

На правах рукописи

ШКЛЯРОВ Михаил Иванович

**РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ  
НАДЕЖНОСТИ И СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ НА СТАДИЯХ  
ПРОЕКТИРОВАНИЯ, ДОВОДКИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Специальность-05.04.12 «Турбомашины и комбинированные турбоустановки»

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург - 2006

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский институт машиностроения»

Научный руководитель:

заслуженный деятель науки РФ,

доктор технических наук, профессор

Костюк Аскольд Глебович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор

Ласкин Александр Степанович

кандидат технических наук, старший

научный сотрудник

Салимон Александр Владимирович

Ведущая организация: ОАО ЦКБ «Энергоремонт», г. Москва.

Защита состоится « 13 » февраля 2007 г. в 16 час. 00 мин. на заседании диссертационного совета Д 212.229.06 в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, Главное здание, ауд.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2007 г.

Ученый секретарь диссертационного  
совета Д 212.229.06

Кортиков Н.Н.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность работы.

Одними из основных задач при создании и эксплуатации нового оборудования, при модернизации и продлении сроков службы действующего оборудования являются обеспечение высокой вибрационной надежности и экономичности турбомашин. При этом снижение вибрационной надежности часто приводит и к снижению экономичности турбин. С одной стороны, повышенная вибрация приводит к дополнительным пускам и увеличению пусковых потерь, а с другой стороны – к увеличению зазоров в уплотнениях и снижению КПД турбоагрегата (т/а). Как показывает опыт, существенное изменение зазоров необходимо при повышенной оборотной и низкочастотной вибрациях, что требует всестороннего совершенствования и внедрения комплекса мероприятий, направленных на уменьшение вибрационного уровня: внедрение новых конструкций подшипников с повышенными демпфирующими свойствами и снижающими риск возникновения задеваний; - все практические методы снижения оборотной вибрации путем балансировки, в том числе роторов с консольными частями и роторов с насадными элементами, как правило, не поддающихся балансировке обычными методами; - всевозможные методы диагностики и устранения дисбаланса; - методы предотвращения НЧВ и предотвращения задеваний и т.п.

В процессе эксплуатации и ремонта турбоагрегатов снижение вибрации достигается как за счет применения вышеупомянутых мер в условиях разгонно-балансировочного стенда типа «Шенк», так и при ремонте турбин в собственных подшипниках или на низкооборотных балансировочных станках на электростанциях. Таким образом, очевидно, что с одной стороны старение действующего оборудования, с другой – создание нового требуют разработки новых критериев надежной и безопасной эксплуатации оборудования и соответствующих средств контроля. Поэтому оптимизация расчетно-экспериментальных методик и совершенствование критериев и средств контроля для оценки надежности эксплуатации оборудования на основе результатов экспериментальных исследований на модельных и натурных стендах являются также важными и актуальными задачами.

Основными параметрами, характеризующими вибрационную надежность валопровода на подшипниках скольжения, являются его фактические показатели вибросостояния, динамические характеристики и несущая способность подшипников. Вследствие этого разработана дополнительная методика по снижению вибрации, по улучшению динамических свойств и повышению несущей способности и виброустойчивости подшипников – одна из главных задач повышения вибрационной надежности. Этим взаимосвязанным вопросам в первую очередь и посвящена работа.

Таким образом, разработка всех мероприятий, способствующих предотвращению или снижению повышенной вибрации при создании, доводке и эксплуатации основного оборудования электростанций является весьма **актуальной задачей**.

**Цель диссертационной работы.** Цель диссертационной работы заключается в разработке и внедрении методов повышения динамической надежности турбоагрегатов и устранения вибрации на стадии доводки и в период эксплуатации. Это в свою очередь не только повышает вибрационную надежность роторов турбины и генератора и, соответственно, повышает технический уровень и конкурентоспособность оборудования, но и способствует сохранению экономичности, что очень важно для турбин с реактивными проточными частями ЦВД и ЦСД.

Особое значение приобретает повышение надежности работы турбин для АЭС, в том числе для АЭС «Бушер», где впервые в мире на фундамент, предназначенный для тихоходной турбины, был разработан проект и установлена малоопорная быстроходная турбина. При этом тяжелые роторы устанавливались на опоры с подшипниками, количество которых равнялось числу роторов плюс одна опора. Вместе с тем не все задачи могут быть решены с необходимой точностью расчетным путем. В ряде случаев требуется экспериментальное подтверждение с применением экспериментальной натурной установки, в том числе, например,

быстроходного разгонно-балансировочного станка (РБС) для практического изучения некоторых сложных явлений, что также является одной из целей исследования данной работы.

Кроме того, весьма важным является минимизация расходов на восстановление работоспособности конструкции при возникновении необратимых погибов роторов, чему способствует специальная методика правки роторов в условиях электростанции.

**Научная новизна работы** заключается в том, что:

-разработана и внедрена усовершенствованная методика балансировки роторов с развитыми консольными участками, проведён сравнительный анализ с другими балансировками, предложена упрощенная формула для расчета начального груза, компенсирующего исходный погиб и неуравновешенность консоли;

-впервые выполнен с использованием программного комплекса «ПОГИБ» расчетный анализ влияния корректирующих грузов на компенсацию погиба консольного ротора компрессора и АФЧХ валопровода на примере ГТ-150 ЛМЗ;

-впервые экспериментально исследованы на натурном стенде дефекты сборки подшипников в условиях недостаточных расходов смазки и показано их индивидуальное влияние на вибрационную надежность роторов;

-впервые создана и отработана новая конструкция опорного подшипника с повышенным демпфированием и сферическим гидropодъемом, которая внедрена в мощных паровых турбинах, в том числе для АЭС;

-разработана новая экспериментальная методика обнаружения трещины в процессе ремонта роторов;

-впервые разработана и внедрена на электростанциях расчетно-экспериментальная методика правки роторов, получивших остаточный прогиб при их эксплуатации, с использованием балансировочных грузов; с использованием программного комплекса «ПОГИБ» выполнен расчетный анализ влияния корректирующих грузов на компенсацию погибов ротора и АФЧХ валопровода на примере ПТ-60-130/13 ЛМЗ;

-выполнены расчетно-экспериментальные исследования по влиянию на вибрацию валопровода способов подвода рабочего тела, позволившие оценить влияние поперечных сил от пара на вибрацию валопровода.

**Достоверность и обоснованность** научных положений подтверждена использованием при выводах расчетных зависимостей фундаментальных физических и математических исследований, корректными измерениями с использованием высокоточных приборов, полным согласованием результатов теоретических исследований с экспериментальными данными. Практически все разработки проверены на натуральных объектах и натуральных экспериментальных установках и успешно реализованы на практике. Так, например, эффективность методики балансировки роторов с развитыми консольными участками и правки погнутых роторов подтверждена данными при их последующей успешной и длительной эксплуатации.

**Практическая ценность работы**

Разработанные методики позволили повысить динамическую надежность и экономичность турбоагрегатов за счет снижения вибрационных перемещений ротора и сохранения всех типов уплотнений и получить дополнительный эффект за счет сокращения сроков наладки. Внедрение усовершенствованной методики балансировки роторов с консольными участками существенно улучшает качество балансировки и повышает безопасность самого процесса балансировки. Проведенные исследования позволили изыскать дополнительные резервы повышения демпфирования новых роторов на подшипниках скольжения, и в значительной степени устранить влияние на вибрацию дефектов сборки и эксплуатации подшипников тяжело нагруженных роторов. Это также увеличило возможности снижения вибрации эксплуатируемых турбоагрегатов, в том числе и для АЭС. Внедрение методов правки роторов в условиях электростанций дает значительный экономический эффект прежде всего за счет сокращения времени и затрат на ремонтные работы.

