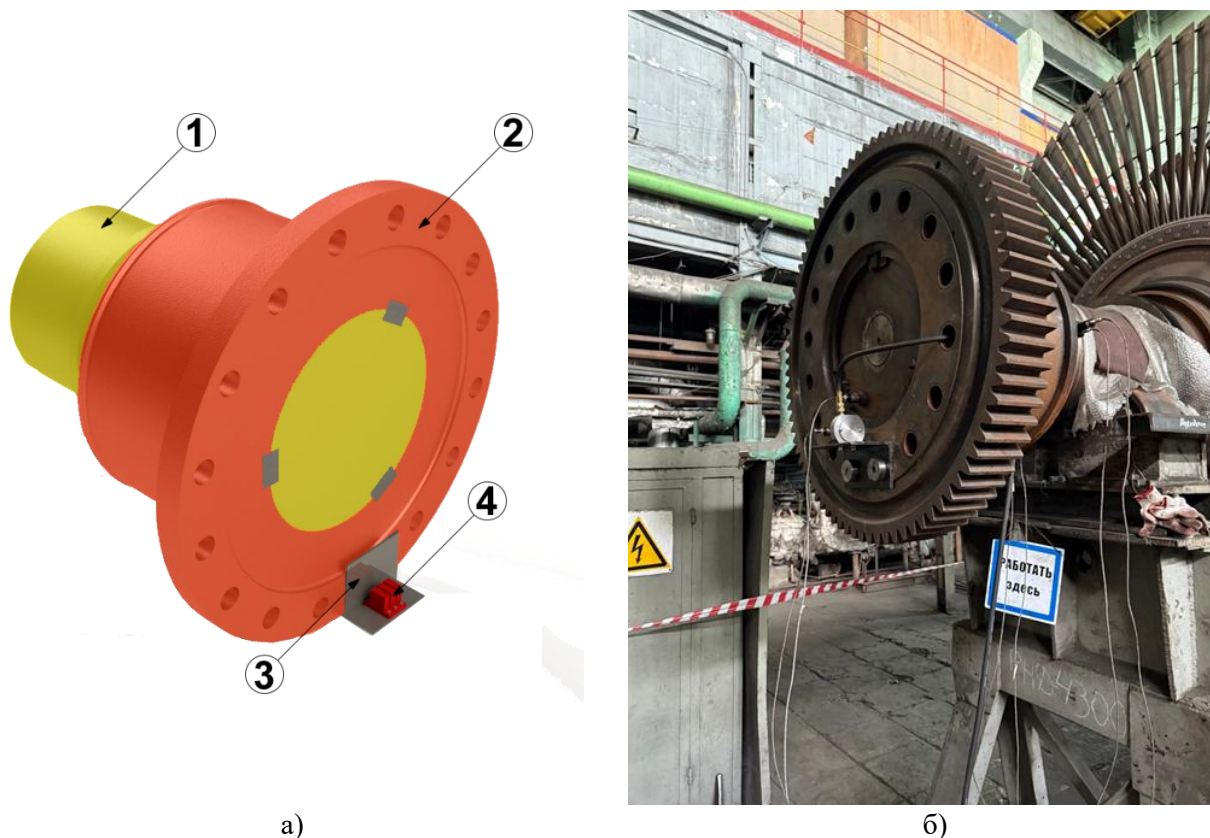


Рис. 6. Приложение динамического усилия к полумуфте ротора:

а — Схема установки устройства динамического возбуждения;

б — Макет устройства: 1 — вал, 2 — полумуфта, 3 — крепление, 4 — источник вибровозбуждения

Опытным путем для полумуфты с номинальный натягом было получено, что первая собственная частота соответствует 307 Гц. Измерения выполнялись с использованием разработанного пневматического вибратора и датчиков контроля вибрации, установленных в осевом направлении на валу и полумуфте ротора. Повторная установка полумуфты на вал выполнялась с созданием дефекта посадки с минимальным натягом. Испытания были проведены повторно, с аналогичной установкой вибратора и датчиков контроля. В результате проведенных испытаний было получено, что собственная частота изменилась на 5,5 Гц.

Выводы

1. Известный метод проверки плотности посадки полумуфты для собранных роторов с использованием мостового крана работоспособен только для малых значений натяга, не более 0,02 мм на радиус. При такой величине натяга происходит полное «освобождение»

полумуфты от влияния центробежных сил при вращении ротора с номинальной частотой вращения.

2. Разработана и апробирована методика проверки плотности посадки полумуфты для собранного ротора с использованием гидравлического оборудования и устройства динамического возбуждения. Экспериментальное подтверждение работоспособности методик ещё ведется, но уже сейчас видны положительные результаты работы.

Список литературы

1. Поляков В. С. Справочник по муфтам / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш. — Л.: Машиностроение, 1973.
2. Молочек В. А. Ремонт паровых турбин / В. А. Молочек. — М.: Энергия, 1968. — 376 с.
3. Тарадай Д. В., Тимин А. В., Попов Д. М., Прохоров И. В. Проверка плотности посадки полумуфт роторов. Сборка муфтовых соединений роторов с использованием легкоъемного крепежа // Сборник докладов III Международной научно-технической конференции. — М.: ОАО «ВТИ», 2023. — С. 93–104.
4. Руководство пользователя ANSYS Workbench Help — ANSYS INC, 2022.
5. Chongpu Z. Contact stiffness of multiscale surfaces by truncation analysis / Z. Chongpu, H. Dorian, G. Yixiang // International Journal of Mechanical Sciences. — 2017. — Vol. 131. — Pp. 305–316.



ВЛИЯНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ НА ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИЕ СВОЙСТВА КОМПЕНСАТОРОВ ТРУБОПРОВОДОВ С ЖИДКОСТЬЮ И ВОЗМОЖНОСТИ ИХ СНИЖЕНИЯ ГАСИТЕЛЯМИ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ РАЗЛИЧНОЙ КОНСТРУКЦИИ*

А. В. КИРЮХИН^{1,2}, О. О. МИЛЬМАН^{1,2}, Л. Н. СЕРЕЖКИН¹, Е. А. ЛОШКАРЕВА¹

¹Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Калужский государственный университет им. К. Э. Циолковского», г. Калуга, Россия;

²Закрытое акционерное общество «Научно-производственное внедренческое предприятие «Турбокон», г. Калуга, Россия)

Для уменьшения вибрации трубопроводов энергетических установок применяют виброизолирующие компенсаторы различных конструкций. Их эффективность может заметно снижаться пульсациями давления рабочей среды различного происхождения. Уменьшение пульсаций возможно при помощи гасителей пульсаций давления различных типов. Приводятся результаты снижения пульсаций давления совместным применением широкополосного гасителя на основе воздушных шаровых полостей, расположенных вне основного сечения трубопровода и резонатором Гельмгольца. Настройка резонатора Гельмгольца на частоту отрицательной эффективности шарового гасителя снижает амплитуду низкочастотного резонанса на два порядка и расширяет частотный диапазон эффективного гашения пульсаций. Описана конструкция стенда для изучения влияния расположения высокоэффективных широкополосных гасителей пульсаций на уровни вибраций, пульсаций давления и динамические силы в пространственной системе трубопроводов с насосом и протоком рабочей жидкости, включая их размещение внутри компенсаторов.

Ключевые слова: трубопровод, виброизолирующий компенсатор, рабочая среда, частота колебаний, вибрация, пульсация давления, вибрационная сила.

Введение

Для снижения передачи вибрации по трубопроводам энергетических установок различного назначения применяют виброизолирующие компенсаторы. Считается, что чем меньше жесткость компенсатора, тем лучше его виброизолирующие качества. Ниже показано, что жесткость компенсатора, даже без воды, с увеличением частоты может увеличиваться на один-два порядка и более. Наличие слабо сжимаемой рабочей среды (воды) и ее протока через компенсатор и систему трубопроводов также существенно увеличивает жесткость большинства компенсаторов с ростом частоты, что обусловлено пульсациями давления различного происхождения [1]. Уменьшение вибрационной жесткости компенсатора нового типа в 100 раз по сравнению с типовой конструкцией в широком частотном диапазоне снижает

* Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда, проект № 24-19-00385 от 07.05.2024 г.

передачу вибрационных сил на трубопровод на такую же величину при отсутствии воды и ее протока. Наличие протока жидкости в компенсаторе и трубопроводе уменьшает эффективность снижения сил в десять и более раз. Уменьшение пульсаций давления может быть получено применением гасителей пульсаций различного исполнения [2]. Рассмотрены результаты опытных работ по созданию высокоэффективных в широкой полосе частот до 1600 Гц гасителей пульсаций давления (ГПД) в трубопроводе и компенсаторе для обеспечения высокой виброизолирующей эффективности компенсаторов в составе трубопровода с жидкостью.

Вибрационные жесткости компенсаторов и влияние протока рабочей жидкости

На рисунке 1 показана схема распространения вибрации через разгруженный компенсатор на основе резинокордных оболочек (РКО) на трубопровод и фундамент от насоса. На рисунке 2 приведено сравнение вибрационных жесткостей компенсаторов с РКО и компенсаторов с тонкослойными резинометаллическими элементами (ТРМЭ) с водой, измеренные на отдельном стенде, в диапазоне частот до 800 Гц. Видно, что при увеличении частоты колебаний f жесткость $C(f)$ компенсатора с РКО в 10–100 раз превышает статическую (при частоте, равной нулю). Использование в расчетах виброизоляции статических жесткостей компенсаторов (вибрационные отсутствуют в документации и литературе) может приводить к ошибке в 10, 100 и более раз в контролируемом диапазоне частот 10–1000 Гц. Вибрационная жесткость компенсаторов $C(f)$ определялась как отношение передаваемой на фундамент вибрационной силы $Q(f)$ на неподвижном выходе компенсатора к вибрации $A(f)$ на его входе на частоте f в соответствующем направлении. Вибрационная жесткость компенсатора с ТРМЭ на частотах выше 25 Гц оказывается в 100 раз меньше, чем у компенсатора с РКО, с таким же диаметром и на такое же давление [1], при наличии воды.

В составе стенда с системой трубопроводов и насосом для обоих типов компенсаторов было выявлено существенное влияние наличия воды и ее протока на эффективность виброизоляции. Вода в компенсаторе и трубопроводах и ее проток (рис. 3, кривая 1) увеличивают передачу динамических сил Q от насоса в 10, 100 и более раз в частотном диапазоне до 800 Гц по сравнению с вариантом без воды (рис. 3, кривая 3). Причиной является воздействие пульсаций давления, обусловленных работой насоса и протоком воды, на внутреннюю поверхность компенсаторов и трубопроводов. Как отмечалось выше, на

отдельном стенде с короткими трубопроводами вибрационная жесткость компенсаторов с ТРМЭ не зависит от наличия воды.

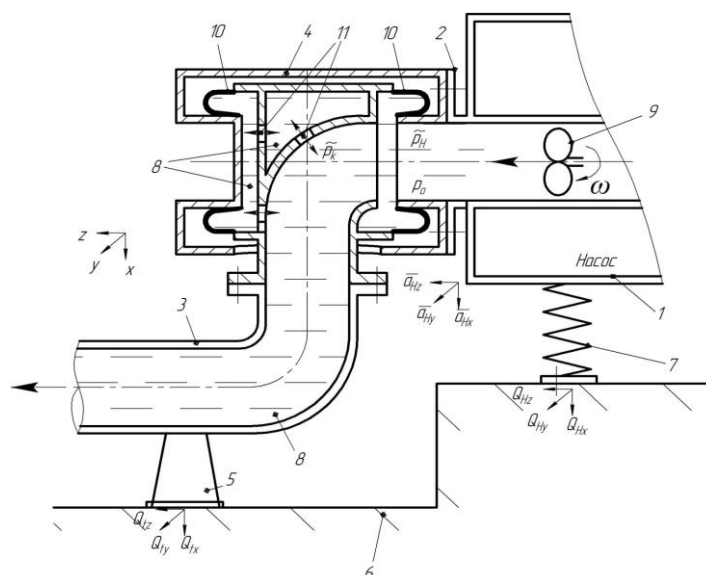


Рис. 1. Схема распространения вибрации a , пульсаций давления P и динамических сил Q от насоса 1 через компенсатор 4 на трубопровод 3 и фундамент 6

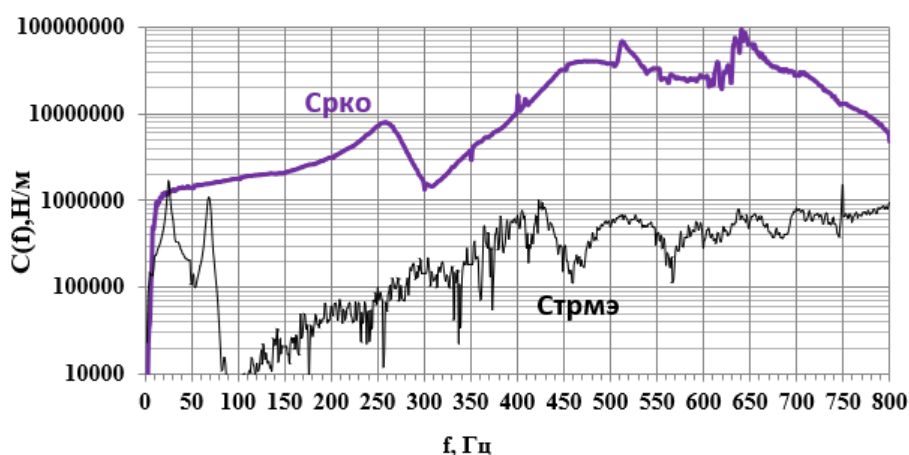


Рис. 2. Вибрационные жесткости $C(f)$ компенсаторов с РКО и ТРМЭ с водой на отдельном стенде

Вибрация может передаваться от насоса на систему трубопроводов с жидкостью следующими путями [1]: 1 — по структуре компенсатора с вибрационной жесткостью $C(f)$; 2 — пульсациями давления P в самом компенсаторе при его вибрационном деформировании; 3 — динамическими силами Q от внутреннего статического давления P_0 в компенсаторе из-за колебательного изменения площадей упругих элементов при их вибрационном деформировании; 4 — пульсациями давления P , возникшими в трубопроводе до входа в компенсатор, например, от работающего насоса, и действующих на стенки компенсатора и трубопровода за ним; 5 — пульсациями давления P , вызванными образованием вихрей при обтекании внутренних элементов компенсатора; 6 — турбулентными пульсациями давления

при обтекании внутренней поверхности трубопроводов и встроенных элементов («гидродинамический шум»).

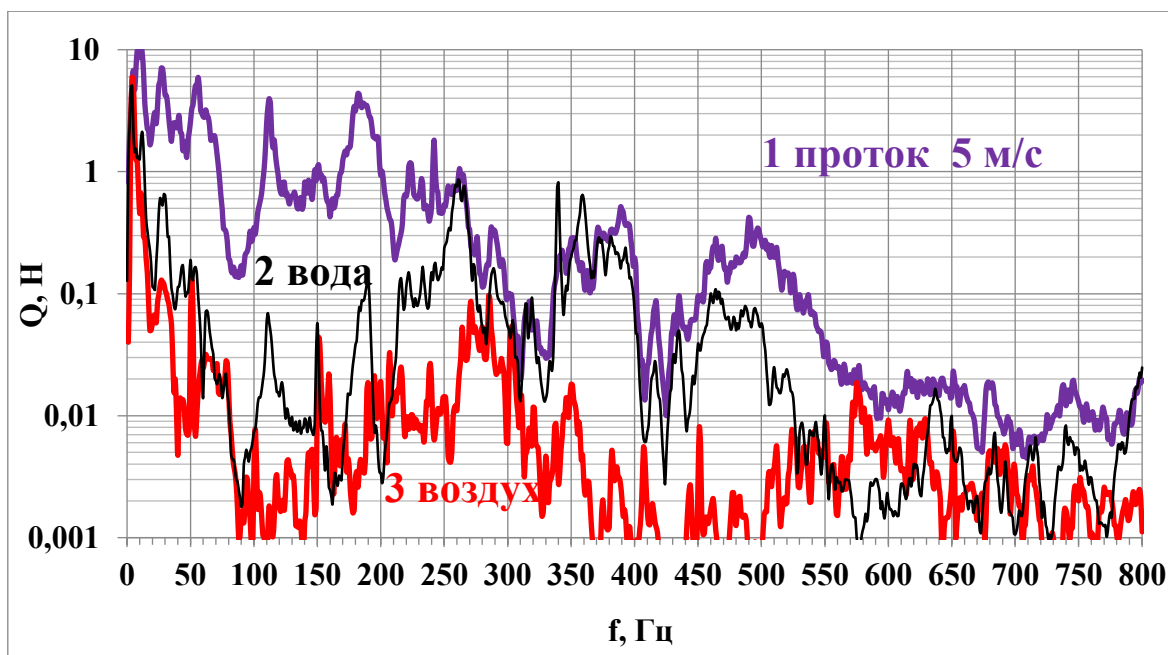


Рис. 3. Вибрационные силы Q , действующие на трубопровод за компенсатором без воды 1, при наличии воды 2 и ее протока 3

Конструкция опытных ГПД в виде шаровых объемов и резонаторов Гельмгольца

Полученные результаты показывают, что для снижения передачи вибрации через компенсатор со слабо сжимаемой жидкостью (водой) недостаточно уменьшать только частотно зависимую структурную вибрационную жесткость компенсатора $C(f)$. Следует всеми доступными способами уменьшать перечисленные выше пульсации давления P различного происхождения в контролируемом частотном диапазоне 10–10000 Гц. Например, направляющие решетки в компенсаторах с ТРМЭ уменьшили передаваемые динамические силы Q и пульсации давления P за компенсаторами почти на порядок [1] за счет уменьшения вихреобразования в их проточной части.

Эффективным средством уменьшения пульсаций давления в трубопроводах и компенсаторе могут быть гасители пульсаций давления различных конструкций [1, 2]. На рисунке 4 показана схема экспериментального стенда для исследований эффективности ГПД на основе шаровых воздушных объемов и резонаторов Гельмгольца в составе короткого трубопровода диаметром $\varnothing 100$ мм. Эффективность ГПД определялась по снижению пульсации давления P_1 на дне трубопровода, измеряемой гидрофоном, при постоянном уровне пульсаций под поршнем сверху, возбуждающим пульсацию.

ГПД с воздушными объемами (резиновыми шариками) диаметром $\varnothing 80$ мм располагались в цилиндрических полостях на периферии трубопровода вне его основного сечения, чтобы не перегораживать его. Давление внутри ГПД регулировалось устройством компенсации давления (УКД, рис. 4). Давление воздуха в УКД определялось положением (высотой) границы раздела «вода — воздух» в УКД относительно высоты расположения воздушных

объемов ГПД в трубопроводе. Если граница располагалась на уровне шариков, давление воды в трубе в сечении с ГПД равняется давлению воздуха в шариках. Если граница «вода — воздух» расположена ниже ГПД, давление воздуха в шариках будет выше, чем в трубопроводе на высоте расположения ГПД, на эту величину. Величина избыточного давления в шариках относительно давления в трубопроводе обеспечивается упругостью его стенок. Соответственно, если граница «вода — воздух» в УКД находится выше положения ГПД, гаситель «выключается» из работы, из него выдавливается воздух за счет разницы давлений на границе раздела и в сечении с ГПД.

Резонатор Гельмгольца является эффективным средством уменьшения пульсаций давления различных сред в трубопроводах в узкой полосе частот, определяемой настройкой его резонансной частоты [3–5]. Испытывались два типа резонаторов Гельмгольца (рис. 4). Внутренний резонатор представлял собой закрытый сверху отрезок стальной трубы с внутренним диаметром $\varnothing 38$ мм (15% площади сечения основной трубы) высотой 250 мм. Он подвешивался на жесткой тяге вертикально внутри трубопровода. Под действием давления столба воды на уровне его нижнего среза вода выдавливала воздух на высоту, обусловленную этим давлением, образуя массу воды в горле резонатора. Упругость обеспечивалась жесткостью воздушного объема внутри резонатора. При глубине погружения 1 м высота столба воды в горле резонатора составляла 25 мм. Частота настройки резонатора составляла порядка 18 Гц (рис. 5). Внешний резонатор представлял собой отвод трубкой заданного диаметра и длины (горло резонатора) через стенку трубопровода к воздушной емкости (упругости). Закачкой воздуха в емкость регулировались жесткость резонатора и масса воды в его горле.

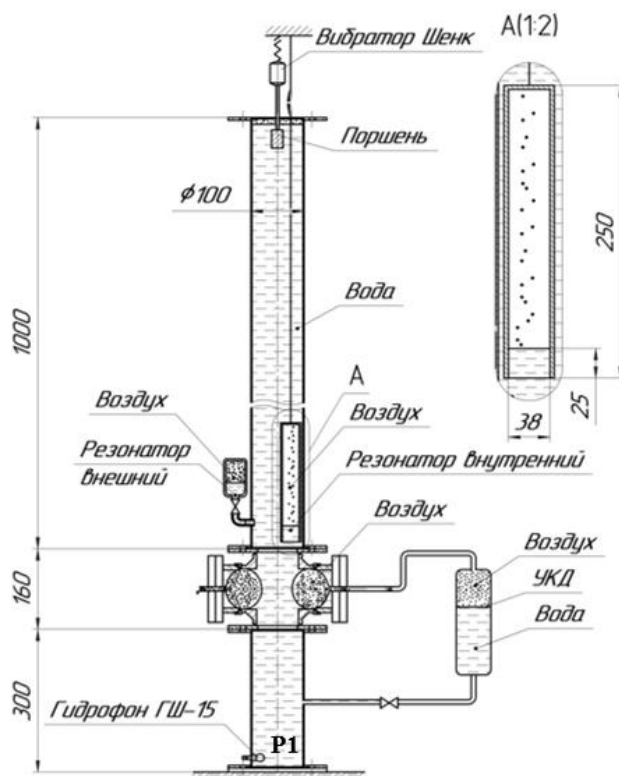


Рис. 4. Схема расположения шаровых гасителей пульсаций давления и резонаторов Гельмгольца в трубопроводе

Эффективность ГПД

ГПД с шаровыми гасителями уменьшает пульсации P_1 на дне трубопровода (рис. 4) в 10–1000 раз (на 20–60 дБ) в диапазоне частот от 25 до 550 Гц (рис. 5, кривая 3). Характерной для ГПД такого типа [1] является зона отрицательной эффективности на частоте 18 Гц. Она обусловлена резонансом столба воды на жесткости шаров ГПД. Картина совершенно аналогична эффективности однокаскадной виброизоляции, масса (столб воды) на пружине (жесткость шаров ГПД) с отрицательной эффективностью порядка 20 дБ на частоте основного резонанса 18 Гц и высокой эффективностью в области выше резонанса. Первый волновой резонанс в трубе с шаровыми ГПД на частоте порядка 580 Гц (рис. 5, кривая 3) уменьшает эффективность практически до нуля.

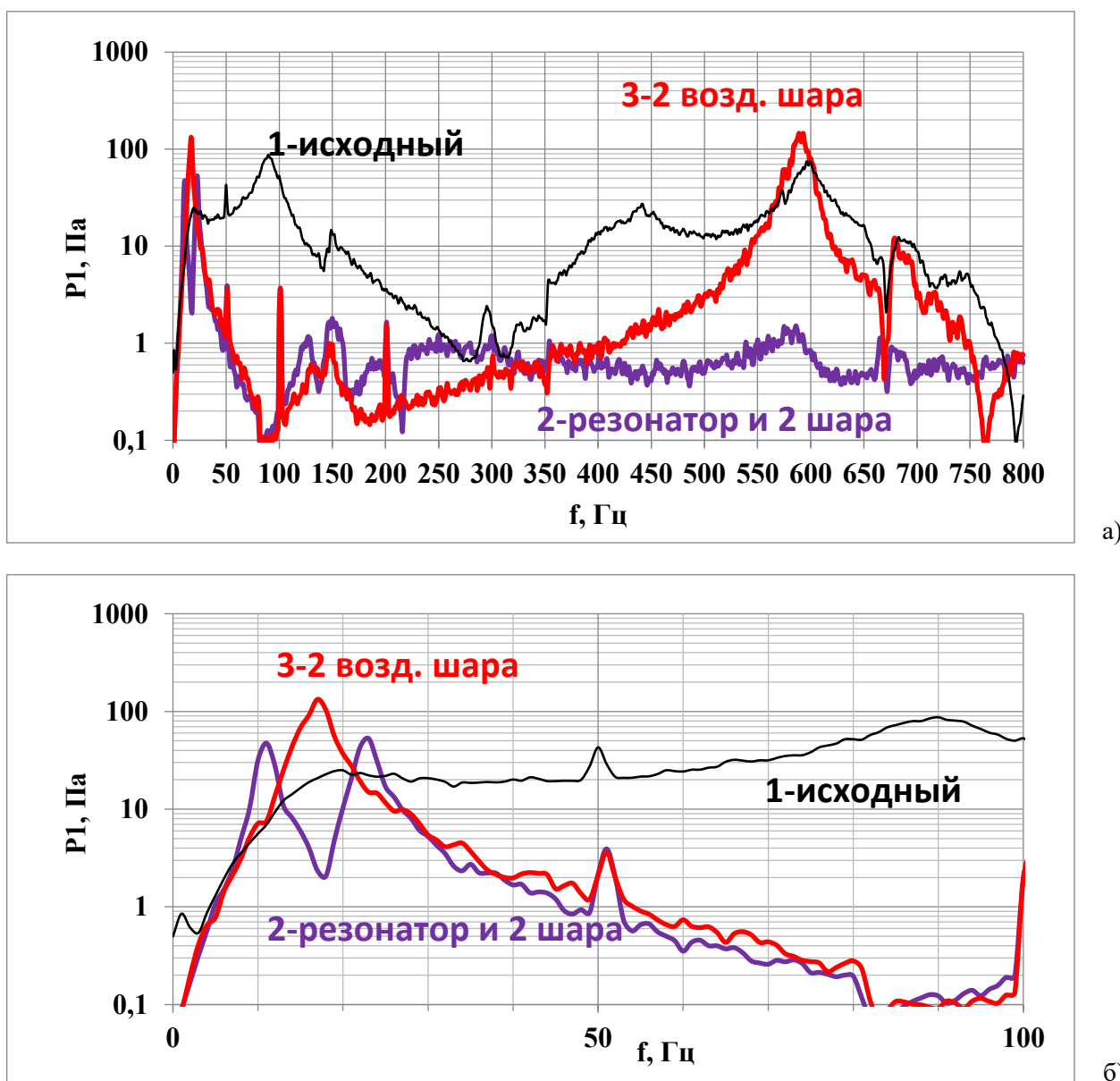


Рис. 5. Гашение пульсации давления P_1 (рис. 4) на дне 2 воздушными шарами в крестовине (3) и двумя шарами совместно с резонатором Гельмгольца (2) в диапазоне до 800 Гц (а) и до 100 Гц (б, растянуто)

Добавление к шаровому ГПД резонатора, настроенного на частоту 18 Гц, уменьшает резонансный пик в 100 раз (рис. 5а, б, кривая 2). При этом отрицательная эффективность ГПД с шарами в случае комбинированного гасителя становится положительной на частоте 18 Гц (рис. 5б, кривая 2), достигая величины 20 дБ (уменьшение пульсаций на частоте резонансного пика в 10 раз). Одновременно, из-за изменения граничных условий от введения в систему резонатора, волновой резонанс 580 Гц сдвигается в зону более высоких частот, что увеличивает зону эффективности комбинированного ГПД до 780 Гц (рис. 5а, кривая 2).

Приведенные результаты показывают существенное влияние граничных условий на эффективность работы ГПД (см. также [1]). Был проведен ряд дополнительных исследований по влиянию граничных условий на эффективность ГПД. На рисунке 6 показана эффективность шарового гасителя диаметром $\varnothing 50$ мм в трубе диаметром $\varnothing 100$ мм и длиной 1 м с податливой резиновой мембраной на дне (воздух под мембраной) и свободной поверхностью сверху. Диапазон гашения с эффективностью 20 дБ и более (уменьшение P_1 на дне трубы от 10 до 100 раз) расширился до 1600 Гц и выше, за исключением частоты первого волнового резонанса 900 Гц. Анализ имеющейся литературы показывает, что это является уникальным результатом, точно так же, как и результат совместного применения резонаторов Гельмгольца и шаровых ГПД на рисунке 5.

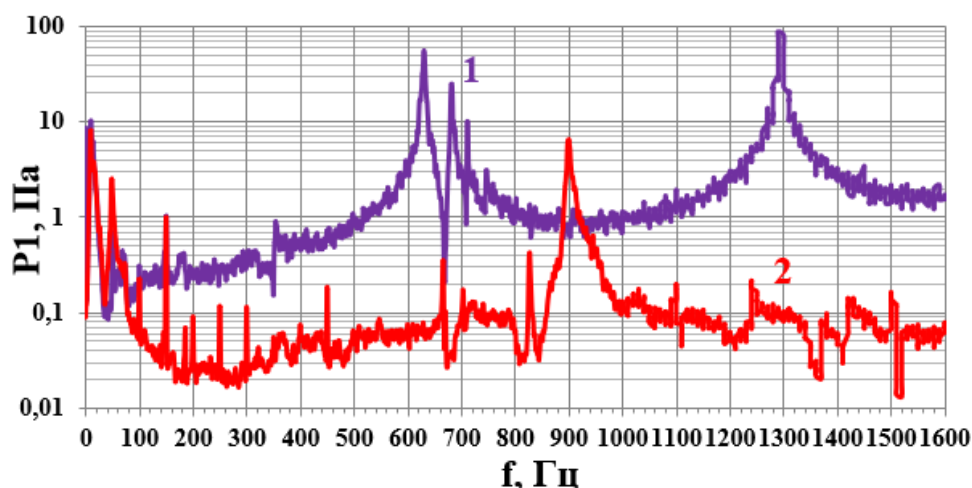


Рис. 6. Максимальная эффективность шаровых гасителей в диапазоне до 1600 Гц в трубопроводе $\varnothing 100$ мм с резиновой мембраной снизу

Направления дальнейших исследований ГПД

Пульсация давления в произвольном сечении трубопровода является суммой бегущих плоских волн разрежения-сжатия, стоячих волн (сумма отраженной и исходной бегущей волны), пульсаций от вихреобразования на местных гидравлических сопротивлениях, турбулентными пульсациями давления от протока жидкости при числах Рейнольдса выше критических [1, 2, 6]. Желательно, чтобы ГПД уменьшал все перечисленные виды пульсаций. Экспериментально получено существенное влияние граничных условий в трубопроводе на возникающие пульсации давления, динамические силы и эффективность их гашения. Поэтому необходимо исследовать влияние расположения ГПД на уровни пульсаций, вибрации и динамические силы в пространственной системе трубопроводов при различных скоростях рабочей воды. На рисунке 7 показана схема стенда пространственной системы трубопроводов с насосом и частотным регулированием его оборотов. Стенд виброизолирован от фундамента

упругим подвесом с собственной частотой менее 1 Гц. Он оборудован подвижным зондом полного напора для измерения профиля скорости и расхода, ультразвуковым расходомером, электронными и образцовыми манометрами для контроля режимных параметров.

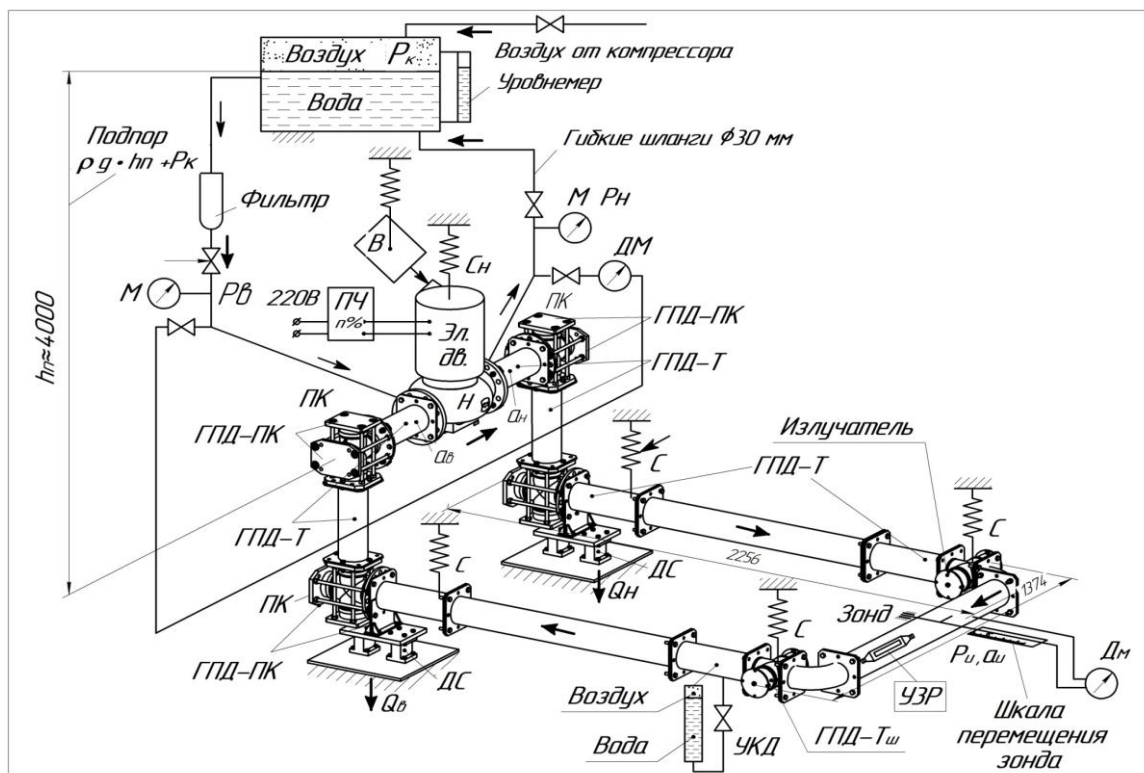


Рис. 7. Схема стенда для исследований эффективности средств пассивного активного гашения в системе трубопроводов с насосом и протоком воды

Предусмотрена установка ГПД различных типов (рис. 7): локальных шаровых ГПД-ПК в компенсаторах и ГПД-Тш в трубопроводе по образцу гасителя на рисунке 3, распределенных по длине ГПД-Т на периферии участков трубопровода на длине порядка 300 мм (см. [1]), активного излучателя пульсаций давления. Поддержание в упругих элементах оптимального давления при изменении скорости среды и давления в трубопроводе, включение (и выключение) каждого ГПД в работу осуществляется при помощи УКД (рис. 4). Исследуется влияние: типа ГПД, места его установки на эффективность ГПД; типа виброизолирующего компенсатора на вибрации, динамические силы и пульсации давления в системе трубопроводов при протоке воды с различными скоростями для различных конфигураций стенда (расположение и наличие ГПД, компенсаторов, активных гасителей вибраций, пульсаций давления и динамических сил). Предусмотрены возбуждение пульсаций и вибраций излучателями и вибраторами, активное гашение пульсаций давления, динамических сил и вибраций трубопроводов стенда в различных сечениях пространственной системы трубопроводов [7].

Выводы

1. При увеличении частоты колебаний вибрационные жесткости типовых компенсаторов трубопроводов могут в 10–100 раз и более превышать их статическую жесткость. Использование в расчетах виброизоляции статических жесткостей компенсаторов



- (вибрационные отсутствуют в документации и литературе) может приводить к ошибке в 10, 100 и более раз в контролируемом диапазоне частот 10–1000 Гц. Поэтому трубопроводы с жидкостью могут являться определяющими путями при передаче вибрации и пульсаций давления от их источника (насоса).
2. Для снижения передачи вибрации через компенсатор со слабо сжимаемой жидкостью (водой) недостаточно уменьшать только его структурную вибрационную жесткость. Необходимо уменьшать пульсации давления различного происхождения в компенсаторе и трубопроводах в контролируемом частотном диапазоне 10–10000 Гц. Эффективным может быть применение гасителей пульсаций давления на входе и выходе компенсатора, в самом компенсаторе и в сечениях трубопровода.
 3. Испытания опытных гасителей пульсаций показали возможность снижения пульсаций на 20–40 дБ (в 10–100 раз) в широкой полосе до частот 800–1600 Гц.
 4. Совместное применение широкополосного гасителя на основе воздушных шаровых полостей и резонатора Гельмгольца, настроенного на частоту отрицательной эффективности шарового гасителя, устраняет отрицательную эффективность шарового гасителя за счет снижения амплитуды низкочастотного резонанса шарового гасителя на два порядка, и расширяет частотный диапазон эффективного гашения пульсаций с 550 до 780 Гц.
 5. Экспериментально обнаруженное влияние граничных условий на эффективность гасителей пульсаций обусловило необходимость изготовления специального стенда, позволяющего исследовать влияние места установки ГПД и компенсаторов на их эффективность. Необходимы исследования совместной работы этих элементов, изучение их оптимального размещения в пространственной системе трубопроводов, создание соответствующих методик расчета.

Список литературы

1. Ганиев Р. Ф. Нелинейные резонансы и катастрофы. — М., 2013.
2. Кирюхин А. В., Мильман О. О., Сережкин Л. Н., Лошкарева Е. А. Влияние конструкции и рабочей среды на виброизолирующие свойства компенсаторов трубопроводов. — Энергетик. — № 9. — 2024. — С. 27–32. — EDN: HJWKGW.
3. Справочник по технической акустике: пер. с нем. / под ред. М. Хекла и Х. А. Мюллера. — Л.: Судостроение, 1980.
4. Лепендин Л. Ф. Акустика. — М.: Высшая школа, 1976.
5. Исакович М. А. Общая акустика. — М.: Наука, 1973.
6. Берестовицкий Э. Г., Гладилин Ю. А., Голованов В. И., Сарафанов И. А. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами. — ОАО «Концерн «НПО «Аврора». — СПб., 2009.
7. Виброизоляция. Демпфирование. Уход от резонанса / Пружинные виброопоры / Вязкоупругие демпферы / Эластомерные виброопоры / Инерционные демпферы / Активные виброзащитные устройства / VICODA, ВИКОДА ГмбХ, www.vicoda.de.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ВИБРАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ ПРОИЗВОДСТВА ООО НПП «ВИБРОБИТ». РЕАЛИЗАЦИЯ РУЧНОГО АНАЛИЗА ВИБРАЦИОННЫХ СИГНАЛОВ

А. Г. ДОБРЯКОВ, А. А. ЗАЙЦЕВ, В. Е. ИВАЩЕНКО, А. В. СЕРГЕЕВ

(Общество с ограниченной ответственностью «Научно-производственное предприятие «Вибробит»,
г. Ростов-на-Дону, Россия)

В статье рассматриваются технические решения реализации ручного анализа первичных вибрационных сигналов датчиков в автоматизированных системах вибрационного контроля, производства ООО НПП «Вибробит». Для предоставления функций ручного анализа сигналов датчиков в стационарных системах контроля вибрации и диагностики требуется поддержка потоковой передачи выборки сигналов датчиков в первичной контрольно-измерительной аппаратуре, накопление данных и представление на экранных формах программно-технического комплекса верхнего уровня. Указанные требования решены в контрольно-измерительной аппаратуре «Вибробит 500», программном обеспечении «Вибробит Web.Net.Monitoring», «Вибробит Web.Net.Diagnostics».

Ключевые слова: автоматизированная система контроля вибрации и диагностики, ручной анализ вибрационных сигналов.

Введение

Основным направлением деятельности ООО НПП «Вибробит» является разработка и производство автоматизированных систем контроля вибрации и механических величин (АСКВМ), информационно-технических (ИТ) систем, предназначенных для непрерывного стационарного измерения и контроля параметров механического состояния паровых и газовых турбин, турбокомпрессоров, центробежных насосов и других машин во время их эксплуатации.

ООО НПП «Вибробит» предлагает технические решения по построению автоматизированных систем вибрационного контроля и диагностики, как для небольших агрегатов (насосов, вентиляторов и т. д.), так и для турбоагрегатов большой мощности с многочисленным вспомогательным роторным оборудованием.

К современным требованиям АСКВМ относятся функции ручного анализа первичных вибрационных сигналов абсолютной вибрации опор и относительной вибрации вала.

В АСКВМ «Вибробит» функции ручного анализа первичных вибрационных сигналов реализуются с помощью следующих технических средств:

- датчики, первичные усилители и преобразователи, производства ООО НПП «Вибробит» и других производителей;
- аппаратура контрольно-измерительная «Вибробит 500»;
- программно-технический комплекс (ПТК) интегрированная система вибрационного мониторинга (ИСВМ) «Вибробит Web.Net.Monitoring»;

- ПТК автоматизированная система вибрационной диагностики (АСВД) «Вибробит Web.Net.Diagnostics».

Технические характеристики функций ручного анализа зависят от варианта комплектации АСКВМ «Вибробит» аппаратными средствами и программным обеспечением.

Аппаратура контрольно-измерительная «Вибробит 500». Технические решения поддержки ручного анализа вибрационных сигналов

Аппаратура контрольно-измерительная «Вибробит 500» предназначена для построения автоматизированных систем измерения и контроля параметров вибрационного, механического, теплотехнического состояния паровых и газовых турбин, турбокомпрессоров, центробежных насосов и других машин во время их эксплуатации.

