



ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE
OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN



Л. Н. ГУМИЛЕВ АТЫНДАҒЫ
ЕУРАЗИЯ ҰЛТТЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ
ЕВРАЗИЙСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Л. Н. ГУМИЛЕВА
GUMILYOV EURASIAN
NATIONAL UNIVERSITY



Студенттер мен жас ғалымдардың
«Ғылым және білім - 2015»
атты X Халықаралық ғылыми конференциясының
БАЯНДАМАЛАР ЖИНАҒЫ

СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ
X Международной научной конференции
студентов и молодых ученых
«Наука и образование - 2015»

PROCEEDINGS
of the X International Scientific Conference
for students and young scholars
«Science and education - 2015»

УДК 001:37.0
ББК72+74.04
Ғ 96

Ғ96

«Ғылым және білім – 2015» атты студенттер мен жас ғалымдардың X Халық. ғыл. конф. = X Межд. науч. конф. студентов и молодых ученых «Наука и образование - 2015» = The X International Scientific Conference for students and young scholars «Science and education - 2015». – Астана: <http://www.eni.kz/ru/nauka/nauka-i-obrazovanie-2015/>, 2015. – 7419 стр. қазақша, орысша, ағылшынша.

ISBN 978-9965-31-695-1

Жинаққа студенттердің, магистранттардың, докторанттардың және жас ғалымдардың жаратылыстану-техникалық және гуманитарлық ғылымдардың өзекті мәселелері бойынша баяндамалары енгізілген.

The proceedings are the papers of students, undergraduates, doctoral students and young researchers on topical issues of natural and technical sciences and humanities.

В сборник вошли доклады студентов, магистрантов, докторантов и молодых ученых по актуальным вопросам естественно-технических и гуманитарных наук.

УДК 001:37.0
ББК 72+74.04

ISBN 978-9965-31-695-1

©Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия
ұлттық университеті, 2015

поверхности.

Одновременно со съемкой тепловизором наружной поверхности ограждающих конструкций здания проводятся дополнительные измерения и регистрация метеоусловий снаружи здания: температуры воздуха, направления и скорости ветра, а внутри – температуры, подвижности и влажности воздуха.

По обзорным термограммам наружной поверхности выбирают участки ограждающих конструкций для проведения тепловых контактных измерений. При этом должны соблюдаться определенные условия, выбранные участки не должны быть изотермическими, т. е. не должны иметь температурных аномалий.

Далее проводят определение термического сопротивления ограждающих конструкций, температуры внутреннего и наружного воздуха вблизи ограждающих конструкций, плотности теплового потока, проходящего через ограждающую конструкцию.

После проведения тепловизионных измерений проводится обработка полученных термограмм и их сравнение с расчетными данными.

По сравнению с другими методами контроля и диагностики тепловизионный контроль имеет следующие преимущества:

- применимость в рабочих режимах эксплуатации;
- точность и достоверность результата;
- доступная стоимость обследования у подрядных организаций;
- высокая информативность (по всей контролируемой поверхности объекта) и наглядность;
- высокая производительность контроля;
- безопасность, бесконтактность и дистанционность;
- широкие возможности программно-аппаратной реализации, в том числе методов обработки;
- неограниченность перечня контролируемых объектов.

Тепловизионный контроль совместно с традиционными измерениями позволяет оптимизировать и тем самым снизить затраты на проведение ремонтных работ, оптимизировать затраты на энергоаудит или полностью от него отказаться.

Список использованных источников

1. СН РК 2.04-04-2011 Тепловая защита зданий
2. Нестерук Д. А., Вавилов В. П., Тепловой контроль и диагностика, - Томск 2007
3. Ключева В.В., Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т. Под общ. ред. В 2 кн. Кн. 1:
 4. Вавилов В.П., Тепловой контроль, – М.: Машиностроение
 5. Вавилов В.П. Тепловые методы неразрушающего контроля: Справочник. М.: Машиностроение, 1991.
 6. Вавилов В.П., Климов А.Г., Тепловизоры и их применения, М.:Интел универсал. 2002
 7. ГОСТ 26629-85 Метод тепловизионного контроля качества теплоизоляции ограждающих конструкций

УДК 621.1

К ВОПРОСУ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Айтмагамбетова Маралгуль Борамбаевна, Алимбаева Эльвира Кенесовна
aiti.mb@yandex.kz

Преподаватели кафедры "Теплоэнергетика" ЕНУ им.Л.Н.Гумилева, Астана, Казахстан
Научный руководитель - А.М.Достияров

Теплоэлектроцентр представляет собой крупное промышленное предприятие, продукцией которого являются электрическая и тепловая энергия, отпускаемая потребителю в виде горячей воды или пара требуемых параметров. Поэтому отказ турбины из-за аварии автоматически означает невыполнение электростанцией планов по выработке электроэнергии и тепла и серьезное ухудшение ее экономических показателей.