**Личный вклад** автора заключается:

- в анализе современного состояния вопроса по снижению вибрации и балансировки роторов, в том числе в сравнительном анализе действующих нормативных документов и многочисленных расчетно-экспериментальных исследований;
- в теоретическом исследовании и обосновании усовершенствованного метода балансировки роторов, имеющих длинные консольные части;
- в проведении расчетов и анализе вынужденных колебаний валопроводов, имеющих погнутые роторы в средней и консольной части;
- в создании новой оригинальной методики правки роторов;
- в руководстве и проведении работ по внедрению в практику разработанных методик;
- в непосредственном участии в создании и экспериментальной отработке новых конструкций подшипников с повышенным демпфированием и дополнительным сферическим гидроподъемом;
- в непосредственном участии в создании и экспериментальной отработке новой методики диагностирования трещины в роторах;
- в разработке практических рекомендаций по выявлению опасных для эксплуатации агрегатов дефектов, практической наладке десятков сложных в вибрационном отношении турбоагрегатов и др.

**На защиту выносятся** следующие основные положения:

1. Усовершенствованная методика балансировки роторов на РБС с консольными частями.
2. Расчетный анализ влияния на вибрацию валопровода консольных частей роторов на работающих турбоагрегатах.
3. Методика балансировки погнутых роторов, позволяющая уменьшить и остановить прогиб ротора и сократить время и затраты на ремонтные работы по устранению дефекта.
4. Методика выявления поперечной трещины при ремонте роторов, позволяющая предотвратить пуск турбоагрегата с роторами, имеющими трещину.
5. Результаты экспериментальной отработки конструкций подшипников с повышенным демпфированием и сферическим гидроподъемом для мощных паровых турбин.
6. Методика учета влияния подвода пара и поперечных сил в регулирующей ступени на динамические характеристики ротора в валопроводе.

**Апробация работы.** Основные результаты диссертационной работы изложены:

- на VI Всероссийском конкурсе «Инженер года 2005» в номинации «Машиностроение»;
- на VI Международной конференции «Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения» (Санкт-Петербург, 2005);
- на Всероссийских научно-технических совещаниях «Проблемы вибрации, виброналадки, виброконтроля и диагностики оборудования электрических станций» (Москва 2001, 2003, 2005 гг.);
- на семинаре кафедры «Турбиностроение и средства автоматики» ПИМАШа (2006 г.) и др.

**Публикации.** По материалам диссертации опубликовано 35 работ, из них более 20 статей и изобретений, отражающих результаты внедрения разработанных методов в новых и действующих турбоагрегатах.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка из 162 наименований. Работа изложена на 167 страницах и иллюстрирована 48 рисунками.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность и направления расчетно-экспериментальных исследований, сформулированы основные цели и задачи работы, ее научная новизна и практическая значимость работы.

Диссертация посвящена совершенствованию методов снижения вибраций роторов турбин ТЭС и АЭС на стадии проектирования, доводки и эксплуатации. Несмотря на большое количество работ, направленных на создание методов балансировки гибких роторов как на высокооборотных (типа «Шенк») и низкооборотных балансировочных станках, так и в собственных подшипниках, практическое применение этих рекомендаций и методик даже авторами этих работ не всегда давали положительный результат. Именно поэтому велики затраты и время, требуемые на виброналадку роторов мощных турбин и, особенно, роторов имеющих консольные участки.

**В первой главе** выполнен анализ современного состояния вопроса по вибрации и балансировке турбоагрегатов, в том числе сравнительный анализ нормативных документов. Показана необходимость их совершенствования, включая измерительные средства, с целью повышения достоверности и точности измерений. Сформулированы новые требования и обосновано их включение в «Технический регламент» и соответствующие РД.

На основании результатов исследований, практического опыта и расчетно-экспериментальных исследований, выполненных автором, сформулирован вывод о том, что традиционные методики балансировки, а также некоторые конструктивные решения при создании роторов имеют существенные недостатки. Обсуждены вопросы организации дополнительных балансировочных плоскостей для более равномерного распределения как неуравновешенных, так и корректирующих масс и соответствующего исключения повышенных изгибных напряжений в роторах. Ряд вопросов по обеспечению надежности возникает при внедрении малоопорных конструкций валопроводов, что требует решения следующие задач:

- организация дополнительных доступных плоскостей коррекции в средних частях роторов и усовершенствование методов балансировки сверхтяжелых роторов, не имеющих второй шейки, как на станках, так и в собственных подшипниках;
- обеспечение повышенной несущей способности подшипников, исключающей задевания о баббит при высоких удельных нагрузках;
- обеспечение повышенного демпфирования и анизотропии для предотвращения потери устойчивости и снижения оборотной вибрации, в том числе при прохождении критических частот валопровода турбоагрегатов;
- нормирование остаточных дисбалансов и динамических реакций для тяжелых роторов малоопорных валопроводов.

Решение многих из этих задач крайне необходимо для обеспечения надежного пуска т/а для АЭС «Бушер» и других новых конструкций турбин АЭС, в том числе перспективных турбин с лопаткой 1400-1450 мм.

Особое место занимают вопросы обеспечения надежности роторов в эксплуатации.

Наиболее опасным дефектом, требующим своевременного обнаружения, является трещина, а также все те дефекты, которые могут привести к ее образованию. Весьма сложными являются проблемы устранения погибов роторов, а также вопросы выявления и устранения дефектов при ремонте роторов с учетом влияния на вибрацию эксплуатационных и режимных факторов.

Многие роторы современных паровых турбин испытывают поперечное силовое воздействие потоков пара. В регулирующей ступени эти силы могут составлять десятки тонн, что приводит к противоположным смещениям роторов и корпусов и изменению по окружности зазоров в проточной части и уплотнениях. В работе показана необходимость учета этого фактора при сборке цилиндров и выборе минимальных зазоров, а также влияние конструкции и способов подвода рабочего тела на вибрацию.

В заключительной части первой главы сформулированы основные задачи исследований:

1. Усовершенствование методики балансировок роторов на РБС, обобщающей современные требования к балансировке гибких роторов.

2. Разработка методики балансировки роторов с развитыми консольными частями и расчетное исследование влияния консольных частей роторов на виброактивность валопровода и опор при работающем турбоагрегате.

3. Решение ряда задач на натуральных установках, исследование конструкций и дефектов подшипников, влияющих на общее вибросостояние турбоагрегатов, в том числе и на их устойчивую работу;

4. Обобщение результатов исследований по отработке новых конструкций опорных подшипников для мощных паровых турбин с повышенными несущей способностью и демпфированием, в том числе с организацией сферического гидроподъема.

5. Разработка методики выявления поперечной трещины при ремонте роторов турбоагрегатов.

6. Расчетное обоснование и разработка методики балансировки погнутых роторов турбин с целью повышения их надёжности и сохранения экономичности.

7. Определение влияния подвода рабочего тела и поперечных сил в регулирующей ступени на динамические характеристики ротора в валопроводе.

**Вторая глава** посвящена анализу и совершенствованию методики балансировки роторов на РБС с учетом результатов всех современных исследований и разработок, связанных с конструктивными особенностями роторов ЛМЗ. Показано несовершенство методик балансировки роторов с развитыми консолями. Предложена новая, проверенная на практике, упрощенная формула для расчета балансировочного груза, устанавливаемого на консоль ротора.