Применение современных электронных комплектующих, высокопроизводительных 32-разрядных DSP микропроцессоров, прогрессивных методов цифровой обработки сигналов (ЦОС) и многолетнего успешного опыта ООО НПП «Вибробит» в реализации автоматизированных систем контроля вибрации позволило создать малогабаритные контрольно-измерительные модули с уникальными функциональными свойствами и конкурентными техническими характеристиками.

Модули контроля аппаратуры «Вибробит 500» предназначены для установки в малогабаритные блочные каркасы высотой 2U, шириной 42НР, 63НР и 84НР (блочный каркас 19"). Широкий рабочий температурный диапазон от -40°C до +70°C позволяет размещать модули контроля аппаратуры «Вибробит 500» в непосредственной близости от контролируемого агрегата.

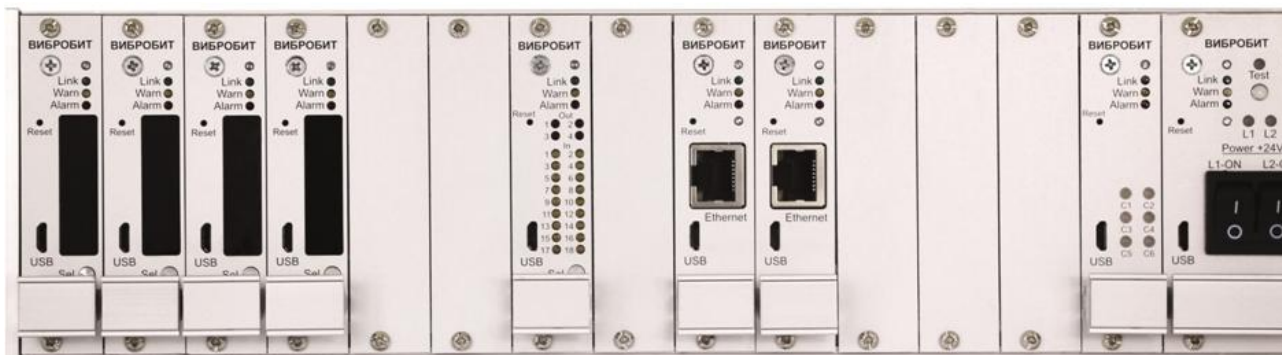


Рис. 1. Установка модулей в каркасе блочном

В перечень измеряемых параметров входит:

- среднеквадратичное значение (СКЗ) виброускорения, СКЗ виброскорости опор подшипников;
- размах абсолютного виброперемещения опор подшипников;
- относительное виброперемещение вращающихся валов и других узлов;
- относительное смещение вращающихся валов;
- относительное смещение корпусов подшипников, положение запорных регулирующих органов;
- частота вращения ротора;

- температура узлов (первичные датчики — термосопротивления, термопары);
- другие физические величины (параметры), представленные унифицированным сигналом постоянного тока (первичные преобразователи с выходным сигналом по току).

Состав серии малогабаритных модулей предоставляет возможность построения оптимальных автоматизированных систем контроля механических величин и диагностики роторного оборудования.

Типы устройств, относящиеся к модулям контроля аппаратуры «Вибробит 500»: модули контроля измерительные, модули коммутационные, модули логики, модули тестирования, модули генератора тестового сигнала, модули контроля питания, модули питания AC/DC, каркасы блочные.



а) модуль измерительный
MM530-NAS01-UAT-DA



б) модуль коммуникационный
MC540-CSD01-LA

Рис. 2. Внешний вид модулей аппаратуры «Вибробит 500»

Модули контроля аппаратуры «Вибробит 500» предназначены для построения систем вибрационного контроля разной сложности, вплоть до крупных турбоагрегатов или распределенных систем с большим количеством технологического роторного оборудования.

В состав аппаратуры производства ООО НПП «ВИБРОБИТ» входят датчики со встроенной электроникой, размещаемой в корпусе датчика или в соединительном разъеме. Совмещение чувствительного элемента и нормирующего усилителя в одном корпусе (или в разъеме) позволяет:

- улучшить метрологические характеристики датчиков;
- расширить диапазон измерения по амплитуде и частоте;
- уменьшить габаритные размеры;
- упростить монтаж аппаратуры.

В зависимости от исполнения датчиков выходной сигнал представлен унифицированным током 4–20 мА или напряжением — стандарт, подобный IEPЕ.

Пьезоэлектрические датчик со встроенной электроникой предназначены для измерения абсолютной вибрации: виброускорения, виброскорости, виброперемещения. Вихретоковые датчик со встроенной электроникой предназначены для измерения: относительных перемещений, размаха виброперемещения, наклона поверхности относительного горизонта, частоты вращения.



а) пьезоэлектрический датчик



б) вихретоковый датчик

Рис. 3. Внешний вид датчиков со встроенной электроникой

Широкий рабочий температурный диапазон датчиков со встроенной электроникой от -40°C до $+120^{\circ}\text{C}$ допускает их установку непосредственно на оборудование, имеющее высокую температуру корпуса. Для более жестких условий работы датчика (диапазон температур до $+180^{\circ}\text{C}$) предусмотрен вариант исполнения с электроникой, размещаемой в цилиндрическом корпусе, вынесенном на расстояние до 2 м.

Организация передачи выборок первичного сигнала датчиков в аппаратуре контрольно-измерительной «Вибробит 500» реализуется двумя методами:

- Потокотая передача по интерфейсу RS485 от модулей измерительных серии MM530, выполняющие основные контрольно-защитные функции в АСКВМ;
- Потокотая передача по интерфейсу Ethernet от специализированных модулей MM540-ADC01-LA, MM540-ADC02-LA, предназначенных для выборки сигналов датчиков с высокой частотой дискретизации.

Основные характеристики параметров выборки сигналов датчиков в зависимости от типа применяемых аппаратных средств АСКВМ «Вибробит» представлено в таблице 1.

Таблица 1

Характеристика потокотой передачи выборки сигнала модулями аппаратуры «Вибробит 500»

Характеристика	Модули MM530	Модуль MM540-ADC01-LA	Модуль MM540-ADC02-LA
Интерфейс передачи	RS485	Ethernet	Ethernet
Число каналов потокотой передачи	1	6	2
Одновременная потокотая передача по каналам измерения	Нет	Есть	Есть
Синхронизация выборок между каналами	Нет	Есть	Есть

Продолжение таблицы 1

Характеристика	Модули MM530	Модуль MM540-ADC01-LA	Модуль MM540-ADC02-LA
Разрядность АЦП, бит	Зависит от типа модуля	16	18
Максимальная частота дискретизации, Гц	32 768	81 920	256 000
Частота среза ФНЧ, кГц	12,5	25	80
Электрический сигнала датчиков	Зависит от типа модуля	0(4) – 20 мА, 0 – 20 В	0(4) – 20 мА, 0 – 20 В
Статус производства	Утвержденного типа СИ, поставляется в проекты	Утвержденного типа СИ, поставляется в проекты	Подготовка к утверждению типа СИ

Потоковая передача выборки сигнала датчика не блокирует контрольно-измерительные и защитные функции модулей.

В модулях серии MM530 реализовано два интерфейса RS485. Потоковая передача выборки сигнала осуществляется по интерфейсу RS485 № 2, а управляющие команды передаются по интерфейсу RS485 № 1 по протоколу ModbusRTU. На рисунке 4 представлен пример организации потоковой передачи выборки сигналов датчиков по интерфейсу RS485 с трансляцией в Ethernet интерфейс через модуль MC540-BASE-LA.

Ограничением передачи первичного сигнала датчика по интерфейсу RS485 является возможность выбора только одного канала, одного из измерительных модулей, подключенных к общему интерфейсу RS485.

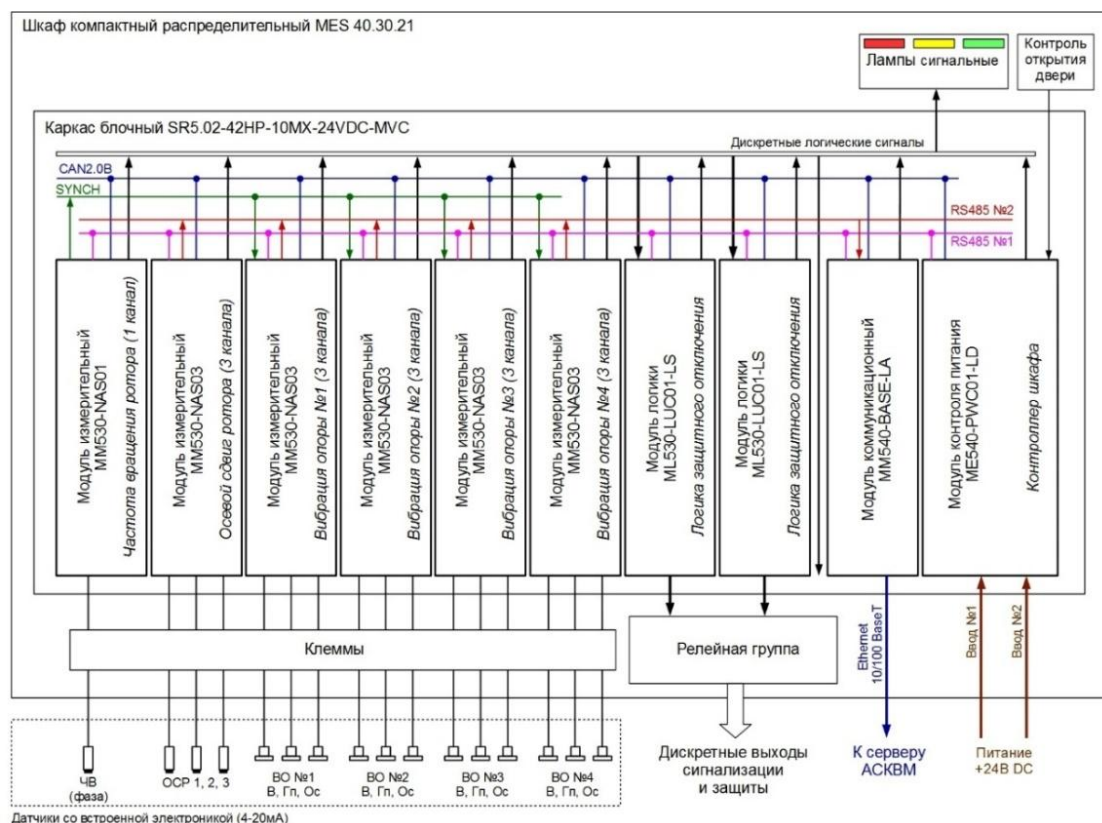


Рис. 4. Шкаф контрольно-измерительный «Вибробит 500»

Модули измерительные MM540-ADC01-LA, MM540-ADC02-LA предназначены для организации потоковой передачи выборки сигналов датчиков по интерфейсу Ethernet независимо от модулей измерительных серии MM530. Подключение датчиков с электрическим сигналом ток осуществляется через резистор-шунт модулей MM540, а электрическим сигналом напряжение — параллельно модулям измерительным MM530. Электрические схемы подключения представлены на рисунке 5.

Каждый измерительный канал модулей MM540-ADC01(02)-LA имеет свой TCP порт подключения. При установке TCP/IP соединения автоматически начинается передача потоковых данных по специализированному протоколу, который поддерживает контроль целостности данных и возможность синхронизации выборок сигналов датчиков между измерительными каналами. К каждому измерительному каналу возможно установить до четырех подключений.

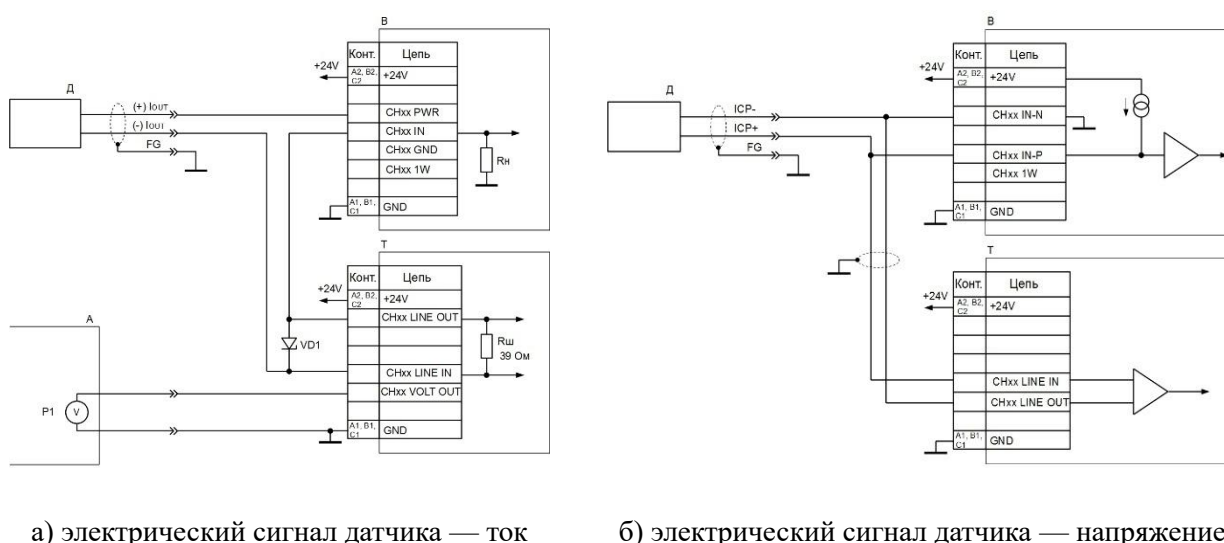


Рис. 5. Подключение модулей MM540-ADC01(02)-LA к датчикам:
Д — датчик; В — модуль измерительный контрольно защитных функций ACKBM;
Т — модуль измерительный MM540-ADC01(02)-LA; xx — номер канала измерения

Модуль измерительный MM540-ADC01-LA имеет шесть независимых каналов измерения с частотой дискретизации до 81 920 Гц и предназначен для исследования сигналов датчиков абсолютной вибрации до собственных резонансных частот датчиков.

Модули MM540-ADC02-LA позволяют исследовать сигналы датчиков на резонансных частотах (например, для метода ударных импульсов или кавитационных процессов), так как максимальная частота дискретизации — 256 000 Гц, разрядность — АЦП 18 бит каждого из измерительных каналов.

Накопление выборки сигналов датчиков осуществляется в ИСВМ «Вибробит Web.Net.Monitoring», а их анализ в АСВД «Вибробит Web.Net.Diagnostics».

ИСВМ «Вибробит Web.Net.Monitoring». Организация сбора, накопления и представления для ручного анализа первичных вибрационных сигналов

ИСВМ «Вибробит Web.Net.Monitoring» — это система, предназначенная для сбора, накопления и анализа вибрационных сигналов. Она обеспечивает захват сигнала, его накопление и расчёт спектров, а также представление данных в удобном для анализа формате.

Захват вибрационных сигналов осуществляется с модулей MM540-ADC01(02)-LA. Для этого используется собственный протокол, работающий через TCP/IP. Система позволяет одновременно захватывать несколько сигналов, что значительно увеличивает её функциональность и эффективность.

ИСВМ «Вибробит Web.Net.Monitoring» поддерживает два режима захвата сигнала:

- *По запросу пользователя:* Этот режим предназначен для ручного анализа. Пользователь может инициировать захват сигнала в любой момент, что позволяет оперативно получать необходимые данные для детального изучения.
- *В автоматическом режиме:* Этот режим используется для периодического захвата сигнала и расчёта спектров. Он позволяет автоматически получать данные с определённых узлов анализируемого агрегата в соответствии с заранее заданными настройками.

Сигнал для ручного анализа

Захват сигнала по запросу пользователя является ключевым функционалом системы. Он работает как для простых систем с одним сервером сбора данных, так и для сложных систем с резервированными серверами, например, для атомных электростанций (АЭС). Это обеспечивает высокую надёжность и доступность данных.

Накопленные сигналы сохраняются в архиве в собственном формате, что позволяет накапливать большое количество данных и обеспечивает их сохранность. Архивирование осуществляется в контролируемом контуре хранилища, что позволяет автоматически удалять старые сигналы по достижении определённого лимита хранения. Кроме того, пользователь может вручную управлять наполнением хранилища и удалять ненужные захваченные сигналы.

Помимо захваченного сигнала, система сохраняет выбранные отрезки сигнала и рассчитанные спектры. Эти данные также хранятся в контролируемом контуре, что обеспечивает их целостность и доступность.

Представление данных для ручного анализа осуществляется через веб-приложение «Вибробит Web.Net.Monitoring». Это позволяет пользователям легко просматривать и анализировать захваченные сигналы и спектры, используя интуитивно понятный интерфейс.

Сигнал для автоматического расчёта спектров

Для автоматического расчёта спектров ИСВМ «Вибробит Web.Net.Monitoring» предоставляет возможность периодического захвата сигнала в соответствии с заданными настройками. Это позволяет получать спектры с требуемым количеством линий и частотным диапазоном для определённых узлов анализируемого агрегата.

Полученные спектры могут быть использованы как для ручного анализа в режиме просмотра текущих данных, так и для создания архива спектров в виде каскада. Это позволяет пользователям отслеживать изменения в вибрационных сигналах и проводить более глубокий анализ.

Сохранение спектров также осуществляется в контролируемом контуре хранилища, что обеспечивает автоматическую очистку старых данных и не требует дополнительного обслуживания. Кроме того, рассчитанные спектры могут быть использованы для



автоматизированной диагностики с помощью системы «Вибробит Web.Net.Diagnostics», что значительно повышает эффективность мониторинга и анализа.

ИСВМ «Вибробит Web.Net.Monitoring» представляет собой мощную и гибкую систему для организации сбора, накопления и представления вибрационных сигналов. Она позволяет пользователям эффективно управлять процессом мониторинга, обеспечивая высокую точность и надёжность данных. Благодаря поддержке ручного и автоматического режимов захвата сигнала, а также возможности сохранения и анализа спектров, система является незаменимым инструментом для диагностики и контроля состояния различных агрегатов и оборудования.

АСВД «Вибробит Web.Net.Diagnostics». Ручной анализ вибрационных сигналов в АСКВМ «Вибробит». Функции, характеристики и примеры реализации

Автоматизированный мониторинг и диагностика Web.Net.Monitoring

По умолчанию в ППО Web.Net.Monitoring, непосредственно с аппаратуры, осуществляется сбор и хранение следующих параметров:

- СКЗ вибрации абсолютной и относительной вибрации и механических величин;
- гармоники и фазы вибрации вала;
- гармоники и фазы вибрации опор;
- СКЗ низкочастотной вибрации;
- смещение вала от состояния покоя, всплытие вала;
- АФЧХ на разгоне и выбеге;
- орбиты вибрации вала;
- орбиты вибрации опор;
- спектры вибрации в заданных диапазонах частот;
- тренды вибрации, механических величин, состояния АСКВМ;
- развитие дефектов роторного оборудования;
- матрица дефектов;
- диагностические сообщения, рекомендации.

Обозначенный перечень параметров является исчерпывающим для первоначального анализа технического состояния роторного оборудования, однако для детального анализа получаемых сигналов этого может быть недостаточно. Специалистами ООО «НПП «Вибробит» был разработан и внедрен раздел ручного анализа вибрационных сигналов.

Ручной анализ

Данный раздел позволяет пользователю в ручном режиме получать временные сигналы по выбранному каналу и проводить расширенный анализ сигнала во временной и спектральной плоскости методами БПФ, с применением фильтрации и различных взвешивающих окон.

При первом открытии раздел имеет общий вид:

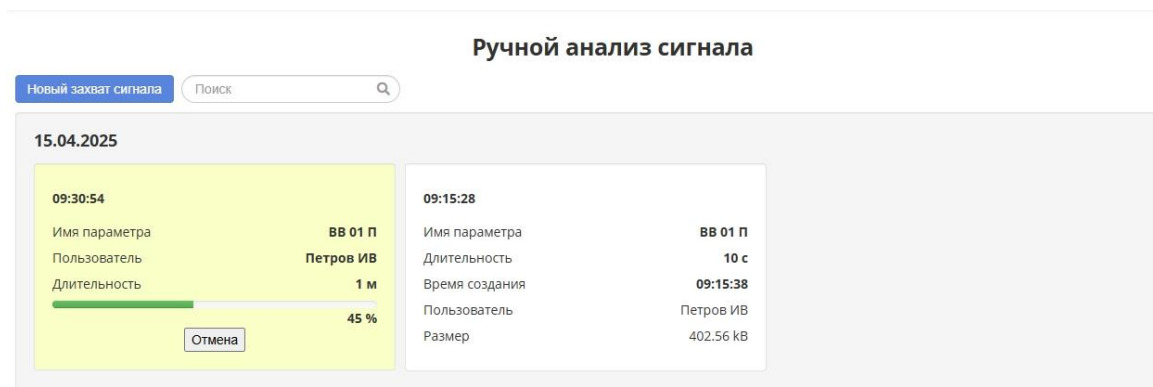


Рис. 6. Общий вид раздела. Ручной анализ сигнала

Для осуществления захвата нового временного сигнала необходимо нажать на кнопку «Новый захват сигнала» и появится диалоговое окно конфигурации захвата нового сигнала, в котором необходимо выбрать измерительный канал, а также указать продолжительность записи нового сигнала.

В процессе захвата нового сигнала и его записи на жесткий диск компьютера пользователю доступен прогресс процесса захвата с возможностью отменить захват (запись).

По окончании записи нового сигнала на главной странице раздела «Ручной анализ» появится новая панель с возможностью выбора нового сигнала для дальнейшей обработки и анализа.

При выборе записанного сигнала открывается новая вкладка браузера с новым функциональным окном (рис. 7).

Окно условно делится на три части. В верхней части окна располагается информация для отображения, кнопки выбора отображаемых величин и несколько функциональных кнопок.

Помимо кнопок отображаемых величин, пользователю доступны кнопки «Экспорт данных» и «Печать», а также кнопки расчёта спектра или спектра огибающей.

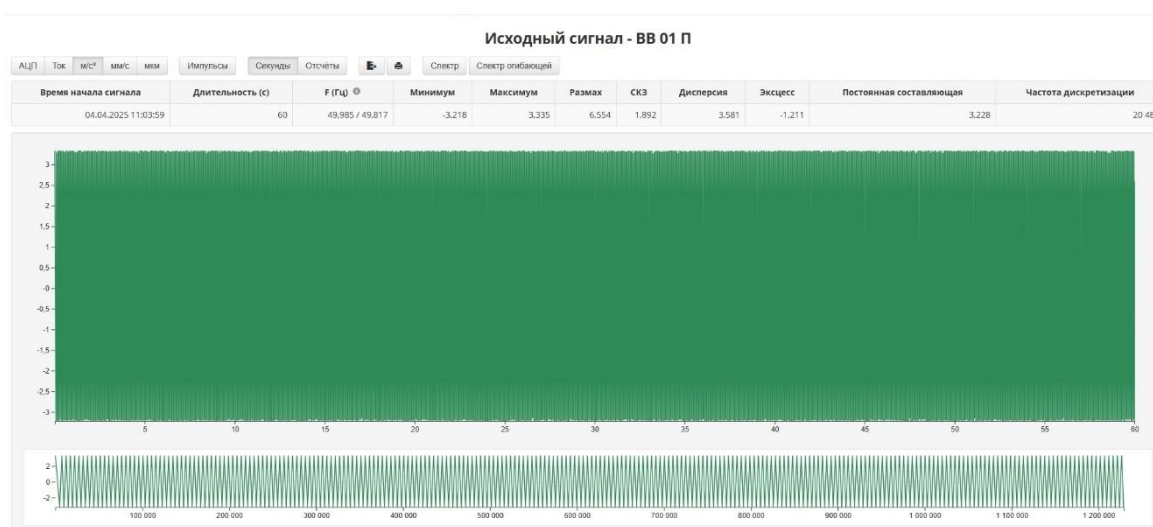


Рис. 7. Ручной анализ сигнала. Временной сигнал

Средствами программы пользователь может провести пересчёт полученного сигнала виброускорения в сигнал виброскорости или виброперемещения путем интегрирования сигнала «на лету». В режиме отображения исходного сигнала в единицах виброскорости и виброперемещения пользователю доступен переключатель «Подавление ошибки интегрирования», позволяющий привести интегрированный сигнал к корректному виду.

Также на странице временного сигнала располагается панель статистических данных для данного сигнала либо участка сигнала. На данной панели отображается основная информация о файле, а также автоматически рассчитанные статистические коэффициенты для всего сигнала или выделенного участка, такие как минимальное и максимальное значение, размах и СКЗ сигнала, и также дисперсия и эксцесс.

На рисунке 8 располагается панель детального обзора сигнала и панель общего вида исходного временного сигнала. При выборе участка сигнала на панели общего вида можно более подробно проанализировать форму временного сигнала на панели детального обзора или распечатать выбранный отрезок. При выборе участка сигнала пользователь может наложить поверх осциллограммы график импульсов синхронизации от датчика частоты вращения ротора.

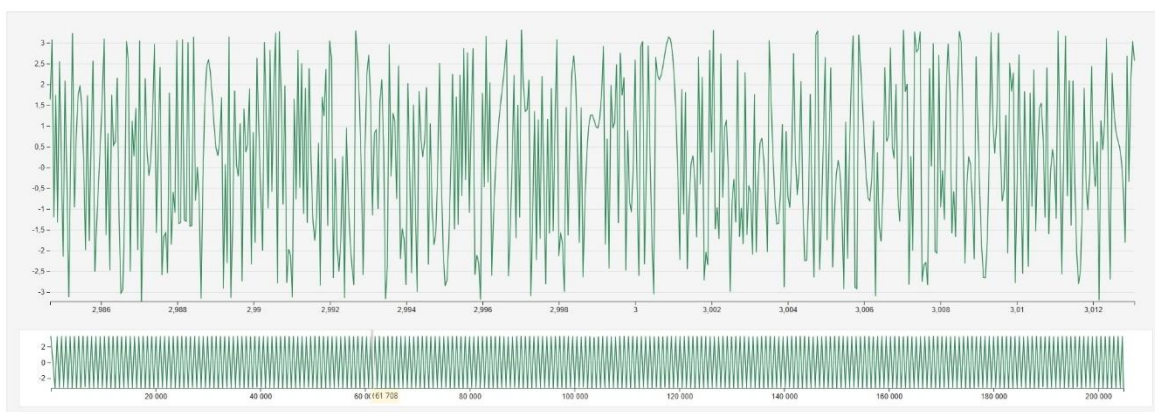


Рис. 8. Ручной анализ сигнала. Панель детального вида сигнала

Далее если на функциональной панели выбрать «Спектр», то будет открыта новая вкладка работы со спектрами:

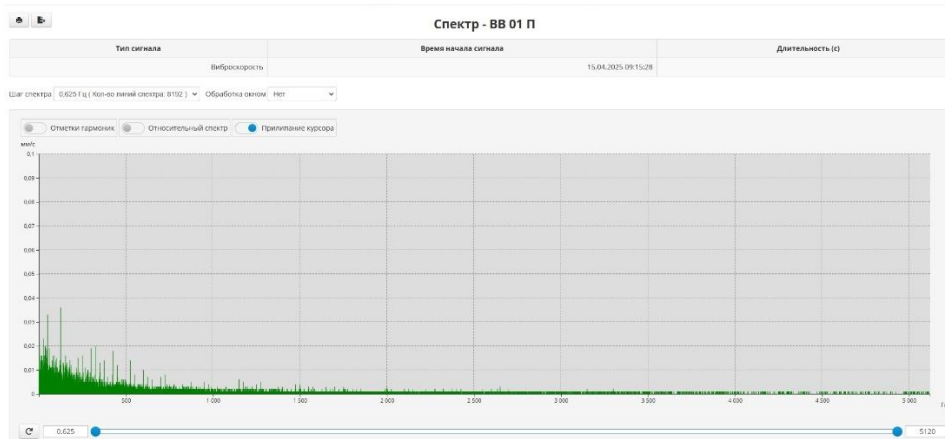


Рис. 9. Ручной анализ спектра. Общий вид

Первоначальный спектр считается автоматически в доступном частотном диапазоне (*Важно!* Доступный частотный диапазон и частота дискретизации выбирается автоматически — максимально возможная для имеющейся аппаратуры проекта. Количество каналов, которые могут быть переданы на захват определяется аппаратными возможностями на этапе проектирования АСКВМ).

На данной странице пользователю доступен функционал ручной обработки сигнала в спектральной области. Для чего в верхней части окна располагается информационная панель, где представлена основная информация о файле.

Ниже располагается панель отображения спектра и основные настройки отображения спектра. Для пользователя доступно изменение спектрального разрешения спектра, наложение взвешивающего окна, а также изменение частотного диапазона спектра «на лету».

На данной панели доступно также отображение курсоров для гармонических и субгармонических составляющих спектра, преобразование спектра из линейных единиц (мм/с^2 , мм/с) в относительные (дБ), так же доступна печать спектра с заданной конфигурацией.

В случае, если на панели «Исходный сигнал» выбрать «Спектр огибающей», то откроется новая вкладка для работы со спектром огибающей.

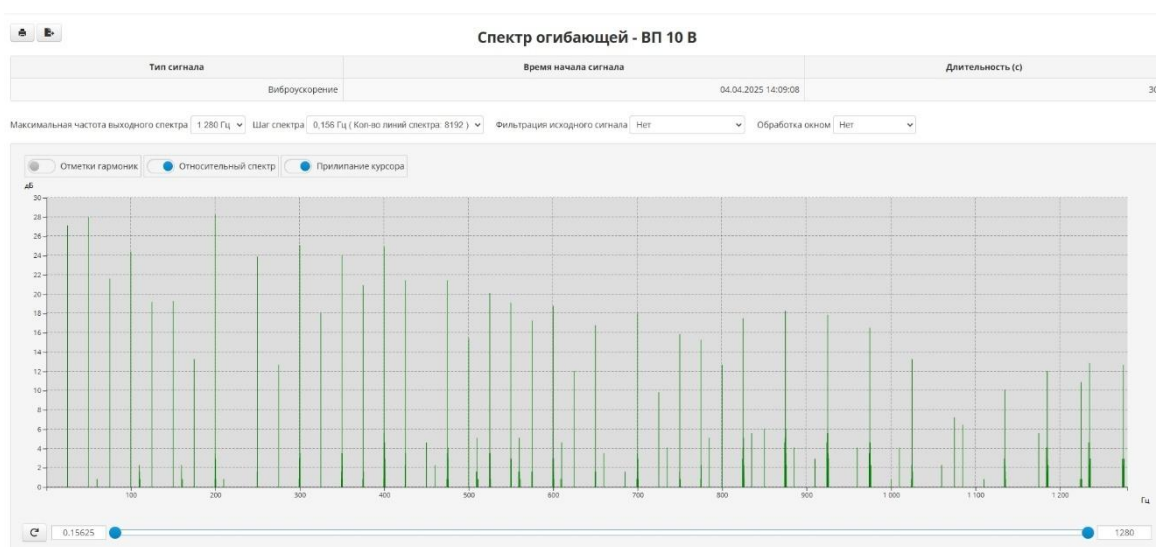


Рис. 2. Ручной анализ спектра огибающей. Общий вид

На данной вкладке, также в верхней части, располагается информационная панель с основной информацией о файле.

Ниже располагается панель отображения спектра огибающей и функциональные кнопки для возможности конфигурирования данного спектра.

На данной панели автоматически строится спектр огибающей по заданным параметрам, при необходимости пользователь может сконфигурировать спектр, для чего доступно изменение частотного диапазона, фильтрации исходного сигнала (октавным либо третьоктавным окном), а также взвешивающие окна спектра.

Получившийся результат ручного анализа в разделах: исходный сигнал, спектр, спектр огибающей можно экспортировать в файл либо распечатать как есть.



После спектральной обработки исходного временного сигнала данные о спектрах не сохраняются в программе и при необходимости сохранения данных необходимо выполнять экспорт данных в файл.

Данные об исходных временных сигналах остаётся в программе и при необходимости может быть вызвана снова для анализа, спектральной обработки или вывода на печать.

Таким образом, раздел ручного анализа ИСВМ «Вибробит Web.Net.Monitoring», совместно с автоматизированным мониторингом и сбором основных вибрационных параметров позволят обеспечить полноценный анализ технического состояния роторного оборудования и своевременную диагностику дефектов данного оборудования.

Заключение

Предлагаемые ООО НПП «Вибробит» технические решения и информационные технологии по реализации комплексной информационной системы мониторинга и диагностики оборудования промышленных объектов позволяют с функциями ручного анализа вибрационных сигналов:

- Повысить безопасность эксплуатации промышленных объектов за счет построения системы контрольно-защитного отключения и сигнализации, предотвращение механического разрушения технологического оборудования.
- Оценивать соблюдение технологической дисциплины эксплуатации промышленного оборудования.
- Проводить планирование ремонтных работ по фактическому состоянию оборудования, сокращая бюджет ремонтных работ.
- Сократить расходы на проведение регламентных и ремонтных работ, учитывая фактическое состояние оборудования.
- Контролировать в режиме «реального времени» экономические и производственные показатели подотчетных предприятий.
- Проводить анализ эффективности деятельности подотчетных подразделений с высокой степенью достоверности без необходимости запроса данных у ответственных лиц на предприятии.
- Проводить научно-исследовательскую работу по оптимизации режимов работы технологического оборудования с целью увеличения срока службы промышленного оборудования, повышения технологической дисциплины.

ООО НПП «Вибробит» намерено в дальнейшем продолжать разработку новых аппаратных и программно-технических средств для автоматизированных систем вибрационного контроля с целью повышения безопасности и эффективности эксплуатации промышленного оборудования.

ОЦЕНКА ТЕКУЩЕГО ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КОТЛОВ ПСУ ТЭС ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ КАЧЕСТВА

А. Н. ТУГОВ

(Акционерное общество «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени
Теплотехнический научно-исследовательский институт», г. Москва, Россия)

Техническое состояние оборудования — это основной показатель при оценке возможности и целесообразности продления срока его эксплуатации, проведения модернизации, реконструкции или технического перевооружения, а также при определении объемов и периодичности технического обслуживания и ремонта.

Очень часто под техническим состоянием котлов и другого тепломеханического оборудования ТЭС подразумевают только его физический износ, который во многом зависит от длительности эксплуатации. Однако с течением времени ухудшаются не только состояние металла, но и потребительские свойства оборудования (экономичность, эффективность, экологическая безопасность). Таким образом, техническое состояние должно определяться не только по показателям физического износа, но и по показателям качества, критерии оценки которого также меняются с течением времени. В докладе приводятся данные по типам энергетических паровых котлов в составе паросиловых установок (ПСУ) ТЭС, их доле в общей структуре электрогенерирующих мощностей России и о времени их работы с момента запуска в эксплуатацию. Особое внимание уделяется разработанной во ВТИ методике оценки технического состояния по показателям качества.

Ключевые слова: котлы, энергоблоки, техническое состояние, физический износ, надежность, показатели качества, техническая эффективность, экономичность, экологическая безопасность.

Структура электрогенерирующих мощностей

На 01.01.2025 г. установленная мощность электростанций ЕЭС России составила 263,72 МВт, в том числе ТЭС — 171,98 МВт [1] (рис. 1).

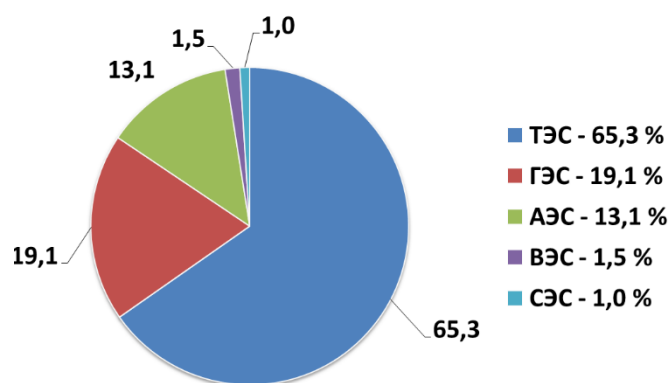


Рис. 1. Установленная мощность электростанций ЕЭС России, %

В основном на ТЭС эксплуатируются паросиловые установки (ПСУ) (рис. 2). Мощность газотурбинных (ГТУ) и парогазовых установок (ПГУ) составляет примерно одну пятую часть от общей мощности всех ТЭС (примерно 34 ГВт).

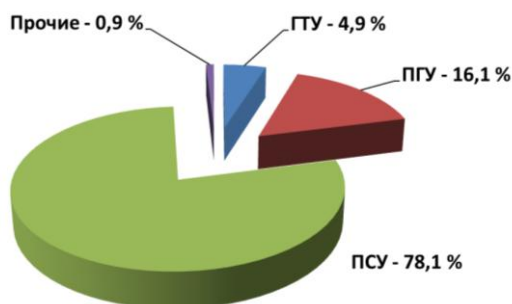


Рис. 2. Структура установленной электрической мощности ТЭС ЕЭС России

Мощность газомазутных ПСУ — примерно 91 ГВт, в т. ч. примерно 45 % (41 ГВт) приходится на энергоблоки мощностью 180 МВт и более. Остальное оборудование газовых электростанций — это ТЭС с поперечными связями и блоки менее 180 МВт, с низким КПД, котельное оборудование которых давно отработало парковый ресурс и требует замены.

Уголь как основное топливо сжигается, по крайней мере, на 90 ТЭС (без учета электростанций, мощностью 12 МВт и меньше, и котельных). Суммарная мощность этих электростанций составляет примерно 14,8 % от всей установленной электрической мощности РФ [2]. Примерно 21 ГВт составляют энергоблоки мощностью 150–800 МВт. Остальное оборудование, в том числе котельное, также как и на газомазутных ТЭС, отработало свой парковый ресурс и требует замены.

В настоящее время на ТЭС России с установленной электрической мощностью от 25 МВт и выше находится свыше 1500 паровых котлов с избыточным давлением за котлом 9,8 МПа (100 кгс/см²) и более. Основная часть — примерно 90 % от общего количества — котлы с естественной циркуляцией (свыше 90 % из них — без промперегрева), прямоточных котлов — чуть больше 10 % (рис. 3). По суммарной паропроизводительности распределение между прямоточными котлами и котлами с естественной циркуляцией составляет как 30/70.

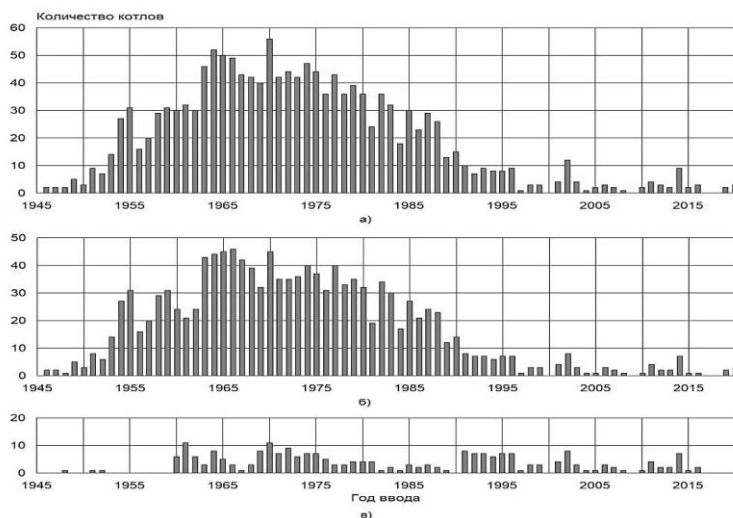


Рис. 3. Общее количество находящихся в эксплуатации энергетических паровых котлов на ТЭС России: а) все типы; б) с естественной циркуляцией; в) прямоточные

Описание газомазутных котлов в составе энергоблоков, находящихся в эксплуатации

Динамику ввода в эксплуатацию газомазутных энергоблоков в нашей стране иллюстрирует рис. 4, из которого видно, что с начала 90-х годов прошлого века газомазутные энергоблоки фактически не строились. В этот период были запущены в работу лишь два блока мощностью 800 МВт на Нижневартовской ГРЭС (в 1993 и 2003 гг. соответственно) и осуществлялся перевод пылеугольных блоков на сжигание газа.

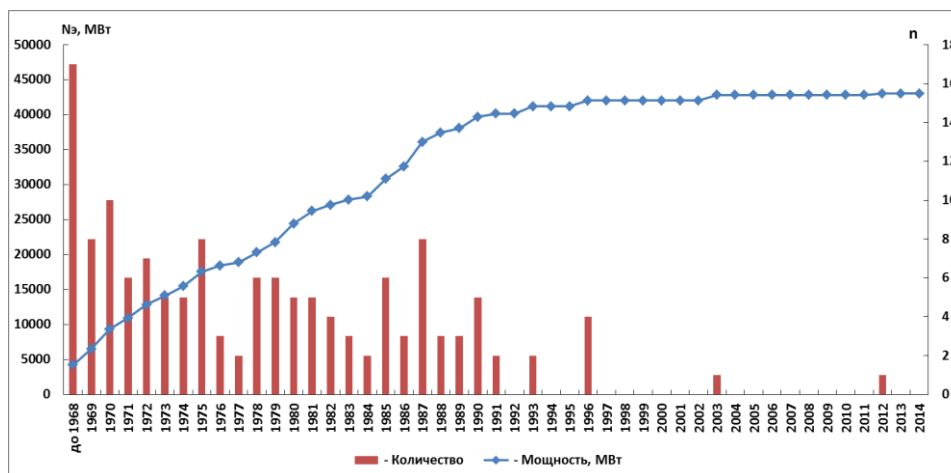


Рис. 4. Динамика ввода в эксплуатацию газомазутных паросиловых энергоблоков мощностью 180 МВт и выше в РФ

Все газомазутные паросиловые энергоблоки мощностью 180 МВт и более (кроме упомянутого второго блока Нижневартовской ГРЭС) — старше 30 лет, а доля проработавших более 40 лет составляет примерно 70 %, в том числе более 50 лет — около 35 %.

