

УДК 621.311

ДИАГНОСТИКА ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ В ПРОЦЕССЕ  
ЭКСПЛУАТАЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН  
DIAGNOSTICS OF THERMAL ECONOMY DURING OPERATION OF  
STEAM TURBINES

А.О. Боровикова, Д.А. Панкратов

Научный руководитель – Н.В. Пантелей, старший преподаватель  
Белорусский национальный технический университет, г. Минск

A. Borovikova, D. Pankratov

Supervisor – N. Pantelei, Senior lecturer

Belarusian national technical university, Minsk

*Аннотация:* в данной статье анализируется состояние рабочих лопаток и метод ее диагностики.

*Annotation:* this article discusses the condition of the rotor blades and the method for diagnosing it.

*Ключевые слова:* потери тепла, турбины, эффективность.

*Key words:* heat loss, turbines, efficiency.

### Введение

В современном мире, где вопросы экономии ресурсов и эффективности производства стоят особенно остро, диагностика тепловой экономичности становится неотъемлемой частью процесса эксплуатации паровых турбин. Эффективное использование энергии и повышение производительности – это ключевые факторы, которые определяют конкурентоспособность предприятий и их способность адаптироваться к изменениям на рынке.

Во время решения задач по диагностике тепловой экономичности турбоагрегатов главным вопросом становится выявленные причин некорректной работы данного оборудования, возникающие в результате износа во время эксплуатации турбины, и препятствующих выгодной работе турбоагрегата, что влечёт за собой снижение надежности, ресурса и безопасности.

### Основная часть

При оценке тепловой эффективности оборудования и технологических процессов анализируется состояние оборудования по отклонениям технических и экономических показателей от установленных норм, с возможностью расширения и углубления текущих функциональных возможностей системы автоматического управления паровыми турбинами энергоблоков.

Составление корректной оценки становится главной задачей и поэтому происходят снятия показаний во время работы конкретной турбины. Все снятые показания выводиться на экран оператора или они могут быть получены по его запросу немедленно и, следовательно, были разработаны алгоритмы, которые широко используются во время эксплуатации паровой турбины. На практике широко применяют диагностику с помощью АСУ ТП.

Наиболее распространенная поломка в турбине – обрыв рабочих лопаток. Случаи обрывов рабочих лопаток последних ступеней ЦНД являются

распространенной проблемой, вызванной различными факторами, включая вибрационные повреждения. Эти повреждения часто сопровождаются серьезными повреждениями оборудования. Одно из направлений диагностики лопаток в процессе эксплуатации.

Способ выявления дефектов в рабочих лопатках заключается в определении изменений положения вершины лопатки как индикатора повреждения. Рабочая лопатка сохраняет динамическое равновесие под воздействием центробежных и аэродинамических сил. В процессе использования лопатки (из-за усталости материала, потери связи и т.д.) возникают повреждения, которые изменяют ее механические свойства и, как следствие, ее положение, а так же прочность. Таким образом, эффективность диагностики зависит от стабильности относительного положения лопаток, что может быть обусловлено средой, в которой работает турбина и множеством других факторов, в том числе стабильностью установки лопаток во время функционирования турбины и после остановки.

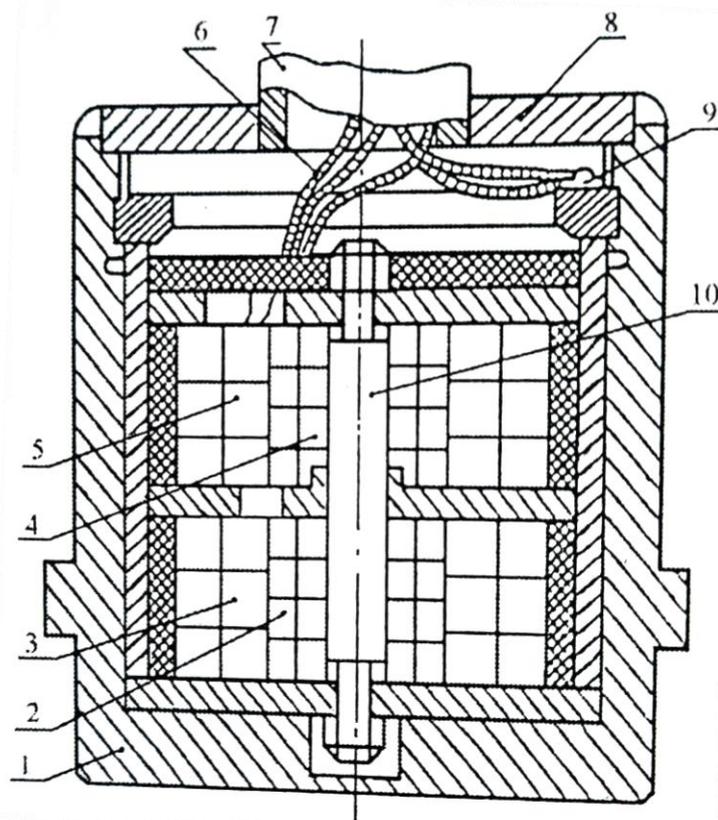
Во время работы турбоагрегатов, мы можем контролировать осевые зазоры в проточной части, это повысит надёжность турбоагрегата и его эффективность, то есть регулярное диагностирование. Чтобы это осуществить, то мы в турбоагрегатах используем датчики относительного расширения ротора (ОРР), их расположение зависит от расположения упорного подшипника, ОРР находится на концах вала. Но на практике, из-за осевой податливости цилиндров, датчики не всегда корректно показывают состояние зазоров в проточной части. В случае использования крупногабаритных двухпоточных цилиндров большого размера, датчики ОРР показывает наименьшую эксплуатационную эффективность. Опыт эксплуатации мощных турбоагрегатов показывает, что при затрудненном перемещении опор может нарушиться величина зазора в проточной части, что приведет к дальнейшей деформации статора и элементов фундамента. Из-за того, что процесс изменения осевого разбега ротора имеет многофакторный характер, оценка состояния зазоров в проточной части становится неопределенной, если судить об их величине лишь на основе показаний штатного датчика осевого разбега. Поэтому определение величины зазора должно основываться не только на стандартных измерениях датчиков ОРР, но и на дополнительных измерениях.