На основании результатов выполненных расчетно-экспериментальных исследований диссертантом предложено:

- создавать дополнительные балансировочные плоскости на насадных и цельнокованых дисках новых роторов;

- выполнять поэтапно балансировку роторов с насадными деталями. При этом, корректирующие массы должны устанавливаться в плоскости, расположенные на добавленных элементах с жестким контролем условий и результатов посадки;

- предлагается при статической балансировке дисков использовать новую формулу для поправочного груза, учитывающего несовершенство используемого приспособления.

Далее в главе на примере балансировки роторов газовой турбины V94.2 выполнена сравнительная оценка методик балансировки ЛМЗ и фирмы Сименс. Показано, что методика ЛМЗ, по крайней мере, не уступает методике фирмы «Сименс». После применения на РБС данной методики вибрация агрегата при пуске на Северо-Западной ТЭЦ «Ленэнерго» не превышала 2,8 мм/с, в то время как согласно гарантиям и технической документации фирмы «Сименс» было указано, что вибрация опор после монтажа турбины не должна превышать 7 мм/с. Недостатки методики «Сименс» состоят в том, что грузы, установленные при балансировке ротора как жёсткого тела, не снимаются при его дальнейшей балансировке как гибкого, что приводит к моментной неуравновешенности, которая на РБС не проявляется, а сказывается при работе агрегата на электростанции.

Излагается новая, разработанная автором, методика балансировки роторов с развитыми консольными частями и анализируется влияние консольных участков ротора при работе агрегатов выше 3000 об/мин, например, при повышении оборотов для опробования автомата безопасности. Необходимость разработки такой методики возникла при создании установки ГТЭ-150, ротор компрессора которой имел развитую консольную часть (1575 мм). Методик балансировки роторов с консолями больше 1000 мм на тот момент не существовало. Динамический прогиб удлиненного консольного участка на рабочей частоте значительно возрастает и, соответственно, более существенно влияет на общее вибросостояние. На ГТЭ-150 это происходит при частотах, значительно ниже рабочей (в районе собственной парциальной частоты консоли ~ 1800 об/мин). Помимо усложнения балансировки это существенно увели-

чивает опасность эксплуатации РБС, так как при ошибке в определении небаланса консоли на выбеге может развиваться очень большая неконтролируемая вибрация смежной с консолью опоры с возможным повреждением установки.

На рис.1 дана расчетная схема к математической модели динамического прогиба вращающейся консольной части ротора.

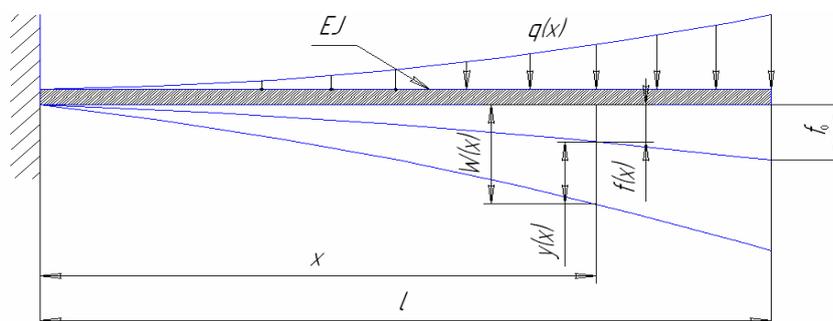


Рис. 1. Расчетная схема вращающейся консольной части ротора, имеющей остаточный прогиб

где:  $l$  – длина балки (консоли);  $EJ$  – приведенная изгибная жесткость консоли;

$X$  – текущая координата;  $f(x)$  – кривая остаточного прогиба;  $Y(x)$  – динамический прогиб при вращении консоли;  $W(x)$  – суммарный прогиб;  $f_0$  – остаточный прогиб на правом краю консоли при  $x=l$ ;  $q(x)$  – распределенная динамическая нагрузка при вращении консоли, вызываемая действием центробежных сил.

При вращении консоли возникают центробежные силы, которые создают динамический прогиб  $y(x)$ . При разгоне нарастание прогиба будет происходить до момента, когда воздействие центробежной поперечной нагрузки  $q(x)$  не будет уравновешено упругими напряжениями изгиба в поперечном сечении консоли.

На основании приведенного приближенного решения задачи, можно получить формулу (1), выражающую связь между прогибом  $f_0$ , который надо компенсировать массой  $M$ , устанавливаемой на радиусе  $R$  на конце консоли длиной  $l$ .

$$z(l) = \frac{f_0}{a^2 l^2} \frac{2shal \cdot \sin al - \frac{MRa}{m} (chal \sin al - shal \cos al)}{1 + \cos alchal} \quad (1)$$

$$a = \frac{m\omega^2}{EI} \quad (2)$$

где:  $m$  – погонная масса консоли,  $\omega$  – угловая скорость,  $E$  – модуль Юнга,  $I$  – момент инерции

Использование формулы (1) с учетом фазовой компоненты позволяет исключить вероятность неуправляемого роста вибрации при проходе критики консоли при выбеге и тем самым исключить повреждения ротора и оборудования. Согласно разработанной методике, балансировка роторов с консольными частями считается завершенной, когда колебания консоли при прохождении критической частоты не превышают 500 мкм.

Для дальнейшего совершенствования предложенной методики при выборе балансировочного груза для консоли необходимо определить динамическое изменение уклона шейки подшипника консоли с помощью системы бесконтактных датчиков. Минимизация этого уклона позволяет получить более точную формулу для расчета корректирующего груза и учесть фактическую податливость ротора в части между опорами.

С использованием программного комплекса «ПОГИБ», разработанного по методике МЭИ, выполнен расчетный анализ влияния корректирующих грузов на компенсацию погиба консольного ротора компрессора и АФЧХ валопровода на примере ГТ-150 ЛМЗ. При расчетах учитывались сложная геометрия валопровода и подшипников, расчетные динамические жесткость и демпфирование подшипников, неупругое сопротивление в материале валопро-

вода. Выполнены расчеты АФЧХ валопровода при заданной форме погиба консоли до и после подбора величины сосредоточенного груза на конце консоли. На рис. 2 показано влияние погиба консоли ( $f_0 = 0,45$  мм) на вибрацию крайнего сечения консоли, двойная амплитуда которой превышает миллиметр.

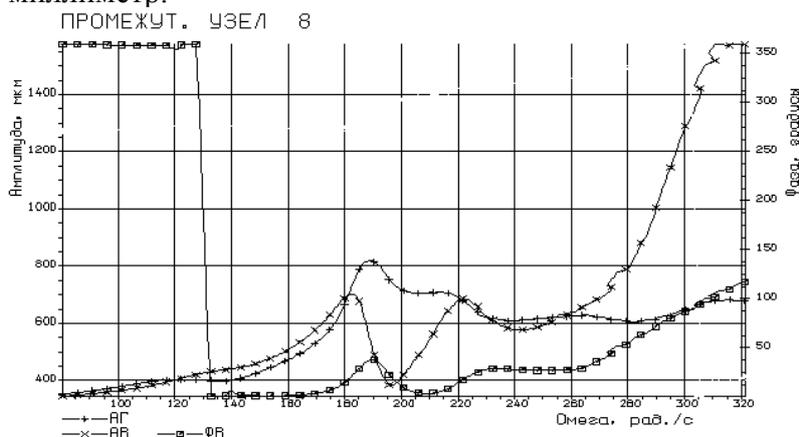


Рис. 2. АФЧХ на конце консоли имеющей начальный погиб 0.45 мм.