Первый относительно крупный газомазутный дубль-блок мощностью 200 МВт был запущен в эксплуатацию на Заинской ГРЭС еще в 1963 г. Всего же в России было построено 15 таких дубль-блоков, которые эксплуатируются до сих пор. На них установлены двухкорпусные прямоточные котлы типа ПК-47 Подольского машиностроительного завода им. Орджоникидзе паропроизводительностью 640 т/ч, с промперегревом и докритическими параметрами пара: 140 атм, температура перегрева 545/545 °С.

В 1972 г. на Сургутской ГРЭС был пущен головной моноблок такой же мощностью — 200 МВт. Всего было сооружено 27 газовых моноблоков с котлами ТМ-104А, ТГМ-104, ТГМЕ-206. В отличие от дубль-блоков, где применялись прямоточные котлы, котлы для моноблоков изготавливались барабанными. Их паропроизводительность составляет 670 т/ч, а параметры пара такие же, как и для дубль-блоков: 140 атм, 545/545 °С.

В дополнение к этим блокам в разные годы были переведены на газ некоторые пылеугольные блоки мощностью 200 МВт на Шатурской, Смоленской, Псковской и Череповецкой ГРЭС с барабанными двухкорпусными котлами ТП-108 и ТПЕ-208 паропроизводительностью 640 т/ч, с естественной циркуляцией, промперегревом и температурой перегретого пара 570 °С, которые были спроектированы для сжигания фрезерного торфа. (В 2021 году блоки Череповецкой ГРЭС были выведены из эксплуатации). На угольных электростанциях два дубль-блока с котлом ТПЕ-429 Кировской ТЭЦ-5,



моноблоки с котлом ПК-33-1 Щекинской ГРЭС и котлом Е-670-140 Хабаровской ТЭЦ-3 также переведены на газ.

В 1964 г. на Конаковской ГРЭС введен в эксплуатацию первый конденсационный дубль-блок 300 МВт на сверхкритическое давление пара (СКД). На сегодняшний день в нашей стране эксплуатируются 28 таких дубль-блоков с котлами ТГМП-114 и ПК-41. Эти котлы выполнены двухкорпусными с симметричным расположением поверхностей нагрева и П-образной компоновкой каждого корпуса, паропроизводительностью 950 т/ч, температурой перегрева пара 545/545 °С и давлением 255 атм.

Первый в нашей стране конденсационный моноблок 300 МВт на СКД запущен в 1971 г. на Костромской ГРЭС, а первый теплофикационный блок 250 МВт — в 1974 г. на ТЭЦ-21 Мосэнерго. С вводом в 1980г. в эксплуатацию блока 800 МВт на Рязанской ГРЭС начато освоение мощных газомазутных энергоблоков. В том же году на Костромской ГРЭС запущен крупнейший в то время энергоблок мощностью 1200 МВт.

Всего же на ТЭС России было сооружено 53 энергоблока СКД в моноблочном исполнении, на которых эксплуатируются газомазутные котлы ТГМП-314, ТГМП-324, ТГМП-344, ТГМП-204, ТГМП-1202. Номинальная паропроизводительность котлов ТГМП-314, ТГМП-324, ТГМП-344 для блоков 250/300 МВт составляет 1000 т/ч; для блоков 800 МВт — 2650 т/ч (котлы ТГМП-204); и для блока 1200 МВт — 3950 т/ч (котел ТГМП-1202). Кроме этого три котла ТПП-804 блоков 820 МВт Пермской ГРЭС, спроектированные как пылеугольные, были реконструированы под сжигание газообразного топлива.

Котлы угольных энергоблоков

Примерно половина угольных генерирующих мощностей приходится на ТЭЦ, отпускающих потребителю, в том числе и тепловую энергию. В основном на них установлено оборудование с поперечными связями, но есть и теплофикационные энергоблоки, которые составляют около 30 % от общего количества энергоблоков.

Примерно 72 % угольных мощностей России — это оборудование на докритическое давление (рис. 5).

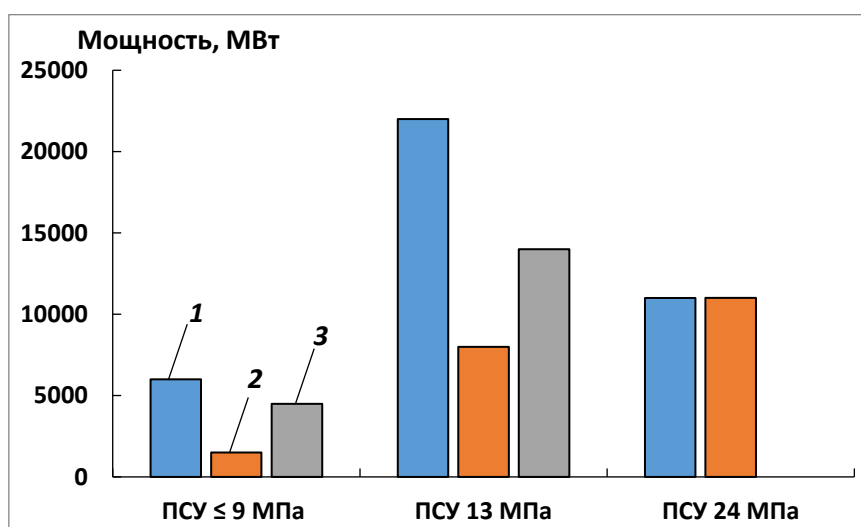


Рис. 5. Суммарная установленная электрическая мощность угольных ТЭС России по типам оборудования: 1 — ТЭС, всего; 2 — КЭС; 3 — ТЭЦ

На рисунке 6 представлено распределение угольных энергоблоков в зависимости от электрической мощности и давления пара. Видно, что как по количеству, так и по суммарной мощности преобладают блоки 200–300 МВт.

Эти блоки были разработаны и созданы в 60–80 гг. прошлого века и в то время соответствовали лучшим образцам мировой энергетики. Однако большинство из них уже проработало 40–50 лет и более. Поэтому свойственные им показатели надёжности, электрического КПД (30–36 %), уровня автоматизации, экологической безопасности (по выбросам NOX, SO₂ и твердых частиц в атмосферу) не соответствуют современному техническому уровню.

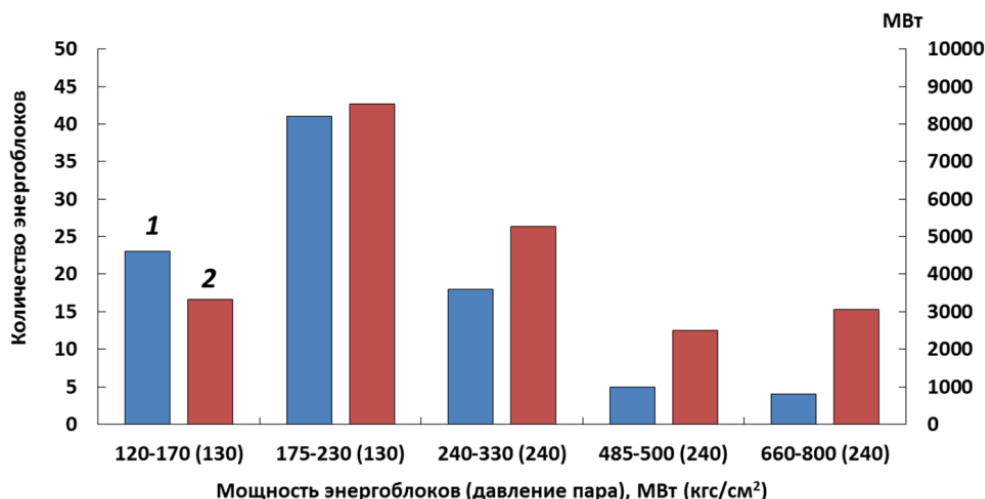


Рис. 6. Количество угольных российских энергоблоков в зависимости от их мощности:
1 — количество энергоблоков; 2 — суммарная мощность

Большинство угольных блоков, построенных в последнее десятилетие, также имеют докритические параметры пара. К ним относятся 3 блока 225 МВт: ст. № 3 на Харанорской ГРЭС (2012 г.), ст. № 8 (2014 г.) и ст. № 9 (2015 г.) на Черепетской ГРЭС; 2 блока 60 МВт на Сахалинской ГРЭС-2 (2019 г.); 3 блока 65 МВт на Приморской ТЭС (2020 г.).

Угольных блоков СКД в России с 90-х гг. прошлого века было построено только четыре: блок № 3 Каширской ГРЭС (330 МВт; сейчас выведен из эксплуатации), блок № 9 Новочеркасской ГРЭС (330 МВт), блок № 10 Троицкой ГРЭС (660 МВт) и блок № 3 Березовской ГРЭС (800 МВт). Их технико-экономические показатели хотя и значительно выше, чем в среднем у действующих на российских угольных ТЭС, но все же значительно уступают мировым.

Распределение угольных электрогенерирующих мощностей в России по сроку службы, включая энергоблоки, показано на рисунке 7, из которого следует, что на угольных ТЭС России котельное оборудование, проработавшее более 40 лет, составляет почти 60 %. Котлы в составе генерирующих мощностей моложе 10 лет — чуть больше 10 %.

В целом, длительность эксплуатации 75 % котлов, установленных на тепловых электростанциях России, составляет свыше 40 лет, для более чем 90 % котлов — более 30 лет (рис. 8).

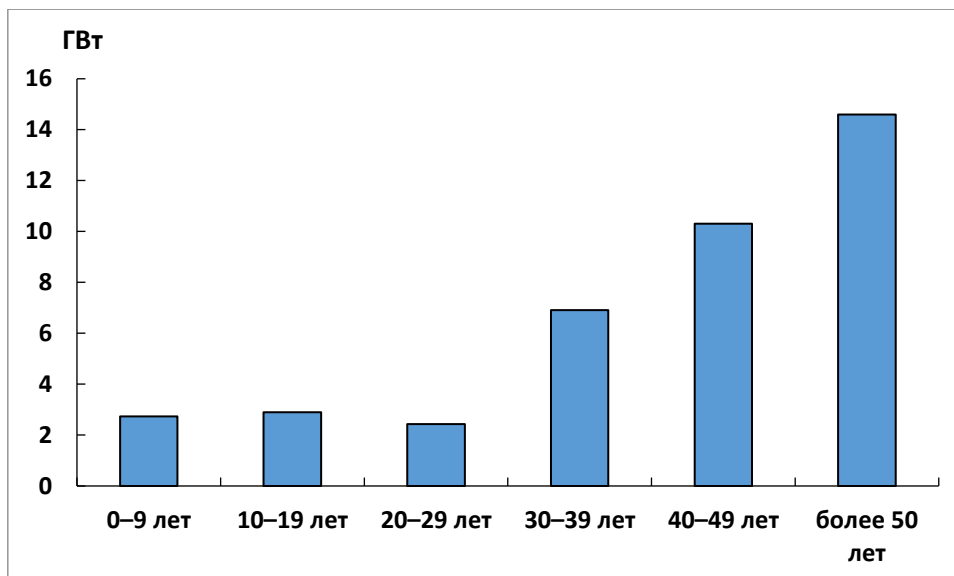


Рис. 7. Распределение угольных электрогенерирующих мощностей в России по сроку службы

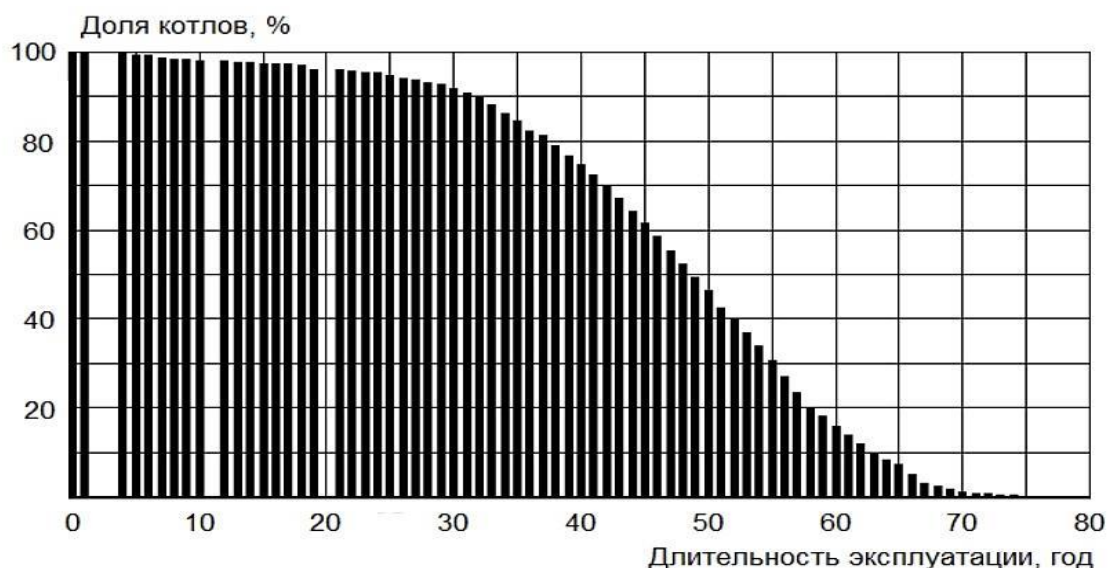


Рис. 8. Длительность эксплуатации энергетических паровых котлов на тепловых электростанциях РФ

Критерии оценки технического состояния по показателям качества и подход к его определению

Основные показатели качества оборудования: техническая эффективность, экономичность и экологическая безопасность. При этом целесообразно использовать комплексные показатели, полученные в результате интегральной оценки качества оборудования по описанной в [3] методике.

Определение комплексных показателей проводится при оценке технического состояния путем сопоставления фактических значений основных показателей качества оборудования с их базовыми значениями по безразмерной шкале интегральной оценки.

Оценка технического состояния оборудования проводится по двум группам показателей качества:

- I группа — экологическая безопасность;
- II группа — техническая эффективность и экономичность.

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

В качестве базовых значений для показателей I группы в настоящее время следует принять нормативы удельных выбросов (технологические показатели) по [4]. Для показателей II группы в зависимости от целей и назначения оценок могут использоваться:

- нормированные значения показателей, отражающие реально достижимую техническую эффективность и экономичность действующего оборудования, которые должны обеспечиваться техническим обслуживанием и ремонтом;
- целевые значения показателей, определяющие современные и перспективные технически достижимые требования к оборудованию при проведении его реконструкции и модернизации.

Для показателей I группы устанавливаются только два состояния: работоспособное, когда все показатели соответствуют требованиям нормативов (например, [3]), и неработоспособное, когда хотя бы один показатель не соответствует этим требованиям.

Индекс состояния по I группе показателей может принимать только два значения: 0 — при несоответствии значения любого показателя экологической безопасности требованиям нормативов или 1 — при соответствии значений всех показателей безопасности требованиям нормативов (табл. 1).

Таблица 1

Индексированная оценка технического состояния по показателям экологической безопасности (показателям I группы)

Индекс состояния I_1	Состояние (по [5])	Характеристика состояния	Общая оценка уровня состояния
0	Неработоспособное	Предельное (не соответствует нормативам)	Неудовлетворительная
1	Работоспособное	Соответствует нормативам	Удовлетворительная

Состояние оборудования при $\Pi = 0$ — неработоспособное и принимается за предельное по условиям экологической безопасности. Дальнейшая его эксплуатация допускаться не должна. В работоспособном состоянии подобных ограничений нет.

Для показателей II группы индекс состояния по основным параметрам рассчитывается с привлечением балльных оценок по формулам [3]. Система балльных оценок технического состояния формируется исходя из сравнительного значения показателя и характеристик состояния оборудования.

Интерпретация индекса III, качественно отражающего уровень технического состояния оборудования по показателям технической эффективности и экономичности, приведена в таблице 2.



Таблица 2

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

Индекс состояния III	Состояние (по [5])	Характеристика состояния	Общая оценка уровня состояния
Менее 0,2	Неработоспособное	Предельное или близкое к предельному	Неудовлетворительная
От 0,2 до 0,5 включительно	Частично неработоспособное	Существенно отличается от базового в худшую сторону	
Свыше 0,5 до 0,85 включительно		Не очень значительно отличается от базового в худшую сторону	Удовлетворительная
Свыше 0,85	Работоспособное	Близкое или соответствует базовому	

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

При значении индекса выше 0,85 техническая эффективность и экономичность оборудования близки базовой или соответствуют ей, и проведение внеплановых или сверхтиповых технических воздействий не требуется.

Промежуточные значения индекса (в частично неработоспособном состоянии оборудования) свидетельствуют о неудовлетворительном или удовлетворительном уровне состояния. В первом случае требуется оперативное проведение работ для восстановления приемлемых технико-экономических показателей установок. Удовлетворительное состояние не требует внеплановых или сверхтиповых технических воздействий, но свидетельствует о целесообразности улучшения состояния оборудования, так как по этим показателям оно хуже базового.

Обобщенная оценка технического состояния оборудования в целом по всем показателям качества — индекс состояния ITS — определяется как наименьшее значение индексов состояния по показателям экологической безопасности и показателям технической эффективности и экономичности:

$$I_{TS} = \min(I_I, I_{II}).$$

При таком определении индекса состояния оборудования показатели экологической безопасности не будут оказывать влияние на обобщенную оценку технического состояния по показателям качества, только если их значение будет отвечать требованиям экологических нормативов. Иначе, независимо от оценки эффективности и экономичности оборудования, его состояние должно приниматься за предельное, и необходимы технические воздействия для обеспечения его работоспособности в соответствии с требованиями экологической безопасности.

Оценка текущего состояния по показателям качества на примере котельных установок одной из энергокомпаний

В качестве примера с использованием рассмотренного методического подхода выполнена оценка текущего технического состояния по показателям технической эффективности и экономичности действующих котлов, сжигающих газообразное топливо, одной из энергокомпаний. (Текущий индекс состояния по показателям экологической безопасности не определялся).

Оценки уровня технического состояния и совершенства оборудования проводились по двум направлениям: по реально достижимой технической эффективности и экономичности котлов без их реконструкции и модернизации (в качестве базовых принимались нормированные значения показателей) и по современным и перспективным требованиям к оборудованию, определяющим целевые базовые показатели. Результаты оценок индексов состояния котлов приведены на рисунке 9.

При оценках по нормированным показателям свыше 90 % всех рассматриваемых котлов по уровню их технической эффективности и экономичности находились в удовлетворительном состоянии, но только 45 % котлов не требовали проведения каких-либо дополнительных мероприятий по повышению их технико-экономических показателей. При этом 7,5 % котлов находились практически в предельном состоянии, когда дальнейшая их эксплуатация с такими низкими показателями качества нецелесообразна.

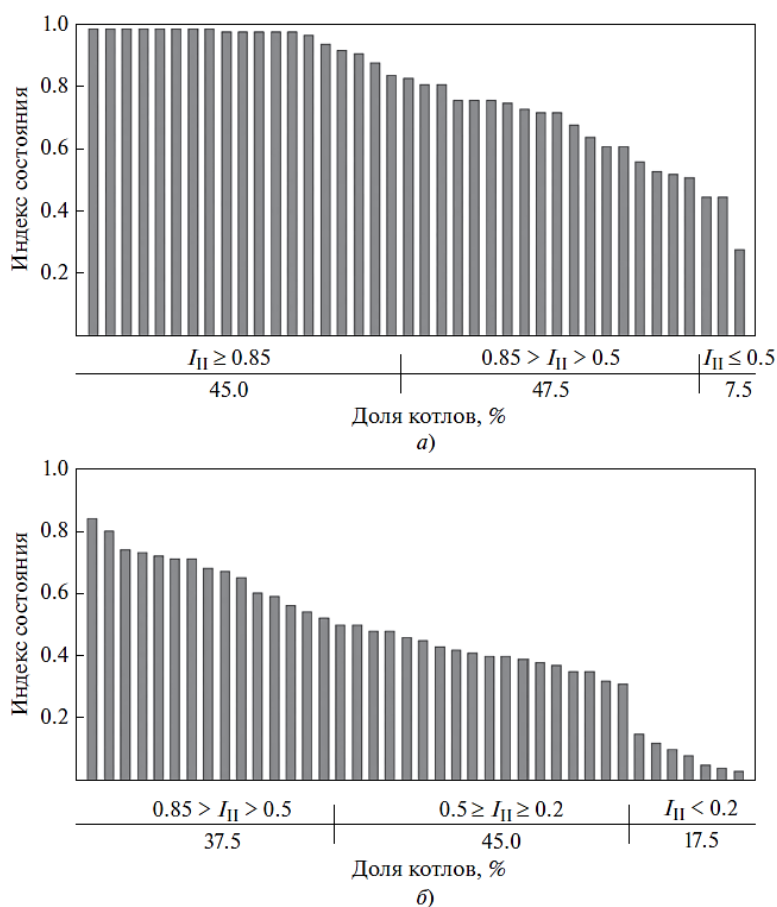


Рис. 9. Индексы состояния паровых котлов по нормированным (а) и целевым (б) показателям технической эффективности и экономичности



Относительно современных требований к оборудованию, не более 40 % котлов находилось в удовлетворительном состоянии, и у всех них имелись большие или меньшие отклонения параметров от целевых базовых показателей. Свыше 60 % котлов было в неудовлетворительном состоянии, в том числе 17,5 % — в предельном.

Чаще всего несоответствие параметров котлов целевым показателям объяснялось довольно низким КПД по сравнению с теми значениями, которые могут быть достигнуты в современных газовых котлах (оценивались газомазутные и пылеугольные котлы, переведенные на сжигание газа), высокими присосами воздуха в котлах, в особенности оборудованных регенеративными воздухоподогревателями, низкими КПД тягодутьевых машин на частичных нагрузках. Все это свидетельствует о необходимости проведения модернизации, реконструкции или технического перевооружения парка рассматриваемых котлов.

Заключение

Техническое состояние оборудования, в том числе котлов, должно определяться не только по показателям физического износа, но и по показателям качества, каковыми являются техническая эффективность, экономичность и экологическая безопасность.

Для принятия обоснованного решения по воздействию на энергетическое оборудование (проведения модернизации, реконструкции или технического перевооружения, а также при определении объемов и периодичности технического обслуживания и ремонта) следует предварительно оценить его техническое состояние не только по показателям физического износа, но и по показателям качества.

Список литературы

1. [Электронный ресурс]: Режим доступа: https://www.so-ups.ru/fileadmin/files/company/reports/disclosure/2025/ups_rep2024.pdf
2. *Тумановский А. Г.* Угольная генерация в мире и России / А. Г. Тумановский, А. Н. Тугов, Г. А. Рябов. — М.: Изд. дом МЭИ, 2025. — 248 с.
3. *Майданик М. Н.* Оценка технического состояния котельных установок по показателям качества: [Текст] / М. Н. Майданик, А. Н. Тугов, В. А. Верещетин // Теплоэнергетика. — 2020. — № 4. — С. 33–40.
4. ГОСТ Р 50831-2025. Установки котельные. Тепломеханическое оборудование. Общие технические требования. Дата введения в действие: 01.10.2025. — 28 с. Код ОКС: 27.060.30. — Режим доступа: <https://protect.gost.ru/document.aspx?control=7&id=268429>
5. ГОСТ 27.002-2015. Надежность в технике (ССНТ). Термины и определения. М.: Стандартинформ, 2016. Утв. и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 21.06.2016 № 654-ст. — Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/12000136419>

НОВЫЕ МЕТОДЫ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ВАЛОПРОВОДОВ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН И ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ

А. И. КУМЕНКО, Э. И. МАНЧЕВ, А. И. МОЗГУНОВА

(НИУ Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия)

Излагается новый подход к решению задач устойчивости роторов на подшипниках скольжения. Рассматриваются роторы или валопроводы, опирающиеся на подшипники скольжения или целевые уплотнения. Роторы насосов схематизируются как валопровод на многих опорах в виде целевых уплотнений, с учетом опирания так же на гидравлическую пятую. В валопроводах турбин учитываются свойства жесткости и демпфирования осевых подшипников с вероятным учетом, действующей осевой нагрузки на упорные колодки. В работе представлено применение классических и современных методик, предполагающих поэтапное решение задач гидравлики, гидродинамики и роторной динамики. Входными параметрами являются теплотехнические, механические и геометрические параметры всех компонент валопровода. На их основании формируется 3D модели валопровода, масляного слоя подшипников и целевых уплотнений. Выходными параметрами являются коэффициенты жесткости и демпфирования, валопровода, целевых уплотнений и масляного слоя подшипников. Целью расчетов является вычисление критических частот и построение диаграммы Кэмпбелла с использованием современных программных комплексов, а также границ устойчивости по частоте вращения и расходу рабочего тела. Новизна расчета устойчивости заключается в том, что вместо анализа по методу Зубова [1], или комплексных корней уравнений движения [2, 3] рассматривается поведение системы после подачи на нее начального возбуждения. Если система устойчива, то начальное возбуждение затухает, если неустойчива, то решение постепенно раскачивается и достигает предельных значений в линейных системах и предельного цикла в нелинейном случае.

Ключевые слова: роторная динамика, динамические коэффициенты жесткости и демпфирования масляного слоя, целевого уплотнения, упорные подшипники, границы устойчивости по частоте вращения, границы устойчивости по расходу рабочего тела, собственные и критические частоты.

Основной задачей расчета роторно-подшипниковых систем является определение критических частот, построение форм колебаний и границ устойчивости системы. Для этой цели необходимо выполнить последовательно несколько расчетов, включающих решение задач гидравлики, гидродинамики и роторной динамики. Как известно, собственных частот для ротора на гидравлических подшипниках или уплотнениях бесконечное множество, так как на разных произвольных оборотах свои параметры жесткости или демпфирования системы в зависимости от всплытия шеек роторов, а критических частот в диапазоне от 0 до двойной частоты вращения от двух до четырех для каждого ротора в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Всего для валопровода мощного турбоагрегата фиксируется в упомянутом диапазоне от 30 до 40 критических частот.

Задача гидравлики представляет собой полный расчет гидравлического тракта изделия, например, многоступенчатого насоса. С помощью классических формул (проверенных

экспериментально для стандартных гидравлических сечений) и современных программных комплексов вычисляются перепады давлений и скорости потока в каждой из ступеней. Полученные величины используются в формулах для расчета коэффициентов жесткости и демпфирования щелевых уплотнений. Сами же формулы для отыскания коэффициентов жесткости и демпфирования щелевых уплотнений основываются на решении модифицированного уравнения Рейнольдса для турбулентного потока с использованием теории короткого подшипника. Для каждой частоты вращения вычисляются собственные значения перепадов давлений и скоростей потока в уплотнениях. Так же учитывается тот факт, что коэффициенты жесткости и демпфирования, на практике, представляют собой переменные величины, зависящие от частоты вращения ротора.

Для вычисления динамических коэффициентов масляных подшипников решается уравнение Рейнольдса с помощью поверхностной КЭ-сетки. Динамическая вязкость масляного слоя выбирается по установившейся рабочей температуре. Расчет проводится в широком диапазоне частот с неким выбранным шагом.

Сама роторно-подшипниковая система моделируется в программном комплексе с использованием трехмерной конечно-элементной модели. Масляные подшипники и щелевые уплотнения моделируются с помощью функции «Bearing» по соответствующим поверхностям с использованием вычисленных ранее динамических коэффициентов, отдельно задаваемых для каждой частоты вращения.

В результате, получается наиболее точная картина распределения критических частот (диаграмма Кэмпбелла). Также становится возможным определение форм колебаний и границ устойчивости системы, с оценкой, например, по логарифмическому декременту.

Полученные результаты имеют большую практическую значимость, так как они дают предварительную оценку роторно-подшипниковой системы по её отстройке от критической частоты, что является одним из ключевых критериев работоспособности изделия.

В приложении на рисунке 1 и в таблице 1 показаны диаграмма Кэмпбелла и первые 30 частот для многоопорного валопровода.



Рис. 1. Диаграмма Кэмпбелла при наличии упорного подшипника

Таблица 1

Сравнение критических частот

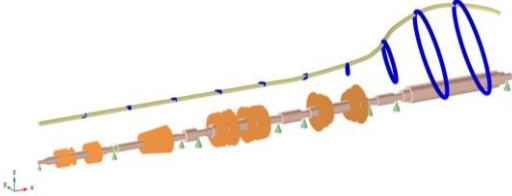
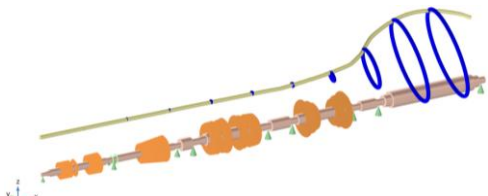
№ критической частоты	Без УП, Гц	№ формы колебаний без УП	№ критической частоты	При наличии УП, Гц	№ формы колебаний при наличии УП
	16,956			16,956	
1	—	—	1	17,087	6
2	18,792	7	2	18,792	7
3	21,290	8	3	21,290	8
4	29,407	9	4	29,028	9
5	32,383	10	5	29,561	10
6	34,850	11	6	34,820	11
7	34,958	12	7	34,951	12
8	38,522	13	8	38,568	13
9	40,231	14	9	40,178	14
10	46,319	14	10	—	—
11	52,330	14	11	—	—
12	60,787	15	12	—	—
13	61,504	16	13	61,566	15
14	63,599	17	14	63,723	16
15	72,962	18	15	72,249	17

В таблице 2 показаны формы собственных колебаний валопровода в основном в низкочастотной области, а именно:

- при наличии УП возникает дополнительная 2-я форма колебаний (продольная) с частотой 17,087 Гц 778 Гц;
- при отсутствии УП возникает дополнительная 16-я форма колебаний (продольная) с частотой 60 Гц.

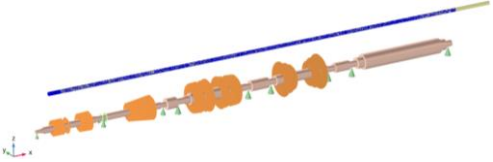
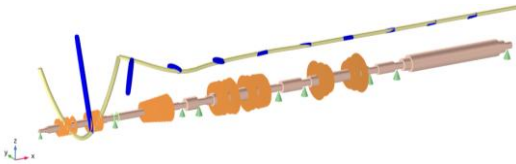
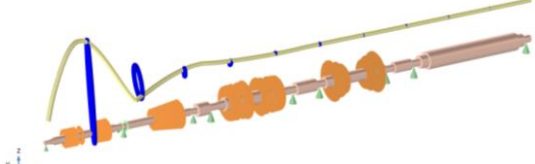
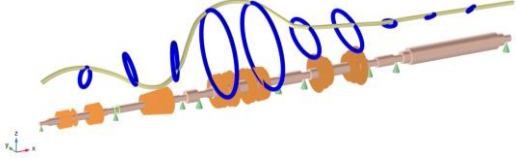
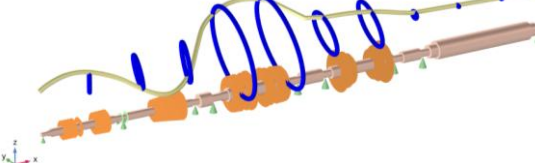
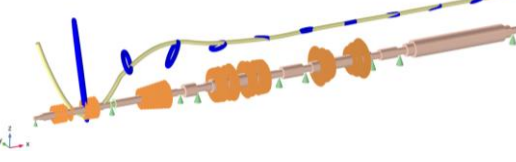
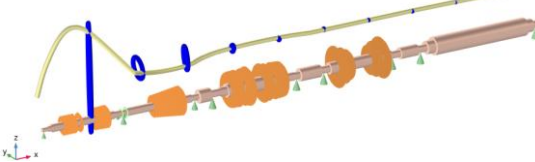
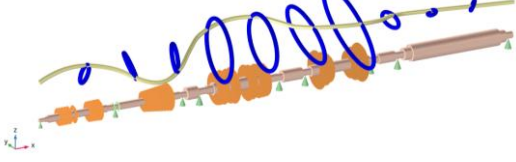
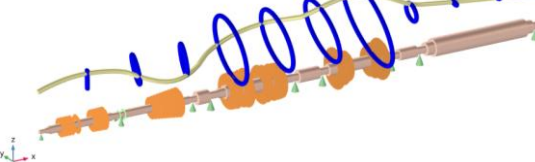
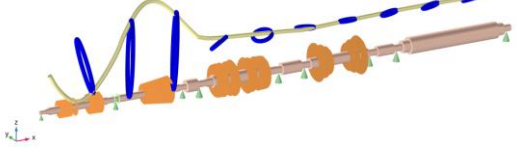
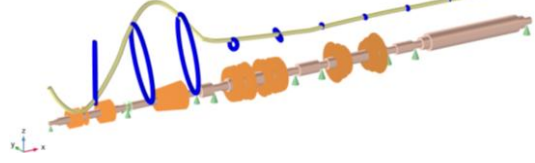
Таблица 2

Формы колебаний, логарифмические декременты и частоты

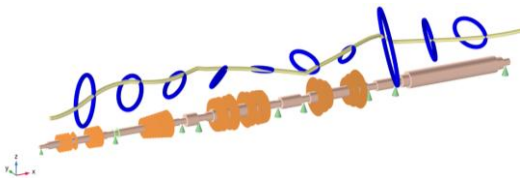
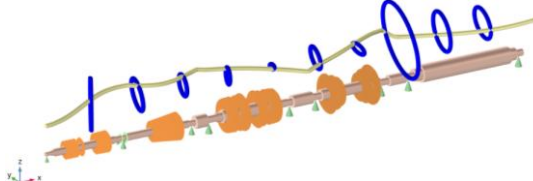
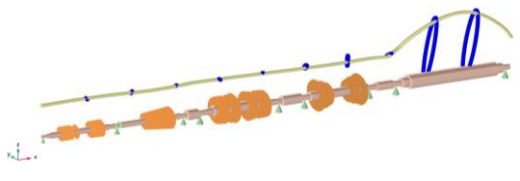
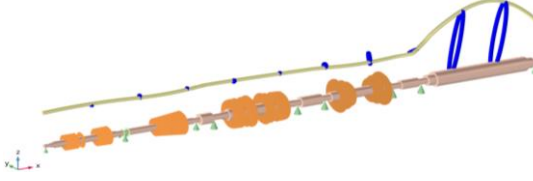
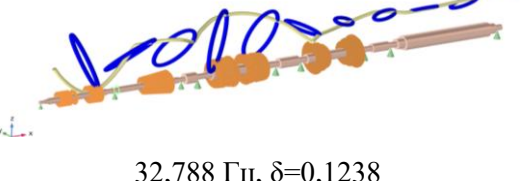
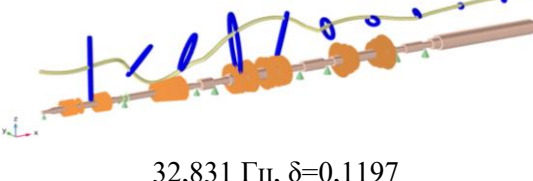
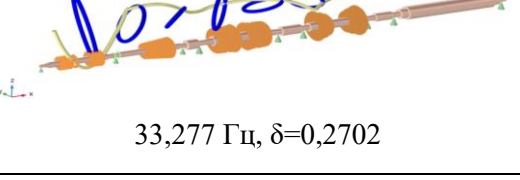
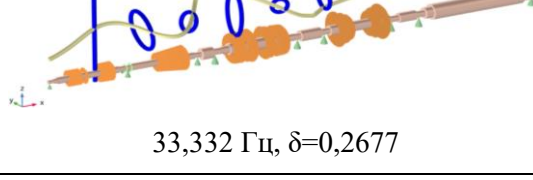
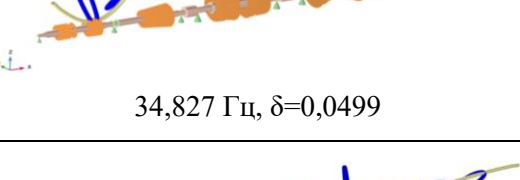
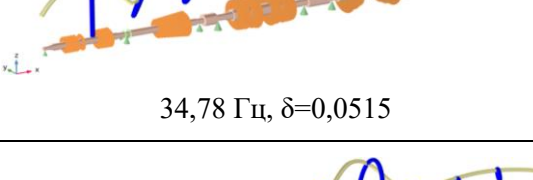
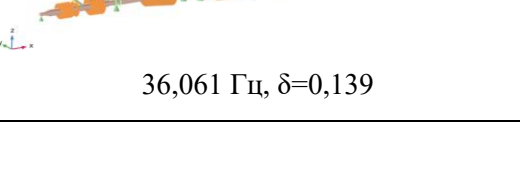
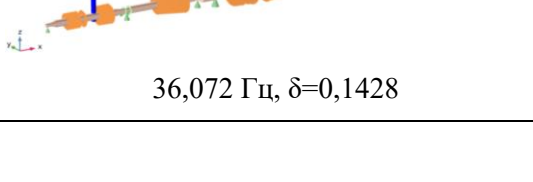
№ формы колебаний	Без УП (Значение частоты и декремента)	При наличии УП (Значение частоты и декремента)
1	 16,956 Гц, $\delta=0,1308$	 16,946 Гц, $\delta=0,13$



Продолжение таблицы 2

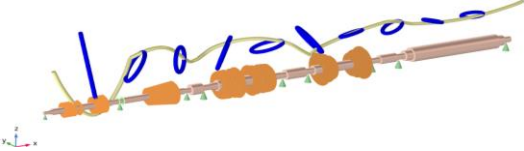
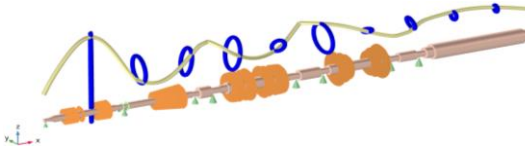
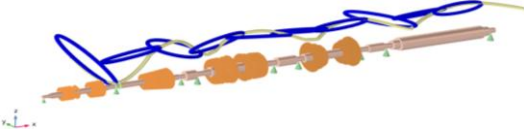
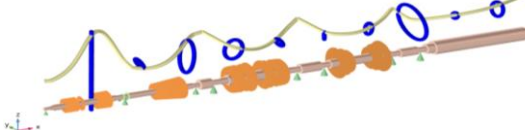
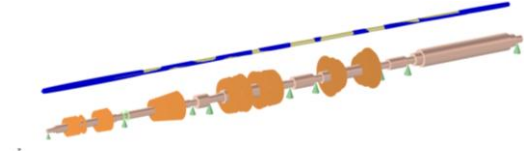
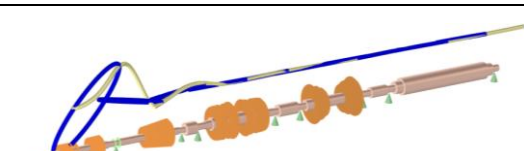
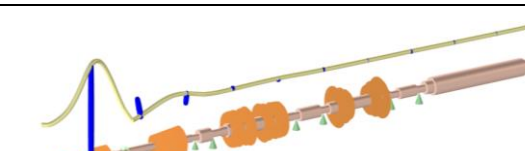
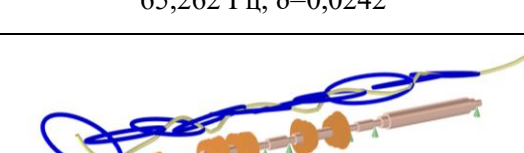
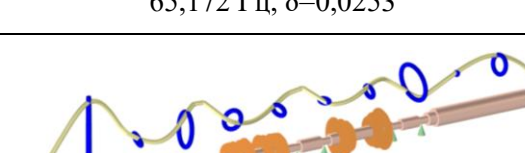
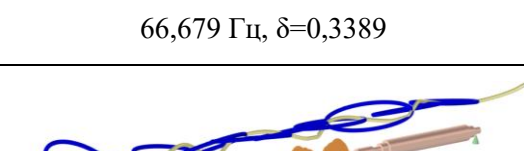
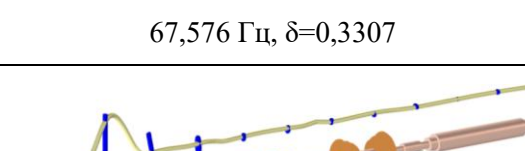
№ формы коле- баний	Без УП (Значение частоты и декремента)	При наличии УП (Значение частоты и декремента)
2	—	 17,087 Гц, $\delta=0,2952$
3	 21,19 Гц, $\delta=1,4134$	 21,168 Гц, $\delta=1,4157$
4	 21,975 Гц, $\delta=0,0217$	 21,98 Гц, $\delta=0,0214$
5	 22,262 Гц, $\delta=0,6343$	 22,616 Гц, $\delta=0,6349$
6	 22,718 Гц, $\delta=0,0091$	 22,718 Гц, $\delta=0,0094$
7	 24,304 Гц, $\delta=0,283$	 23,299 Гц, $\delta=0,2816$

Продолжение таблицы 2

№ формы коле- баний	Без УП (Значение частоты и декремента)	При наличии УП (Значение частоты и декремента)
8	 26,447 Гц, $\delta=0,3711$	 26,398 Гц, $\delta=0,3746$
9	 27,67 Гц, $\delta=0,0794$	 27,679 Гц, $\delta=0,0792$
10	 32,788 Гц, $\delta=0,1238$	 32,831 Гц, $\delta=0,1197$
11	 33,277 Гц, $\delta=0,2702$	 33,332 Гц, $\delta=0,2677$
12	 34,827 Гц, $\delta=0,0499$	 34,78 Гц, $\delta=0,0515$
13	 36,061 Гц, $\delta=0,139$	 36,072 Гц, $\delta=0,1428$



Окончание таблицы 2

№ формы коле- баний	Без УП (Значение частоты и декремента)	При наличии УП (Значение частоты и декремента)
14	 42,419 Гц, $\delta=0,2832$	 42,313 Гц, $\delta=0,2796$
15	 60,293 Гц, $\delta=0,335$	 60,026 Гц, $\delta=0,3482$
16	 60,778 Гц, $\delta=0,0027$	—
17	 65,262 Гц, $\delta=0,0242$	 65,172 Гц, $\delta=0,0253$
18	 66,679 Гц, $\delta=0,3389$	 67,576 Гц, $\delta=0,3307$
19	 80,39 Гц, $\delta=0,2082$	 79,308 Гц, $\delta=0,2141$

Выводы

Как показал расчетный анализ, при учете упорного подшипника появляется продольная форма колебаний с частотой 17 Гц. Влияние большинства форм определяется роторами, которые находятся далеко от упорного подшипника, и эти частоты практически не чувствуют его влияние.