Перед паротурбостроением и энергетикой стоят вопросы улучшения показателей надежности, экономичности, маневренности и ремонтпригодности турбоагрегатов. В настоящее время требования к надежности возрастают в связи с отсутствием ввода новых мощностей и необходимостью поддержания в рабочем состоянии существующих.

Опыт эксплуатации паровых турбин на тепловых электростанциях показывает, что повреждения лопаточного аппарата остаются наиболее частой причиной вынужденных простоев основного оборудования. Одной из определяющих причин повреждений лопаточного аппарата турбомашин являются недостатки его конструкции - наличие остроугольных кромок лопаток и отверстий, некачественное изготовление галтельных переходов, плохая полировка лопаток с оставлением следов механической обработки в виде рисок.

Для рабочих лопаток турбин характерно асимметричное нагружение, при котором переменные вибрационные напряжения сравнительно небольшой амплитуды реализуются на фоне достаточно высоких средних напряжений.

Несмотря на многочисленные исследования, направленные на повышение вибрационной надежности турбин, результаты этих исследований не всегда удается использовать для практических целей, так как еще очень много малоизученных вопросов в области вибрационной прочности и температурного состояния лопаточного аппарата при различных режимах работы.

Усталостная долговечность включает в себя два разных, последовательно протекающих процесса.

Первый из них – это собственно усталость, при котором происходит процесс зарождения макротрещины. Число циклов, при котором обнаруживается макротрещина, зависит от точности приборов для ее обнаружения. Обычно за момент появления трещины принимают то число циклов, при котором ее длина составляет 0,2–0,5 мм.

Второй период – это период развития трещины до критического значения, при котором происходит практически мгновенное разделение образца на две части.

Отсюда следует, что имеется принципиально два различных способа борьбы с усталостными поломками:

1. Выбрать материал рабочих лопаток на стадии проектирования настолько прочным, чтобы гарантировать его неразрушение за срок эксплуатации.

2. Сконструировать турбину так и обеспечить такие режимы эксплуатации, чтобы исключить быстрое накопление повреждений и преждевременное разрушение материала, который выбран для изготовления ее лопаток.

При выборе материала для рабочих лопаток, способа его получения и термообработки необходимо поддерживаться большого количества требований. Материал должен обладать высокими статической прочностью, пластичностью, ударной вязкостью, сопротивлением эрозии, технологичностью и т.д. Требование высокой усталостной прочности является только одним из них. К тому же многие из требований являются противоречивыми: например, повышение статической прочности приводит к снижению пластичности; мелкозернистая структура приводит к повышению статической прочности, но снижает сопротивление воздействиям при высокой температуре. Поэтому на практике при разработке материалов для рабочих лопаток приходится идти на компромисс. Именно этим объясняется ограниченное количество марок сталей для рабочих лопаток и медленный прогресс в их улучшении. Само собой разумеется, что при ремонтах недопустима замена материала рабочих лопаток.

Таким образом, реальным оказывается второй способ борьбы с усталостными поломками – снижением вибрационных напряжений в рабочих лопатках.

Заметную роль в повреждении лопаточного аппарата играют также отклонения от расчетных режимов эксплуатации. Проблема обеспечения вибрационной надежности усложняется в связи с действием эксплуатационных факторов, таких как эрозия выходных кромок лопаток последних ступеней НД, коррозия лопаточного аппарата из-за агрессивного воздействия примесей, содержащихся в паре, и т.п. /1, 2/.

Для обеспечения надежности лопаточного аппарата необходимо правильно оценивать напряженное состояние и ресурс лопаточного аппарата. Но определение вибрационной прочности и долговечности лопаток часто затруднено: не известны или известны лишь ориентировочно величины вынуждающих сил, конструкционное демпфирование лопаток, частотные характеристики рабочих венцов и распределение напряжений по лопаткам.

Анализ вибрации турбоагрегатов показывает, что она носит сложный характер во времени и поэтому в общем случае не может быть измерена такой простой величиной, как амплитуда колебаний. Однако, как бы ни была сложна вибрация, ее можно представить как результат сложения бесконечного числа синусоид частоты ω_i и амплитуды A_i . Поэтому мерой уровня вибрации является *виброскорость*:

$$V = \left[(A_1^2 \omega_1^2 + A_2^2 \omega_2^2 + \dots + A_n^2 \omega_n^2) / 2 \right]^{0.5},$$

измеряемая непосредственно прибором и выводимая на щит управления и на регистрацию.