Как показали расчеты, после подбора груза по формуле (1), вибрация консоли при рабочей частоте вращения не превышает кинематической величины боя, что позволяет завершить балансировочные работы и выполнить дальнейшее уточнение величин корректирующих грузов.

Далее показано, что для установок, работающих при частотах выше 3000 об/мин, эффект влияния консоли на динамические характеристики валопровода наступает при меньшей длине консоли. В частности для экспериментальной паровой турбины при рабочих оборотах около 9000 об/мин, существенное влияние консоли на колебания роторной системы наступает при длине консоли не более 320 мм. Динамические коэффициенты влияния при этом достигают 1000 мкм/кг.

**Третья глава** посвящена исследованию новых конструкций и обработке подшипников с повышенным демпфированием, в том числе со сферическим гидроподъемом вкладышей.

Приведены результаты исследования по отработке высоконагруженных опорных виброустойчивых подшипников для мощных паровых турбин с высокой несущей способностью. При этом одновременно с модернизацией конструкций подшипников с точки зрения несущей способности в них были снижены потери мощности на трение. Совместно с ОАО «Урал ВТИ» и ОАО «НПО ЦКТИ» были проведены комплексные экспериментальные исследования по отработке конструкций опытных опорных вкладышей диаметром 600 мм, которые были разработаны и изготовлены на ЛМЗ под руководством автора.

Подвод масла в опытных подшипниках был осуществлен непосредственно в гидродинамический клин в нижней половине вкладышей по направлению вращения вала, а дополнительный отвод отработанной смазки - на выходе из несущего слоя в нижней, а затем и в верхней половине вкладышей. Конструкции опытных вкладышей позволяли определить влияние на их статические характеристики следующих геометрических параметров и элементов:

- величин масляных зазоров между вкладышем и валом;
- геометрии расточки рабочей поверхности;
- исполнения подвода масла и дополнительного отвода отработанной смазки в нижней и верхней половинах;
- расположения и количества гидростатических камер (карманов) для системы ГПВ в нижней половине;
- организации системы охлаждения рабочей поверхности;
- типов антифрикционных материалов.

На рис. 3 представлены основные варианты опытных вкладышей с эллиптической расточкой и различными элементами конструкций. Испытания проводились при частотах вращения вала

стендовых установок 5-58 Гц, удельных нагрузках в подшипниках 1.6-3.5 МПа и температурах масла Тп-22 на входе в подшипники 43-45°С.

В результате были отработаны различные варианты конструкций вкладыша и определены наиболее эффективные. Вкладыши указанной конструкции имеют высокую несущую способность и могут работать при повышенных удельных нагрузках (до 3.2 МПа), а также обладают повышенными демпфирующими свойствами, надежностью и экономичностью при различных режимах работы. Разработанная оригинальная конструкция подшипника впервые внедрена в новых паровых турбинах мощностью 1000 МВт для АЭС, а ее основные элементы – в новых и действующих турбинах 200 – 1000 МВт для ТЭС и АЭС.

Далее в главе приводятся результаты натурных испытаний подшипников с повышенным демпфированием и результаты натурных исследований низкочастотной вибрации (НЧВ) на РБС.

Схема вкладыша представлена на рис.4. Подшипник состоит из верхней 1 и нижней 2 обойм, из верхнего 3 и нижнего 4 полувкладышей, имеющих взаимно сопряженные опорные сферические поверхности, выполненные с зазором, к которым через гидростатические карманы и отверстия 5 в нижней обойме 2 организован подвод масла высокого давления 6.

Основной подвод смазки в подшипник осуществлен через отверстие и полукольцевой канал в верхнем полувкладыше, а также через каналы в нижнем полувкладыше под углом к горизонтальной плоскости по касательной к валу и по направлению его вращения непосредственно в маслораздаточный карман на рабочей поверхности вкладыша. При испытаниях вкладыша на РБС было установлено, что устранение конусности по длине вкладыша равной 0.2 мм путем его расточки на больший диаметр позволяет снизить уровень НЧВ примерно в 4 раза. Также показано, что включение сферического гидроподъема (ГП) приводит к существенному снижению НЧВ. В данном случае в два раза.

На основании результатов исследований было предложено использовать такую конструкцию вкладыша в качестве демпфера, включая (при необходимости) дополнительный гидроподъем вкладыша при работе т/а. Эффективность данного предложения была подтверждена при пуске т/а на сборочно-испытательном стенде. Например, при включении гидроподъема сферы при  $n=450$  об/мин, практически мгновенно были устранены перекосы по ротору и вкладышу.

При этом вибрация опор была существенно уменьшена как и разность по давлению в камере гидроподъема вкладыша на  $10 \div 15$  кгс/см<sup>2</sup>, что позволило достигнуть практически номинальной частоты вращения валопровода турбины без существенного роста вибрации. Вибрация опор т/а на максимальной частоте вращения не превышала 1.5 мм/с, а вибрация вала – 80 мкм, в то время как при отключенном ГП из-за значительного роста вибрации увеличение частоты вращения выше 1548 об/мин не удалось.

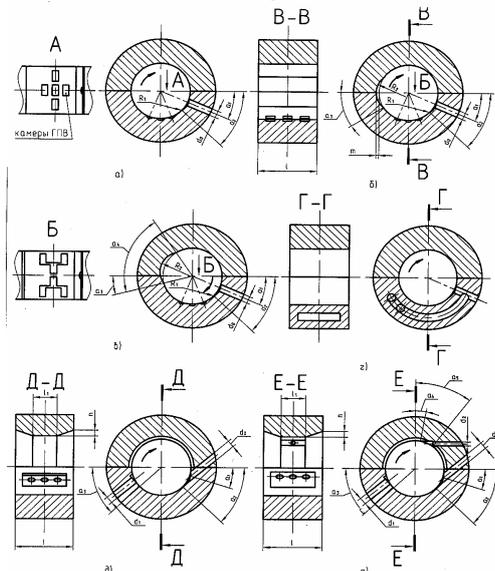


Рис. 3 Варианты опытных вкладышей

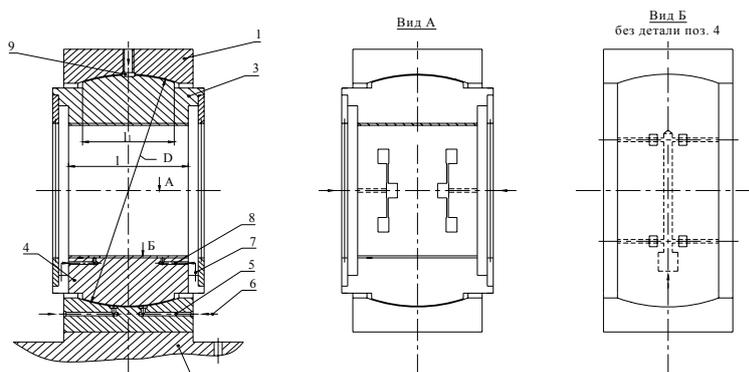


Рис. 4 Конструкция штатного вкладыша для АЭС «Бушер» (К-1000-60/3000)

**В четвертой главе** изложена разработанная методика выявления поперечной трещины на роторах во время их ремонта.

Для получения свободных колебаний было реализовано два варианта:

1. РВД с лопатками подвешивался на штатной траверсе и ударами специальной кувалды по центру или концу вала в поперечном направлении возбуждались изгибные колебания. Полученные вибросигналы одновременно от разных датчиков, расположенных на измерительной поверхности ротора по продольной оси в соответствии с рис.5, регистрировались магнитографом для последующего спектрального анализа с целью выявления признаков наличия трещин. Собственные частоты колебаний определялись для нескольких последовательных положений ротора –  $0^{\circ}$ ,  $90^{\circ}$ ,  $180^{\circ}$ ,  $270^{\circ}$ . При этом величина раскрытия трещины должна была зависеть от углового положения ротора, наибольшее проявление которой обнаруживалось, когда трещина находилась внизу, принятое при испытаниях за начальное угловое положение  $0^{\circ}$ .