Упорный подшипник, как показали расчеты устойчивости, влияет заметно на границы устойчивости как по оборотам, так по расходу рабочего тела. Рекомендуется заводам, выполняющим динамические расчеты, учитывать влияние упорных подшипников мощных паровых турбин.

Влияние сил щелевых уплотнений, как ранее показано, они значительно повышают критические частоты роторов насосов и определяют его динамические характеристики. Так, у наиболее крупного питательного насоса Пролетарского завода частота автоколебаний равная практически низшей собственной, находится в зоне 92 Гц, в то время как рабочая зона частот вращения составляет около 75 Гц.

Список литературы

1. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин. — М.: Изд-во МЭИ, 2007. — 476 с.
2. Куменко А. И. Вибрация и диагностика турбоагрегатов при ремонте и наладке энергетического оборудования: учебное пособие для вузов. — М.: Изд. дом МЭИ, 2025.
3. Костюк А. Г., Ручнов А. П., Куменко А. И. Расчет характеристик динамической устойчивости валопроводов мощных паровых турбоагрегатов // Теплоэнергетика. — 1987. — № 8. — С. 9–12.
4. Chen W. J., Gunter E. J. Dynamics of rotor-bearing systems // Victoria, Canada: Trafford Publishing. — 2010. — С. 2.
5. Куменко А. И., Манчев Э. И., Мозгунова А. И. Влияние параметров сборки на динамические свойства и надежность турбоагрегата: доклад // Современные технологии сборки. IX Международный научно-технический семинар. — М.: Московский политех. — 16–17 октября 2025 г.



ВЛИЯНИЕ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРОВ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ НАСОСОВ

Э. И. МАНЧЕВ

(Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия)

Приводится подробное описание расчета роторной динамики многоступенчатых центробежных насосов. Объектом исследования является ротор, опирающийся на масляные подшипники скольжения, а также на щелевые уплотнения. Геометрия ротора может быть смоделирована как с помощью балочной теории Тимошенко, так и с помощью полной 3D-модели в конечно-элементном программном комплексе. Для вычисления динамических характеристик подшипников скольжения решается уравнение Рейнольдса на поверхностной конечно-элементной сетке. Задача определения динамических характеристик щелевых уплотнений решается в два этапа: гидравлический расчет (определение перепадов давления в щелях насоса) и гидродинамический расчет (вычисление динамических характеристик щелевых уплотнений в зависимости от частоты вращения с помощью модели Childs [7]). Целью работы является оценка влияния щелевых уплотнений на критические частоты роторно-подшипниковой системы. Показано, что, если учитывать в расчетах только «сухие» частоты — случай, когда ротор вращается без перекачивания среды, картина распределения критических частот не будет соответствовать действительности. Важное обстоятельство заключается также в том, что в процессе эксплуатации идет износ зазоров, а это приводит к тому, что при определенной степени износа в щелевых уплотнениях жесткости снижаются, они перестают играть роль опор, при этом критическая частота может попасть в зону рабочей частоты и в случае наличия остаточного дисбаланса ротор не поддается балансировке, так как попадает в зону автоколебаний. Этому может способствовать конструкционное демпфирование в зоне посадки дисков.

Ключевые слова: многоступенчатый центробежный насос, роторно-подшипниковая система, динамические коэффициенты щелевых уплотнений, диаграмма Кэмпбелла, границы устойчивости.

Введение

Задача определения динамических характеристик роторов многоступенчатых насосов зачастую сводится к определению так называемых «сухих» частот — случай, когда ротор вращается без перекачки рабочей среды. Подобное требование приводит к тому, что учитываются только жесткости и демпфирования масляных подшипников. В результате, картина распределения как собственных частот, так и критических не соответствует действительности. Данный расчет ставит цель продемонстрировать существенное влияние учета щелевых уплотнений на динамические характеристики роторно-подшипниковой системы.

Важное обстоятельство заключается также в том, что в процессе эксплуатации идет износ зазоров, это приводит к тому, что при определенной степени износа в щелевых уплотнениях жесткости снижаются, они перестают играть роль опор при этом критическая частота может попасть в зону рабочей частоты и в случае наличия остаточного дисбаланса ротор не поддается балансировке, так как попадает в зону автоколебаний. Этому могут способствовать конструкционное демпфирование в зоне посадки дисков.

Описание расчетной модели и вычисление динамических характеристик щелевых уплотнений и масляного слоя подшипников

Расчетная модель представляет собой ротор пятиступенчатого насоса, по обеим сторонам опирающийся на масляный слой подшипников. Над ведомыми дисками рабочих колес располагаются верхние уплотнения, над втулками ведущих дисков рабочих колес — нижние уплотнения. За пятой ступенью располагается разгрузочный аппарат, за ним — упорный подшипник или гидравлическая пята. На рисунке 1 изображена схема в разрезе.

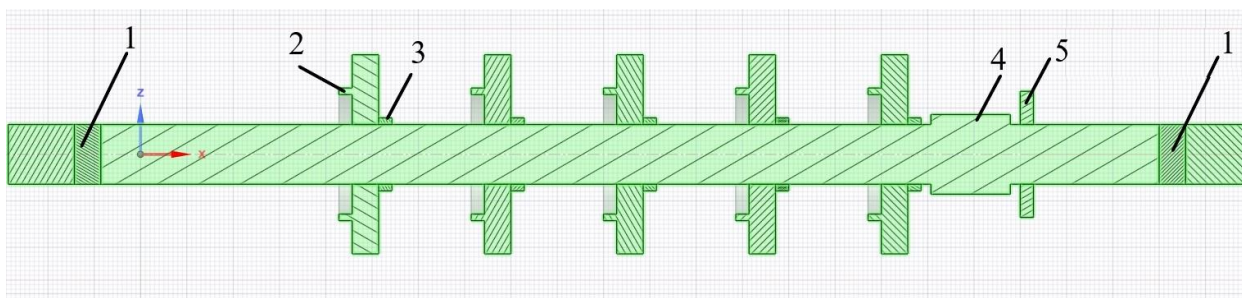


Рис. 1. Роторно-подшипниковая схема в разрезе:

1 — масляный подшипник, 2 — верхние уплотнения, 3 — нижние уплотнения, 4 — разгрузочный аппарат, 5 — пята (упорный подшипник)

В таблице 1 приведены основные свойства перекачиваемой среды (воды) и основные параметры работы насоса.

Таблица 1

Параметры среды и основные параметры работы насоса

Наименование параметра	Обозначение	Величина	Размерность
Температура среды	T	20	°
Плотность	ρ	998,23	кг/м ³
Динамическая вязкость	μ	0,0010022	Па·с
Давление на входе	H_{in}	4894646,1	Па
Давление на выходе	H_{out}	9789292,2	Па
Частотный диапазон	n	500-9000	об/мин

Для определения динамических коэффициентов масляного слоя опорных подшипников и упорной пяты в частотном диапазоне от 500 до 9000 об/мин с шагом в 500 об/мин была построена КЭ-модель подшипника, с помощью которой решено уравнение Рейнольдса для тонкого смазывающего слоя. Параметры масляного слоя подшипников приведены в таблице 2.

Таблица 2

Параметры масляных подшипников

Наименование параметра	Обозначение	Величина	Размерность
Динамическая вязкость масла*	μ	0,0126	Па·с
Радиус подшипника	R_b	0,045	м
Длина подшипника	L_b	0,04	м
Радиальный зазор в подшипнике	C_b	$6 \cdot 10^{-5}$	м

*Динамическая вязкость масла принята при некоторой средней температуре масляного слоя подшипников.

На рисунках 2 и 3 приведена КЭ-модель поверхности подшипника и распределение давления в смазывающем слое соответственно.

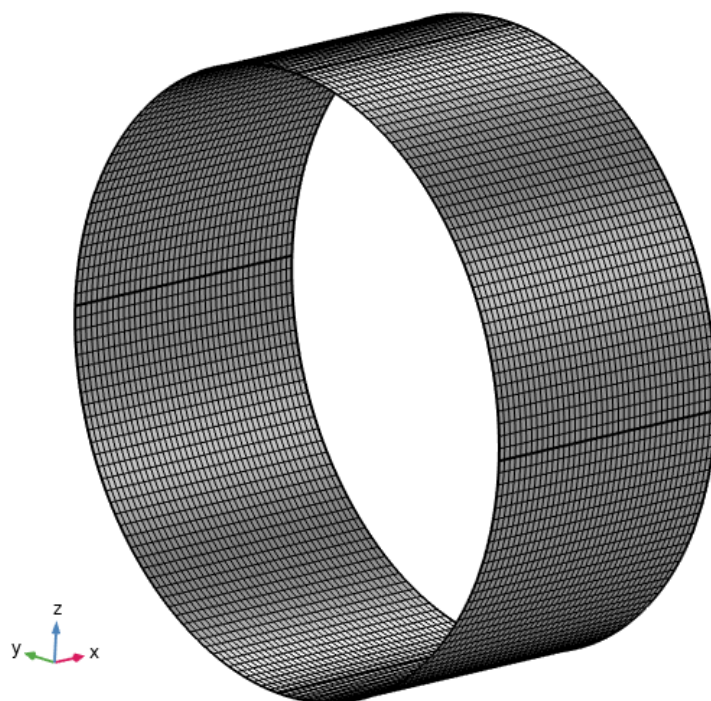


Рис. 2. Поверхностная КЭ-модель масляного подшипника

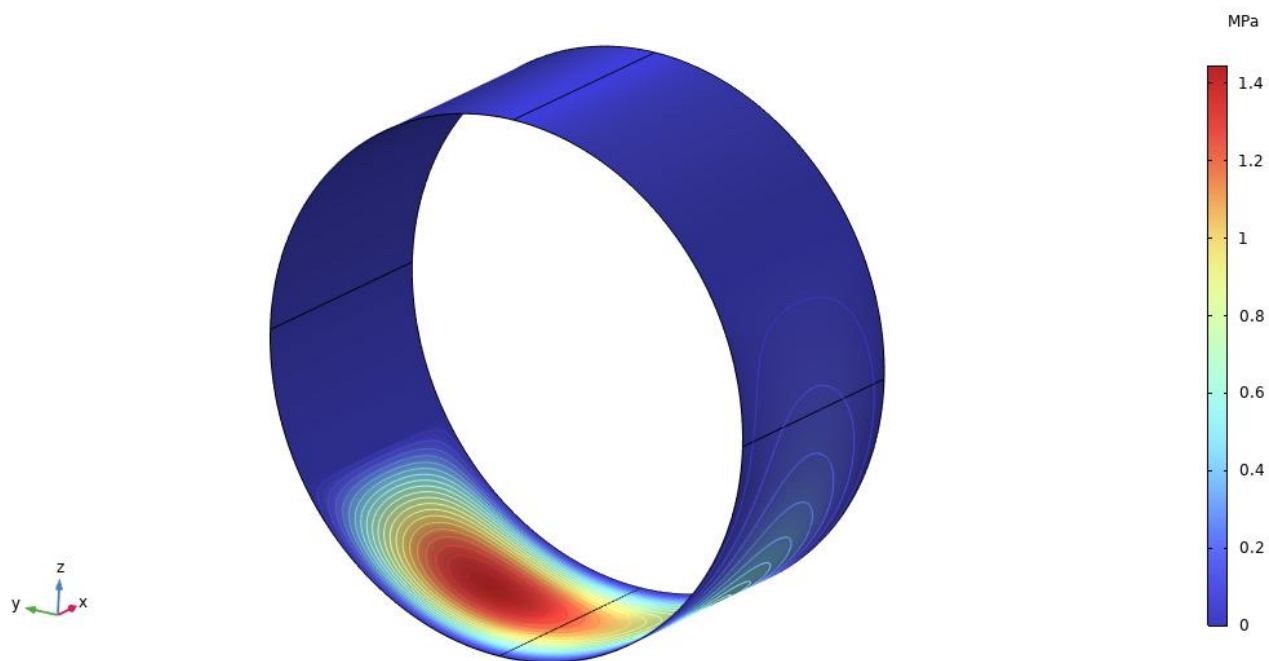


Рис. 3. Распределение давления в масляном слое, Па (вращение ротора по часовой стрелке)

Коэффициенты жесткости и демпфирования в зависимости от частоты вращения представлены в таблице 3.

Таблица 3

Динамические характеристики масляных подшипников

n	K ₁₁ , Н/м	K ₂₂ , Н/м	K ₁₂ , Н/м	K ₂₁ , Н/м	C ₁₁ , Н·с/м	C ₂₂ , Н·с/м	C ₁₂ , Н·с/м	C ₂₁ , Н·с/м
500	62020000	240780000	-18489000	-164860000	1026600	5596900	-1485800	1948600
1000	63902000	156290000	-1382800	-141200000	660620	2356100	-728150	932460
1500	65362000	121570000	9465000	-131290000	520120	1454700	-479380	606100
2000	66517000	101930000	15540000	-126270000	444350	1051600	-356230	446780
2500	67933000	88642000	21090000	-124120000	402870	832150	-287260	357200
3000	68272000	80050000	37970000	-122900000	365060	690930	-234880	291640
3500	68963000	73305000	48020000	-123120000	342080	597950	-200710	248370
4000	69849000	67813000	41160000	-124320000	327760	532800	-176800	217830
4500	70829000	63229000	57250000	-126220000	318830	484930	-159140	195130
5000	70775000	60411000	61290000	-128170000	303600	446410	-140940	172980
5500	71053000	57795000	67542000	-130760000	294260	417030	-127630	156490
6000	71699000	55229000	74695000	-133890000	289980	394220	-118010	144260
6500	72359000	52968000	82051000	-137350000	287270	375750	-110060	134140
7000	72324000	51655000	87690000	-140830000	280020	359810	-101290	123530
7500	73004000	49827000	95379000	-144810000	279630	347270	-95783	116440
8000	73045000	48808000	101300000	-148800000	274820	336170	-89360	108640
8500	73124000	47886000	107360000	-153000000	271020	326790	-83848	101930
9000	73436000	46840000	114240000	-157440000	269640	318940	-79542	96569

В таблице 4 представлены параметры щелевых уплотнений (верхних, нижних и разгрузочного аппарата). Радиальный зазор во всех щелевых уплотнениях принят одинаковым.

Таблица 4

Параметры щелевых уплотнений

Наименование параметра	Обозначение	Величина	Размерность
Радиальный зазор в уплотнении	C_s	$0,22 \cdot 10^{-3}$	м
Радиус верхнего уплотнения	R_u	0,1	м
Длина верхнего уплотнения	L_u	0,02	м
Радиус нижнего уплотнения	R_d	0,055	м
Длина нижнего уплотнения	L_d	0,02	м
Радиус разгрузочного аппарата	R_b	0,06	м
Длина разгрузочного аппарата	L_b	0,012	м

Для определения коэффициентов жесткости и демпфирования верхних и нижних уплотнений используется модель Childs [13], основанная на теории короткого подшипника, критерием применимости которой является следующее неравенство:



$$\frac{L}{D} \leq 0,5 \quad (1)$$

Неравенство [1] выполняется для верхних и нижних щелевых уплотнений:

$$\frac{L_u}{2R_u} = 0,1 \leq 0,5; \quad \frac{L_d}{2R_d} = 0,181 \leq 0,5$$

Согласно формулам (2), (3), (4), (5) принятых согласно [7] значения т.н. прямых коэффициентов: $K_{11}=K_{22}=K_d$ и $C_{11}=C_{22}=C_d$ и т.н. перекрестных коэффициентов: $K_{12}=-K_{21}=k_c$ и $C_{12}=-C_{21}=c_c$ прямо пропорциональны перепаду давления в щелях — ΔP .

$$K_d = \left(\frac{\pi R \Delta P}{\lambda} \right) \frac{2\sigma^2}{(1+\xi+2\sigma)} \left\{ 1,25E - \frac{(\Omega T)^2}{4\sigma} \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{1}{6} + E \right) + \frac{2\nu_0}{a} \left[\left(E + \frac{1}{a^2} \right) (1 - e^{-a}) - \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{a} \right) e^{-a} \right] \right\} \right\} \quad (2)$$

$$k_c = \left(\frac{\pi R \Delta P}{\lambda} \right) \frac{\sigma^2 \Omega T}{(1+\xi+2\sigma)} \left\{ \frac{E}{\sigma} + \frac{B}{2} \left(\frac{1}{6} + E \right) + \frac{2\nu_0}{a} \left\{ EB + \left(\frac{1}{\sigma} - \frac{B}{a} \right) \left[(1 - e^{-a}) \left(E + \frac{1}{2} + \frac{1}{a} \right) - 1 \right] \right\} \right\} \quad (3)$$

$$C_d = \left(\frac{\pi R \Delta P}{\lambda} \right) \frac{2\sigma^2 T}{(1+\xi+2\sigma)} \left[\frac{E}{\sigma} + \frac{B}{2} \left(\frac{1}{6} + E \right) \right] \quad (4)$$

$$c_c = \left(\frac{\pi R \Delta P}{\lambda} \right) \frac{2\sigma \Omega T^2}{(1+\xi+2\sigma)} \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{1}{6} + E \right) + \frac{\nu_0}{a} \left[(1 - e^{-a}) \left(E + \frac{1}{2} + \frac{1}{a^2} \right) - \left(\frac{1}{2} + \frac{e^{-a}}{a} \right) \right] \right\} \quad (5)$$

где: $\lambda = 0,66 \cdot R_a^{-0,25} \left(1 + \frac{1}{4b^2} \right)^{0,375}$ — коэффициент потерь на трение, являющийся функцией числа Рейнольдса Re ;

$R_a = \rho V C / \mu$ — значения числа Рейнольдса в осевом направлении;

$R_c = \rho R \Omega C / \mu$ — значения числа Рейнольдса в окружном направлении;

Ω — окружная скорость, рад/с;

$$b = \frac{R_a}{R_c} = \frac{V}{R\Omega};$$

$$a = \sigma(1 + 0,75\beta); \quad \beta = \frac{1}{1 + 4b^2}; \quad B = 1 + 4b^2\beta \cdot 0,75;$$

$$E = \frac{1 + \xi}{2(1 + \xi + B\sigma)};$$

$$T = \frac{L}{V}.$$

Зависимость ΔP от осевой скорости потока V описывается следующей формулой:

$$\Delta P_i = \frac{1}{2}(1 + \xi + 2\sigma)\rho V^2 \quad (6)$$

где: $\sigma = \lambda \frac{L}{C};$

L — длина уплотнения, м;

C — величина радиального зазора в уплотнении, м;

ξ — коэффициент потерь на входе в уплотнение;

V — средняя скорость потока в уплотнении, м/с.

Для определения перепадов давлений в верхних и нижних щелевых уплотнениях используются формулы (7) и (8):

$$\Delta H_U = \left[H_p - \frac{\Omega^2}{8 \cdot g} \left(1 - \left(\frac{D_{y1}}{D_2} \right)^2 \right) \right] \cdot k_1 \cdot \rho \cdot g \quad (7)$$

где: H_p — потенциальный напор рабочего колеса, м;

D_{y1} — максимальный диаметр верхнего уплотнения с учетом удвоенного радиального зазора, м;

D_2 — наружный диаметр рабочего колеса, м;

k_1 — первый коэффициент нерегулярности;

g — ускорение свободного падения, м/с².

$$\Delta H_D = \left[\frac{g \cdot H_{th}}{2 \cdot \Omega^2} + \frac{\Omega^2}{8 \cdot g} \left(1 - \left(\frac{D_{y2}}{D_2} \right)^2 \right) \right] \cdot k_2 \cdot \rho \cdot g \quad (8)$$

где: H_{th} — теоретический напор рабочего колеса, м;

D_{y2} — максимальный диаметр нижнего уплотнения с учетом удвоенного радиального зазора, м;

k_2 — второй коэффициент нерегулярности.



В таблицах 5 и 6 представлены динамические характеристики верхних и нижних уплотнений, вычисленные по модели Чайлдса (Childs. [8]).

Таблица 5

Динамические характеристики верхних щелевых уплотнений

n	K ₁₁ , Н/м	K ₂₂ , Н/м	K ₁₂ , Н/м	K ₂₁ , Н/м	C ₁₁ , Н·с/м	C ₂₂ , Н·с/м	C ₁₂ , Н·с/м	C ₂₁ , Н·с/м
n	K ₁₁	K ₂₂	K ₁₂	K ₂₁	C ₁₁	C ₂₂	C ₁₂	C ₂₁
500	72240	72240	24493	-24493	874	874	-123	123
1000	300100	300100	101680	-101680	1795	1795	-270	270
1500	683700	683700	233910	-233910	2738	2738	-427	427
2000	1221100	1221100	422380	-422380	3695	3695	-590	590
2500	1910400	1910400	667930	-667930	4663	4663	-757	757
3000	2749700	2749700	971180	-971180	5639	5639	-928	928
3500	3737200	3737200	1332600	-1332600	6622	6622	-1102	1102
4000	4871300	4871300	1752700	-1752700	7611	7611	-1279	1279
4500	6150600	6150600	2231800	-2231800	8606	8606	-1457	1457
5000	7573800	7573800	2770100	-2770100	9605	9605	-1638	1638
5500	9139500	9139500	3368000	-3368000	10609	10609	-1820	1820
6000	10847000	10847000	4025700	-4025700	11616	11616	-2004	2004
6500	12694000	12694000	4743400	-4743400	12627	12627	-2189	2189
7000	14680000	14680000	5521300	-5521300	13641	13641	-2375	2375
7500	16805000	16805000	6359600	-6359600	14658	14658	-2562	2562
8000	19067000	19067000	7258500	-7258500	15677	15677	-2751	2751
8500	21466000	21466000	8218000	-8218000	16699	16699	-2941	2941
9000	23999000	23999000	9238500	-9238500	17724	17724	-3131	3131

Таблица 6

Динамические характеристики нижних щелевых уплотнений

n	K ₁₁ , Н/м	K ₂₂ , Н/м	K ₁₂ , Н/м	K ₂₁ , Н/м	C ₁₁ , Н·с/м	C ₂₂ , Н·с/м	C ₁₂ , Н·с/м	C ₂₁ , Н·с/м
n	K ₁₁	K ₂₂	K ₁₂	K ₂₁	C ₁₁	C ₂₂	C ₁₂	C ₂₁
500	17938	17938	9465	-9465	339	339	-66	66
1000	59214	59214	34383	-34383	611	611	-142	142
1500	128970	128970	76813	-76813	906	906	-223	223
2000	227040	227040	137220	-137220	1210	1210	-308	308
2500	353170	353170	215860	-215860	1519	1519	-395	395
3000	507060	507060	312950	-312950	1831	1831	-485	485
3500	688430	688430	428650	-428650	2147	2147	-576	576
4000	897010	897010	563090	-563090	2464	2464	-668	668
4500	1132600	1132600	716390	-716390	2784	2784	-762	762
5000	1394900	1394900	888640	-888640	3105	3105	-857	857
5500	1683600	1683600	1079900	-1079900	3428	3428	-953	953
6000	1998700	1998700	1290300	-1290300	3752	3752	-1050	1050
6500	2339900	2339900	1519900	-1519900	4077	4077	-1147	1147
7000	2707000	2707000	1768800	-1768800	4404	4404	-1245	1245
7500	3099900	3099900	2037000	-2037000	4731	4731	-1344	1344
8000	3518300	3518300	2324500	-2324500	5060	5060	-1444	1444
8500	3962100	3962100	2631500	-2631500	5389	5389	-1544	1544
9000	4431100	4431100	2957900	-2957900	5719	5719	-1644	1644

Для определения коэффициентов жесткости и демпфирования в щелевом уплотнении разгрузочного аппарата используется модель Black and Jenssen [13] ввиду того, что критерий применимости теории короткого подшипника в данном случае не выполняется:

$$\frac{L_b}{2R_b} = 1$$

$$K_d = \mu_3 \left(\mu_0 - \frac{\mu_2 (\Omega T)^2}{4} \right) \quad (9)$$

$$k_c = \mu_3 \left(\frac{\mu_1 \Omega T}{2} \right) \quad (10)$$

$$C_d = \mu_3 \cdot \mu_1 \cdot T \quad (11)$$

$$c_d = \mu_3 \cdot \mu_2 \cdot \Omega T^2 \quad (12)$$

где μ_0, μ_1, μ_2 — параметры, основанные на применении теории короткого подшипника, которые для щелевого уплотнения разгрузочного аппарата должны быть скорректированы с помощью параметров для щелевого уплотнения конечной длины: $\mu_{0,c}, \mu_{0,1}, \mu_{0,2}$.

$$\mu_0 = \frac{(1 + \xi) \sigma^2}{(1 + \xi + 2\sigma)^2};$$

$$\mu_1 = \frac{(1 + \xi)^2 \sigma + (1 + \xi)(2,33 + 2\xi) \sigma^2 + 3,33(1 + \xi) \sigma^3 + 1,33 \sigma^4}{(1 + \xi + 2\sigma)^3};$$

$$\mu_2 = \frac{0,33(1 + \xi)^2 (2\xi - 1) \sigma + (1 + \xi)(1 + 2\xi) \sigma^2 + 2(1 + \xi) \sigma^3 + 1,33 \sigma^4}{(1 + \xi + 2\sigma)^4};$$

$$\mu_3 = \frac{\pi R \Delta P}{\lambda};$$

$$R_a = \frac{2\rho VC}{\mu}; R_c = \frac{\rho R \Omega C}{\mu}; b = \frac{R_a}{R_c} = \frac{V}{R \Omega};$$

$$\mu_{0,c} = \frac{\mu_0}{1 + 0,28(L/R)^2}; \mu_{1,c} = \frac{\mu_1}{1 + 0,23(L/R)^2}; \mu_{2,c} = \frac{\mu_2}{1 + 0,06(L/R)^2}$$

В таблице 7 представлены динамические характеристики щелевого уплотнения в разгрузочном аппарате, вычисленные по модели Black and Jenssen [8].



Таблица 7

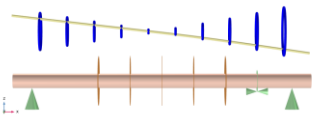
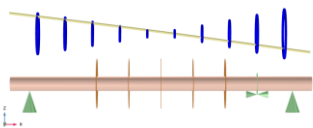
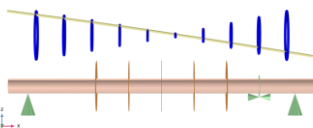
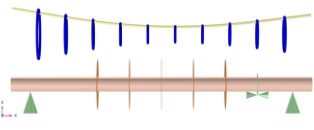
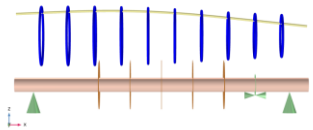
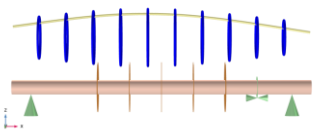
Динамические характеристики щелевого уплотнения в разгрузочном аппарате

n	K_{11} , Н/м	K_{22} , Н/м	K_{12} , Н/м	K_{21} , Н/м	C_{11} , Н·с/м	C_{22} , Н·с/м	C_{12} , Н·с/м	C_{21} , Н·с/м
n	K_{11}	K_{22}	K_{12}	K_{21}	C_{11}	C_{22}	C_{12}	C_{21}
500	34083	34083	729770	-729770	27875	27875	-5220,3	5220,3
1000	213670	213670	2729300	-2729300	52126	52126	-10466	10466
1500	591330	591330	5924500	-5924500	75433	75433	-15727	15727
2000	1197300	1197300	10284000	-10284000	98205	98205	-20999	20999
2500	2053200	2053200	15788000	-15788000	120610	120610	-26279	26279
3000	3176000	3176000	22423000	-22423000	142750	142750	-31567	31567
3500	4579700	4579700	30179000	-30179000	164680	164680	-36861	36861
4000	6276100	6276100	39047000	-39047000	186430	186430	-42161	42161
4500	8275500	8275500	49020000	-49020000	208050	208050	-47465	47465
5000	10587000	10587000	60093000	-60093000	229540	229540	-52775	52775
5500	13218000	13218000	72262000	-72262000	250930	250930	-58088	58088
6000	16177000	16177000	85521000	-85521000	272220	272220	-63406	63406
6500	19469000	19469000	99867000	-99867000	293430	293430	-68726	68726
7000	23102000	23102000	115300000	-115300000	314570	314570	-74050	74050
7500	27080000	27080000	131810000	-131810000	335650	335650	-79378	79378
8000	31409000	31409000	149400000	-149400000	356660	356660	-84708	84708
8500	36094000	36094000	168070000	-168070000	377620	377620	-90040	90040
9000	41140000	41140000	187810000	-187810000	398540	398540	-95375	95375

В таблице 8 представлены сравнения форм колебаний и прецессий при частоте вращения ротора — 3000 об/мин (50 Гц) для 3 случаев: А — при учёте всех уплотнений, Б — без учета верхних уплотнений, В — без учета верхних и нижних уплотнений.

Таблица 8

**Сравнение форм колебаний и прецессий
при частоте вращения ротора 3000 об/мин (50 Гц)**

№ формы коле- баний	А Собственная частота (Гц), направление прецессии	Б Собственная частота (Гц), направление прецессии	В Собственная частота (Гц), направление прецессии
1	 26,919 Гц (прямая)	 26,803 Гц (прямая)	 26,782 Гц (прямая)
2	 27,266 Гц (прямая)	 27,125 Гц (прямая)	 27,169 Гц (прямая)

Продолжение таблицы 8

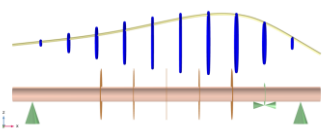
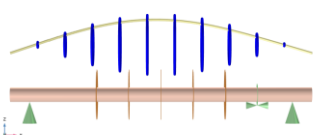
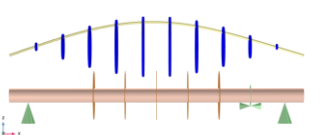
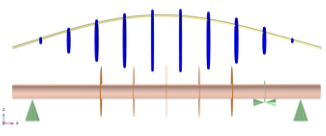
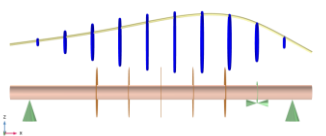
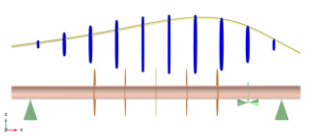
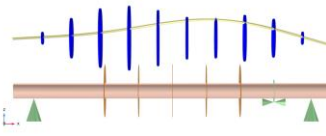
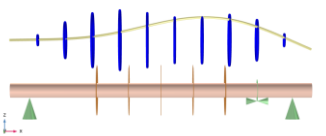
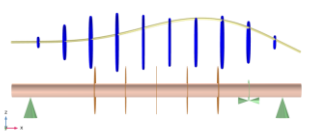
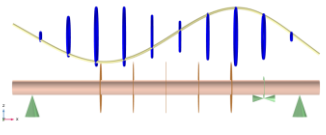
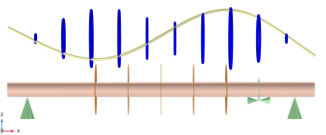
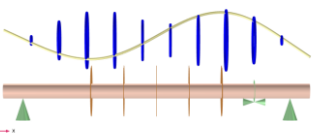
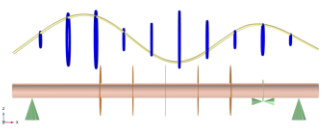
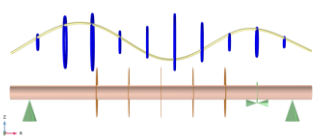
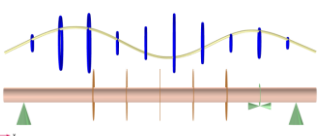
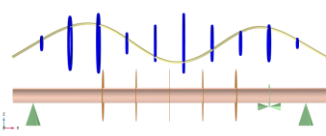
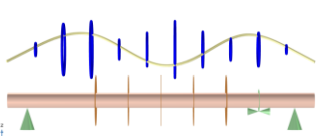
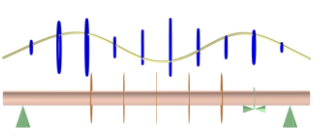
№ формы коле- баний	А Собственная частота (Гц), направление прецессии	Б Собственная частота (Гц), направление прецессии	В Собственная частота (Гц), направление прецессии
3	 49,73 Гц (обратная)	 44,64 Гц (прямая)	 41,3 Гц (прямая)
4	 58,145 Гц (прямая)	 46,862 Гц (обратная)	 48,9 Гц (обратная)
5	 101,42 Гц (обратная)	 95,835 Гц (обратная)	 94,443 Гц (обратная)
6	 131,62 Гц (прямая)	 130,97 (прямая)	 131,68 (прямая)
7	 277,02 Гц (обратная)	 283,5 Гц (обратная)	 287,8 Гц (обратная)
8	 303,22 Гц (прямая)	 304 Гц (прямая)	 306,83 (прямая)

Таблица 9

№ формы колебаний	А		Б		В	
	Критическая частота (Гц)	ζ	Критическая частота (Гц)	ζ	Критическая частота (Гц)	ζ
1	—	0,3182	—	0,3131	—	0,312
2	—	0,329	—	0,2974	—	0,2776
3	48,833 Гц	0,7829	37,527 Гц	0,2533	38,521 Гц	0,2229
4	108,1 Гц	0,3533	42,579 Гц	0,7229	39,976 Гц	0,6678
5	124,32 Гц	0,433	80,724 Гц	0,4189	76,3 Гц	0,4138
6	—	0,3343	117,94 Гц	0,3108	118,89 Гц	0,3025
7	—	0,1262	—	0,0853	—	0,0714
8	—	0,1515	—	0,0933	—	0,0836

В таблице 9 представлены сравнения критических частот по соответствующим им формам колебаний, а также сравнения коэффициента демпфирования, который определяет устойчивость системы: при достижении отрицательного значения ζ , колебания системы становятся неустойчивыми.

Для случая В, когда не учитываются ни верхние уплотнения, ни нижние, система теряет устойчивость по второй форме колебаний при достижении скорости вращения в 6350,5 об/мин или 105,84 Гц (рис. 4).

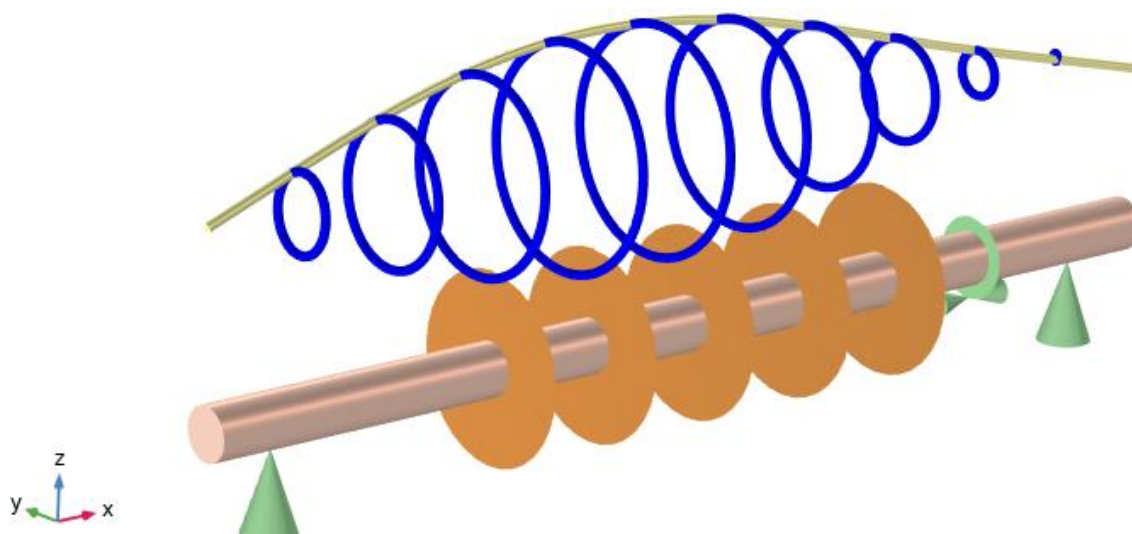


Рис. 4. Форма колебаний при потере устойчивости системы для случая В, при частоте вращения 105,84 Гц, с прямой прецессией

Выводы

Данный расчет подтверждает важность учета щелевых уплотнений при расчете роторной динамики многоступенчатых насосов ввиду их значительного влияния на критические частоты и границы устойчивости. Расчет только «сухих» частот не отражает действительную картину колебаний роторно-подшипниковой системы.

Список литературы

1. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин. — М.: Изд-во МЭИ, 2007. — 476 с.
2. Куменко А. И. Вибрация и диагностика турбоагрегатов при ремонте и наладке энергетического оборудования: учебное пособие для вузов. М.: Изд. дом МЭИ, 2025. — 585 с.
3. Куменко А. И., Манчев Э. И., Миненкова К. А. Методика расчета сил в упорном подшипнике, возмущающих автоколебания роторов паровых турбин и насосов // Материалы VIII международного научно-технического семинара «Современные технологии сборки». 19–20 октября 2023 г. — М.: МПИ, 2023. — С. 167–175.
4. Куменко А. И., Манчев Э. И. Влияние результатов сборки и износа зазоров на вибрации питательных насосов ТЭС // Материалы VIII международного научно-технического семинара «Современные технологии сборки». 19–20 октября 2023 г. — М.: МПИ, 2023. — С. 175–186.
5. Куменко А. И., Манчев Э. И., Миненкова К. А. Методика расчета сил в упорном подшипнике, возмущающих автоколебания роторов паровых турбин и насосов // Материалы XII Международной научно-технической конференции «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций». 15 ноября 2023 г. — М.: ВТИ, 2023. — С. 123–130.
6. Влияние упорных подшипников турбин и пяты гидронасосов на автоколебательные свойства системы / Манчев Э. И., Куменко А. И., Миненкова К. А. Современные методы расчета и проектирования центробежных насосов.
7. Chen W. J., Gunter E. J. Introduction to dynamics of rotor-bearing systems // (Trafford Publishing). — 2007 г. — 469 с.
8. Black and Jenssen. Dynamic Hybrid Bearing Characteristics.pdf, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings.



АВАРИЯ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗВИТИЯ АВАРИИ

В. Ф. ШАТОХИН

(Публичное акционерное общество «Калужский турбинный завод», г. Калуга, Россия)

Выполнен анализ последствий аварии паротурбинной установки. Проворот вкладыша подшипника в сторону, обратную собственному вращению ротора, объяснён с позиции физики развития асинхронного обката ротором подшипника. Серьёзные последствия аварии объясняются большими амплитудами колебаний неуравновешенного ротора с задеваниями относительно жёстких элементов статора и развитием асинхронного обката.

Ключевые слова: ротор, статор (корпус, подшипники, диафрагмы), асинхронный обкат ротором статора, силы контактного взаимодействия, угловая частота обката (прецессии) ротора.