Во многих случаях оказывается, что частота синусоиды с самой большой амплитудой совпадает с частотой вращения, иными словами, в сложной вибрации преобладает синусоида оборотной частоты. Поэтому такую вибрацию называют вибрацией оборотной частоты.

Если преобладает синусоида с частотой, равной примерно половине частоты вращения, такая вибрация называется низкочастотной.

Иногда в сложном спектре колебаний решающую роль играет синусоида с частотой, вдвое превосходящей частоту вращения. Такую вибрацию называют высокочастотной.

Вибрация каждого из перечисленных видов имеет свои, принципиально отличные от других, причины. Повышенная, выходящая за рамки допустимой вибрация вызывает тяжелые нарушения во всем турбоагрегате.

При вибрации вал вращается в прогнутом состоянии и, если этот прогиб чрезмерен, возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные. Даже при небольших задеваниях происходит износ уплотнений, увеличение радиальных зазоров, и как следствие – снижение экономичности. Если же задевания значительны, то возникающая вибрация может потребовать аварийной остановки турбины, а в ее конструкции могут произойти остаточные изменения, например, постоянный изгиб вала.

Большую опасность представляет вибрация для электрического генератора, так как она может привести к смещениям электрических обмоток, коротким замыканиям и другим повреждениям. Повышенная вибрация приводит к задеваниям шеек вала о баббитовую заливку подшипника и ее износу.

При вибрации происходит ослабление связей отдельных деталей: половин вкладышей и их обойм, крышек подшипников и нижних половин их корпусов, корпусов подшипников и фундаментной плиты. Если фундамент недостаточно гасит передающиеся на него вибрации, то вибрация нижней фундаментной плиты приводит к неравномерной осадке фундамента, перекосам отдельных зон верхней фундаментной плиты, взаимному вертикальному смещению опор и как следствие – к расцентровке валопровода и прогрессирующему нарастанию вибрации.

Опыт эксплуатации показывает, что примерно 20 % времени вынужденных простоев турбоагрегатов связано с вибрационной наладкой. Например, иногда необходимая разовая установка грузов при балансировке роторов трехцилиндровой турбины в собственных подшипниках занимает 20 ч, а такая же работа на роторе генератора – 2 сут.

Особенно больших затрат сил, времени и средств с привлечением самого

квалифицированного персонала требует вибрационная наладка турбоагрегатов новых конструкций. При их освоении часто появляются принципиально новые явления, требующие для своего изучения широкого привлечения научных работников исследовательских лабораторий и выполнения трудоемких наладочных работ. Такое положение возникло, например, при освоении энергоблоков сверхкритического давления, когда внезапно возникающая при определенной мощности низкочастотная вибрация не позволяла достичь номинальной мощности турбины.

Исследование турбоагрегатов показало, что каждый из них имеет вполне определенную предельную так называемую пороговую мощность, при достижении которой начинается интенсивная низкочастотная вибрация, исчезающая только после значительного уменьшения мощности. Иногда последствия повышенной вибрации бывают катастрофическими.

Высокочастотными вибрациями называются вибрации с частотой, вдвое превышающей частоту вращения ротора. Для турбоагрегатов, имеющих частоту вращения 50 1/с, частота вибрации составляет 100 Гц.

Вибрационное состояние турбоагрегата оценивают по наибольшему значению виброскорости, действующему в вертикальном, горизонтально–поперечном и горизонтально–осевом направлениях. Длительная эксплуатация турбоагрегатов мощностью 200 МВт и более допускается при вибрации подшипниковых опор, не превышающей 2,8 мм/с.

В нормально работающем турбоагрегате основное значение имеет вибрация оборотной частоты. Это означает, что допустимая амплитуда вибрации составит:

$$A = \sqrt{2} \cdot V / \omega = \sqrt{2} \cdot 2,8 / 314 = 0,013 \text{ мм} = 13 \text{ мкм},$$

т.е. виброскорость в 2,8 мм/с примерно эквивалентна размаху вибрации в 26 мкм. Если по каким–либо техническим причинам такой уровень вибрации не может быть достигнут, то по согласованию между заводом–изготовителем турбины и электростанцией допускается эксплуатировать турбоагрегаты при большей вибрации, но не превышающей 4,5 мм/с.

Такой же уровень вибрации допустим для турбоагрегатов меньше 200 МВт. При этом должны быть приняты меры по снижению вибрации в срок, не более 30 дней.