2. РВД с лопатками был установлен на «козлы» с мягкими опорами. Возбуждался в  $16^{\text{ти}}$  положениях с шагом по углу 24 градуса, определяемого числом болтов, равным 15. Поворотом его вокруг продольной оси осуществлялся по часовой стрелке относительно торца РВД со стороны шейки вала. Спектры получены последовательно для начального положения, когда трещина расположена сбоку.

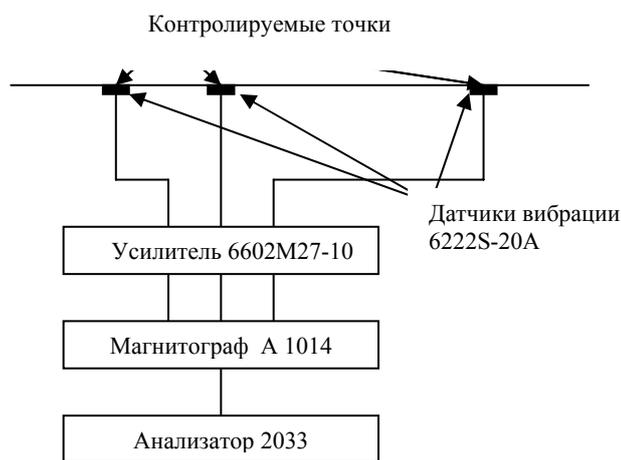


Рис.5 Схема расположения контролируемых точек на РВД и подключение приборов измерительного тракта.

В первом варианте испытаний выявлено, что при максимальном раскрытии трещины в окрестности одного из главного сигнала-отклика с частотой 364 Гц появляются дополнительные сигналы с частотами 356 и 377 Гц. Во втором варианте на козлах так же четко происходит расщепление пиков откликов, например, на базовой частоте в районе 140-150 Гц в зависимости от положения трещины на роторе в момент ее возбуждения (см. рис. 6).

Таким образом показано, что спектральный метод вибродиагностики позволяет обнаруживать трещину по изменению спектральных характеристик свободных колебаний ротора при возбуждении ударом. Рекомендовано внедрение такого метода в техпроцесс капитальных ремонтов цельнокованых роторов, время эксплуатации которых более 100000 часов.

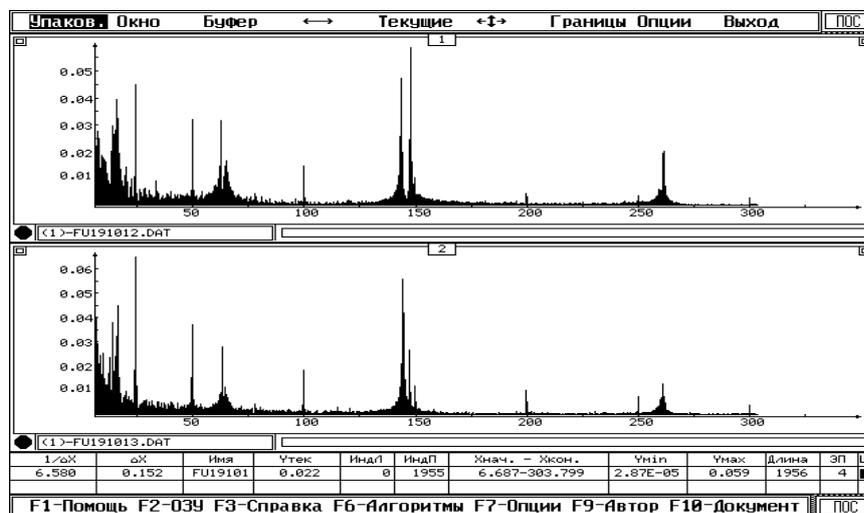


Рис. 6 Расщепление отклика сигнала на частоте 140-150 Гц при положении трещины сбоку от вертикального направления.

#### Пятая глава посвящена устранению вибраций на электростанциях.

Приводится разработанная автором методика правки роторов, имеющих остаточный прогиб (далее погиб) с использованием специальных систем балансировочных грузов. Рассмотрены причины появления остаточных прогибов роторов.

Наличие значительных погибов для мощных турбин, исчерпавших свой ресурс, является существенным препятствием для продления ресурса. Для новых роторов даже умеренный погиб также существенно снижает надежность и экономичность (повышенный износ уплотнений). При окружной неравномерности физических и механических свойств, а также химического состава поковки ротора на работающей турбине, имеющиеся остаточные прогибы роторов со временем увеличиваются. Так как с прогнутым ротором пуск турбины затруднен и может вызвать негативные последствия, как с точки зрения надежности, так и экономичности турбоагрегата в целом, эта проблема является чрезвычайно важной.

Показано, что в период ремонта восстановить работоспособность погнутых роторов можно двумя основными путями:

1. Отправить ротор на завод, где погиб будет выправлен, а ротор отбалансирован.
2. По специальной опытно-расчетной методике ЛМЗ отремонтировать и отбалансировать ротор по месту эксплуатации на низкооборотном балансировочном станке под руководством заводских специалистов. Данная методика позволяет, как минимум, приостановить дальнейшее увеличение погиба во время эксплуатации турбоагрегата и дает хорошие результаты как для роторов с остаточным прогибом, так и без прогиба, но со сроком эксплуатации более 10 лет (после двух капремонтов). Вместе с тем, как показывает опыт, без исправления можно оставлять в эксплуатации роторы, имеющие остаточные прогибы с максимальным радиальным биением не более 0,1 мм при условии, что вибрация на опорах этого ротора не превышает 3 мм/сек. Это необходимо для того, чтобы иметь запас по вибрации на случай увеличения прогиба, что гарантирует безаварийную работу турбины до ближайшего капитального ремонта. При большем уровне вибрации следует выполнить указанную специальную балансировку.

Считаю, что правки погнутых роторов путем местного нагрева места погиба с одно-временным приложением нагрузки нецелесообразны, так как при этом нарушаются режим

термообработки и структура металла, что при дальнейшей эксплуатации может привести к появлению в роторе трещин. Кроме того, ротор в процессе такой правки может получить остаточную намагниченность и стать источником электроэрозии.

Суть используемой при балансировке погнутых роторов опытно-расчетной методики с использованием низкооборотного станка резонансного типа состоит в следующем:

а) на первом этапе балансировки обеспечивается минимальный уровень динамических реакций за счет установки балансировочных грузов не только в штатные балансировочные плоскости, но и в дополнительные, используя для этого разгрузочные отверстия дисков, а также полумуфты, что позволяет уменьшить до требуемого предела и моментную неуравновешенность, являющуюся в данном случае важной составляющей. На этом этапе устраняется неуравновешенность, вызываемая эксцентриситетом масс ротора вследствие его погиба. Центробежную силу (ЦБС) от суммарной неуравновешенности (остаточной, которая была до погиба, и дополнительной от погиба) можно оценить, используя вибрационные измерения прибором типа "Вибропорт" или другими современными приборами и измерения величин погибов в контрольных плоскостях ротора. В первом приближении без учета влияния соседних роторов эти ЦБС можно считать равными реакциям опор. Далее рассчитываются величины уравновешивающих грузов. Для надежности вычислений используются так же данные вибрации на умеренных частотах вращения, когда погнутый ротор можно считать как абсолютно жесткий.