В [1, 2] показана возрастающая опасность катастрофического развития аварий силовых и энергетических установок (СУ и ЭУ), вплоть до полной самоликвидации, в случае задеваний ротором статора (корпус, подшипники, диафрагмы), если жёсткости корпусов, опор ротора, фундамента велики по сравнению с конструкциями, имеющими податливые (мягкие) элементы между вращающимся ротором и фундаментом. Последнее увеличивает возможность относительно свободных колебаний в случае вибрации с большими амплитудами и задеваниями, уменьшая вероятность развития опасной формы обката (асинхронного обката). В [3] приведены результаты экспериментальных исследований авиационного двигателя с трением ротора о статор (кожух) с мягким резиновым покрытием. Исследовано частичное трение между кожухом (корпусом) с мягким резиновым покрытием и барабаном ротора. Во время фазы трения вибрация ротора от его неуравновешенности и возбуждающих сил контактного взаимодействия на фоне трения в месте контакта, прецессия ротора вследствие задеваний приводят к сложному характеру колебаний. Авторы в большей степени интересовали волны (формы) колебаний корпусных конструкций, нежели основного возбудителя — ротора двигателя. В [3, 6, 7] рассматриваются со своих позиций аспекты колебаний ротора с задеваниями о статорные элементы.

Авария паротурбинной установки (ПТУ) случилась с турбиной типа К-17-15П, К-11-10П (турбины паровые приводные [4]) в процессе сдаточных испытаний. Турбины этого класса производства «Калужского турбинного завода» считаются наиболее надёжными в эксплуатации из-за того, что в их разработку вложены интеллектуальные силы мощных исследовательских центров СССР 70–80-х годов прошлого века: МЭИ, ИМАШ, ВНИИЭМ, Специальное конструкторское бюро «Калужского турбинного завода».

Основные особенности паротурбинной установки

Как показано в [1, 2], развитие и конечные результаты аварии существенно зависят от податливости и демпфирования в статоре (раме блока, опорных элементах). Рассматриваются две компоновки паротурбинной установки, имеющие как податливые опорные элементы,

работающие в пределах зазора δ , так и упруго-демпферные устройства с существенным демпфированием. В случае компоновки «2» в пределах зазора $\delta = 10$ мм ПТУ удерживается податливыми элементами, имеющими относительно малую жёсткость. В случае «1» зазор δ равен нулю, возможность относительно свободных колебаний ограничена деформациями более жёстких упруго-демпферных устройств. Суммарная жёсткость для случая «1» в 100 раз превышает суммарную жёсткость на податливых элементах (случай «2»).

Критическая скорость вращения ротора турбины отстроена от рабочей частоты при испытаниях на 12 %. Ротор жёсткий, по определению. Турбина поставляется изготовителем с хорошо отбалансированным на разгонно-балансировочном стенде «Шенк» ротором.

Последствия аварии. Предварительные пуски отличались повышенной вибрацией. Поэтому было принято решение увеличения жёсткости опорной системы. Несрабатывание аппаратуры защиты от повышенной вибрации при аварийном пуске турбины привело к тому, что ориентироваться о процессе развития аварии остаётся только по слуховым и зрительным ощущениям членов монтажной команды. Монтажная команда отмечает «большую», «сильную» вибрацию ротора и установки в целом при аварийном пуске. «До рабочей скорости «сильной» вибрации не наблюдалось, гремели незакреплённые настилы, кожуха, трубы вентиляционные. При достижении рабочей скорости через 1–2 минуты пошла «сильная» вибрация по блоку, вследствие чего произошёл разрыв трубопровода подвода острого пара, протечки воды по манометровым щитам, течь масла системы маслоснабжения».

По условиям эксплуатации, пуск и эксплуатация установки не допускается:

- без наличия и включения приборов защиты и контроля;
- на непроектных параметрах.

Система защиты по предельному уровню вибрации должна быть включена постоянно и настроена на отключение турбоагрегата при значении нормируемого параметра 11,2 мм/с независимо от режима его работы (установившегося или неустойчивого).

Ладонь человека ощущает вибрацию с амплитудой 5 мкм, что соответствует амплитуде виброскорости 1,5 мм/сек. В ГОСТ 25364-97 [6] приведены ограничения на эксплуатацию по виброскорости:

- 4,5 мм/с — без ограничений;
- свыше 4,5 мм/с и до 7,1 мм/с — не более 30 суток;
- свыше 7,1 мм/с и до 11,2 мм/с — не более 7 суток;
- свыше 11,2 мм/с — эксплуатация не допускается.

Поэтому ориентироваться на понятие «сильная» вибрация весьма сложно.

Ротор турбины получил остаточный прогиб 1,1 мм. Сорваны или стёсаны бандажи лопаток 4-ой и 5-ой рабочих ступеней ротора на дуге 90–130 °; на 1, 2 и 3-й ступенях срезаны или стёсаны шипы крепления бандажей (рис. 1). Следует отметить, что зазор по усикам уплотнений в проточной части — 0,7 мм, зазор между ротором и корпусом в уплотнениях — 4–6 мм (в проточной части) и 0,3 мм — в подшипнике (3,3 мм с учётом толщины баббита, как мягкого элемента). Если произошло задевание ротора и корпуса по жёстким элементам со смятием усов уплотнений, то амплитуда вибрации ротора в момент контактного взаимодействия должна превышать эти значения: 4–6 мм. Разрушение заднего подшипника показывает, что контакт ротора со статором происходил (в начальный момент) по поверхности подшипника, как наиболее нагруженного (нагрузка на 30 % больше, чем на передний

подшипник). С развитием обката контактное взаимодействие происходило и по бандажам дисков 5-й и 4-й рабочих ступеней, диафрагмам турбины.

Задний подшипник полностью разрушен. Вытянуты болты крепления крышки подшипника. Произошло проворачивание вкладыша в направлении, обратном направлению собственного вращения ротора, со срезом стопорной планки (фиксатора проворота). Объяснение последнему — только в исследованиях развития явления асинхронного обката, приведенном в [2, 3]. На рисунке 3 показана физика развития обката. Прецессия ротора при асинхронном обкате с угловой скоростью $\dot{\theta}$ («обратный вихрь» по терминологии западных исследователей) приводит при задеваниях к появлению силы T от прецессирующего с угловой скоростью $\dot{\theta}$ ротора, приложенной к вкладышу в направлении, обратном собственному вращению ω ротора, и вызывающей проворот вкладыша подшипника.

Диафрагмы. Существенно сработаны диафрагмы (рис. 2). Усики уплотнений не сохранились.



а)



б)

Рис. 1. Повреждения проточной части ротора турбины

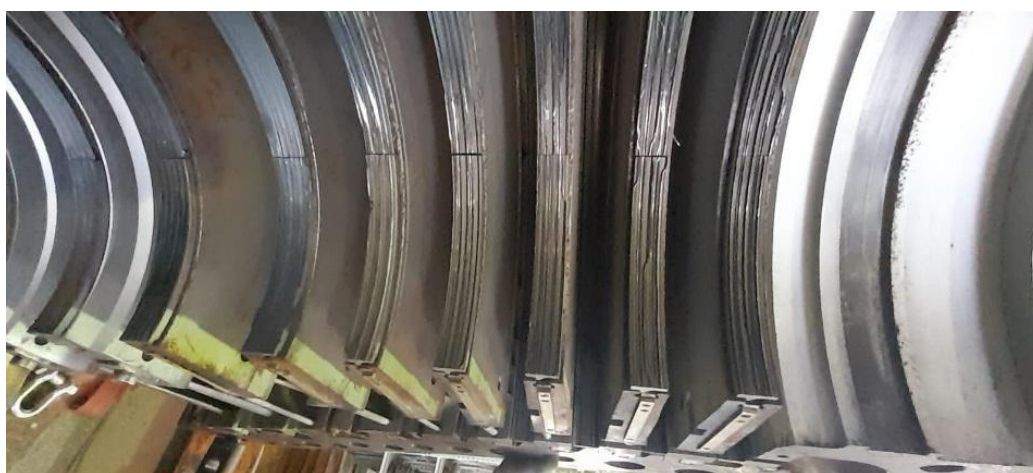


Рис. 2. Повреждения диафрагм и уплотнений проточной части турбины

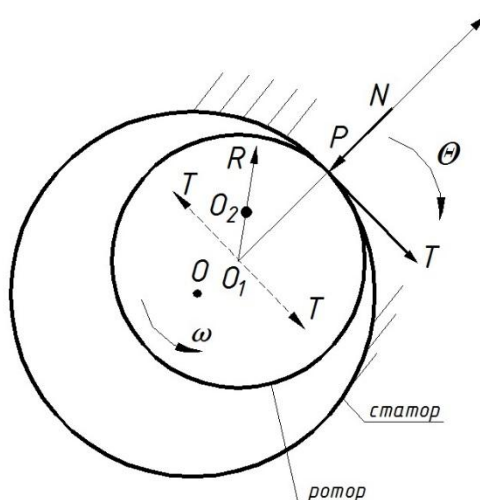


Рис. 3. Силы, действующие на вкладыши, при асинхронном обкате в контакте с жёсткими элементами подшипника:

Θ — угловая скорость асинхронного обката (обратный вихрь); T — сила, приложенная со стороны прецессирующего ротора к вкладышу подшипника; P — точка контакта ротора с подшипником; O — центр расточки подшипника; O_1 — центр сечения ротора; O_2 — положение центра масс ротора; $O O_1 = \delta$ — зазор в подшипнике; ω — угловая скорость ротора; N — реакция подшипника при обкате; $R = m \cdot \omega^2 \cdot \varepsilon$ — сила от небаланса ротора; $O_1 O_2 = \varepsilon$ — величина радиальной разбалансировки; m — масса ротора

Сценарий развития аварии предполагается следующим. Триггером аварии стал тепловой небаланс ротора из-за недостаточного прогрева ротора в процессе пуска. Другие триггеры (разбалансировка ротора в результате смещения балансирующих грузов, потеря масляного клина в заднем подшипнике в результате кратковременной подачи охлаждённого масла, внешнее возбуждение или возбуждение от внезапной разбалансировки вследствие отрыва элемента вращающегося ротора) не подтверждаются. Первоначальные задевания неуравновешенного ротора произошли в заднем подшипнике (зазор 300 мкм в плёнке масла был выбран) с последующей выработкой баббитового слоя (3 мм), задеваниями о жёсткие элементы подшипника и возбуждением асинхронного обката (когда ротор совершает обкат в сторону, обратную собственному вращению). Понятие «обкат» включает в себя колебания с задеваниями о статор и прецессией ротора либо в сторону собственного вращения — синхронный обкат, либо силы контактного взаимодействия между ротором и статором вызывают обратную прецессию ротора — асинхронный обкат. В последующем контакт ротора происходил не только по подшипнику, но и по бандажам рабочих лопаток дисков ротора, диафрагмам. А это достаточно жёсткие элементы турбины. Через жёсткие элементы проточной части турбины вибрация ротора передавалась опорным упруго-демпферным элементам и вызвала большие колебания ПТУ. Колебания развивались в короткое время и носили нестационарный взрывной характер. Об уровне амплитуд вибрации при аварийном пуске говорит сам факт разрыва соединения трубопровода подвода острого пара с турбиной при аварийном пуске. Соединение оказалось раскрытым и пар поступал в помещение. Следует обратить внимание, что трубопровод подвода острого пара имеет самокомпенсацию и для разрыва должны быть колебания с большими амплитудами.

В месте контакта ротора со статором на фоне сил трения скольжения возникают неконсервативные силы контактного взаимодействия, вызывающие самовозбуждающиеся колебания ротора. Природой возбуждающих автоколебания ротора сил контактного



взаимодействия является трение между соприкасающимися поверхностями вращающегося ротора и статора. Аналогично, природой сил в подшипниках скольжения, возбуждающих автоколебания ротора (получастотная вибрация), являются свойства динамического клина смазки (плёнки масла, воды). Аэродинамический поток в проточной части и уплотнениях турбины вызывает автоколебания ротора и существование «пороговой мощности» роторных конструкций [8]. Неконсервативные силы того или иного рода, вызывающие автоколебания роторных конструкций, поддерживаются собственной энергией колебательной системы (в данном случае энергией вращения ротора).

Возбуждающие обкат силы (1, 2) зависят от жёсткости k статора и коэффициента трения скольжения χ [2, 4]:

$$-\bar{q}^{(k)} = A^{(k)} \bar{u} \quad (1)$$

$$-\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{(k)} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

где: $A^{(k)} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{(k)}$ — матрица коэффициентов контактной жёсткости; u_1, u_2 — проекции радиального смещения ротора на горизонтальное и вертикальное направление колебаний;

$$a_{11} = a_{22} = k \cdot \left(1 - \frac{\delta}{u}\right); a_{12} = -k \cdot \chi \left(1 - \frac{\delta}{u}\right); a_{21} = k \cdot \chi \left(1 - \frac{\delta}{u}\right), \quad (2)$$

δ — зазор в месте задеваний между жёсткими элементами; u — перемещения ротора; a_{12}, a_{21} — коэффициенты контактной жёсткости (так называемые циркуляционные силы), действие которых проявляется именно в возбуждении асинхронного обката. Знаки коэффициентов жёсткости a_{12} и a_{21} определяют направление действия на ротор неконсервативной составляющей сил контактного взаимодействия, обратное (возбуждение обратной прецессии ротора) по сравнению с действием на ротор сил в плёнке подшипников скольжения или сил в уплотнениях.

Аварийный пуск выполнялся для случая «1» компоновки ПТУ, т.е. для случая увеличенной жёсткости k статора (а следовательно, и опор ротора). Это разумное решение с точки зрения установившихся вынужденных колебаний позволило бы увеличением жёсткости опор ротора сдвинуть положение резонансной зоны ротора в сторону более высоких частот, увеличить отстройку рабочей скорости вращения от резонанса динамической системы. Жёсткость k статора в случае «1» увеличивается в 100 раз по сравнению со случаем «2». Не было учтено, что колебания ротора с задеваниями о статор подчиняются другим законам-законам самовозбуждающихся колебаний, и увеличение жёсткости k статора при неуравновешенном роторе и задеваниях приводит к росту возбуждающих обкат сил ($a_{ij} (i \neq j)$) и развитию асинхронного обката. Резкое увеличение вибрации ПТУ — показатель развития наиболее опасной формы обката, перехода энергии вращения ротора в разрушительную энергию асинхронного обката. Этому способствовало сохранение подачи пара в турбину вплоть до опасного развития аварии [1, 2].

Результаты численного моделирования колебаний при задеваниях ротором статора. Моделирование выполнено с помощью программного модуля RAZB комплекса программ «РОТОР», разработанного на ПАО «Калужский турбинный завод». Используются методы непосредственного интегрирования дифференциальных уравнений колебаний с задеваниями ротора о статорные элементы. [Математические модели](#) с той или иной степенью приближения отражают реальные явления, возникающие в изучаемых системах. В зависимости от [числа](#) учитываемых факторов, характеризующих колебательные системы, а также предположений, используемых при описании колебаний, [математические модели](#) могут быть представлены различными уравнениями. Алгоритм расчёта колебаний с задеваниями и исходные параметры расчёта подробно изложены в [2] и других публикациях автора. В основе алгоритма решения задачи нестационарных колебаний неуровновешенного ротора с задеваниями лежит попеременное решение двух систем дифференциальных уравнений колебаний ротора (без задеваний и с задеваниями о статор). Критерием перехода от одного уравнения к другому является контроль перемещений ротора с величиной зазора в подшипнике или в проточной части турбины в процессе развития колебаний. Результатом решения задачи являются параметры нестационарных колебаний: траектория движения ротора, угловая скорость обката ротором статора, сила нормального давления N ротора в месте контакта, относительная скорость движения ротора, возбуждающие асинхронный обкат силы ($a_{ij}(i \neq j)$), угловая скорость собственного вращения ротора.

Остаточный прогиб ротора $\varepsilon = 1.1$ мм (соответствует неуровновешенности ротора 6.8 кг на 1 м) принят как показатель неуровновешенности при численном моделировании колебаний ротора с задеваниями. Угловая скорость вращения ротора $\omega = 314$ рад/с. Коэффициент трения скольжения $\chi = 0.1$ в месте контакта. Направление собственного вращения ω ротора — против часовой стрелки. За основные приняты два варианта моделирования колебаний при задеваниях ротора: «1» и «2». Зазор между жёсткими элементами подшипника и ротора $\delta = 3.3$ мм. Дополнительно приведены результаты моделирования для случая контакта ротора в пролёте (по 4-й и 5-й ступеням): монтажный зазор $\delta = 5.3$ мм в проточной части турбины.

На рисунке 4 приведены динамические характеристики в местах контакта ротора с подшипником для случаев: «1» (рис. 4, а) и «2» (рис. 4, б). В случае «2» в пределах зазора 10 мм работают податливые элементы (податливость в 100 раз больше, чем в случае «1»). Динамическая жёсткость при контакте определяется значением: $M\omega^2 + C$, где C — динамическая жёсткость (C_i , $i = 1-6$), зависящая от величины деформации u в месте контакта (определяется свойствами податливых элементов); M — масса ПТУ с ротором. Динамические характеристики контакта заданы в координатах «сила-деформация» и учитывают потери энергии при деформировании демпфирующих устройств. C_1, C_2, C_3, C_4 — жёсткость при сжатии; C_1, C_2, C_5, C_6 — жёсткость при отбое в процессе деформирования упруго-демпферного устройства.

Контакт ротора с подшипником. Зазор между жёсткими элементами (ротором и подшипником) $\delta = 3.3$ мм (с учётом толщины баббита 3 мм); радиус контакта $r_w = 120$ мм. Асинхронный обкат (рис. 6, а, случай «1») развивается с $t > 0.5$ с и сопровождается большими амплитудами колебаний, силами N давления на подшипник, превышающими на несколько порядков вес ротора. Угловая скорость асинхронного обката достигает значений $\dot{\theta} = -3165$ рад/с (обкат происходит в направлении обратном собственному вращению ротора).

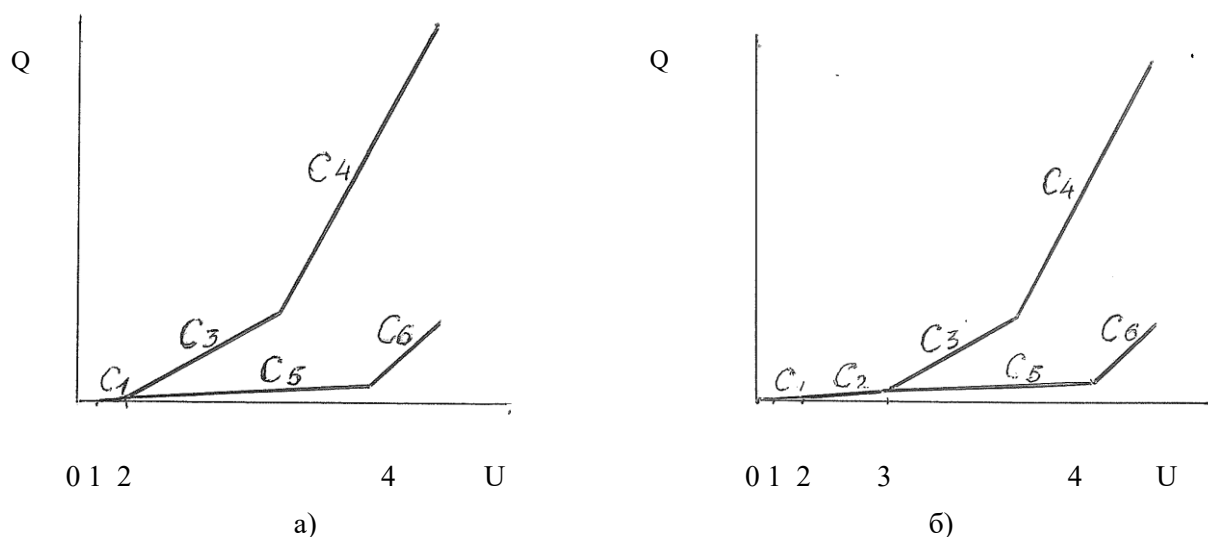


Рис. 4. Динамические характеристики в месте контакта:

а — случай «1» компоновки; б — случай «2».

Участок 0–1 — зазор в подшипнике; 1–2 — баббит подшипника; 0–3 — податливые элементы; 2–4 (3–4) — ударная характеристика упруго-демпферных устройств; Q — сила; U — деформация

Окружность (пунктиром) показывает зазор в подшипнике, принятый за единицу; траектории движения ротора в координатах u_1, u_2 приведены в относительных единицах по отношению к зазору δ в подшипнике. Следует обратить внимание на характерную особенность асинхронного обката: при развитии колебаний с задеваниями угловая скорость $\dot{\theta}$ асинхронного обката за счёт возбуждающих сил контактного взаимодействия практически мгновенно возрастает до ближайшей собственной частоты ротора на опорах с учётом дополнительной жёсткости в месте контакта. И разрушение происходит в зоне нового резонанса динамической системы. Развивается синхронный обкат — при значительной податливости упругих элементов на участке от 0 до 10 мм (рис. 6, б, случай «2»). Угловая скорость синхронного обката достигает значений $\dot{\theta} = 461$ рад/с. Сила давления на подшипник при задеваниях $N = 2.33 \cdot G$, где G — вес ротора.

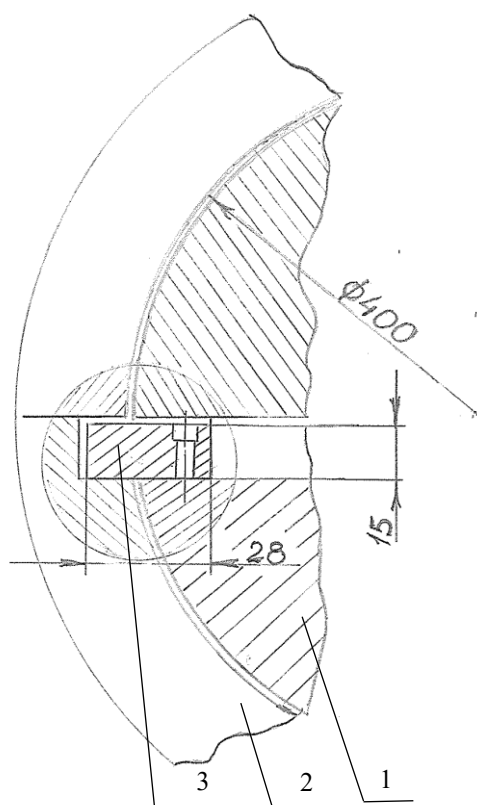
Контакт ротора в проточной части турбины (ступени 4 и 5). Зазор между корпусом турбины и ротором в проточной части турбины $\delta = 5.3$ мм; радиус контакта $r_w = 630.5$ мм. Окружность (пунктиром) показывает зазор в проточной части, принятый за единицу; траектории движения ротора в координатах u_1, u_2 приведены в относительных единицах по отношению к зазору δ в проточной части турбины. Развивается синхронный обкат при податливости упруго-демпферных устройств на участке от 0 до 5.3 мм и больших значениях деформаций (рис. 7, а, случай «1»). Угловая скорость синхронного обката достигает значений $\dot{\theta} = 525$ рад/с. Сила давления на корпус при задеваниях $N = 102 \cdot G$. В случае «2» при значительной податливости в пределах 10 мм (рис. 7, б) угловая скорость синхронного обката достигает значений $\dot{\theta} = 408$ рад/с. Сила давления на корпус при задеваниях $N = 2.26 \cdot G$.

Моделирование контактного взаимодействия, показывает, что увеличение жёсткости статора (случай «1») сопровождается более опасными последствиями (рис. 6, а и рис. 7, а). Увеличение податливости (случай «2») в пределах зазора 10 мм приводит к трению в местах задеваний, но по своему воздействию значительно менее опасно (рис. 6, б и рис. 7, б), чем в случае «1». Уровень возбуждающих асинхронный обкат сил для рассматриваемой ПТУ в случае «1» почти в 3000 раз (рис. 8) больше, что и определило развитие наиболее опасной

формы обката — асинхронного обката с опасными последствиями для прочности конструкции.

Представляет интерес сопоставление предельного усилия T_{np} , необходимого для среза стопорной планки (рис. 5), возникающем при развитии асинхронного обката ротором статора («обратном вихре»). Сила T при асинхронном обкате показана на рисунке 3. Площадь среза стопорной планки $F = 2.7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. При временном сопротивлении стали 12Х13-Ш $\sigma_B = 539$ МПа (согласно ГОСТ 5632-2014), предельное усилие: $T_{np} = \sigma_B \cdot F = 146 \text{ кН}$. Расчётное усилие среза стопорной планки (с учётом коэффициента трения скольжения $\chi = 0.1$) $T = 4135$ кН уже в момент начала развития асинхронного обката ($t = 0.81$ с, рис. 6, а) превышает предельное усилие в 28.3.

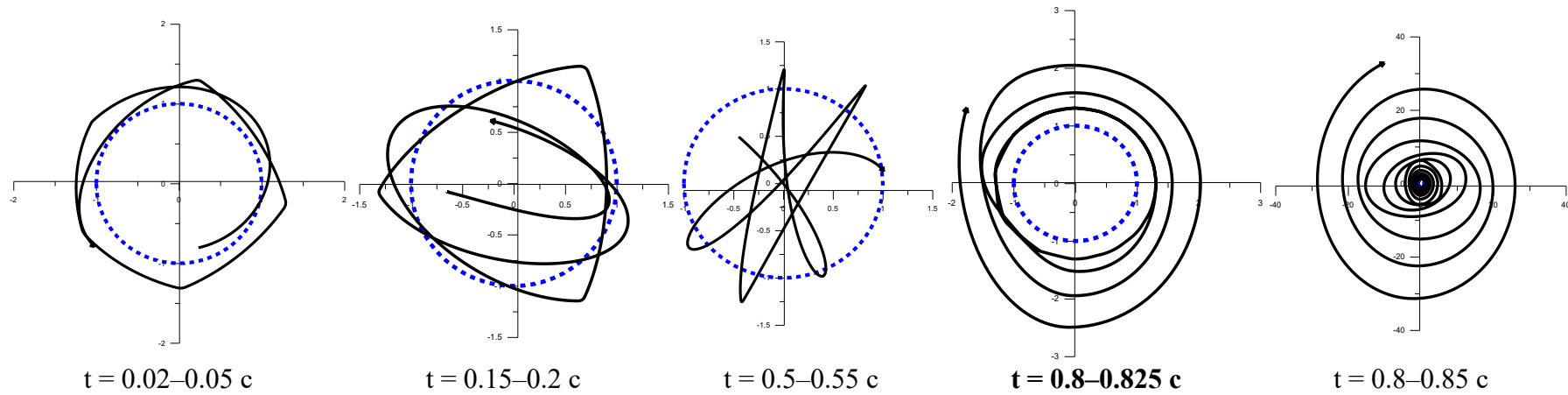
В процессе сдаточных испытаний и при эксплуатации колебания ротора с большими амплитудами и задеваниями о статорные элементы полностью исключить невозможно. Вопрос заключается в том, как выйти из этого положения с меньшими материальными и временными потерями. Жёсткое соблюдение требований эксплуатации роторных конструкций — основа безаварийной работы силовых и энергетических установок.



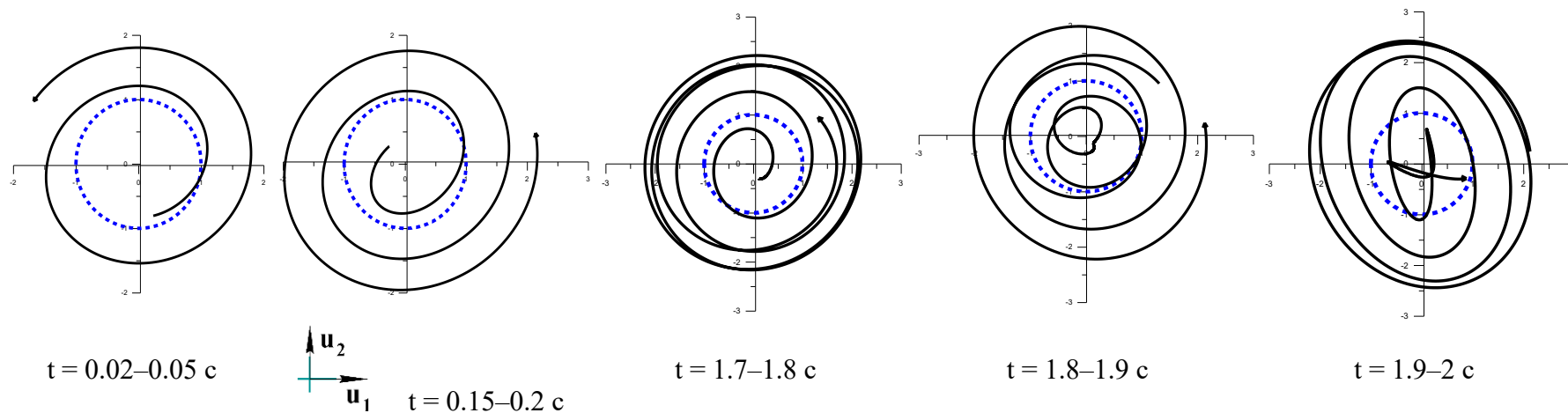
Наличие в ПТУ упруго-демпферных устройств с потерями энергии при их деформировании с большими амплитудами исключило катастрофические последствия аварии. В противном случае (при жёстком статоре) самоликвидация [2] установки была бы неизбежной. Отмеченное выше подтверждает относительную безопасность конкретного типа конструкции ПТУ на податливых (в пределах зазора 10 мм) элементах и упруго-демпферных устройствах в условиях развивающегося асинхронного обката.

Рис. 5. Схема расположения стопорной планки (фиксатора проворота вкладыша подшипника):

1, 2 — вкладыш и корпус подшипника;
3 — стопорная планка

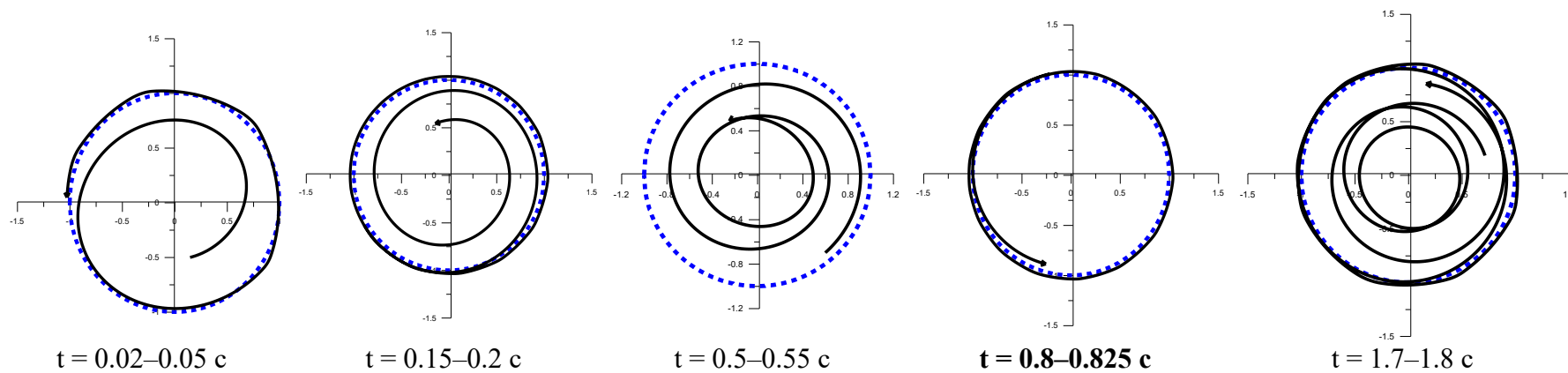


a)

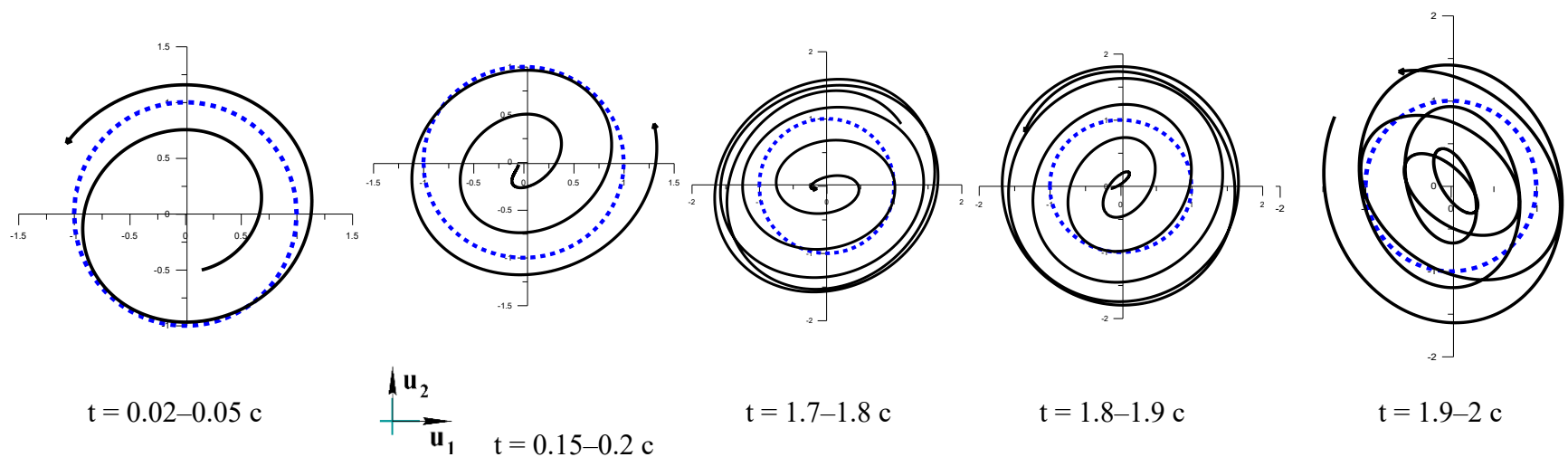


б)

Рис. 6. Развитие обката ротором подшипника турбины: а) — случай «1» компоновки; б) — случай «2» компоновки.
Направление траектории движения ротора показано стрелкой



a)



б)

Рис. 7. Развитие обката ротором корпуса турбины (контакт по ступеням 4 и 5):
 а) — случай «1» компоновки; б) — случай «2» компоновки. Направление траектории движения ротора показано стрелкой

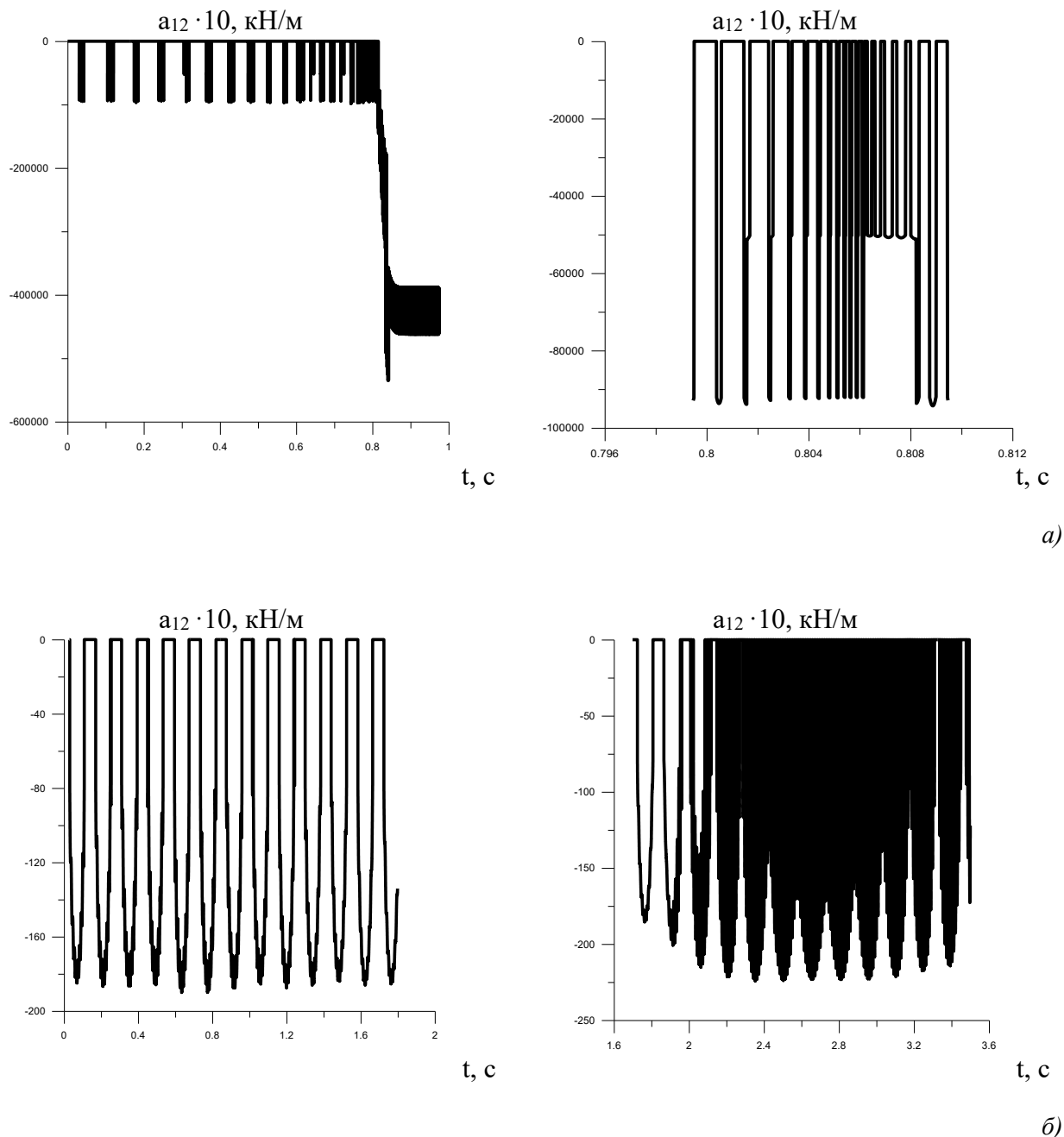


Рис. 8. Возбуждающие асинхронный обкат силы контактного взаимодействия при контакте в подшипнике:

- а) — случай «1» компоновки ($t = 0-1$ с; $t = 0.799-0.812$ с);
 б) — случай «2» компоновки ($t = 0-1.8$ с; $t = 1.6-3.6$ с)

Выводы

1. Увеличение жёсткости опорных элементов при колебаниях с задеваниями ротором статора (подшипника, корпуса) в случае компоновки «1» привело к увеличению возбуждающих обкат сил, развитию наиболее опасной формы контактного взаимодействия ротора со статором — асинхронному обкату и аварии с опасными для конструкции последствиями. Основная характеристика асинхронного обката — взрывной характер — проявилась при испытаниях полностью.

2. Нарушение работы системы защиты ПТУ от повышенной вибрации ротора и отсутствие подготовленности монтажной команды по сущности процессов колебаний ротора с задеваниями, опасности развития асинхронного обката усугубили последствия аварии.
3. Проворот вкладыша подшипника в сторону, обратную собственному вращению со срезом фиксатора, — лишнее подтверждение развития асинхронного обката. Асинхронный обкат (обратный вихрь по терминологии западных исследователей) при колебаниях с задеваниями вызвали проворот вкладыша подшипника в направлении, обратном собственному вращению ротора. Предельное усилие среза стопорной планки превышено в 28.3 раза уже в начальный момент развития асинхронного обката.
4. Увеличение зазора между жёсткими поверхностями в зонах возможных контактов для относительно свободных колебаний ротора в случае повышенных амплитуд колебаний способствует снижению опасности возбуждения асинхронного обката.

Список литературы

1. Шатохин В. Ф., Сербин И. С., Коваленко А. А. Основная причина развития аварий силовых и энергетических установок // Электрические станции. — 2024. — № 11. — С. 40–53.
2. Шатохин В. Ф. Колебания роторов турбоагрегатов с обкатом ротором статора (методы математического моделирования и программные средства) // Dusseldorf: Lambert Academic Publishing. — 2016. — 308 с.
3. Ruixian Ma, Xinliang Lei, Wen Wang, Mingfi Liao. Experimental investigation of rotor vibration induced by rotor-stator rubbing with soft coating // GT2024-129585. Proceeding of ASME Turbo Expo 2024. Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2024. June 24–28, 2024, London, United Kingdom. С. 1–7.
4. Турбины паровые проводные К-17-15П. К-11-10П. Техническое описание и инструкция по эксплуатации / Внешторгиздат. — Изд. № 14804эс ВТИ. Зак. 3446. — 1998. — 168 с.
5. ГОСТ Р ИСО20816-2-2022. Вибрация. Измерение вибрации и оценка вибрационного состояния машин. — М.: РИС, 2022.
6. Банах Л. Я. Колебания ротора при постоянном контакте с неподвижными и лёгкими подвижными элементами роторной систем // Сборник: [Vibroengineering Procedia](#) 22, Dynamics of Strongly Nonlinear Systems. Сер. “22nd International Conference on Vibroengineering”. — 2016. — С. 90–96.
7. Никифоров А. Н. Обобщённая математическая модель ротора Джеффкотта-Лавала с учётом его проскальзывания при контакте и несоосности со статором // Вестник научно-технического развития. — 2012. — № 5(57). — С. 41–55.
8. Костюк А. Г., Шатохин В. Ф., Иванов Н. М. Расчёт пороговой мощности крупных турбоагрегатов // Теплоэнергетика. — 1974. — № 3. — С. 15–19.