НПО ЦКТИ разработаны методика и алгоритм диагностирования состояния осевых зазоров в проточных частях цилиндров паровых турбин. Диагностика состояния осевых зазоров особенно важна при эксплуатации многоцилиндровых турбин с корпусами больших габаритов с пониженной осевой жесткостью, например, ЦСД крупных турбин блоков СКД, цилиндров турбин АЭС.

Так в методике НПО ЦКТИ рекомендуются дополнительные измерения зазора внутри проточной части путем измерения датчиками, разработанными НПО ЦКТИ, температуры металла статора, температуры и давления среды, омывающей ротор, осевого смещения ротора и абсолютного удлинения статора (стандартного и двух дополнительных).

Для точного измерения зазоров выпользуем аппаратуру НПО ЦКТИ для измерения осевых и радиальных зазоров в проточных частях цилиндров турбин блоков СКД, а также устанавливаемых на турбинах АЭС.

В комплект входят датчики для измерения зазоров (осевых или радиальных), приспособления для их крепления, Защитный экран с проводом датчика и измерительным устройством [1].



1 – корпус; 2, 4 – первичные обмотки; 3, 5 – вторичные обмотки; 6 – провода от обмоток; 7 – предохранительная трубка; 8 – крышка; 9 – термопара; 10 – сердечник  
Рисунок 1 – Датчик для измерения зазоров в проточной части турбины [1]

Так как характеристики датчиков термозависимы, каждый датчик оснащен термопарой и обработка результатов измерения ведется по градуировочным графикам зависимости показаний регистраторов статической и динамической составляющих зазора от температуры датчика.

Эта аппаратура позволяет измерять статические зазоры от 0,5 до 8 миллиметров и динамические зазоры от 0,1 до 1 миллиметра с относительной погрешностью не более 5 процентов.

Датчики устанавливаются в местах с наибольшим ожидаемым радиальным перемещением и на гладких участках вала, необходимых для работы дифференциально-трансформаторных датчиков. В двухпоточном ЦСД они крепятся к специальным выступам на внутренней поверхности внутреннего корпуса в двух плоскостях – вертикальной и горизонтальной.

Взаимное смещение осей статора и ротора ЦСД в двух плоскостях определяется как:

$$e_B = \frac{\overline{\Delta_B^B} - \overline{\Delta_B^H}}{2}, \quad (1)$$

$$e_G = \frac{\overline{\Delta_G^L} - \overline{\Delta_G^{PP}}}{2}. \quad (2)$$

где  $\overline{\Delta_B^B}$ ,  $\overline{\Delta_B^H}$ ,  $\overline{\Delta_G^L}$ ,  $\overline{\Delta_G^{PP}}$  – изменения радиальных зазоров по сравнению с установочными величинами в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Не отрицательная величина  $e_B$ , и  $e_G$ , говорит о передвижении оси вала вверх и влево по отношению к ротору (или о смещении ротора вниз и вправо). При положительных значениях  $e_B$ , верхние зазоры увеличены и определяющим становится уменьшение нижних радиальных зазоров и, наоборот, при отрицательных значениях  $e_B$ , определяющим становится уменьшение верхних зазоров.

Последнее измерение определяет деформацию статора и базового элемента. Прогибы диафрагм учитываются при определении величины зазоров в проточной, в которых установлены датчики зазоров, и осевая деформация ротора под действием центробежных сил (ЦБС).

Использование стандартных измерений и небольшого количества специальных датчиков делает эту методику пригодной для практического применения [2].

Важно отметить, что при проверке и анализе состояния проточной части турбины использование традиционных индикаторных КПД часто не обеспечивает ожидаемых результатов. Случается, что, после модернизации проточной части индикаторный КПД не регистрирует повышения эффективности. Это связано с особенностями течения пара в проточной части турбины, где утечка из периферийного уплотнения ступени предварительного впрыска может попасть в отбор и поэтому не участвует в формировании значения теплосодержания за цилиндром турбины. Индикаторный КПД, рассчитанный на основе значения теплосодержания, отражает лопаточный КПД, и изменения его величины характеризуют нарушения обтекания лопаточных решеток, вызванные, например, повреждениями или загрязнениями.

### **Заключение**

Эффективность работы системы диагностики определяется степенью соответствия выходной информации реальному состоянию диагностируемого объекта. Точность диагностики зависит от нескольких факторов, главным из которых является корректность применяемого метода, учитывающего фактические изменения параметров, условий работы и технологических переключений.

### **Литература**

1. Диагностика турбинного оборудования электрических станций / Л.А. Хоменок, А.Н. Ремезов, И.А. Ковалев и др.; под ред. Л.А. Хоменка. – СПб.: ПЭИПК, 2008. – 293 с.: ил.
2. Техническая диагностика / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 241 с.: ил.