На этом этапе разнос грузов по длине ротора осуществляется, в основном, в соответствии с эксцентриситетом масс и с учетом формы колебаний на рабочей частоте вращения, чтобы работа сил от неуравновешенности и компенсирующих грузов по этой форме была бы равна или близка нулю. Отметим, что если не устранять моментную неуравновешенность, то при прочих равных условиях (устранен технологический небаланс, учтено влияние режимных факторов и т.д.) не будут устранены напряжения определяющие развитие остаточного погиба.

б) В период второго этапа балансировки, когда остаточная неуравновешенность от погиба ротора становится соизмеримой с обычным технологическим небалансом, добиваются того, чтобы она находилась в плоскости погиба, а по величине удовлетворяла следующим требованиям: - в крайних плоскостях ротора (на 1/3 длины ротора от цапф)  $2C/G < 1\%$ ; - в средней части ротора  $2C/G < 5\%$ , где  $C$  – приведенная амплитуда центробежная сила от остаточной неуравновешенности,  $G$  - вес ротора).

Это идеальное с практической точки зрения, решение задачи балансировки для симметричных роторов. Для других роторов эти соотношения корректируются, исходя из формы колебаний ротора и распределения его веса. Отметим два важных момента этого этапа: 1) балансируем ротор, по возможности, поэлементно, выполняя требования к низкочастотной балансировке; 2) минимизируем моментную неуравновешенность, что раньше не выполнялось.

в) На последнем этапе предусматривается установка системы «антибалансировочных» грузов с целью получения напряжений в месте максимального прогиба величиной не более  $50 \text{ кг/см}^2$  обратного знака по сравнению с первоначальными. Положение «антибалансировочных» грузов по отношению к направлению погиба определяется динамическим состоянием ротора с остаточным прогибом на рабочей частоте вращения и, зависит от положения рабочей частоты вращения по отношению к критическим частотам и, соответственно, формы колебаний.

Балансировочные грузы устанавливаются в разгрузочные отверстия дисков со стороны подвода пара и завальцовываются с противоположной стороны.

Для контроля и дальнейшего возможного уточнения системы корректирующих грузов измеряются АФЧХ опор и ротора турбоагрегата, как при пуске, так и при останове. Также необходим контроль за поведением погнутых роторов в процессе эксплуатации. В связи с этим предлагается: а) Осуществлять постоянный контроль за показаниями датчика искривления ротора и ежедневно записывать в оперативный журнал. б) На пусках тщательно и рав-

номерно прогревать проточную часть и при этом стремиться к минимальной разнице температур в контрольных точках. В связи с повышенным уровнем боя ротора из-за искривления имеют место кинематические перемещения сечений ротора и опасность задеваний увеличивается. в) Желательно один раз в год при работе на ВПУ контролировать величину прогиба ротора по индикатору часового типа в районе каминных уплотнений. При этом производится поверка "маятника" РВД и его сравнение с первоначальным как по величине, так и по угловому положению. г) Перед остановом турбины необходимо измерить вибрацию первых четырех опор при максимальной нагрузке и на холостом ходу, а также, как минимум, АФЧХ первых четырех опор в вертикальном направлении при выбеге турбоагрегата.

Опыт правки погнутых роторов, практически реализованный на 25 роторах паровых турбин различной мощности от 25 до 800 МВт и на трех роторах ГТ -100-3М, показывает, что в большинстве случаев погибы роторов постепенно выправляются, а на отдельных роторах величина погиба не изменяется, при этом не было отмечено ни одного случая увеличения погиба ротора, отбалансированного по методике ЛМЗ.

Рассмотрим некоторые примеры практического освоения и внедрения разработанной методики. На РВД турбины ПТ-65-130 ст. №11 Омской ТЭЦ-3 максимальный радиальный бой составил 0,73 мм перед 3-й ступенью. Ротор был отбалансирован по данной методике на низкооборотном балансировочном станке резонансного типа, при этом было установлено 9 балансировочных грузов общей массой 2500 граммов. Через 3 года эксплуатации максимальный радиальный бой ротора уменьшился на 0,20 мм. Ротор был снова отбалансирован на станке, часть балансировочных грузов была снята, а турбина успешно эксплуатируется до сих пор.

При правке РВД турбины ПТ-65-130 ст. №1 Западно-Сибирской ТЭЦ остаточный погиб характеризовался максимальным радиальным боем в 1,22 мм перед регулирующей ступенью.

На токарном стане были проточены:

- шейки ротора со сдвигом оси вращения в сторону прогиба, в результате чего максимальный радиальный бой в проточной части уменьшен до 0,73 мм;
- радиальная поверхность полумуфты относительно новой оси вращения;
- торцевая поверхность полумуфты относительно новой оси вращения.

Согласно данной методике ротор был отбалансирован на низкооборотном балансировочном станке резонансного типа с использованием прибора «Вибропорт-41». Установлено 14 балансировочных грузов общей массой 3700 граммов. На холостом ходу вибрация на первых трех подшипниках не превышала 1,5 мм/сек. Через 3 месяца эксплуатации максимальный радиальный бой ротора уменьшился на 0,40 мм. Ротор был снова отбалансирован на станке, большая часть балансировочных грузов была снята. Турбина до настоящего времени находится в эксплуатации.

Разработанная совместно с МЭИ программа «ПОГИБ», позволяет провести варианты расчеты динамических характеристик валопровода и опор произвольного турбоагрегата при различных погибах роторов и подобрать оптимальные системы компенсирующих грузов. Расчеты подтвердили эффективность специальной методики балансировки ЛМЗ.

На рис.7 и 8 показаны расчетные АФЧХ первой цапфы погнутого ротора ВД ПТ-60-130/13 до и после установки компенсирующих грузов при начальном погибе с боем порядка 0,75 мм.

Показано, что можно идти двумя путями при выборе систем компенсирующих грузов. В одном случае система сил замыкается на опорах и устраняет динамические прогибы валопровода и остаточные динамические реакции в опорах, как при обычной балансировке. Другой подход заключается в подборе системы грузов, которые не передают соответствующие динамические усилия на опору, а только выпрямляют вал на заданной частоте вращения. Во втором случае вал будет выпрямляться вследствие ползучести, так как на него во вращении будут действовать силы, постоянные во времени. После исправления прогиба эти грузы можно снять.