ИНТЕГРАЦИЯ ПОРТАТИВНЫХ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ZETLAB В СИСТЕМЫ ВИБРОМОНИТОРИНГА

О. В. БОГОМОЛОВА

(Общество с ограниченной ответственностью «Электронные технологии и метрологические системы», г. Москва (Зеленоград), Россия)

В работе представлены современные решения для организации систем вибромониторинга на базе портативных измерительных устройств ZETLAB. Рассматриваются особенности применения мобильных комплексов для диагностики состояния оборудования, взаимодействие с облачными сервисами, а также возможности интеграции с персональными компьютерами для углублённого анализа данных.

Ключевые слова: вибромониторинг, вибродиагностика, портативные измерительные устройства, диагностика подшипников, спектральный анализ, импортозамещение, QR-код, частоты отказа подшипников (BPFO, BPFI, FTF, BSF).

1. Введение

В рамках импортозамещения возник запрос на системы вибромониторинга и вибродиагностики промышленного оборудования.

Нами были разработаны и выпущены в серийное производство датчики и контроллеры для решения задач по вибромониторингу.

А также создано и постоянно совершенствуется программное обеспечение для глубокого анализа полученных данных.

2. Портативные решения для вибромониторинга

Компания ZETLAB предлагает мобильные комплексы для оперативного мониторинга и предварительной диагностики технологического оборудования — портативные виброанализаторы серии ZETLAB VibroMetr.

2.1. ZETLAB VibroMetr mod. 117B

Данная модификация (рис. 1) представляет собой специализированный комплект для диагностики подшипников.



Рис. 1. ZETLAB VibroMetr mod. 117B

- **Комплектация:** поставляется с промышленным акселерометром ZET 117B (интерфейс USB) и специализированным мобильным приложением для ОС Android.

- **Измеряемые параметры:** вибрационное ускорение, ударное ускорение.

- **Ключевые характеристики акселерометра ZET 117B:**

- Амплитудный диапазон: ± 40 g
- Частотный диапазон: 5...10000 Гц
- Уровень собственных шумов: не более 0,0025 g
- Температурный диапазон: -40...+80 °C

Функциональные возможности комплекса mod. 117B:

- **Работа с точками измерения:**

Согласно стандарту ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009 «Контроль состояния и диагностики машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 1. Общие методы», представление информации о точках измерения вибрации должно соответствовать соглашению Объединения открытых систем по управлению данными в машиностроении (Machinery Information Management Open Systems Alliance (MIMOSA)), которое подразумевает представление сведений о местах установки датчиков, их типе и ориентации.

В целях оптимизации времени на проведение технического обслуживания, машины могут быть маркированы qr-кодами в местах установки датчиков вибрации, в которых содержится необходимая в рамках соглашения информация.

Мобильное приложение ZetLabVibroA позволяет сканировать специальный QR-код, в котором хранится информация по испытываемому объекту: имя канала, оборотная частота, количество тел качения, средний диаметр, угол контакта и другие.

- **Анализ данных и диагностика подшипников:**

В процессе работы технологического оборудования, датчик устанавливается в точках контроля, запускается мобильное приложение и контролируется сигнал виброскорости на осциллограмме, также портативный виброанализатор ZETLABVibroMetr позволяет анализировать рассчитанные значения, отображаемые в таблице значений параметров сигнала.

При переключении на режим узкополосного спектра, пользователю предоставляется возможность проведения частотного анализа вибрации. Особенно этот анализ будет актуален при проведении контроля подшипников в машинах. Этот тип анализа вибрации позволит не только предсказать, что отказ неизбежен, но и определить, в каком компоненте подшипника он находится: внутренняя или внешняя дорожка качения, тела качения или сепаратор.

В режиме экрана узкополосного спектра при нажатии на ячейки с наименованием параметров BPFO, BPFI, FTF, BSF, FI на графике спектра отобразятся курсоры (рис. 2), в точках соответствующих данным параметрам. Данные частотные параметры позволят проанализировать спектр вибрации и найти пики на этих частотах, которые могут указывать на неисправности подшипников.

- BPFO (Ball Pass Frequency Outer race) — частота прохождения шариков по наружной дорожке качения.
- BPFI (Ball Pass Frequency Inner race) — частота прохождения шариков по внутренней дорожке качения.
- FTF (Fundamental Train Frequency) — основная частота вращения сепаратора.
- BSF (Ball Spin Frequency) — частота вращения шариков.

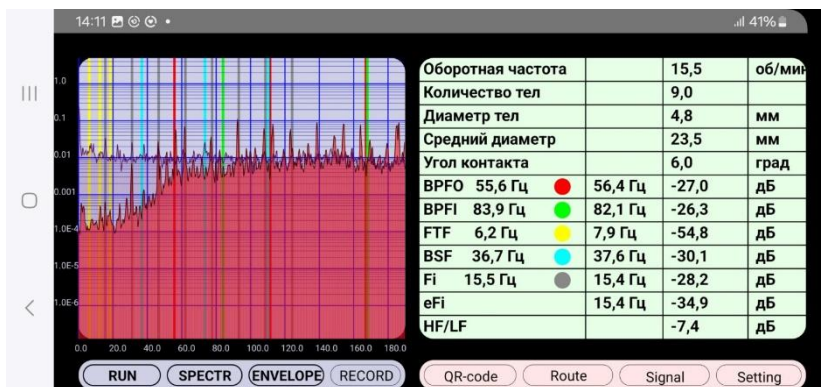


Рис. 2. Пример результатов частотного анализа вибрации в режиме узкополосного спектра

- **Маршрутная карта:**

Мобильное приложение поддерживает отображение маршрутной карты объекта, если она ранее была создана на персональном компьютере и загружена на мобильное устройство. Структура объекта отображается в виде графической блок-схемы.

Каждая измерительная точка содержит информацию о месте установки датчика и параметрах механизма. Для установки параметров измерительной точки следует нажать на ее наименование.

- **Запись и анализ данных:**

По окончании регистрации данные сохраняются на мобильном устройстве.

Записанный сигнал виброскорости имеет универсальный формат аудиозаписи, воспроизвести и прослушать который возможно на любом другом устройстве, поддерживающем данный формат данных. Эта опция позволяет производить сравнительный анализ результатов вибродиагностики, полученных ранее при помощи других систем сбора данных.

Диагностика оборудования по результатам записанных данных осуществляется на компьютере. Для этого необходимо скопировать на компьютер зарегистрированные сигналы и произвести анализ и обработку временных реализаций зарегистрированных сигналов в программном обеспечении ZETLAB, в частности, в программе «VibroDiagnostic», которая входит в состав программного обеспечения ZETLAB и позволяет загружать результаты расчетов, отображать их в таблицах и строить графики изменения параметров во времени.

Окно программы «VibroDiagnostic» условно делится на три рабочие области: дерево конфигурации, таблица с результатами расчёта параметров сигналов ускорения и график изменения значений параметров по разным машинам во времени (рис. 3).

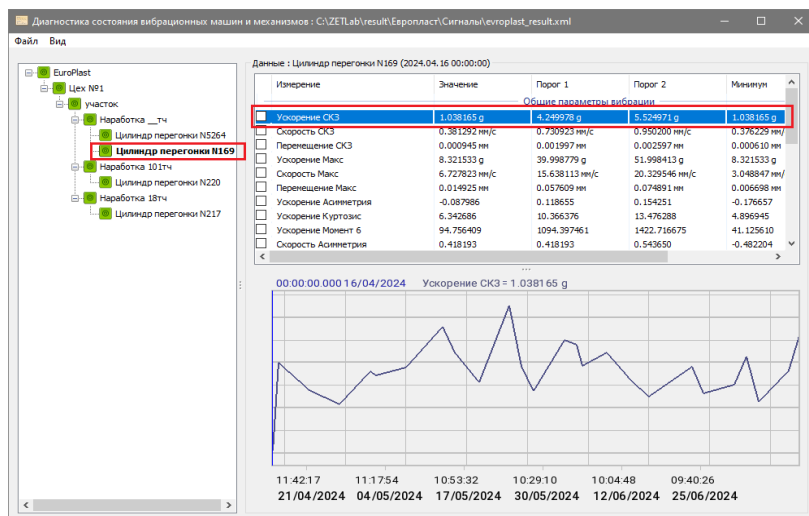


Рис. 3. Окно программы «VibroDiagnostic»

Программа отображает как стандартные параметры, такие как: СКЗ ускорения, скорости, перемещения; максимальное значение ускорения, скорости, перемещения; асимметрия, куртозис, момент 6 ускорения и скорости; ПИК-фактор; так и более детализированные: огибающая, огибающая работы; для машин с периодическими нагрузками: период циклограммы, производная циклограммы, корреляция СКЗ и ПИК.

А также на базе известного метода Shock Pulse Method нами был разработан параметр Количество ударов в мин (5/10/20) (рис. 4), при расчёте которого по исходному сигналу вычисляется среднеквадратическое отклонение. Затем исходный сигнал разбивается на отрезки длительностью по 1 минуте. На каждом отрезке считается количество пиковых значений, которые превышают значение СКО более чем в 5/10/20 раз. По массиву полученных значений вычисляется среднее арифметическое значение.

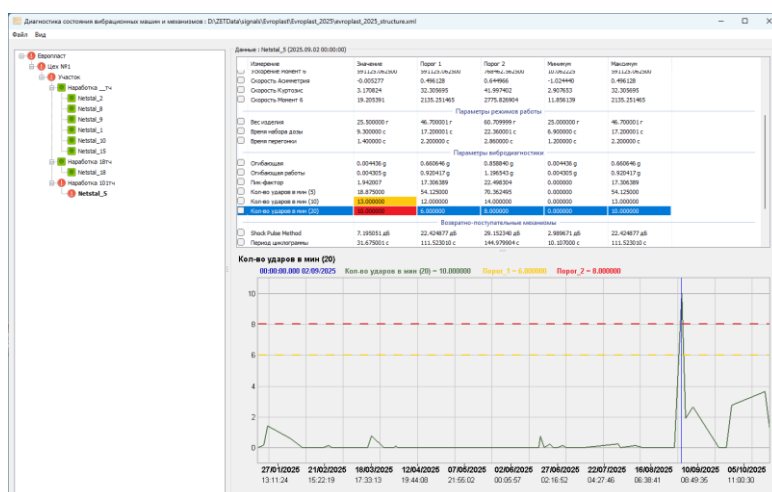


Рис. 4. Разработка параметра «Количество ударов в мин (5/10/20) (на основе метода Shock Pulse Method)

- **Облачная интеграция:**

Функционал ZETLABVibroMetr mod.117B позволяет выгружать записанные данные в облачное хранилище для дальнейшего анализа собранных данных на персональном компьютере. После настройки подключения к облачному хранилищу, данные, претерпевшие изменения, будут автоматически передаваться на сервер облачного пространства, если имеется доступ мобильного устройства к глобальной сети Internet.

Кроме того, в облачных сервисах можно создать резервные копии файлов или работать одновременно несколькими пользователями с одним файлом.

2.2. ZETLAB VibroMetr mod. 139

Данная модификация ориентирована на проведение полевых испытаний (рис. 5).



Рис. 5. ZETLAB VibroMetr mod. 139

- **Комплектация:** Поставляется с трехкомпонентным вибропреобразователем ZET 139 (интерфейс USB) и базовой программой.

- **Измеряемые параметры:** линейное ускорение, виброскорость, виброперемещение, температура.

Ключевые характеристики вибропреобразователя ZET 139 (на примере мод. 139C):

- Диапазоны измерений:
 - Ускорение: $\pm 360 \text{ м/с}^2$
 - Виброскорость: $0,1 \dots 200 \text{ мм/с}$
 - Виброперемещение: $0,003 \dots 5 \text{ мм}$
 - Температура: $-40 \dots +80 \text{ }^\circ\text{C}$
- Тип датчика: встроенный MEMS-акселерометр.
- Интерфейс передачи данных: RS-485 Modbus или USB 2.0.
- Частота передачи данных: 4 кГц по каждой из трех осей.

3. Стационарные системы вибромониторинга

Для организации непрерывного контроля состояния оборудования компания предлагает стационарные системы на базе промышленного анализатора спектра ZET 030-I (рис. 6).



Рис. 6. Стационарная система вибромониторинга на базе промышленного анализатора спектра ZET 030-I

- **Комплектация:** Анализатор работает в комплекте с промышленными акселерометрами, проксиметрами и датчиками оборотов (рис. 7).



Рис. 7. Комплектация анализатора спектра ZET 030-I

- **Ключевые характеристики анализатора ZET 030-I:**
 - Частотный диапазон: 0 Гц – 160 кГц
 - Максимальная частота дискретизации: 400 кГц
 - Поддержка датчиков стандартов ICP (IEPE), с зарядовым выходом и выходом по напряжению
 - Уровень собственных шумов: 35 мкВ
 - Интерфейсы: HighSpeed USB 2.0 / Ethernet
 - Автономный режим: Возможность регистрации сигналов без участия ПК
- **Расширенный функционал с ПО ZETLAB ANALIZ:**

Также контроллер позволяет осуществлять следующий функционал в комплекте с программным обеспечением ZETLAB ANALIZ:



- Анализ сигналов в реальном времени и записанных данных.
- Октавный и 1/3-октавный анализ на основе параллельных цифровых фильтров.
- Длительная регистрация сигналов с сохранением в память.
- Тахоанализ: вычисление частоты вращения, фазы, порядковый анализ.
- Цифровая фильтрация сигналов.

4. Заключение

Компания ZETLAB предлагает комплексный подход к вибромониторингу — от портативных решений для оперативной диагностики до стационарных систем для непрерывного контроля.

Разработанное оборудование и программное обеспечение позволяют эффективно решать задачи вибродиагностики промышленного оборудования, соответствуя и превосходя по ряду параметров зарубежные аналоги, что делает их надежным выбором в условиях импортозамещения.

Список литературы

1. ГОСТ Р ИСО 20816-1-2021 — национальный стандарт Российской Федерации, который называется «Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния машин. Часть 1. Общее руководство». <https://fgis.gost.ru/>
2. ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009 — национальный стандарт Российской Федерации, который называется «Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 1. Общие методы». <https://fgis.gost.ru/>
3. ISO 18431-4:2007 — Mechanical vibration and shock — Signal processing — Part 4: Shock-response spectrum analysis. <https://www.iso.org/standard/37649.html>
4. Портативная система вибрационного анализа подшипников ZETLABVibroMetr mod.117B / [Электронный ресурс], 2025. <https://zetlab.com/shop/sistemy-pod-kluch/avtomatizirovannye-stendy/portativnyi-vibroanalizator-zetlabvibrometr>
5. Портативный виброанализатор ZETLABVibroMetr mod. 139 / [Электронный ресурс], 2025. <https://zetlab.com/shop/sistemy-pod-kluch/avtomatizirovannye-stendy/zetlabvibrometr-mod-139>
6. Система вибромониторинга промышленных машин и оборудования / [Электронный ресурс], 2025. <https://zetlab.com/shop/sistemy-pod-kluch/sistema-vibromonitoringa-promyshlennyih-mashin-i-oborudovaniya>
7. Harris, T. A. Rolling Bearing Analysis / T. A. Harris, M. N. Kotzalas. — 5th ed. — Boca Raton: CRC Press, 2006. — 664 p. — ISBN 978-0-8493-7183-2.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАССИВНОГО ПОДАВЛЕНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ С ПОЛУЧЕНИЕМ КОЛИЧЕСТВЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ И РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ПРАКТИЧЕСКОМУ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЮ

Л. А. БУЛЫСОВА, М. М. ГУТНИК, В. А. АКИЛИН, А. В. ЛЕБЕДЕВ, В. Д. ВАСИЛЬЕВ

(Акционерное общество «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт», г. Москва, Россия)

Представлены результаты экспериментальных исследований пассивного подавления пульсаций давления в малоэмиссионных камерах сгорания (МЭКС) энергетических ГТУ с получением количественных результатов и разработаны рекомендации по практическому их использованию. На примере модельной камеры сгорания рассмотрена возможность установки высокочастотного фильтра.

Ключевые слова: камера сгорания, газотурбинная установка, горение, малоэмиссионное сжигание топлива, неустойчивость горения, предварительно перемешанная топливовоздушная смесь, избыток воздуха, граница устойчивого горения, закрутка потока, вычислительная гидродинамика.

Введение

При создании газотурбинных установок (ГТУ), удовлетворяющих современным экологическим требованиям, возникает проблема неустойчивого горения в камере сгорания (КС) или, получившее название в отечественной литературе вибрационное горение. Сложность её решения заключается в разнообразии механизмов и условий возникновения виброгорения, сочетающих в себе нестационарные гидродинамические, тепловые и химические явления, и значительных материальных затрат на исследования.

Современные КС ГТУ, как правило, имеют пилотную (ПГ) и основную (ОГ) горелки. ПГ организует диффузионное сжигание топлива либо сжигание частично предварительно-перемешанной богатой топливовоздушной смеси. ОГ реализует кинетическое сжигание (гомогенное горение) предварительно-перемешанной бедной топливовоздушной смеси. На режимах, близких к номинальной нагрузке, когда температура газов на выходе КС близка к максимальной, для уменьшения образования оксидов азота NO_x , целесообразно полное или почти полное отключение ПГ. Одним из типичных режимов возникновения виброгорения является переход работы КС с ПГ на ОГ при повышении нагрузки.

Наибольшее распространение получили системы сжигания топлива в ГТУ это камеры сгорания с организацией рабочего процесса на закрученном потоке. Во многих современных работах отмечается, что возникновению виброгорения способствуют возмущающие факторы: срыв крупномасштабных вихрей со стабилизатора, флуктуация состава топливовоздушной смеси (пульсации концентрации) в зоне предварительного перемешивания горелки и т.п., приводящих к периодическим колебаниям тепловыделения, которые, находясь в фазе с

колебаниями давления акустической волны, могут возбуждать неустойчивость процесса горения.

Для борьбы с виброгорением используют, в том числе, установку резонаторов различных типов.

Основная часть

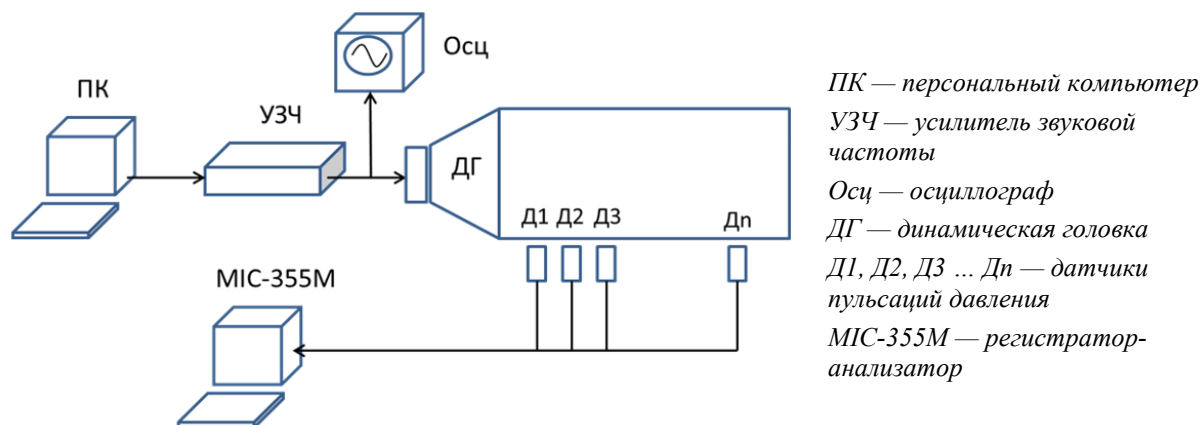
Анализ конструкций и алгоритмов регулирования большинства МЭКС передовых производителей ГТУ, таких как: Сименс, Ансальдо, Джeneral Электрик, Митсубиси и др.[1-6], показывает, что наличие нескольких (трех и более) топливных каналов позволяет регулировать работу камеры сгорания по нагрузке, при этом сохраняя допустимый уровень NOx. Однако, как показывает практика, этого оказывается недостаточно, особенно при регулировании ГТУ в широком диапазоне температур наружного воздуха и составов топлива. Часто, не удается сохранить устойчивую работу в широком диапазоне изменения этих параметров только за счет регулирования топливом. Поэтому многие производители ГТУ идут по пути внедрения в конструкцию МЭКС различных демпферов, которые являются во многом продолжением конструкции, или встраиваются в уже готовые конструкции.

Для исследования процессов неустойчивости горения в модельных камерах сгорания ГТУ с применением разных методов измерения и научного оборудования были рассмотрены различные экспериментальные установки (ЭУ). Основные параметры ЭУ для моделирования процессов в камере сгорания в стендовых условиях — это расход топлива, давление, расход и температура воздуха.

Геометрия проточной части экспериментальной установки проектируется так, чтобы моделировать течения от входа через диффузор (имитация выхода компрессора) или непосредственно от входа горелки до выхода камеры сгорания. Выход камеры сгорания может компоноваться различными выходными элементами.

Получение экспериментальных данных методами акустических и оптических измерений с последующей обработкой могут быть эффективно использованы для понимания механизмов неустойчивости горения, отработки методов активного и пассивного управления устойчивостью, а также в качестве исходных данных для численного моделирования (CFD) и аналитических расчетов.

На рисунке 1 представлена принципиальная схема разработанной экспериментальной установки.



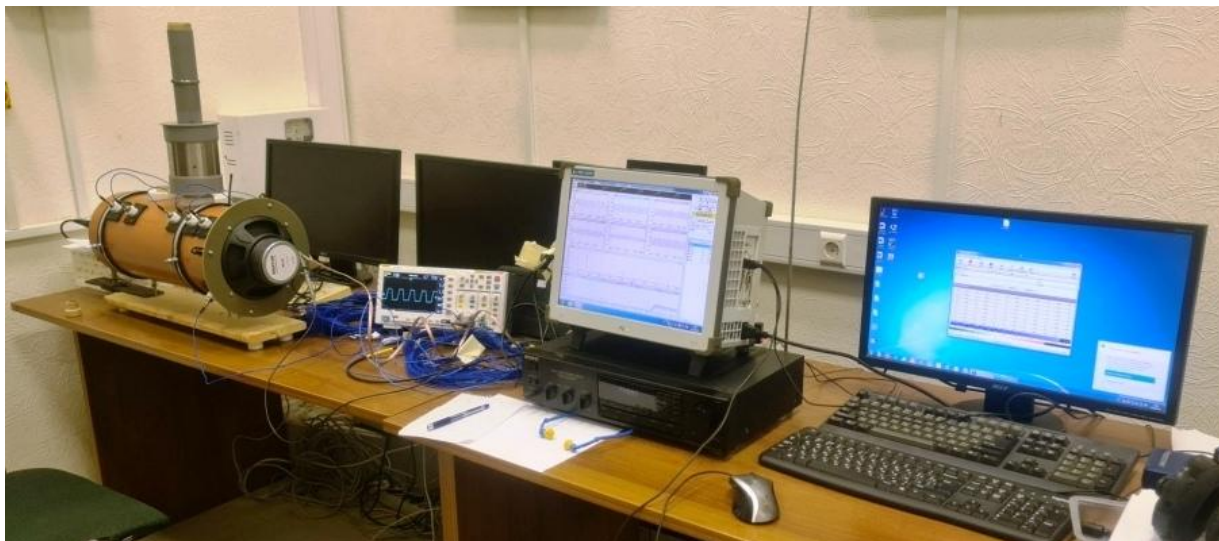


Рис. 1. Схема (верх) и фото (низ) экспериментальной установки

Экспериментальная установка [7] состоит из исследовательского акустического объема в виде трубы длиной 500 мм и внутренним диаметром 190 мм. С одного конца трубы установлен громкоговоритель (динамик), который служит для возбуждения в ней акустических колебаний. Труба оснащена датчиками 106B (PCB) и динамическим микрофоном SBC MD650 (Philips) для измерения пульсаций давления. Также на трубе имеются два места для установки акустических поглотителей типа резонатора Гельмгольца. Эти места снабжены заглушками, чтобы можно было проводить исследования с установленным акустическим поглотителем и без него. Установка оснащена измерительным оборудованием: генератором сигналов для формирования акустического тестового сигнала синусоидальной формы на базе персонального компьютера с аудио выходом и предустановленным программным обеспечением NCH Tone Generator (NCH Software), усилителем звуковой частоты SONY STR-AV220 (мощность: 2 x 40 Вт), динамиком Visaton BG 20 (40W), осциллографом FNIRSI-1014D, регистратором-анализатором динамических параметров MIC-355M (НПП Мера) для записи, анализа, отображения и воспроизведения измеряемых сигналов пульсаций давления. При записи режимов испытаний устанавливалось время наблюдения 20–30 сек при частоте дискретизации измеряемых сигналов $f_d = 13500$ Гц.

Все исследования были проведены в диапазоне до 1000 Гц. Таким образом, в эксперименте рассматривались только возбуждение продольных колебаний. Данное ограничение логично вытекает из результатов испытаний модельной камеры сгорания настоящего расчета, в котором показано, что максимальные амплитуды при возникновении виброгорения наблюдались на частоте близкой к 460 Гц.

По результатам экспериментальных исследований максимальные амплитуды, возбуждаемые в диапазоне частот 100–300 Гц и 700–900 Гц фиксировались датчиком пульсаций давления Д1. В диапазоне 400–600 Гц максимальные амплитуды фиксировались датчиком пульсаций давления Д2.

На рисунке 2 приведен график зависимости амплитуды, возбуждаемых пульсаций давления от частоты возбуждения. Наблюдаются три ярко выраженные пика по амплитуде пульсаций давления, соответствующие частотам $f_1 = 170$ Гц ($A = 0,47$ Па); $f_2 = 500$ Гц ($A = 0,27$ Па) и $f_3 = 800$ Гц ($A = 0,157$ Па).

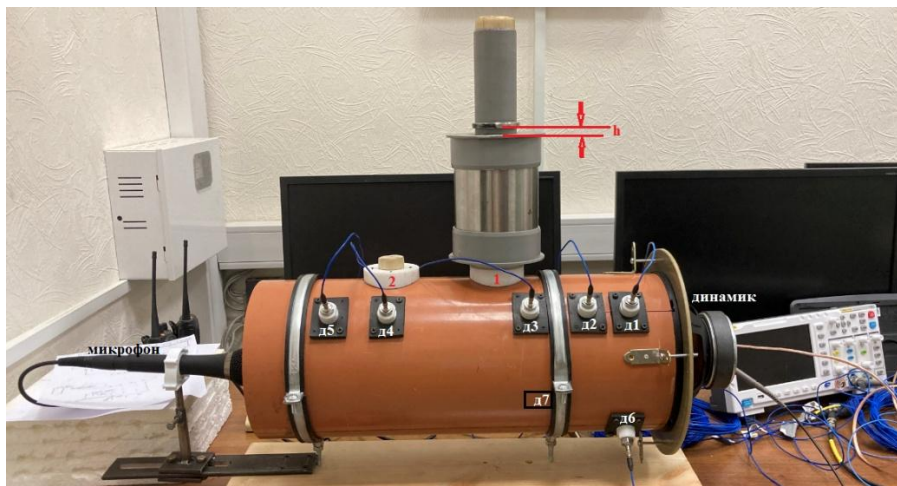
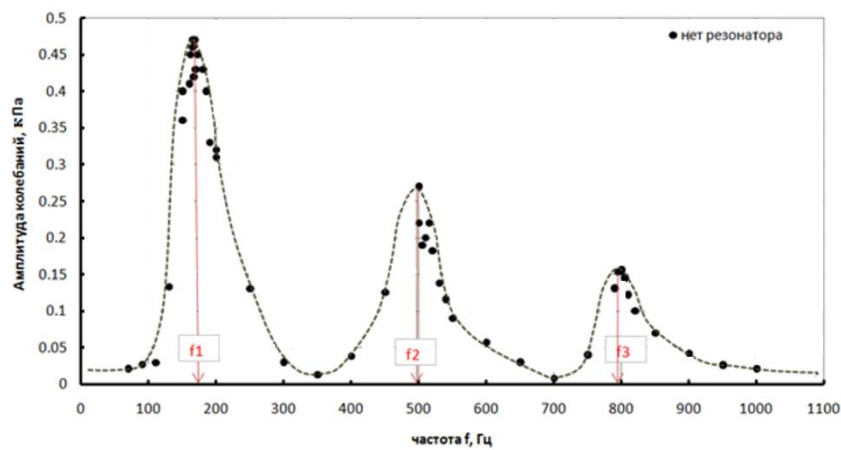
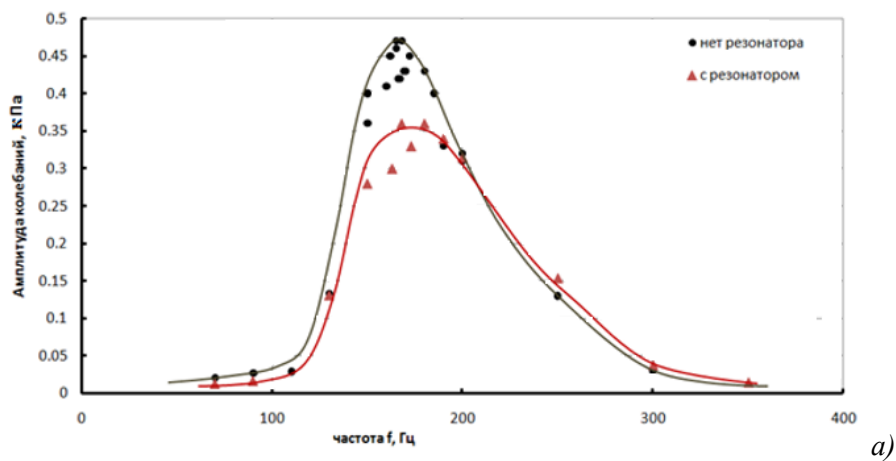
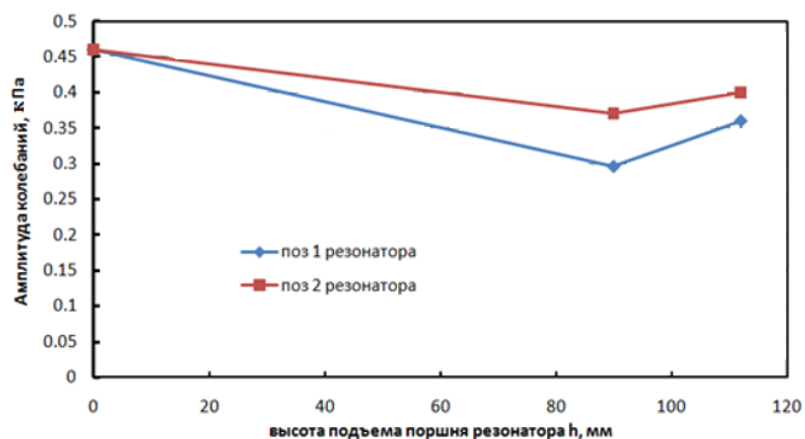


Рис. 2. Графики зависимости амплитуды и частоты в двух точках замера (верх), фото объекта исследования с указанием мест установки датчиков (низ)

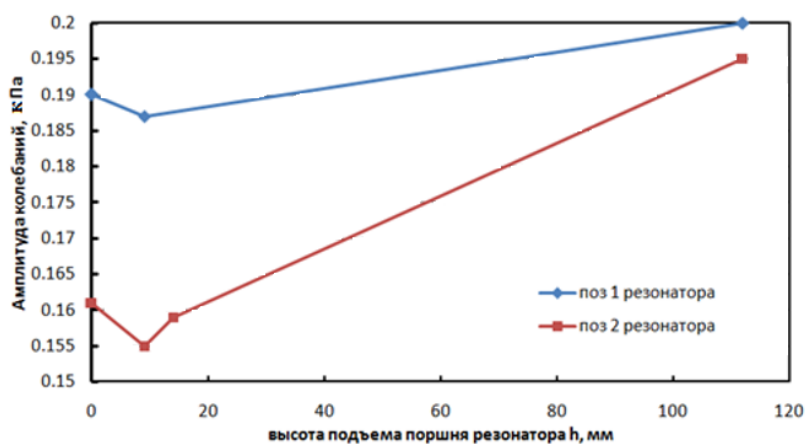
Эффективность резонатора оценена по снижению амплитуды пульсаций давления, возбуждаемой на частоте f_1 . На рисунке 3 а приведены графики зависимости амплитуды возбуждаемых колебаний от частоты (вокруг f_1) при установленном резонаторе (в поз. Д1) и без него.



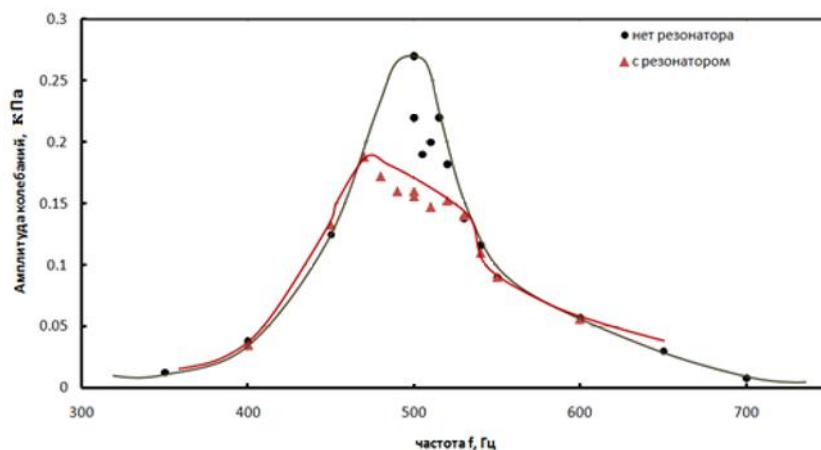
а)



б)



с)



д)

Рис. 3. Графики зависимости:

- а — амплитуды от частоты в области первой резонансной частоты f_1 без резонатора и с установленным на позиции Д1 резонатора;
- б — амплитуды возбуждаемых колебаний в зависимости от объема резонатора на резонансной частоте f_1 при его установке на позициях Д1 и Д2;
- с — амплитуды от частоты в области первой резонансной частоты f_2 без резонатора и с установленным на позиции Д2 резонатора;
- д — амплитуды возбуждаемых колебаний в зависимости от объема резонатора на резонансной частоте f_2 при его установке на позициях Д1 и Д2

Видно, что максимальная амплитуда возбуждаемых колебаний снижена с 0,47 Па до 0,35 Па, что составляет более 25%.

На рисунке 3 б приведены графики зависимости объема резонатора (произведение высоты поршня резонатора и площади его сечения) в зависимости от места его установки. Из рисунка видно, что наибольший эффект поглощения достигается при высоте поршня 90 мм. Данный объем остается оптимальным и при перемещении резонатора на позицию Д2. Однако, изменение позиции приводит к снижению эффекта поглощения. Таким образом, как и было предсказано в аналитическом расчете, для подавления частоты f_1 наилучшим является положение резонатора на поз. Д1 и оптимальная высота должна составлять 90 мм.

При проведении экспериментальных исследований, выполненных для модельной камеры сгорания, были получены распределения амплитуды и фазы пульсаций давления, замеренные на режиме: температура воздуха на входе $t_{вх} = 400^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,7$; доля топлива в пилотную зону $\text{PFR} = 0\%$, подвижным зондом по оси и датчиком на стенке ЖТ. На рисунках 4 а и 4 б показаны: схема замеров и результаты измерений, соответственно.

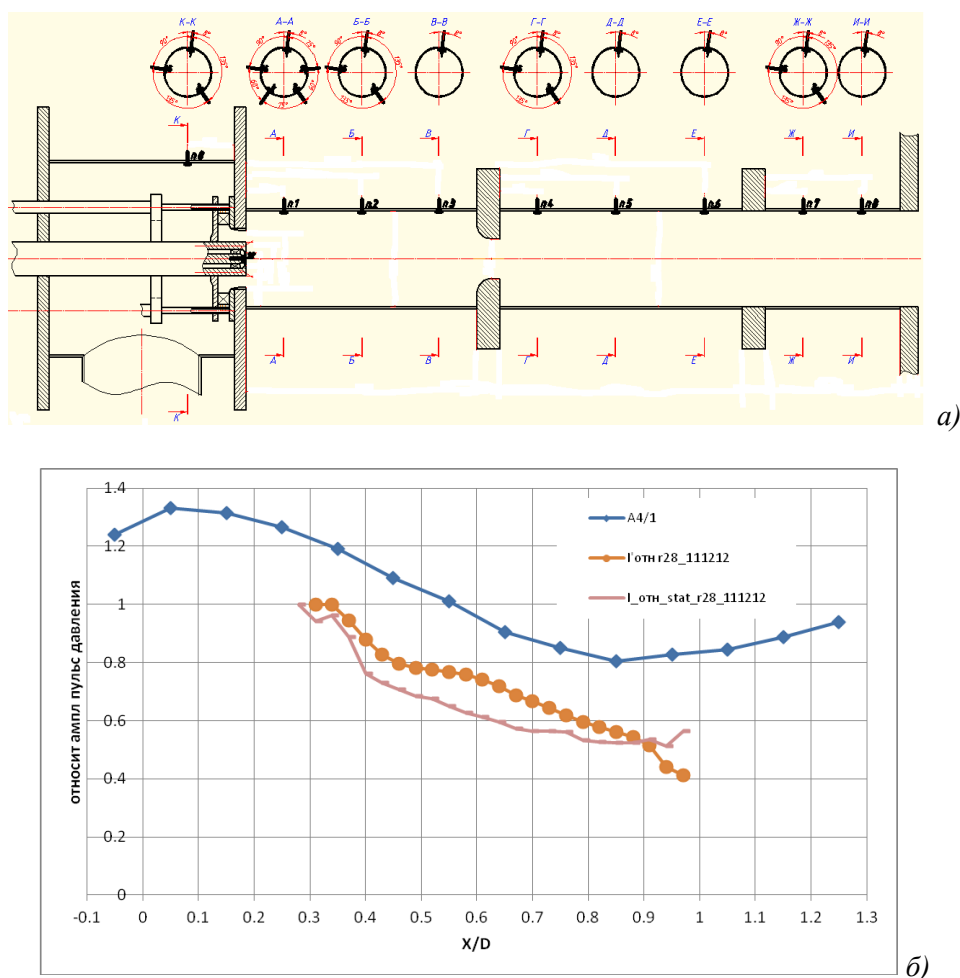


Рис. 4. Схема измерения пульсаций давления и места установки датчиков (а) и распределение амплитуды пульсаций давления вдоль оси ЖТ (б) [8–9]

На рисунке 5 приведены результаты измерений с датчика динамического давления на данном режиме работы модельной КС.

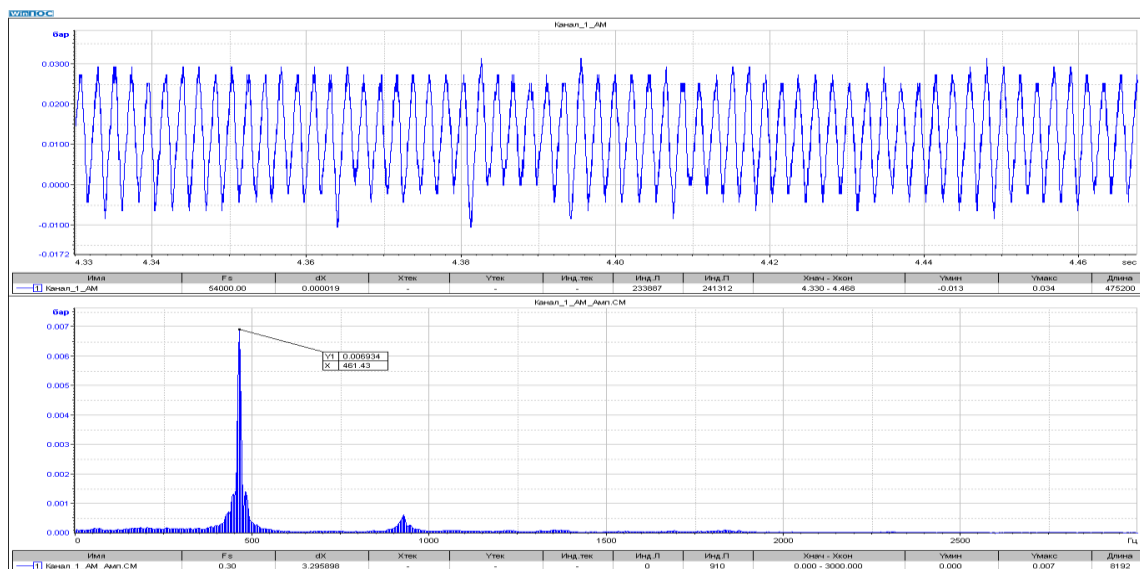


Рис. 5. Сигнал датчика динамического давления (верх) и его частотный спектр (низ)

Из анализа данных, видно, что наибольшая амплитуда колебаний давления наблюдается на расстоянии 0,1–0,3 диаметра жаровой трубы (ЖТ) от ее торцевой поверхности (выхода из горелочного устройства). Таким образом, установка пассивного шумоглушителя (акустического демпфера) по типу узкополосного резонатора необходима в данном месте ЖТ для обеспечения максимального эффекта поглощения звуковых волн.