Эксплуатация турбоагрегата запрещается при вибрации свыше 7,1 мм/с, т.е. при размахе вибрации большем 65 мкм. Точно также эксплуатация недопустима, если при установившемся режиме происходит внезапное увеличение виброскорости на 1 мм/с.

Поэтому в настоящее время перед паротурбостроением особенно актуальны вопросы повышения надёжности эксплуатации с целью продления ресурса турбоагрегатов. Из-за отказов, вызванных поломками лопаточного аппарата, тратится от четверти до половины времени и средств, идущих на восстановление работоспособности турбин. Основная доля отказов (50-70 %) приходится на рабочие лопатки ЧНД. Несмотря на многочисленные исследования, по-прежнему остаются неразрешёнными отдельные вопросы повышения вибрационной надёжности ступеней ЧНД теплофикационных турбин, лопаточный аппарат которых работает значительную часть времени в нерасчётных режимах. Для обеспечения надёжности лопаточного аппарата, оптимизации межремонтного периода и продления срока службы турбин необходимо правильно оценивать напряжённое состояние и остаточный ресурс рабочих лопаток. Расчётное определение вибрационных напряжений в элементах лопаточного аппарата часто затруднено из-за недостатка информации: неизвестны или известны лишь ориентировочно фактический амплитудный спектр возмущающих сил; суммарный декремент колебаний, учитывающий рассеяние энергии вследствие внутреннего, конструкционного и аэродинамического демпфирования колебаний; разброс и распределение напряжений по рабочей лопатке. Поэтому для исследования напряжённого состояния лопаток используются экспериментальные методы: метод тензометрирования; дискретно-фазовый метод (ДФМ) регистрации амплитуд колебаний лопаток; метод на основе образцов-свидетелей. В последние годы в связи с резким ростом темпа развития вычислительной техники как в количественном, так и в качественном отношении стало возможным внедрение в процесс эксплуатации турбоагрегатов автоматизированных систем

технической диагностики. Интерес к этому объясняется необходимостью контроля ресурса наиболее ответственных узлов турбин, обоснованием сроков межремонтного периода с целью перехода от обслуживания планового к обслуживанию по техническому состоянию, стремлением к снижению ущерба от внеплановых простоев и внезапных аварий.

При оценке вибрационного состояния облопачивания наиболее сложным является определение максимальных динамических напряжений в рабочих лопатках при эксплуатации. Отмечается исключительная роль натурных вибрационных испытаний в широком диапазоне режимов работы турбоагрегатов.

Основным методом исследований лопаточного аппарата является тензометрирование, которое обеспечивает получение наиболее полной и достоверной информации о напряженном состоянии лопаточного аппарата. Возможности и качество исследований зависят от используемого тензометрического комплекса, в который входит тензорезисторы (ТР), токосъемные устройства, тензоусилительная и регистрирующая аппаратура.

Для обеспечения надежности лопаточного аппарата необходимо правильно оценивать напряженное состояние и ресурс лопаточного аппарата. Однако определение вибрационной прочности и долговечности лопаток часто затруднено: не известны или известны лишь ориентировочно величины вынуждающих сил, конструкционное демпфирование лопаток, частотные характеристики рабочих венцов и распределение напряжений по лопаткам. Важную роль в оценке надежности лопаток играют и температурные условия их работы.

Вибрационное состояние турбоагрегата является важнейшей эксплуатационной характеристикой. Низкие и стабильные уровни вибрации опор и валопровода во всем диапазоне режимов гарантируют долговечность агрегата, возможность своевременной диагностики и устранения возникающих дефектов. Одним из основных мероприятий, обеспечивающих высокую вибрационную надежность, является качественная балансировка роторов на турбостроительных предприятиях.

Вопросам технической вибрационной диагностики оборудования электростанций уделяется повышенное внимание. Это объясняется, с одной стороны, необходимостью контроля технического состояния агрегатов и обоснованием сроков межремонтного периода, с другой стороны стремлением к снижению ущерба от аварий и внеплановых простоев.

Из вышесказанного следует, что исследования и разработки, направленные на решение комплексной проблемы повышения вибрационной надежности паровых турбин, продолжают оставаться и настоящее время весьма важными и актуальными.

Список используемых источников

- 1 Левин А.В. и др. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин - Л.: Машиностроение, Ленингр.отд-ние, 1981 - 710 с.
- 2 Куличихин В.В. и др. Влияние эксплуатационных режимов на колебание рабочих лопаток последней ступени теплофикационной турбины. Электрические станции, 1976, № 7, с. 24-25.
3. Вибрационная коррозия металла турбин при нагрузках, близких к рабочим. Экспресс-информация. Теплоэнергетика, 1978, № 33, с. 17-25.