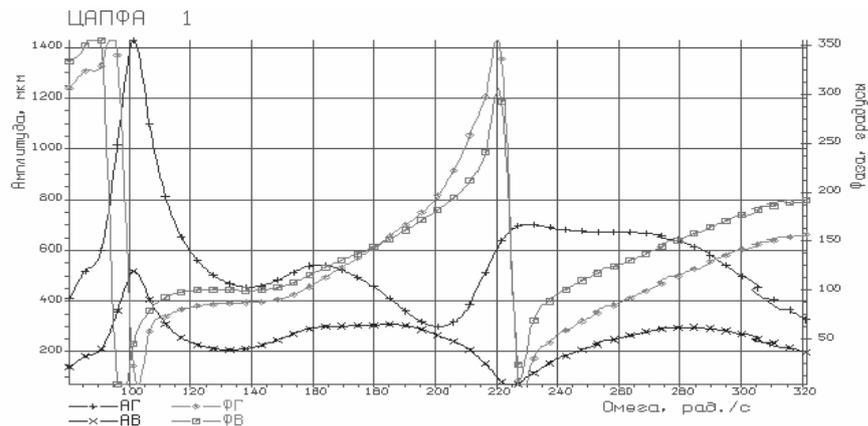


Рис. 7. АФЧХ цапфы 1 до установки грузов

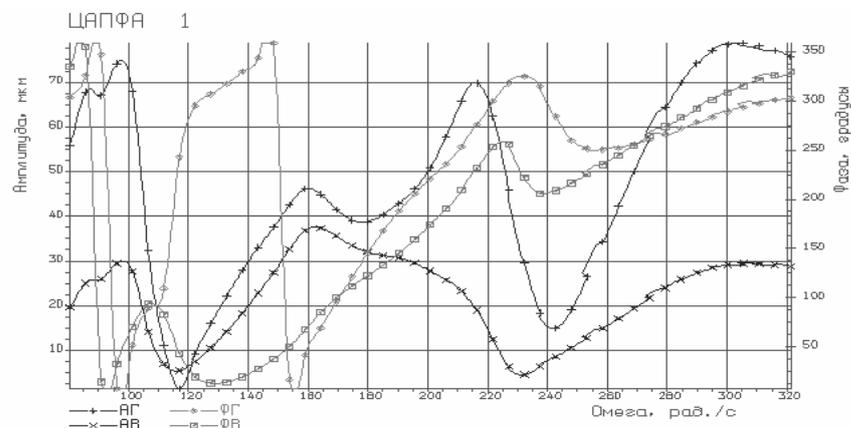


Рис. 8. АФЧХ цапфы 1 после установки грузов

В главе также приводится разработанная с участием автора методика снижения высокочастотной вибрации в мощных паровых турбинах. Отмечено, что для всех т/а в той или иной степени в зависимости от качества монтажа и ремонта характерно изменение динамических свойств колебательных систем. Основное влияние на такое изменение оказывают деформации (коробление) выхлопных частей цилиндров, что сопровождается увеличением вибрации, в основном, с частотой 100 Гц. До разработки данного подхода, как правило, такую вибрацию пытались снизить с использованием различного рода гасителей (в том числе и автор).

Разработанная методика заключается в проведении на остановленном турбоагрегате динамических испытаний с использованием вибровозбудителя, частота вращения которого изменяется от 15 до 115 Гц с помощью преобразователя частоты. В результате испытаний в исследуемом частотном диапазоне измеряются динамические характеристики колебательной системы турбоагрегат-основание-фундамент (ТФО). На основании полученных характеристик - коэффициентов жесткости опор - принимается решение о характере ужесточения и возможном отказе от дополнительной балансировки. При этом, после выполненного ужесточения необходимо повторение динамических испытаний. Основным преимуществом данной методики является оперативность и возможность выполнения в период капитального ремонта, а также существенное сокращение объемов монтажных работ и затрат.

Данная методика была успешно применена для снижения вибраций с частотой 100 Гц на ряде электростанций, в том числе: на ТЭС «Марица-Восток-2» (Болгария); на ТЭС «Матра» (Венгрия); на АЭС «Мадрас» (Индия); на Прибалтийской и Эстонской ГРЭС (Эстония); на Сургутской ГРЭС-2. Так на т/а К-800-240-5 Сургутской ГРЭС-2 в результате выполнения работ согласно данной методики удалось снизить вибрацию с частотой 100 Гц с 5 до 1 мм/с.

Автором показано, что окончательный вариант ужесточения опор для конкретного турбоагрегата должен выполняться только после анализа результатов динамических испытаний с использованием вышеуказанной методики.

Далее рассмотрены вопросы и приведены практические примеры устранения НЧВ на крупных турбоагрегатах. На основе теоретических и практических работ в зависимости от причин НЧВ разработаны основные практические меры по ее устранению (см. табл. 1).

**Таблица 1**

НЧВ «паровая» в сочетании с масляной. Зависит от открытия клапанов, расцентровок, параметров подшипников и уплотнений.	«Масляная» НЧВ, вызвана изменением реакций опор из-за расцентровок в сочетании с попережными силами от парораспределения	НЧВ, нестабильная, многочастотная, вызванная повышенными вибрациями и/или задеваниями и неплотным прилеганием опорных поверхностей.	Субгармонический резонанс с частотой $1/2, 1/3, 1/4, 1/5 \dots \omega_p$
Ремонтные мероприятия (выполняются по мере трудоемкости)			
<ul style="list-style-type: none"> <li>-Проверка износа вкладышей – устранение износа;</li> <li>-Проверка зазоров – восстановление оптимальных зазоров (эллиптичность 0.6-0.7)</li> <li>-Увеличение бокового зазора;</li> <li>- Увеличение (иногда снижение) температуры масла;</li> <li>-Изменение порядка открытия клапанов – если вибрация на РВД;</li> <li>-Перецентровка роторов по полумуфтам;</li> <li>-Замена типа подшипников, в том числе удаление «холодильника»;</li> <li>-Раскрутка потока (применение стабилизирующих устройств);</li> <li>-Реконструкция уплотнений;</li> <li>- Смещение цилиндра относительно ротора (слабая мера);</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Проверка износа вкладышей – устранение износа;</li> <li>- перецентровка роторов по полумуфтам;</li> <li>-Проверка зазоров – восстановление оптимальных зазоров (эллиптичность 0.6-0.7);</li> <li>-Увеличение бокового зазора;</li> <li>- Увеличение (иногда снижение) температуры масла;</li> <li>-Изменение порядка открытия клапанов – если вибрация на РВД;</li> <li>-Замена типа подшипников, в том числе удаление «холодильника»;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Устранение повышенных вибраций;</li> <li>-Проверка возможности задеваний, устранение задеваний;</li> <li>- Перецентровка роторов по полумуфтам;</li> <li>-Устранение износа вкладышей;</li> <li>- При слабых задеваниях иногда снижение температуры масла уменьшает вибрацию и снижает вероятность задеваний – временная мера;</li> <li>-Изменение порядка открытия клапанов;</li> <li>- Устранение нелинейности типа отрыва опоры;</li> <li>- Восстановить натяг на сползшей насадной детали и др.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Перецентровка роторов по полумуфтам;</li> <li>- Устранение нелинейности (типа отрыва опоры);</li> <li>-Проверка износа вкладышей – устранение износа;</li> <li>-Увеличение или уменьшение бокового зазора;</li> <li>-Изменение порядка открытия клапанов – если вибрация на РВД и имеются значительные поперечные силы от парораспределения;</li> </ul>

Также рассматривается один из новых существенных резервов для снижения относительной вибрации вала и в меньшей степени абсолютной вибрации опор – снижение внутренних поперечных сил, действующих на ротор. С введением жестких требований по уровню относительной вибрации вала таких мер как центровка и балансировка становится недостаточно. При изменении вибрации ротора более чем в два раза, вибрация опор может меняться незначительно, что создает дополнительные сложности при диагностике вибросостояния т/а. В этой связи было изучено влияние парораспределения на вибрацию и внедрены рекомендации для ряда турбин по оптимизации схемы открытия регулирующих клапанов ВД. В частности для паровой турбины К-200-6М на ГРЭС «Балти», ст. № 11 за счет изменения схемы парораспределения (применили диагональную схему открытия клапанов для минимизации паровых сил действующих на ротор) вибрация ротора была снижена более чем на 100 мкм.

## Заключение

На основании новых методических разработок, выполненных расчетных и экспериментальных исследований, а также по результатам успешного опыта практического устранения вибраций на отечественных и зарубежных электростанциях можно сделать следующие выводы:

1. Усовершенствована методика балансировки роторов на РБС с учетом поправок при статической балансировке на технологические неточности приспособлений и моментной неуравновешенности с введением дополнительных плоскостей коррекции. Практическими балансировками доказано преимущество разработанной методики.