Был проведен расчет акустического демпфера, для поглощения наблюдаемых во время эксперимента пульсаций давления, и выполнено его моделирование для установки на ЖТ модельной КС.

На рисунке 6 представлена модель с установленным акустическим демпфером, предназначенная для поглощения акустической энергии, возбуждаемой на исследуемом режиме работы модельной КС.

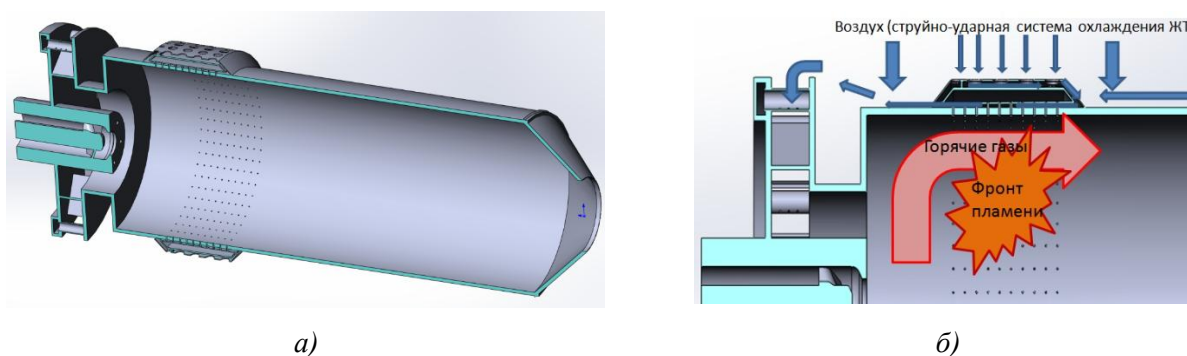


Рис. 6. Расчетная модель акустического демпфера (а)
и схема охлаждения стенок ЖТ в области установки акустического демпфера (б)

По результатам расчетных и экспериментальных данных, на расстоянии 0,1–0,3 диаметра ЖТ от ее торцевой поверхности наблюдаются высокие температуры стенок, поскольку именно в этой области располагается фронт пламени на режимах без поддержки пилотным топливом (PFR = 0%).



Для обеспечения охлаждения металла стенок ЖТ в области установки акустического демпфера организована специальная система охлаждения, позволяющая продувать пространство между наружной стенкой ЖТ и стенкой акустического демпфера.

В малоэмиссионных камерах сгорания для увеличения операционной гибкости и подавления термоакустических пульсаций давления рекомендуется выполнить акустический высокочастотный фильтр для подавления высокой частоты пульсации горения. Их конструкция — модифицированные резонаторы Гельмгольца, которые являются отличным средством для подавления пульсаций давления, но, при этом, работают лишь в узкой полосе частот. При этом, чем выше частота пульсаций давления, тем шире полоса частот, которые сумеет поглотить резонатор. Рекомендуется применить следующие решения: корпус демпфера выполнить из нескольких отдельных объемов, соединенных между собой специальными каналами. Подбор каналов рекомендуется выполнять экспериментально, чтобы получить необходимые характеристики резонатора, позволяющего подавлять широкий диапазон высоких частот пульсаций давления.

Демпферы оказывают влияние не только на расширение стационарных режимов работы ГТУ, но являются эффективными при переключении работы с одного режима (диффузионного) на другой (малоэмиссионный).

Выводы

Современные требования к камерам сгорания газовых турбин становятся все более и более сложными. Широкие диапазоны изменения состава топливного газа, климатических условий и расширение малоэмиссионного диапазона по нагрузке требуют надежных систем сгорания. Возникает необходимость в камерах сгорания с высокой эксплуатационной гибкостью для обеспечения быстрых изменений по нагрузке или оперативного переключения топлива с газа на дизель и наоборот.

Мировая инженерная наука в области расширения диапазона устойчивого горения МЭКС энергетических ГТУ развивается в область исследований и разработок как активного, так и пассивного демпфирования возникающих неустойчивостей горения.

Принципиальным моментом подавления процессов развития вибрационного горения является совершенствование конструкций МЭКС и внедрение различных широкополосных и узкополосных резонаторов.

Методы пассивного подавления виброгорения — применение резонаторов Гельмгольца и четвертьволновых трубок, широкополосных резонаторов, ступенчатое дозирование основного и пилотного топлива, изменение геометрии горелок ПС, демпфирование колебаний состава смеси и пульсаций потока. Виброгорение часто вызывается сочетанием механизмов, более эффективно сочетание методов подавления. Проблема пассивного контроля состоит в узком диапазоне эффективности каждого из них. Кроме того, необходимые изменения конструкции требуют значительных затрат труда и времени.

Список литературы

1. *Satoshi Tanimura, Masakazu Nose, Koichi Ishizaka, Satoshi Takiguchi, Jose Rodriguez* "Advanced dry low NO_x combustor for mitsubishi G class gas turbines" Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air GT2008 June 9–13, 2008, Berlin, Germany GT2008-50819.

2. *Katsunori Tanaka, Wataru Akizuki, Koichi Nishida* "Gas Turbine Combustor Technology Contributing to Environmental Conservation", Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. Vol. 46. No. 2 (June. 2009), P. 6–12.
3. *Leonard G, Stegmaier J.* Development of an aero-derivative gas turbine dry low emissions combustion system. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 1994; 116:542–6.
4. *A. Verdouw, D. Smith, et al.* Патент US 6,691,515 B2, Feb. 2004, DRY LOW COMBUSTION SYSTEM WITH MEANS FOR ELIMINATING COMBUSTION NOISE, Rolls-Royce Corporation.
5. *Mueller et al.*, Патент US 8,567,197 B2, Oct. 29, 2013, ACOUSTIC DAMPER, General Electric Company.
6. *J. Blouch, Hejie Li, Mark Mueller, Richard Hook* "FUEL FLEXIBILITY IN LM2500 AND LM6000 DRY LOW EMISSION ENGINES", ASME Turbo Expo 2011, June 6–10, GT2011-45387'.
7. *Тумановский А. Г., Васильев В. Д., Булысова Л. А., Лебедев А. В., Акилин В. А.* Подавление процессов неустойчивости горения бедных топливовоздушных смесей в камерах сгорания ГТУ пассивными способами // Электрические станции. — 2025. — № 1 (1122). — С. 10–16. — DOI: 10.71841/EP.ELST.2025.1122.1.01.
8. *Булысова Л. А., Васильев В. Д., Берне А. Л.* Методика обработки экспериментальных данных неустойчивости горения // Энергетик. — 2014. — № 1. С. 55–59.
9. *Васильев В. Д., Булысова Л. А., Берне А. Л.* Влияние формы пламени на устойчивость процесса в малоэмиссионной камере сгорания // Электрические станции. — 2015. — № 12. С. 55–61.



БАЛАНСИРОВОЧНЫЕ СТАНКИ, ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЕ, РЕМОНТ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИ ВИБРОНАЛАДКЕ ОБОРУДОВАНИЯ

А. Г. БАБАСКИН

(Общество с ограниченной ответственностью «ДИАМЕХ 2000», г. Москва, Россия)

В статье рассмотрен опыт работы ООО «ДИАМЕХ 2000» в области создания станков для балансировки основного и вспомогательного ротационного оборудования электрических станций.

Ключевые слова: вибрация, дисбаланс.

Проблемы диагностики оборудования электрических станций для повышения безаварийности, надежности данного сектора машиностроения безусловно являются чрезвычайно важным направлением деятельности.

Одним из проверенных комплексных методов диагностирования является оценка вибросостояния механизма, что требует углубленной проработки как теоретических основ рассматриваемых процессов, так и внимательной оценки массы метрологических особенностей данного явления.

Компания ДИАМЕХ 2000 уже более 30 лет занимает на рынке виброизмерительного и балансировочного оборудования достойное положение, число предприятий — пользователей нашего оборудования насчитывает около 3000 компаний в России и зарубежье. Причем мы стараемся предлагать не только версии оборудования, работающего по известным проверенным временем принципам, но и стремимся использовать новый полезный опыт, аккумулируемый как на производстве, так и в научной среде.

Следует признать, что в период ремонта технологического оборудования электрических станций выполняется большой объем различных работ, которые приводят к разбалансировке роторов — замена рабочих лопаток, снятие и посадка бандажей роторов генератора, замена насосных колес и др.

В таких случаях обязательной процедурой является балансировка, условия выполнения которой отражаются в технических условиях рабочих чертежей практически любого механизма с вращающимися элементами.

Причем достаточно очевидно преимущество балансировки ротора на балансировочном станке по сравнению с балансировкой агрегата в сборе, непосредственно на рабочем месте — безусловная доступность поверхностей балансируемого ротора для корректировки на станке и, что важно, возможность обеспечить более высокую точность самой балансировочной процедуры. Безусловно это требует серьезных вложений на станок, но суммарный эффект без сомнения положительный — это проверено временем.

Предлагаемые нами балансировочные станки имеют

- высокую точность в широком диапазоне масс и размеров роторов,
- простоту настройки и возможность проверки станка,

- позволяют балансировать ротора в широком диапазоне их размеров,
- имеют малое энергопотребление, особенно для низкооборотной зоны балансировочной частоты, при стабильном обеспечении качества балансировки.

В современных условиях реальных производств ремонтный персонал часто сталкивается со скрытыми причинами странных и не всегда понятных изменений вибропараметров, которые сложно или очень трудоемко выявить существующими способами. В таких случаях опытные диагносты могут выполнить на наших балансировочных станках ряд исследовательских работы с ротором без ущерба для опорных шеек ротора — провести проверку стабильности показателей, динамическое спрямление оси от статического прогиба, контроль за наличием и влиянием необоротных составляющих вибрации при балансировке, проверку отсутствия резонансных эффектов в рабочей зоне станка от возможных дефектов ротора (наличие/отсутствие развивающихся трещин, «слабые» посадки при номинальной сборке с натягом, наличие/отсутствие «подвижных» элементов на роторе и т.п.).

ДИАМЕХ 2000 широко пропагандирует современные подходы к оценке процесса вибродиагностики:

- внедрение в документацию современных единиц оценки дисбаланса — удельного дисбаланса — позволяет наглядно, еще на стадии проектирования изделий увязывать назначаемые параметры дисбаланса с технологическими возможностями производства, сближать «высокие идеи» вибродиагностики с «приземленными» производственными действиями типа подготовки баз, слесарно-сборочными работами, контрольно-измерительными операциями [1];
- вибрация машин часто определяется не только и не столько правильностью балансировки и, соответственно, сознательностью и квалификацией балансировщика, но и набором прочих факторов, формирующих узел из деталей после балансировки: сборка-разборка для установки ротора в корпус, соблюдение силовых и температурных параметров при сборке, учет возможных изменений достигнутого дисбаланса при использовании технологической оснастки (например, технологических подшипников и т.п.) [2].

Наконец в процессе оценки вибросостояния работающих машин нашло свое должное место понимание роли опорных подшипников с телами качения, которые можно и нужно проверять на вероятные уровни вибрации до установки в узел. Для этого мы предлагаем современные виброизмерительные станки типа СП, разработанные совместно со специалистами подшипниковой отрасли.

Работы в этом направлении предстоит еще много, особенно с учетом фактического отсутствия или некоторого «засекречивания» нормативной базы на подшипниковую продукцию со стороны производителей подшипников.

Но с точки зрения применения балансировочных станков на этом уровне производства мы тоже стремимся обеспечить большую эффективность ремонтного цикла, создавая оснастку для балансировочных станков, с помощью которой можно балансировать на станках ротора на своих подшипниках. В этом случае достаточно легко выявить неблагоприятную вибрационную картину ротора и без существенных затрат (без разборки целого готового узла) еще до окончания полной сборки узла обеспечить замену подшипников для подтверждения требуемых рабочих условий механизма.

Для полноценного использования высокоточного балансировочного оборудования мы продолжаем процесс подготовки специалистов по балансировке в рамках программ Учебного центра: выполняется обучение специалистов, не имевших квалификации в балансировке, а так

же повышение квалификации опытных специалистов в использовании технических и технологических новинок, включая ознакомление с новыми разработками по балансировочным приборам.



Рис. 1. Балансировочные станки для роторов энергетических турбоагрегатов

Модернизация балансировочных станков на электростанциях

На ряде электростанций сохранились станки маятникового типа. Эти станки успешно работали в СССР, но устарели физически с точки зрения конструкции приводной части и по конструкции измерительной системы. ДИАМЕХ 2000 проводит их модернизацию, возвращая к жизни это уникальное оборудование.

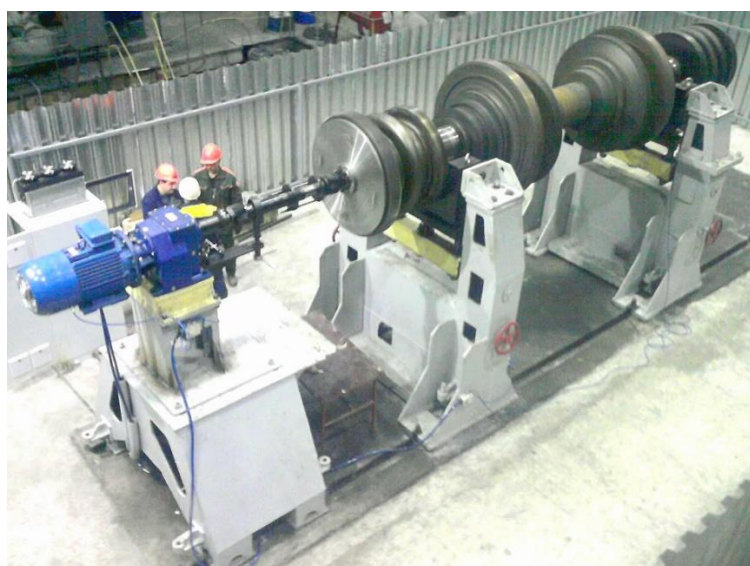


Рис. 2. Балансировочные станки серии ВМ для вспомогательного оборудования



Рис. 3. Балансировка приводного электродвигателя



Рис. 4. Балансировка насоса с 10-ю колесами

По мере распространения станков фирмы «ДИАМЕХ 2000» появилась возможность обобщать производственный опыт использования наших балансировочных станков, добиваясь большей эффективности, совершенствуя новые станки и модернизируя ранее выпущенные и уже работающие на предприятиях.

Готовы к решению Ваших проблем в области использования балансировочного оборудования, к обмену опытом для успешного и эффективного использования энергетического оборудования.

Список литературы

1. ГОСТ 20076-2007 «Станки балансировочные. Основные параметры и размеры».
2. Гольдин А. С. Вибрация роторных машин. — М.: Машиностроение, 1999.



ЭВОЛЮЦИЯ СТАНДАРТОВ ПО ВХОДНОМУ КОНТРОЛЮ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ — ОТ СТАНДАРТОВ СССР ДО НАШЕГО ВРЕМЕНИ.

Д. Ф. СКВОРЦОВ

(Общество с ограниченной ответственностью «ДИАМЕХ 2000», Москва, Россия)

В статье проведен сравнительный анализ стандартов, распространяющихся на подшипники качения. Проанализированы действующие и замененные стандарты, в которых упоминается входной контроль подшипников качения на специальных стендах с помощью измерения вибрации.

Ключевые слова: ГОСТ, входной контроль, подшипник качения, измерение вибрации.

1. Исторические основы стандартизации в подшипниковой отрасли

Развитие отечественной подшипниковой промышленности и ее системы стандартизации неразрывно связано с деятельностью ключевых научных и технических институтов.

Научный потенциал подшипниковой промышленности СССР начал свое развитие с 1943 г. — с создания Экспериментального научно-исследовательского института подшипниковой промышленности, который в 1960г. был объединен с Центральным конструкторским бюро. В это же время было организовано новое опытное производство подшипников и специального оборудования. До 1992г. это объединение именовалось **НПО ВНИПП** — Научно-производственное объединение Всесоюзный Научно-Исследовательский конструкторско-технологический институт Подшипниковой Промышленности.

ВНИПП на протяжении десятилетий являлся главным центром, определяющим техническую политику в области производства, исследований и стандартизации подшипников качения в СССР. Институт выполнял функции головной организации по разработке и внедрению практически всей нормативно-технической документации, включая ГОСТы. Специалисты ВНИПП заложили фундамент классификации, методам испытаний и контролю качества подшипников качения, который, в значительной степени, актуален и сегодня.

Прямым преемником и развитием этой работы стало создание **Технического комитета (ТК) по стандартизации ТК-307 «Подшипники качения»**. Этот комитет является национальным зеркалом международного технического комитета **ISO/TC 4 «Rolling bearings»**. Именно в ТК-307 сегодня сосредоточена работа по актуализации, разработке и гармонизации российских стандартов с международными (ISO) и европейскими (EN) нормами. Деятельность ТК-307 обеспечивает конкурентоспособность отечественной продукции на мировом рынке и дает доступ российским предприятиям к передовым технологиям.

Таким образом, современная система стандартов по подшипникам качения — это результат эволюции от мощной советской системы (ВНИПП) к интегрированной в глобальное пространство системе (ТК-307).

2. Эволюция базового стандарта. Сравнительный анализ требований к контролю вибрации подшипников в ГОСТ 520-89 и ГОСТ 520-2011

Переход от ГОСТ 520-89 «Подшипники качения. Общие технические условия» [1] к ГОСТ 520-2011 [2] является не простой редакционной правкой, а сменой парадигмы в стандартизации.

	ГОСТ 520-89	ГОСТ 520-2011
Разработчик	Разработан в эпоху доминирования ВНИИП и был ориентирован на внутренний рынок и специфические требования советского машиностроения	Разработан межгосударственным ТК-307 в рамках политики гармонизации с международными стандартами. Базовая организация ТК — НИЦ ЕПК
Нормирование вибрации	Нормирование вибрации требовалось для входного контроля подшипников категорий А (повышенного качества — классы точности 5, 4, 2, Т.) и В (нормального качества — классы точности 0, 6, 5) или С (не требовалось) (Пункты стандарта 2.3, 2.22.1, 4.7)	Произведен отказ от категорий подшипников А, В, С. Появляется специальное требование к контролю вибрации — индекс «Ш». В разделе 9.8 «Методы контроля» прямо указано, что вибрация должна соответствовать требованиям, установленным в нормативной документации на подшипники конкретных типоразмеров. Это отсылает производителей и потребителей к серии ГОСТ 52545. (Пункты стандарта 7.25, 8.2, 9.8)
Ключевое изменение	Вибрация подшипника — это обязательное требование для подшипников категории А и В	Вибрация — это специальное требование для подшипников только с индексом «Ш»

ГОСТ 520-2011, в отличие от своего предшественника, делает контроль вибрационных характеристик неотъемлемой частью оценки качества только подшипника с индексом «Ш». В старой версии ГОСТ 520-89 отсутствовала разница между «обычными» и «специальными» исполнениями подшипников, и вибрация подшипников использовалась для входного контроля всех подшипников, за исключением подшипников пониженного класса точности (8, 7, 0). Для контроля подшипников по вибрации без индекса «Ш» нужно контроль вибрации на стенде СП-180М по ГОСТ 34905 прописывать в Договоре на поставку подшипников отдельным пунктом.

3. Методы контроля: сравнение серий стандартов ГОСТ 52545 и ГОСТ 34905

Давайте теперь перейдем к сравнению самих методов диагностики описанных в стандартах:

- **ГОСТы 52545 2006-2013 гг. [3, 4, 5, 6] «Подшипники качения. Методы измерения вибрации».** Это первая версия адаптации международного стандарта ISO 15242 в России. ГОСТ 52545 был пионером в установлении единых методов измерения вибрации на



специальном стенде. Со временем международный стандарт был пересмотрен и усовершенствован.

- Серия ГОСТ 34905 (Части 1-4, 2021–2022 гг.) [7, 8, 9, 10]. Это актуальная версия, представляющая собой современный комплект стандартов, гармонизированных с последними редакциями ISO 15242. Ключевое отличие и преимущество: серия ГОСТ 34905 расширена и детализирована. Если ГОСТ 52545 предусматривал измерение вибрации только на двух частотах вращения внутреннего кольца, то новая серия ГОСТ 34904 включает новые обороты и полосы контролируемых частот для испытания крупногабаритных и прецизионных подшипников.

Переход от ГОСТ 52545 к серии ГОСТ 34905 — это переход от базового документа к стандарту, адаптированному к реальным приводным промышленным установкам, позволяющий проводить входной контроль подшипников качения по вибрации.

Частоты вращения в новом ГОСТ дополнены двумя новыми диапазонами 700 и 3600 об./мин. и добавлены новые полосы контролируемых частот.

4. Проблема отсутствия норм на вибрацию для подшипников.

Несмотря на значительный прогресс в стандартах, в системе стандартизации сохраняется серьезный пробел. Существующие нормы вибрации (Методика измерений МИ ИЦ ЕПК 001-11) [11], действие которых продлено до конца 2029 года, не учитывают потребности рынка в испытании как крупных подшипников с внутренним диаметром свыше 100–150 мм и массой свыше 20 кг, так и прецизионных подшипников.

4.1. Подшипники больших размеров (тяжелого машиностроения)

Методика разработана для номенклатуры подшипников общего машиностроения (преимущественно с посадочными диаметрами до 150 мм). Для крупногабаритных подшипников, используемых в энергетике, металлургическом оборудовании, и т.п. отсутствуют нормы вибрации.

Развитие норм сдерживает невозможность применения стандартных стендов (требуются большая мощность привода и нагрузки), «большие» уровни вибрации контролируемых подшипников, перекрывающие динамический диапазон измеряемой величины, сложность установки и снятия подшипника большого размера на стенд.

В результате, производители стендов и потребители подшипников вынуждены разрабатывать Технические Условия (ТУ) — нормы и условия испытания, что затрудняет объективное сравнение продукции и создает риски для надежности критически важных узлов.

4.2. Прецизионные подшипники

Современные высокоточные подшипники даже относительно большого размера (диаметр отверстия 25–40 мм) создают вибросигнал крайне малой величины и соизмеримый с шумами измерительной системы. Требуются специальные стенды, работающие с минимальными собственными вибрационными шумами и рассчитанные на новые частоты испытаний.

В результате возникает сложность объективной оценки качества и отбраковки дефектных подшипников, что напрямую сказывается на надежности и точности конечной продукции, использующей прецизионные подшипники.

Заключение

Отечественная система стандартизации подшипников качения прошла сложный путь от замкнутой, но эффективной системы, созданной ВНИПП к гармонизированной с мировыми требованиями системе ТК-307. Базовый стандарт ГОСТ 520 привел нормирование вибрации в соответствие с международной практикой, а серия ГОСТ 34905 предоставила современный инструментарий для ее контроля. Однако для сохранения конкурентоспособности в тяжелом машиностроении и высокотехнологичных отраслях необходима дальнейшая работа по разработке и внедрению стандартов и норм для специальных групп подшипников, что является актуальной задачей для научного сообщества и ТК-307 на ближайшее будущее.

Список литературы

1. ГОСТ 520-89 «Подшипники качения. Общие технические условия». Статус — заменен ГОСТ 520-2011.
2. ГОСТ 520-2011 «Подшипники качения. Общие технические условия».
3. ГОСТ Р 52545.1-2006 «Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 1. Основные положения». Стандарт определяет основные положения методов измерения вибрации подшипников качения. Статус — отменен.
4. ГОСТ Р 52545.2-2012 «Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 2. Радиальные и радиально-упорные шариковые подшипники». Статус — отменен.
5. ГОСТ Р 52545.3-2011 «Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 3. Роликовые конические и радиальные сферические подшипники». Статус — отменен.
6. ГОСТ Р 52545.4-2013 «Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 4. Радиальные роликовые цилиндрические подшипники». Статус — отменен.
7. ГОСТ 34905.1-2022 (ISO 15242-1:2015) «Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 1. Основные положения».
8. ГОСТ 34905.2-2022 (ISO 15242-2:2015) «Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 2. Шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники». Устанавливает методы измерения вибрации радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников.
9. ГОСТ 34905.3-2022 (ISO 15242-3:2017) «Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 3. Роликовые сферические и конические подшипники». Определяет методы измерения вибрации роликовых сферических двухрядных и конических однорядных/двухрядных подшипников.
10. ГОСТ 34905.4-2022 (ISO 15242-4:2017) «Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Часть 4. Цилиндрические подшипники».
11. МИ ИЦ ЕПК.001-11. «Подшипники качения. Вибрация. Методика измерений».



ВЛИЯНИЕ СПЕКТРАЛЬНОЙ ПЛОТНОСТИ ШУМА (NSD) НА ХАРАКТЕРИСТИКУ МЭМС И ПЬЕЗО-АКСЕЛЕРОМЕТРОВ В ДИАПАЗОНЕ ОТ 0 ДО 1000 ГЦ

В. А. ВАСИЛЬЕВ¹, Д. В. ТАРАДАЙ²

¹Общество с ограниченной ответственностью «СИГМА», г. Челябинск, Россия;

²Акционерное общество «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт», г. Москва, Россия)

Современные системы виброконтроля и диагностики используют в качестве датчиков вибрации пьезоакселерометры. Это высокоточные и надежные приборы. В последнее время начинает появляться аппаратура, в составе которой используются МЭМС датчики. МЭМС технологии (микроэлектромеханические системы) работают с низким уровнем питания, позволяют создавать системы контроля работающие на батареях длительное время. Годами. Новые технологии позволяют встраивать в корпуса датчиков микрокомпьютеры, снижая тем самым стоимость систем диагностики. Но имеют и существенные недостатки. В частности, высокие уровни электронных шумов. Спектральная плотность шума МЭМС акселерометров может быть более чем в 100 раз выше, чем у пьезоакселерометров. Цель работы — экспериментальная оценка влияния спектральной плотности шума на характеристики вибродатчиков и соответствия этих характеристик требованиям стандартов.

Ключевые слова: спектральная плотность шума, отношение сигнал/шум, пьезоакселерометр, МЭМС акселерометр, характеристика виброканала.

В настоящее время основным типом вибродатчиков в системах контроля и диагностики является пьезоакселерометр. Этот тип датчика использует пьезоэффект — преобразуя механические колебания в электрический сигнал. В последнее время интенсивно развивается направление использования МЭМС акселерометров в качестве приборов контроля вибрационного состояния машин и механизмов. МЭМС акселерометр представляет собой микромассу на микропружине. При перемещении или колебании массы генерируется электрический сигнал. Датчик МЭМС работает от 0 Гц. Чем выше частота резонанса, тем шире линейный, рабочий диапазон датчика. Резонанс датчиков МЭМС может находиться в диапазоне от 2,5 до 30 кГц. Одним из недостатков является сравнительно высокий уровень электронного шума. Оценка уровня шума проводится с использованием параметров: **Отношение сигнал/шум (SNR, signal-to-noise ratio)** и **спектральная плотность шума (NSD, noise spectral density)**. Спектральная плотность шума это современный параметр, с помощью которого оценивают качество как ПЬЕЗО акселерометров, так и МЭМС акселерометров. В качестве примера в таблице 1 приведены значения спектральной плотности шума для датчиков фирмы «Analog Devices» и фирмы «Диамех». Шум пьезоакселерометра более чем в 100 раз меньше, чем шум МЭМС датчика.

Таблица 1

Спектральная плотность шума вибродатчиков

МЭМС «Analog Devices»:		Пьезоакселерометр «Диамех»	
ADXL326:	300 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	Датчик AC 102-1):	2 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$

Экспериментальная проверка влияния уровня спектральной плотности шума на характеристику МЭМС и Пьезо акселерометров в диапазоне частот от 0 до 1000 Гц

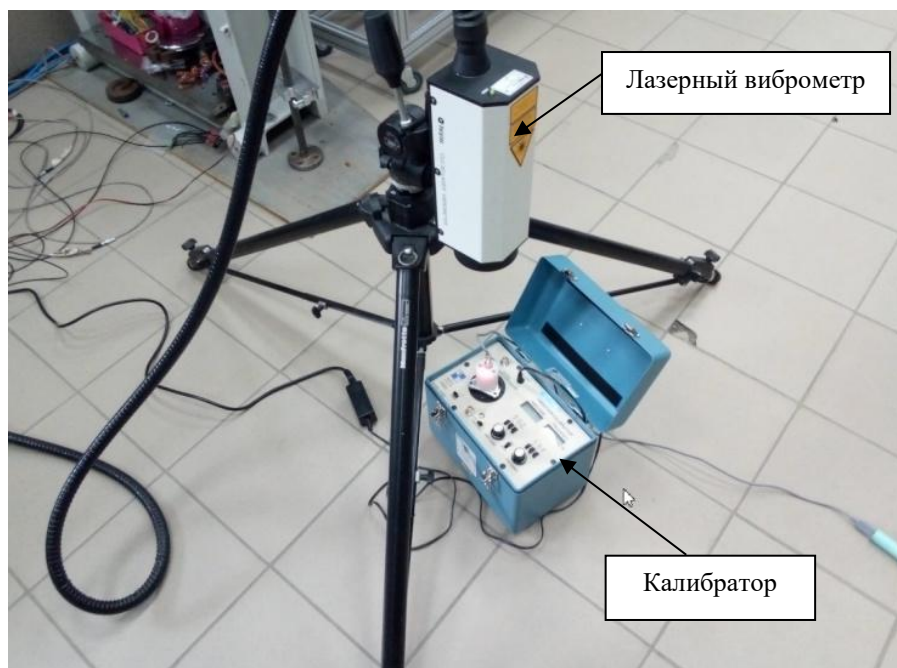
В качестве калибровочного стенда использовался:

- Калибратор PCB Piezotronics 9100C.
- Лазерный виброметр CLV-3220.

Сравнивались вибродатчики:

- Фирмы СИГМА. МЭМС датчик ADXL 326. NSD = 300 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$.
- 12 разрядное АЦП, SNR = 74 dB.
- Фирмы Диамех. AC 102-1. NSD = 2 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$.

Калибратор «PCB Piezotronics 9100C» и Лазерный виброметр «CLV-3220» приведены на рисунке 1. Измерение вибропараметров с МЭМС датчика «СИГМА» проводилось по радиоканалу непосредственно на сервер базы данных.



*Рис. 1. Состав калибровочного стенда:
Калибратор PCB Piezotronics 9100C; Лазерный виброметр CLV-3220*

Канал виброконтроля фирмы «СИГМА». МЭМС преобразователь

Калибровка датчиков МЭМС фирмы «СИГМА» (рис. 2) проводилась на фиксированных частотах с заданным уровнем виброскорости равной 7,5 мм/с. Контрольные измерения проводились лазерным виброметром CLV 3220. Данные измерений приведены в таблице 2 и на рисунке 3.

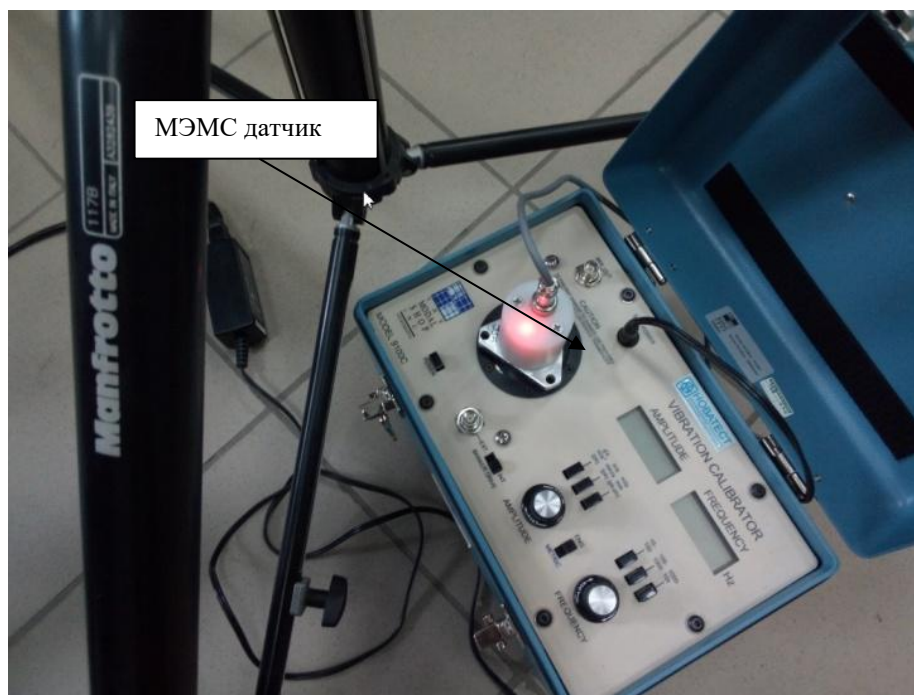


Рис. 2. МЭМС датчик фирмы «СИГМА» на калибраторе PCB Piezotronics 9100C

Таблица 2

Результаты измерения вибрации МЭМС датчика фирмы «СИГМА»

Частоты, Гц	10	15	20	45	80	160	300	500	750	1000
PCB Piezotronics, мм/с	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
CLV 3220, мм/с	7,5	7,8	7,7	7,2	7,1	7,6	7,3	7,4	7,3	7,2
Датчик СИГМА, мм/с	7,3	7,4	7,2	7,1	6,7	7,3	7,2	7,1	6,9	6,12

Калибратором PCB Piezotronics 9100C на каждой частоте выставлены амплитуды 7,5 мм/с. Результаты измерения лазерным виброметром CLV 3220 дают неравномерные значения амплитуд в пределах $\pm 2\%$. Погрешность МЭМС датчика определялась относительно значений амплитуд, полученных виброметром CLV 3220. Отношение амплитуды полученной МЭМС датчиком к амплитуде, полученной лазерным виброметром ($V_{\text{«СИГМА»}}/V_{\text{«CLV3220»}}$), приведены в следующей таблице 3.

Таблица 3

Отклонение МЭМС датчика от показаний лазерного виброметра

Частоты, Гц	10	15	20	45	80	160	300	500	750	1000
$V_{\text{«СИГМА»}}/V_{\text{CLV3220}}$	0,98	0,95	0,94	0,99	0,94	0,96	0,99	0,96	0,93	0,85

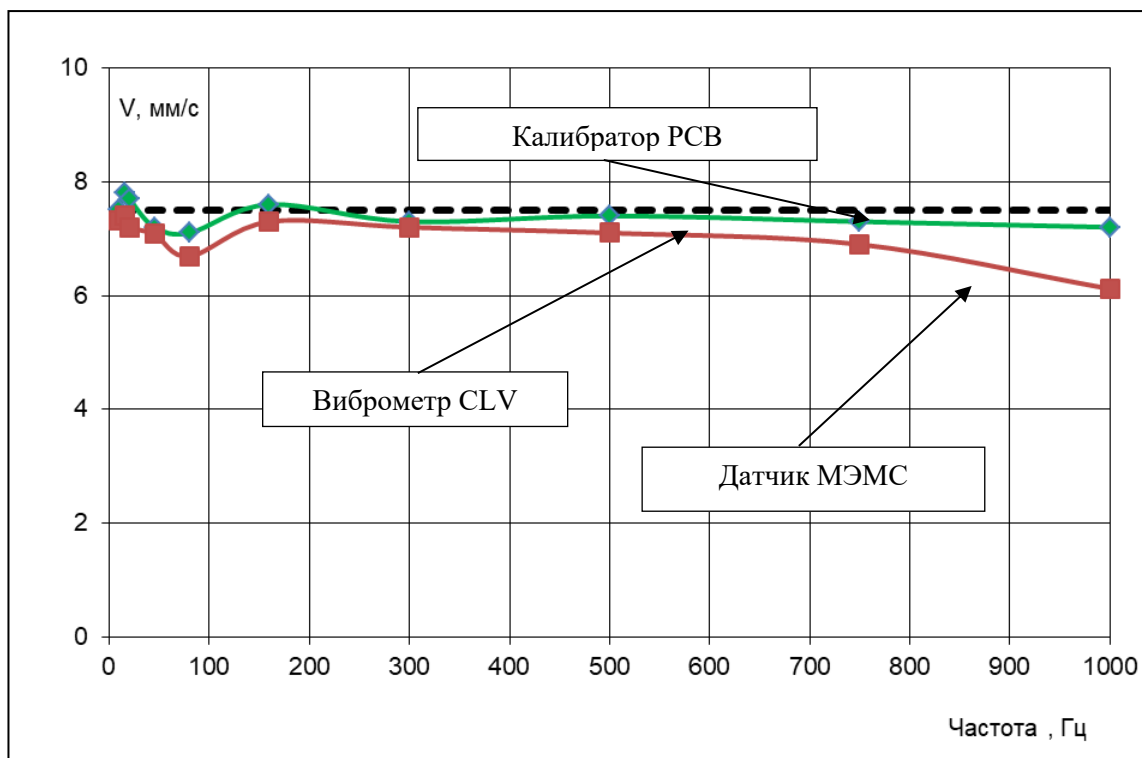


Рис. 3. Результаты измерений виброскорости МЭМС датчика «СИГМА» на калибровочном стенде

Неопределенность по амплитуде в диапазоне частот от 10 750 Гц находится в пределах $\pm 3\%$. Завал начинается на частоте 750 Гц. На частоте 1000 Гц падение порядка 15 %. Стандарт 2954 от 2014 [10] года «Вибрация, контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Требования к средствам измерений» допускает завал на границах частотного диапазона до 5dB, это порядка 30–40 %. Характеристика требований к средствам измерений приведена на рисунке 4.

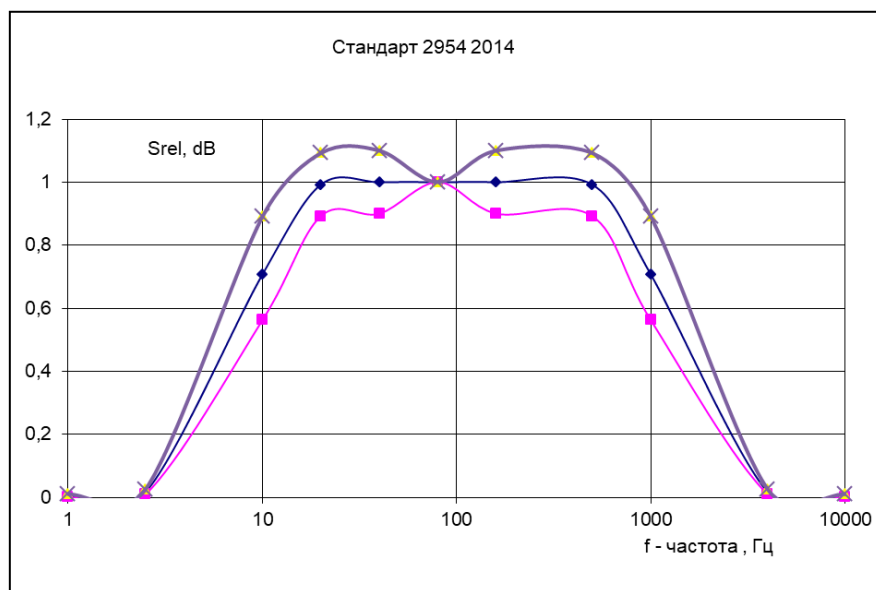


Рис. 4. Характеристика датчика вибрации в зависимости от частотного диапазона в соответствии со стандартом 2954 от 2014 года

Канал виброконтроля фирмы «Диамех». Пьезоакселерометр

Измерение вибропараметров с датчика фирмы «Диамех» проводилось с использованием переносного прибора «ОНИКС» (рис. 5) по радиоканалу непосредственно на сервер базы данных.



Рис. 5. Переносной виброанализатор «ОНИКС» фирмы «Диамех»

Калибровка канала измерения переносного виброанализатора в комплекте с пьезоакселерометрами АС 102-1А № 4653 и № 4658 проводилась аналогично калибровки МЭМС датчика на фиксированных частотах с заданным уровнем виброскорости равной 7,5 мм/с. Контрольные измерения проводились лазерным виброметром CLV 3220. Датчик № 4653 с обычной полосой частот, № 4658 — низкочастотный. Линейная характеристика от 0,5 Гц.

Данные измерений для датчика № 4653

Погрешность пьезоакселерометра «ДИАМЕХ» определялась относительно значений амплитуд, полученных лазерным виброметром CLV 3220. Результаты измерений приведены в таблице 4. Отношение амплитуды полученной вибродатчиком к амплитуде полученной лазерным виброметром («ДИАМЕХ»/ «CLV3220») приведены в следующей таблице 5.

Таблица 4

Результаты измерения вибрации канала «ОНИКС» с датчиком АС 102-1А №4653

Частота, Гц	10	15	20	45	80	160	300	500	750	1000
PCB Piezotronics, мм/с	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
CLV 3220, мм/с	7,5	6,1	6,4	6,2	6,3	6,1	6,2	6,6	6,2	6,7
ОНИКС №4653, мм/с	5,86	6,59	6,62	6,09	6,05	5,98	5,76	5,84	5,79	5,36

Таблица 5

Отклонение датчика 4653 от показаний лазерного виброметра

Частоты, Гц	10	15	20	45	80	160	300	500	750	1000
ОНИКС / CLV3220	0,78	1,08	1,03	0,98	0,96	0,98	0,92	0,88	0,93	0,8

На рисунке 6 приведены данные измерений виброскорости датчика № 4653, полученные лазерным виброметром и виброанализатором «ОНИКС» фирмы «ДИАМЕХ».