2. Усовершенствована методика балансировки роторов с развитыми консольными частями и разработана математическая модель динамического прогиба вращающейся консоли, в том числе:

2.1 Получена и внедрена в практику формула для расчета корректирующего груза на консоли с учетом ее динамических свойств.

2.2 Выполнен анализ влияния на вибрацию валопровода консольных частей роторов на работающих турбоагрегатах (т/а). Разработана и успешно внедрена методика для виброналадки турбоагрегатов, имеющих роторы с длинными консолями.

2.3 Показано, что для турбоагрегатов, работающих при частотах выше 3000 об/мин, эффект влияния консоли на динамические характеристики валопровода проявляется при меньшей длине консоли. В частности для ЭТП-2 при рабочих оборотах, примерно 9000 об/мин, существенное влияние консоли на колебания роторной системы возникает при длине консоли не более 320 мм.

3. Выполнены расчетные исследования АФЧХ роторов, имеющих погиб консоли. Расчетные исследования подтвердили эффективность снижения вибраций при установке компенсирующих грузов.

4. На основе результатов исследований подшипников, разработаны новые конструкции подшипников для мощных паровых турбин АЭС, обладающих не только повышенным демпфированием НЧВ и оборотной вибрации, но также высокой экономичностью и несущей способностью в условиях высоких удельных нагрузок на различных режимах работы. Обеспечение повышенной несущей способности позволяет исключить задевания о баббит при больших удельных нагрузках, увеличенное демпфирование и анизотропия предотвращают потерю устойчивости и снижают оборотную вибрацию, в том числе при прохождении критических частот вращения.

5. Разработана и предложена методика выявления поперечной трещины при ремонте роторов.

6. Разработана методика балансировки погнутых роторов, позволяющая остановить или уменьшить прогиб ротора, что позволяет повысить надёжность и экономичность агрегата в целом и сократить время и затраты на ремонтные работы.

7. Разработан комплекс наладочных и конструктивных мер для предотвращения и устранения НЧВ роторов турбин. Выполнены исследования особенностей возникновения НЧВ сверхтяжелых малоопорных роторов, опирающихся на высоконагруженные подшипники скольжения.

Разработанный комплекс конструктивных, наладочных мероприятий и усовершенствований в части балансировки позволяет обеспечивать на турбинах ЛМЗ длительную сохранность зазоров после монтажа, обеспечив тем самым исходную экономичность и высокую надежность, а также удовлетворить жесткие международные требования на уровень вибрации вала.

8. Внедрена в практику методика учета влияния подвода пара и поперечных сил в регулирующей ступени на динамические характеристики роторов в валопроводе с целью снижения вибрации вала.

9. С использованием разработанных методов и подходов автором выполнены успешные наладки более сотни турбоагрегатов, как после монтажа, так и в процессе ремонтов.

## Основное содержание диссертации изложено в следующих публикациях:

1. Шкляр М.И., Панькин А.М., Куменко А.Н. и др. Особенности балансировки роторов низкого давления турбин К-315-170 и Т-180/160-12.8 // Сборник докладов "Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электротехнических станций". М.:ВТИ 2001 г.
2. Шкляр М.И., Кубарев В.Г., Шилович Н.Н. Способ правки роторов паровых и газовых турбин. // Патент № 2079671 (РФ).
3. Шкляр М.И., Суханов Н.П., Блинков Е.В. Способы компенсации неуравновешенных сил валопровода // Патент № 1625077 (РФ).
4. Лисянский А.С., Шкляр М.И., Суханов Н.П., Куменко А.И., Никольский А.В., Егоров Н.П. Опыт восстановления работоспособности роторов с остаточным прогибом // Электрические станции.-2005. - №10.-С. 67-69.
5. Лисянский А.С., Никольский А.В., Шкляр М.И., Лебедев Н.С., Куменко А.И., Суворов А.Г. Опыт виброналадки турбоагрегатов большой мощности на электростанциях // Электрические станции.- 2005. - №10. - С. 22-28.
6. Абросимов А.А., Злобин О.А., Шкляр М.И. Исследование динамики системы «турбоагрегат-фундамент-основание» (ТФО); энергоблоков мощностью 800 Мвт // Энергомашиностроение.- 2005. - №2-3. - С.19-24.
7. Лисянский А.С., Егоров Н.П., Шкляр М.И., Спиридонов А.Ф., Никольский А.В. Опыт работ по повышению надёжности подшипников мощных паровых турбин.// Электрические станции. – 2005. - №10. - С.41-45.
8. Егоров Н.П., Лисянский А.С., Спиридонов А.Ф., Морозов А.А., Шкляр М.И., Назаров В.В. Вкладыш опорного подшипника скольжения // Свидетельство на полезную модель.- №21816 от 20.02.2002г. Б.И. №5.
9. Лисянский А.С., Шкляр М.И., Суханов Н.П., Панькин В.М., Никольский А.В., Егоров Н.П. Исследование и наладка головного турбоагрегата с турбиной К-165-130-2, установленного на фундамент турбогенератора мощностью 150 МВт // Энергомашиностроение. - 2005. - №2-3. - С.38-42.
10. Абросимов А.А., Злобин О.А., Шкляр М.И. Исследования динамики системы турбоагрегат-фундамент-основание (ТФО) энергоблоков мощностью 800 МВт // Труды 6 Международной конференции. Издательство Политехнического университета. - 2005 г.
11. Егоров Н.П., Лисянский А.С., Спиридонов А.Ф., Морозов А.А., Шкляр М.И., Назаров В.В. Вкладыш опорного подшипника скольжения // Свидетельство на полезную модель №21816 от 20.02.2002г. Б.И. №5 г.
12. Егоров Н.П., Лисянский А.С., Спиридонов А.Ф., Морозов А.А., Шкляр М.И., Назаров В.В. Вкладыш подшипника скольжения // Свидетельство на полезную модель №21941 от 27.02.2002г., Б.И №6, 2002 г.
13. Егоров Н.П., Лисянский А.С., Спиридонов А.Ф., Морозов А.А., Шкляр М.И., Назаров В.В., Ковальский Р.К. Вкладыш радиального подшипника скольжения // Свидетельство на полезную модель №22809 от 27.02.2002г. Б.И.№12, 2002г.
14. Егоров Н.П., Лисянский А.С., Спиридонов А.Ф., Никольский А.В., Шкляр М.И., Чупрова Л.И. Ковальский Р.К. Радиальный вкладыш подшипника ротора турбомшины // Свидетельство на полезную модель №23932 от 20.07.2002г., Б.И.№20, 2002г.
15. Лисянский А.С., Егоров Н.П., Юрьев Ю.Н., Спиридонов А.Ф., Шкляр М.И., Рыбкин Н.С., Адамчук А.А. Корпус цилиндра низкого давления паровой турбины // Свидетельство на полезную модель №28732 от 10.04.2003г., Б.И.№10, 2003г.
16. Лисянский А.С., Егоров Н.П., Сухоруков Е.М., Митин В.М., Спиридонов А.Ф., Шкляр М.И., Лебедев Н.С. Радиальный подшипник скольжения роторов мощных турбоагрегатов // Патент на изобретение №2237199 от 27.09.2004г., Б.И.№27, 2004г
17. Лисянский А.С., Сачков Ю.С., Ласкин А.С., Егоров Н.П., Шкляр М.И. Опорно-упорный подшипник // Патент на изобретение №2248474 от 20.03.2005г, Б.И.№8, 2005г.