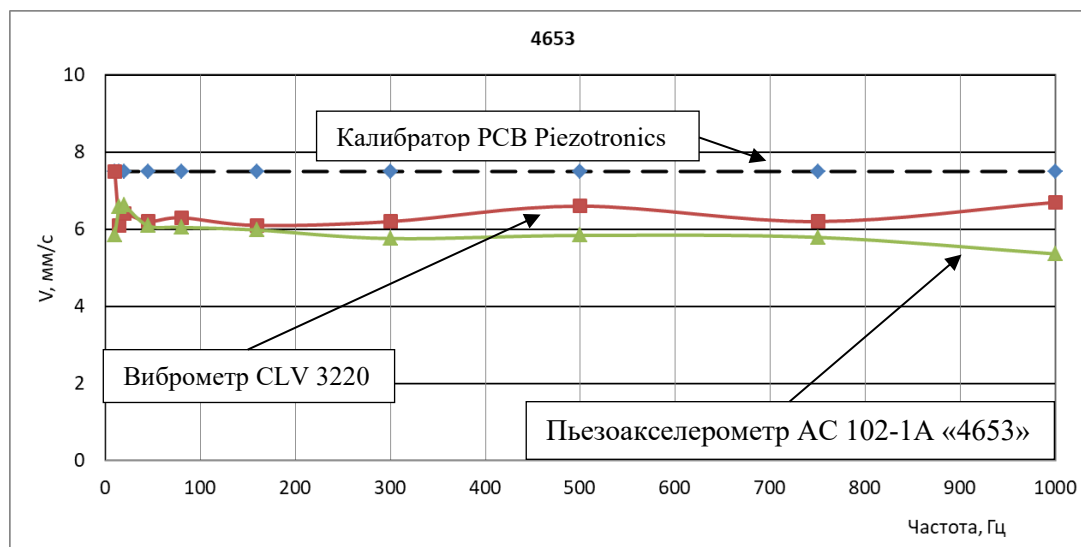


Рис. 6. Результаты измерений виброскорости пьезоакселерометра фирмы Диамех в комплекте с прибором «ОНИКС» на калибровочном стенде. Номер датчика 4653

Данные измерений для датчика № 4658

Частотный диапазон датчика АС 102-1А № 4658 от 0,5 до 10000 Гц. Измеряемый диапазон 10–10000 Гц. Полученные результаты сведены в таблицу 6.

Неопределенность по амплитуде в частотном диапазоне 15 Гц 800 Гц находится в пределах $\pm 3\%$. На частоте 10 Гц падение больше 22 %. На частоте 1000 Гц падение порядка 20 %.

Таблица 6

Результаты измерения вибрации канала ОНИКС с датчиком АС 102-1А № 4658

Частота, Гц	10	15	20	45	80	160	300	500	750	1000
PCB Piezotronics, мм/с	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
CLV 3220, мм/с	7,4	6,6	6,4	6,4	6,4	6,6	6,5	6,8	7	6,6
ОНИКС №4658, мм/с	7,8	7,12	6,58	6,55	6,52	6,36	6,26	6,34	6,22	5,68

Отношение амплитуды, полученной вибродатчиком АС 102-1А № 4658 в составе виброанализатора «ОНИКС», к амплитудам, полученным лазерным виброметром, приведены в таблице 7. Как видно из таблицы, использование диапазона 0,5–10000 Гц позволило существенно снизить относительную погрешность в районе 10–20 Гц. На частоте 1000 Гц падение по-прежнему порядка 15 %.

Таблица 7

Отклонение датчика 4658 от показаний лазерного виброметра

Частоты, Гц	10	15	20	45	80	160	300	500	750	1000
ОНИКС / CLV3220	1,05	1,08	1,03	1,02	1,02	0,96	0,96	0,93	0,89	0,86

На рисунке 7 приведены данные измерений вибрации, полученные лазерным виброметром и виброанализатором «ОНИКС» фирмы «ДИАМЕХ».

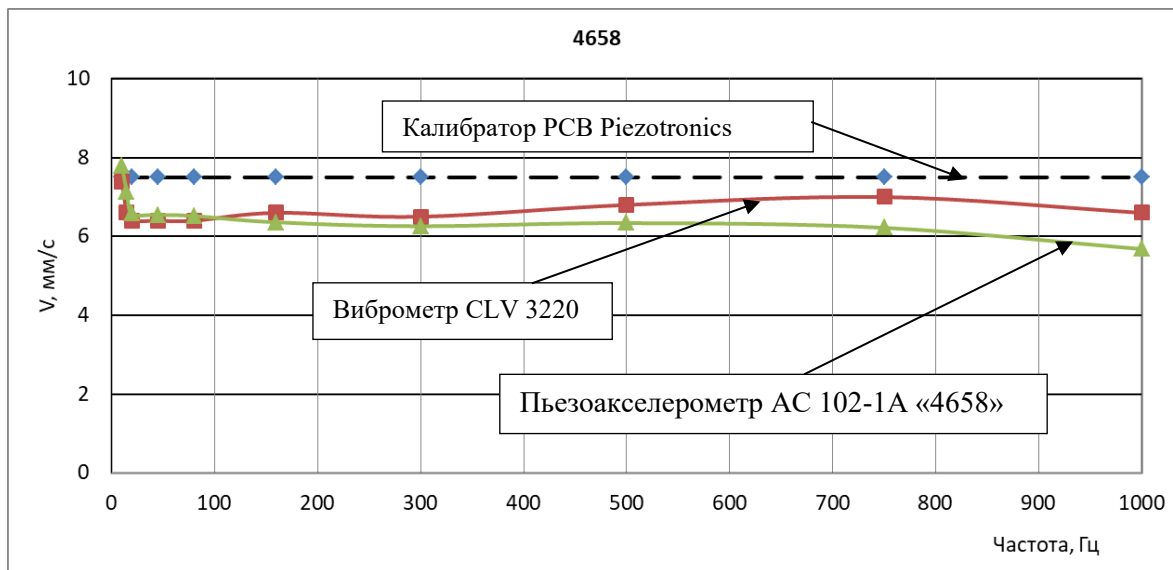


Рис. 7. Результаты измерений виброскорости пьезоакселерометра фирмы «Диамех» в комплекте с виброанализатором «ОНИКС» на калибровочном стенде. Датчик АС 102-1А № 4658

Выводы

1. Неопределенность по амплитуде МЭМС датчика фирмы «СИГМА» находится в пределах $\pm 3\%$. Завал начинается на частоте 750 Гц. На частоте 1000 Гц падение порядка 15 %.
2. Неопределенность по амплитуде пьезоакселерометра АС 102-1А № 4653 в частотном диапазоне 15–750 Гц находится в пределах $\pm 3\%$. На частоте 10 Гц падение больше 20 %. На частоте 1000 Гц падение порядка 15 %.
3. Неопределенность по амплитуде пьезоакселерометра АС 102-1А № 4658 с использованием диапазона 0,5–10000 Гц в районе 10–20 Гц не превышает 3–5 %. На частоте 1000 Гц падение по-прежнему порядка 15 %.
4. По уровню неопределенности МЭМС датчик удовлетворяет требованиям стандарта на средства измерения и контроля вибрационного состояния 2954 от 2014 года и может использоваться для контроля вибрации промышленного оборудования ТЭС.
5. Характеристика канала виброаппаратуры определяется не только и не столько спектральной плотностью шума пьезоакселерометра или МЭМС датчика, но и характеристиками предусилителя, усилителя, блока питания.

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМЫ СДАРТ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ КОРПУСОВ ЦИЛИНДРОВ ПАРОВЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Д. В. ТАРАДАЙ¹, К. Е. БУГЛАЕВ²

¹Акционерное общество «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт», г. Москва, Россия;

²Закрытое акционерное общество «Комплексный мониторинг энергетических систем», г. Москва, Россия)

Нормализация тепловых расширений корпусов цилиндров паровых турбоагрегатов является одной из важных задач в энергетической отрасли. Эти нарушения проявляются в скачкообразном перемещении корпусов подшипников, 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.

Нарушение нормального характера теплового расширения корпусов цилиндров может привести к неравномерному смещению опор, задеваниям в проточной части по радиальным уплотнениям и проявляется в скачкообразных перемещениях корпусов подшипников, повышенных кручениях поперечных ригелей фундаментов и наклонах корпусов подшипников. Для технологического контроля состояния тепловых расширений, помимо методов вибрационной диагностики, АО «ВТИ» использует Систему диагностики абсолютных температурных расширений корпусов цилиндров паровых турбин (СДАРТ).

Ключевые слова. Вибрация, тепловые расширения, система диагностики, СДАРТ, наклон корпуса подшипника, наклон ригеля, турбина, турбоагрегат, валопровод.

К вопросам о тепловых расширениях турбоагрегатов

Надёжная и безаварийная работа турбоагрегатов является критически важным условием устойчивого функционирования энергосистемы и снижения риска внезапных простоев оборудования. Любые отклонения в работе основных узлов турбин приводят не только к снижению эффективности, но и могут являться источником аварийных ситуаций с серьёзными технико-экономическими последствиями. В этой связи особое значение приобретает контроль и обеспечение корректного протекания тепловых расширений корпусов цилиндров паровых турбоагрегатов [1, 2].

Нарушение нормального характера теплового расширения проявляется, в частности, в скачкообразных перемещениях корпусов подшипников (рис. 1), повышенных кручениях поперечных ригелей фундаментов и наклонах корпусов подшипников (рис. 2), а также в отсутствии возврата цилиндров в исходное (проектное) положение после полного остывания агрегата. К числу основных факторов, вызывающих такие отклонения, относятся коррозия и загрязнение поверхностей скольжения корпусов подшипников, повышенные

противодействующие усилия со стороны присоединённых трубопроводов, перекосы и защемления в поперечных шпонках, а также увеличение податливости ригелей поперечных рам фундамента.

Наибольшую угрозу для устойчивой и безаварийной работы турбоагрегата представляют кручение поперечных ригелей и связанные с этим наклоны корпусов подшипников (рис. 2). Под действием продольных сил, приложенных к поперечным шпонкам лап цилиндра, весь ригель поворачивается, что приводит к наклону фундаментной рамы и изменению взаимного положения опор. Такое изменение геометрии опорной системы приводит к нарушению исходной центровки роторов и формированию расцентровки, что существенно повышает динамическую нагрузку на подшипники и сопряжённые элементы ротора.

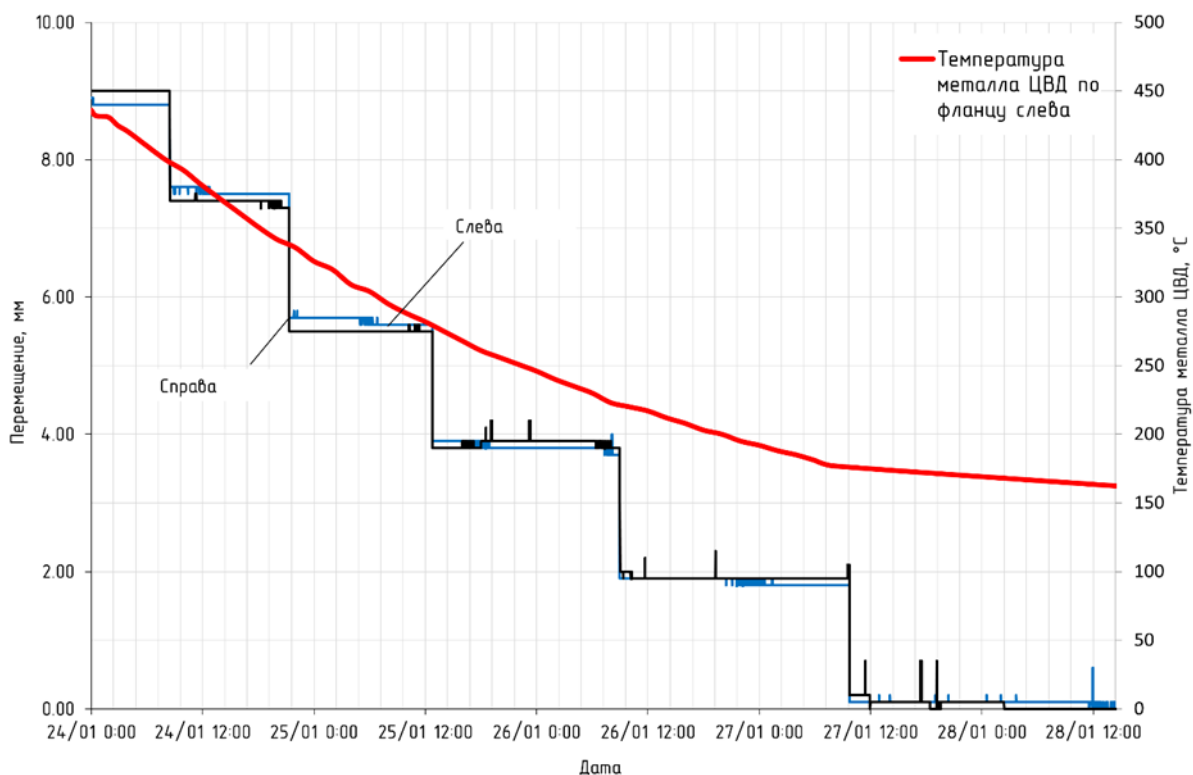


Рис. 1. Измерения перемещения корпусов подшипников при помощи системы СДАРТ теплофикационной турбины Т-25-90 при выводе в капитальный ремонт

Для решения задачи контроля тепловых расширений паровых турбоагрегатов была разработана «Система диагностики абсолютных температурных расширений корпусов цилиндров паровых турбин» (СДАРТ). Система предназначена для количественной оценки перемещений корпусов в процессе изменения температурного состояния агрегата и оперативного выявления отклонений от нормального характера тепловых расширений. Система разработана для технологического контроля на ТЭС для мониторинга состояния турбинного оборудования при пуско-остановочных режимах.

Первая версия системы была выпущена в 1996 году, и с тех пор выпускается и используется в практике эксплуатации и ремонта паровых турбин. В настоящее время в отрасли эксплуатируется более 40 систем различных комплектаций. Система постоянно совершенствуется на основе накапливаемого опыта эксплуатации с применением

современных электронных компонентов. При проектировании СДАРТ исходили из её первоочередного использования в условиях эксплуатации, большой упор был сделан на стабильную работу в условиях общетехнических условий эксплуатации (температура окружающей среды, вибрация, влажность и др.) [3]. Конструкция системы создавалась с расчётом на длительную работу в необслуживаемом режиме.

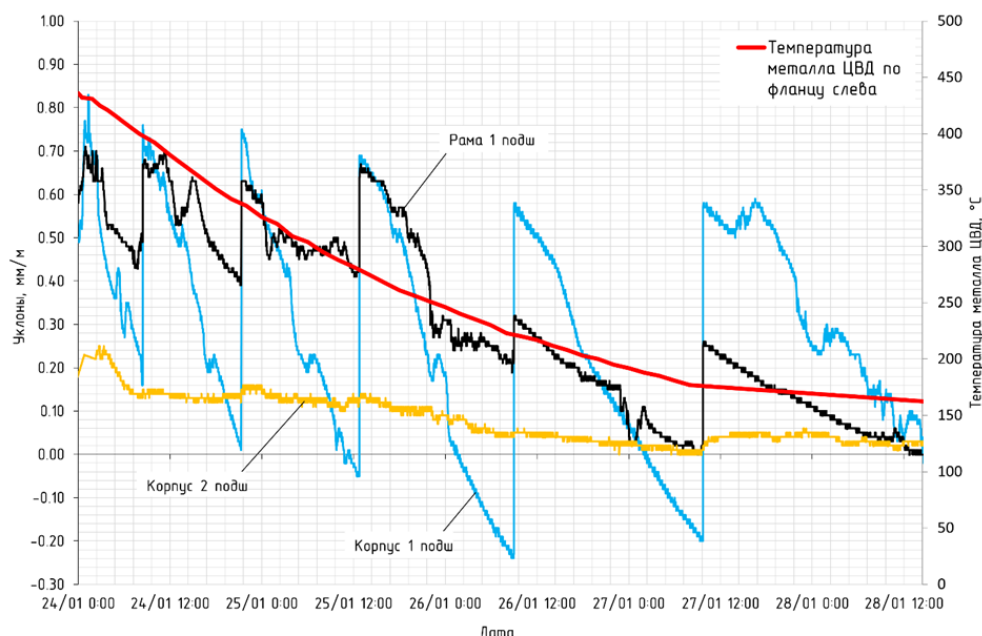


Рис. 2. Измерения наклоны корпусов подшипников при помощи системы СДАРТ теплофикационный турбины Т-25-90 при выводе в капитальный ремонт

СДАРТ позволяет выявляются причины отклонения штатных показателей механических параметров от допустимых значений, регламентируемых Правилами технической эксплуатации, а также предельных допусков, установленных в РД 34.30.506-90 [2]. Полученная информация служит основой для обоснования объёма и содержания восстановительных работ, выполняемых в ходе ремонта. Для удобства эксплуатации была разработана переносная версия системы, для оперативной и предремонтной оценки состояния турбинного оборудования при решении задач обеспечения вибрационной надёжности.

В качестве основных диагностируемых параметров в системе СДАРТ контролируются абсолютные температурные расширения корпусов цилиндров, углы наклона ступеней и ригелей. Наряду с этим, система может использоваться для оценки несоосного смещения опор, обусловленного закруткой ригелей и наклонами корпусов подшипников. Объём длительно контролируемых параметров при этом может достигать нескольких десятков величин, что обеспечивает комплексное представление о пространственном положении корпусов и опорных конструкций.

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.

Ключевым конструктивным элементом системы являются функционально законченные измерительные каналы, каждый из которых включает первичный преобразователь (датчик), устройство обработки и нормирования сигнала (нормирующий преобразователь), а также соответствующие кабельные соединения. Конструкция системы допускает значительное

разнесение первичных преобразователей от места размещения регистрирующей аппаратуры при использовании минимального числа кабелей.

Нормирующие преобразователи размещаются в непосредственной близости от датчиков и оснащаются локальными индикаторами контролируемых параметров, что облегчает оперативный контроль в зоне установки. Система характеризуется высокой устойчивостью как к внешним воздействиям окружающей среды, так и к неквалифицированному обращению, а также помехоустойчивостью к несанкционированным отключениям и повторным включениям, равно как и к кратковременным провалам питающего напряжения.

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 рисунке 3.

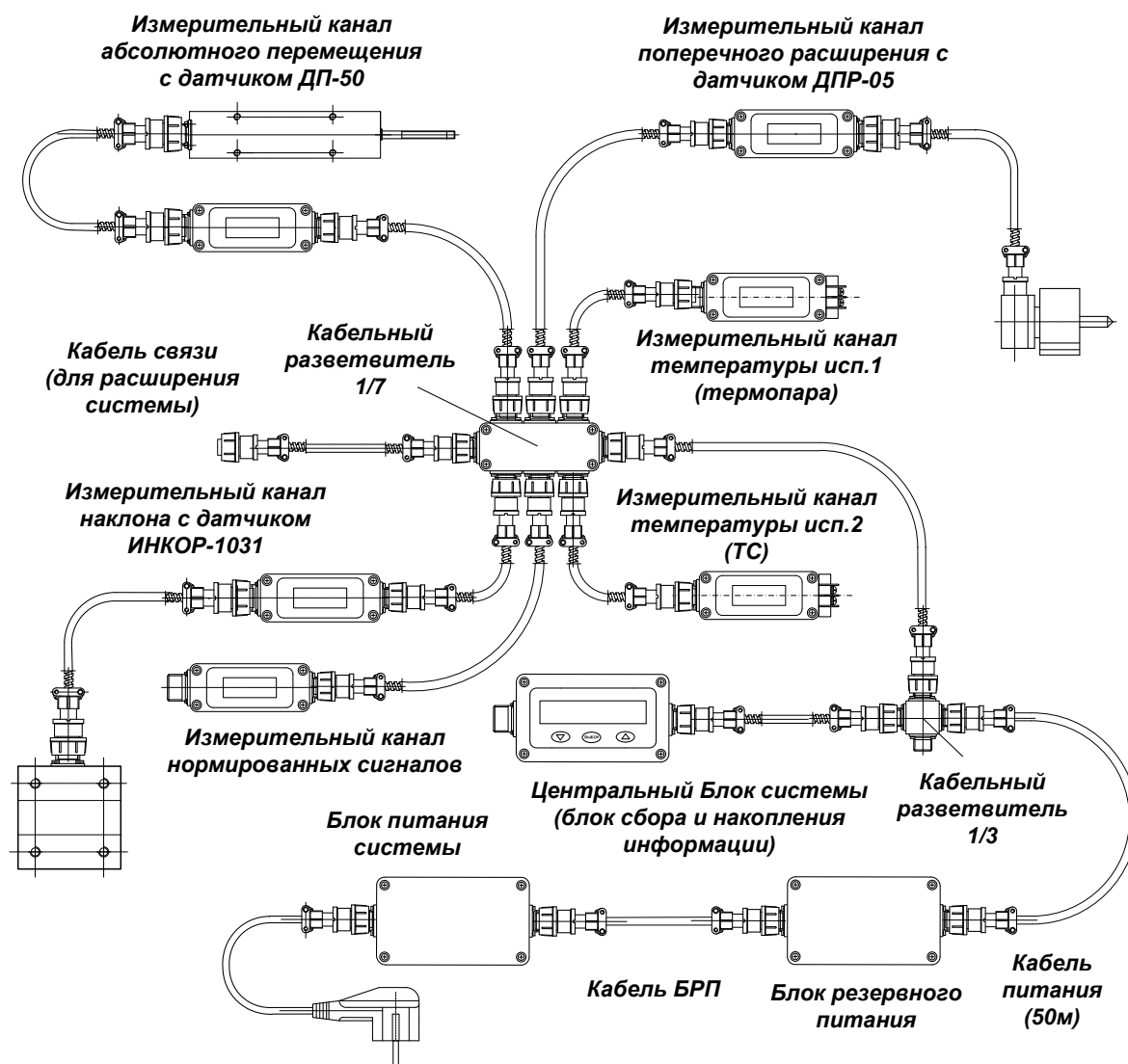


Рис. 3. Структура системы СДАРТ

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;
- наличие 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 пропаданиям 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.

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). Измерительные каналы Системы могут формировать нормализованные аналоговые сигналы, соответствующие измеряемым параметрам.

Система может регистрировать (накапливать и хранить) измерительную информацию в течение более 30 суток. Накопленная информация записывается во внутреннюю память системы. Вся записанная информация имеет однозначную временную идентификацию. Передача накопленной информации для дальнейшей обработки во внешней вычислительной системе осуществляется посредством USB FLASH-накопителя, используемого в качестве переносного носителя данных

Система позволяет регистрировать:

- наклоны ступлей и ригелей турбоагрегатов;
- абсолютные тепловые перемещения опор подшипников турбоагрегатов;
- тепловые расширения цилиндров турбоагрегатов в поперечных шпонках;
- температуру металла турбоагрегатов.

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 тепломеханическом оборудовании.

Система может комплектоваться дополнительным блоком 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 распределённого сбора измерительной информации с передачей её 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 (= 24В) 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 модулем бесперебойного питания, обеспечивающим работоспособность системы при кратковременных (до 3 часов) перебоях основного питания. Малая мощность, потребляемая измерительными каналами, позволяет использовать малогабаритные аккумуляторы, которые не сильно увеличивают массогабаритные 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;
- 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;
- применение малогабаритных датчиков поперечного расширения;
- применение специализированных НП температуры, предназначенных для подключения термоэлектрических преобразователей (термопар) или термометров сопротивления разных типов;
- применение НП, предназначенных для обработки нормализованных сигналов напряжения ($\pm 1 \dots 10$ В) и/или тока (4–20 мА), которые позволяют включать состав системы другие измерители тепломеханических параметров.

Оборудование системы

Для измерения величин угла наклона, перемещения в составе ИК СДАРТ применяются датчики собственного изготовления. Все датчики рассчитаны на работу в «жестких» условиях (выдерживают падения, удары и т.п.).

Для измерения температуры металла корпуса цилиндра турбины может использоваться стандартный термоэлектрический преобразователь (термопара или термометр сопротивления) 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.

Нормирующие преобразователи ИК имеет герметизированный литой металлический корпус, допускающий «незакрепленное» использование устройства, и оборудован индикатором измеряемой величины.

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.

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 рисунке 4.

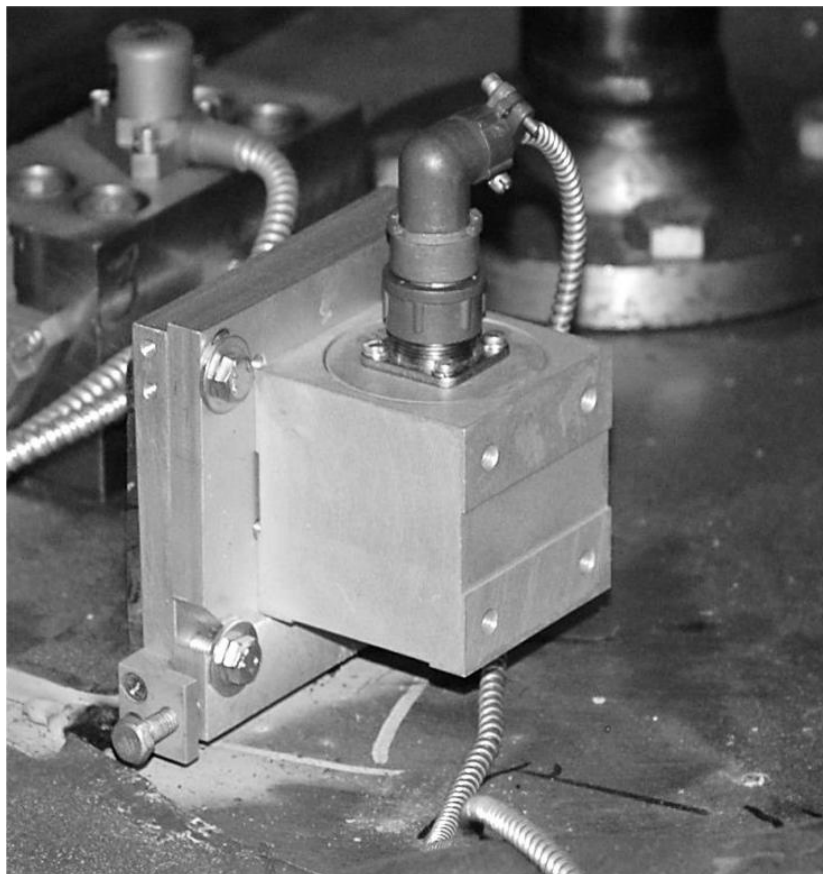


Рис. 4. Датчик наклона ИНКОР-1031

ИК наклона обеспечивает измерение наклона в диапазоне ± 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 ± 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.

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 рисунке 5.

ИК абсолютного расширения обеспечивает измерение перемещения в диапазоне ± 25 мм с разрешением 0.1 мм и пределом основной погрешности 2 % при температуре окружающей датчик среды до 100 °С.

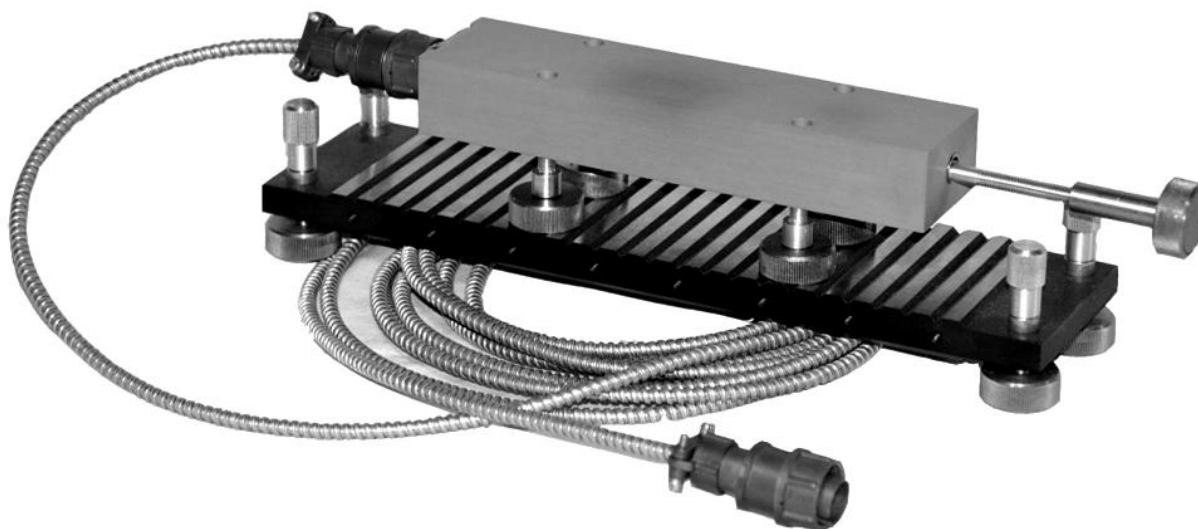


Рис. 5. Датчик перемещения ДП-50

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 ДПРТ-05 в сборе с сигнальным кабелем, нормирующий преобразователь, и кабель связи. Кабели измерительного канала заключены в металлорукав. Внешний вид датчика ДПРТ-05 показан на рисунке 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 ДПРТ-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 температуры

Измерительный канал температуры содержит первичный преобразователь температуры (термопару или термометр сопротивления), нормирующий преобразователь температуры, сигнальный кабель и кабель связи, заключенные в металлорукав.

ИК температуры обеспечивает измерение температуры металла турбоагрегата в диапазоне от 0 до 600°C с разрешением 1°C и пределом основной погрешности 1 %.

НП температуры могут быть настроены для использования любых стандартных термопар и термометров сопротивления.

Измерительный канал нормированных сигналов

Измерительный канал нормированных сигналов обеспечивает обработку стандартных аналоговых сигналов напряжения ($\pm 1 \dots 10$ В) или тока (4–20 мА).

Нормирующий преобразователь измерительного канала может обеспечивать внешний источник сигнала изолированным стабилизированным напряжением питания (5, 12, 24 В) мощностью не более 2 Вт.

Центральный блок системы

Центральный блок системы осуществляет опрос ИК, считывание и сохранение измерительной информации.

ЦБС, представляющий собой основной элемент Системы, интегрирующий измерительные каналы в единую структуру.

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 30 суток. Накопленная информация записывается во внутреннюю память системы. Вся записанная информация имеет однозначную временную идентификацию.

Передача накопленных данных во внешний компьютер для последующего анализа осуществляется посредством USB FLASH-накопителя.

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.

В режиме сбора информации ЦБС осуществляет контроль целостности получаемой информации, исключая накопление заведомо недостоверных или «испорченных» данных.

При записи информации во внутреннюю память ЦБС проверку и верификацию ранее накопленной информации.

Алгоритм работы ЦБС обеспечивает автоматическую коррекцию (фильтрацию) измерительной информации с целью исключения случайных выбросов и заведомо недостоверных отсчетов.

ЦБС производит регистрацию с устанавливаемым интервалом, от 1 до 99 секунд.

ЦБС рассчитан на подключение до 32 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 виде файлов в текстовом формате, 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 импортирование в Excel.

Для настройки параметров работы системы, контроля питания и удаленного управления в комплекте системы поставляется отдельная программа.

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. 7) — устройство, позволяющее задавать измеряемую физическую величину (наклон корпуса датчика).

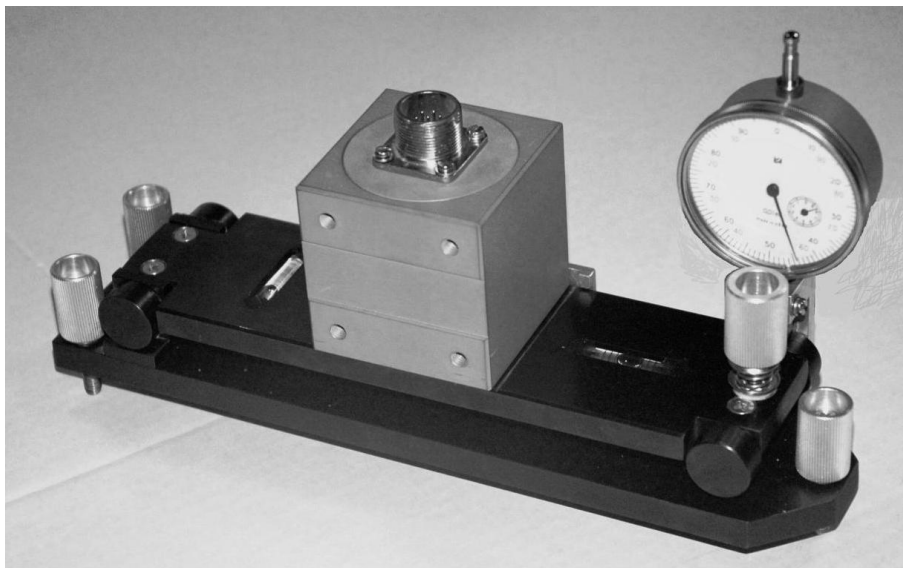


Рис. 7. Синусная линейка с установленным датчиком ИКОР-103

Для настройки ИК поперечного расширения необходимо использовать калибровочное приспособление (рис. 8) — устройство, позволяющее задавать малые перемещения штока датчика.

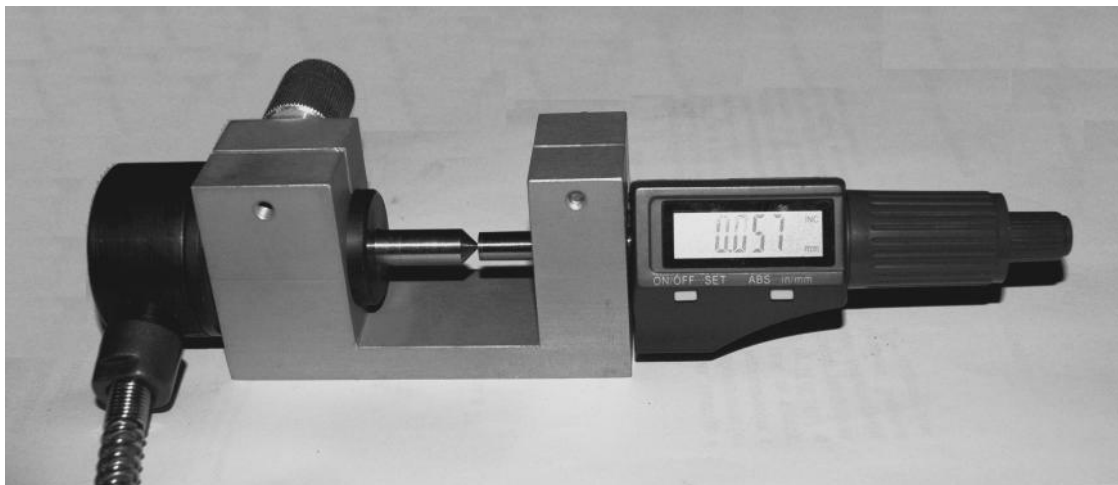


Рис. 8. Калибровочное приспособление датчика поперечного расширения ДПР-05

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 первичных преобразователей (термопар и термометров сопротивления).

Для настройки ИК нормализованных сигналов температуры необходимо использовать соответствующий источник опорных токов и напряжений.

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 рисунке 9.

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 четырехразрядный индикатор.

Метрологические характеристики уровня аналогичны датчику ИНКОР-103.

Уровень имеет аккумуляторное питание. Время непрерывной работы при полном заряде аккумулятора составляет не менее 100 часов.

Максимально допустимая температура основания составляет $+125^{\circ}\text{C}$.

Габаритные размеры (без магнитных держателей) — $150 \times 55 \times 45$ мм. Масса — 400 г.



Рис. 9. Электронный брусковый уровень УБЭ5-150

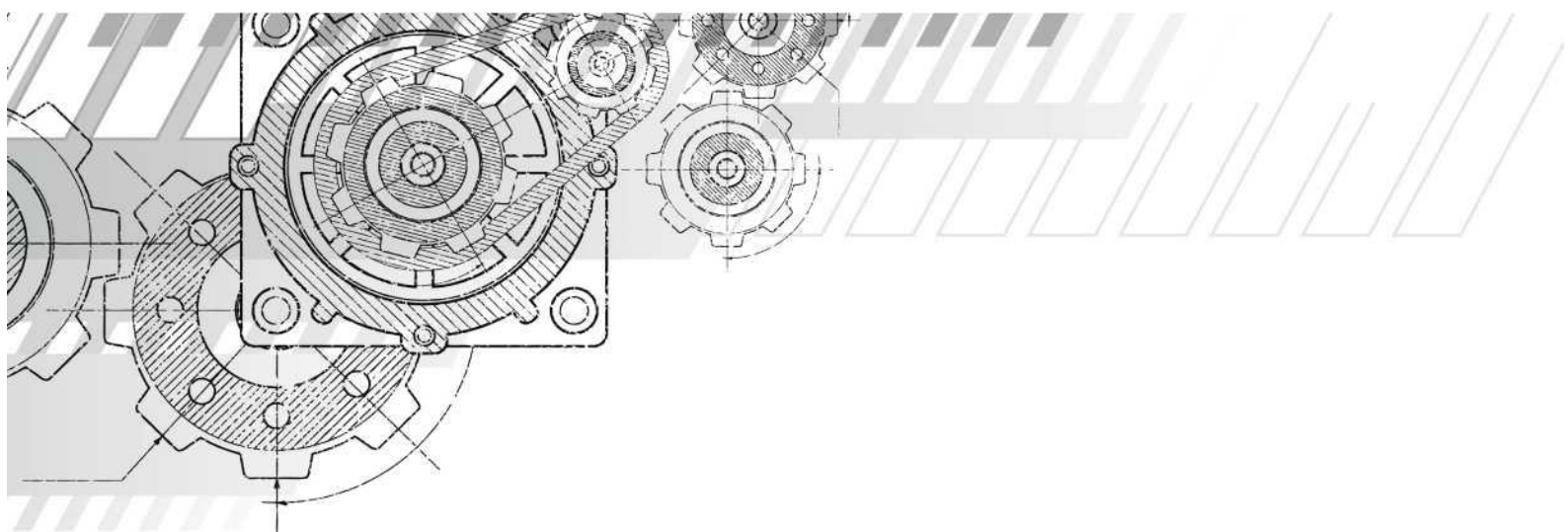
Список литературы

1. Дон Э. А. Расцентровка подшипников турбоагрегатов. Ч. 1–3 / Э. А. Дон, Д. В. Тарадай. — М.: НТФ «Энергопрогресс», 2016. — [Библиотечка электротехника, приложение к журналу «Энергетик»; Вып. 8].
2. РД 34.30.506-90. Методические указания по нормализации тепловых расширений цилиндров паровых турбин тепловых электростанций.
3. Технические условия. ТУ 4012-001-41120035-08 (КМБУ.421.411.004 ТУ). Система диагностики абсолютных температурных расширений цилиндров паровых турбин (СДАРТ).

СОДЕРЖАНИЕ

Тарадай Д. В., Попов Д. М., Хохлов В. Н., Прохоров И. В. Контроль плотности посадки муфты роторов турбоагрегата	3
Кириухин А.В., Мильман О. О., Сережкин Л. Н., Лошкарева Е. А. Влияние пульсаций давления на виброизолирующие свойства компенсаторов трубопроводов с жидкостью и возможности их снижения гасителями пульсаций давления различной конструкции	10
Добряков А. Г., Зайцев А. А., Иващенко В. Е., Сергеев А. В. Автоматизированные системы вибрационного контроля и диагностики производства ООО НПП «Вибробит». Реализация ручного анализа вибрационных сигналов	19
Тугов А. Н. Оценка текущего технического состояния котлов ПСУ ТЭС по показателям качества.....	31
Куменко А. И., Манчев Э. И., Мозгунова А. И. Новые методы анализа динамической устойчивости валопроводов паровых и газовых турбин и питательных насосов	41
Манчев Э. И. Влияние щелевых уплотнений на динамические характеристики роторов многоступенчатых насосов.....	48
Шатохин В. Ф. Авария паротурбинной установки. Моделирование развития аварии.....	60
Богомоллова О. В. Интеграция портативных измерительных устройств ZETLAB в системы вибромониторинга	72
Булысова Л. А., Гутник М. М., Акилин В. А., Лебедев А. В., Васильев В. Д. Экспериментальные исследования пассивного подавления пульсаций давления с получением количественных результатов и разработка рекомендаций по практическому их использованию.....	79
Бабаскин А. Г. Балансировочные станки, их изготовление, ремонт и использование при виброналадке оборудования	88
Скворцов Д. Ф. Эволюция стандартов по входному контролю подшипников качения — от стандартов СССР до нашего времени.	92
Васильев В. А., Тарадай Д. В. Влияние спектральной плотности шума (NSD) на характеристику МЭМС и ПЬЕЗО-акселерометров в диапазоне от 0 до 1000 Гц.....	96
Тарадай Д. В., Бугаев К. Е. Применение системы СДАРТ для диагностики тепловых расширений корпусов цилиндров паровых турбоагрегатов	103

Для заметок



ISBN 978-5-905858-70-3



9 785905 858703 >

