

УДК 621.165 : 539.4

Т.Н. ПУГАЧЕВА

*Украинская инженерно-педагогическая академия,
кафедра теплоэнергетических установок ТЭС и АЭС, г. Харьков, Украина*

**АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ СОСТОЯНИЯ
ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РОТОРОВ И ФАКТОРОВ,
ВЛИЯЮЩИХ НА ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ И РЕСУРС**

Розглянуті питання, пов'язані з визначенням залишкового ресурсу служби високотемпературних вузлів турбоагрегату. Проаналізовані фактори, що визначають тривалість надійної експлуатації турбоустановки: вичерпання тривалої пластичності із-за повзучості матеріалу; накопичення пошкоджень в критичних зонах роторів із-за малоциклової втоми.

The issues has been treated connected of determination of residual resource of service of high temperature knots of turbine. Factors determining duration of reliable exploitation of turbine are analysed: exhausting of the protracted plasticity from the creep of material; accumulation of damages in the critical areas of rotors because of a cyclical fatigue.

К настоящему времени значительная часть тепломеханического оборудования на электростанциях Украины выработала нормативный и продленный ресурсы. Массовая замена изношенного оборудования в ближайшие годы невозможна в связи с дефицитом средств. Увеличивается доля оборудования, эксплуатирующегося в маневренных режимах из-за возрастающей неравномерности потребления электроэнергии. Сокращаются объемы плановых ремонтов и увеличиваются межремонтные периоды. Эксплуатация энергоблоков с большим количеством пусков – остановов приводит к образованию трещин в высокотемпературных зонах элементов турбоустановок. Появление трещин вызывает обоснованные опасения в возможности дальнейшей эксплуатации энергооборудования.

За последние 20–30 лет в энергомашиностроении сделаны крупные шаги в области повышения надежности и экономичности турбоустановок на базе широкого использования программных продуктов, позволяющих решать сложные задачи газодинамики пространственного потока в проточной части и механизма разрушения, в том числе с учетом явлений ползучести металла. Динамика роста мощностей за эти десятилетия может быть проиллюстрирована тем, что за каждые 10 лет происходило удвоение единичной мощности агрегатов. Для тепловых электростанций единичные мощности серийных агрегатов выросли от 100 до 500 МВт. Такой рост мощностей (при соответствующем переходе к сверхкритическим параметрам пара) привел к повышению удельных нагрузок на элементы турбоагрегатов, что обусловило необходимость решения научных и прикладных задач по обеспечению безопасности работы на фоне возросшей общей напряженности деталей и узлов.

Энергоустановки, введенные в эксплуатацию 30–40 лет назад морально и физически устарели, возросла поврежденность элементов в зоне высоких температур, что требует дополнительных затрат на ремонты и снижает технико-экономические показатели турбоустановок. Вместе с тем значительная часть узлов и деталей, работающих в зоне умеренных температур, остаются пригодными для дальнейшей эксплуатации. Это обстоятельство делает целесообразным решение задачи по

уточнению реальных ресурсов эксплуатации турбоагрегатов, определяемых, главным образом, длительной прочностью и малоцикловой усталостью материала деталей.

Основными факторами, определяющими истощение ресурса, являются высокотемпературная ползучесть металла и малоцикловая усталость, связанная с циклическими нагрузками в пуско-остановочных режимах. Оба эти процесса разделяются на инкубационную стадию (зарождение трещины) и стадию развития трещины. В ряде случаев преимущественно рабочие лопатки и некоторые другие детали проточной части получают эрозионное и коррозионное повреждение, степень опасности которого может быть оценена только на основе экспериментальных данных (или опыта эксплуатации) о потенциальной опасности развития трещин при таких повреждениях.

При проектировании расчетный ресурс устанавливается с учетом его истощения за счет ползучести материала в условиях длительного статического нагружения и малоцикловой (термической) усталости. В процессе работы, при необходимости, оценивается ограниченный период допустимой эксплуатации на стадии развития трещины.

Повреждение роторов паровых турбин может быть обусловлено разными причинами: наличие в металле металлургических дефектов, нарушение технологии изготовления ротора, отклонение от действующих стандартов и ошибки при проектировании, нарушение пуско-остановочных режимов и эксплуатационных инструкций, низкое качество ремонта.

Наиболее высока вероятность появления трещин в зонах концентрации напряжений. Такими зонами в роторах турбин являются ободы дисков с пазами для хвостовиков лопаток, осевой канал и термокомпенсационные канавки в зоне уплотнений, а также радиусные переходы от диска к бочке ротора. Напряженное состояние ободов дисков с Т-образными пазами зависит, в основном, от величины центробежных сил рабочих лопаток и геометрии самого паза (величины радиусов закруглений в угловых переходах).

Расчеты напряженно-деформированного состояния выполняются методом конечных элементов при упругом деформировании материала и с учетом ползучести с использованием теории старения и изохронных кривых ползучести. Максимальные значения интенсивности напряжений достигаются в верхней галтели паза. В процессе ползучести напряжения быстро релаксируют и после примерно 40 тысяч часов становятся постоянными. Деформация ползучести, наоборот, вначале быстро нарастает и примерно через 40 тысяч часов накапливается с постоянной скоростью. Основная часть диска работает при относительно невысоких напряжениях, составляющих 50–60 МПа. Зона действия напряжений, больших 100 МПа, ограничена глубиной около 10 мм от внутренней поверхности расточки ротора. Термонапряженное состояние на поверхности осевого канала изменяется в широких пределах в зависимости от особенностей переходных режимов, но напряжения здесь всегда остаются ниже предела текучести.

Для термокомпенсационных канавок термические напряжения являются определяющими, с точки зрения вероятности появления трещин, но эта зона не лимитирует ресурс турбин, работающих в базовом режиме.

Полный ресурс ротора складывается из времени до зарождения трещины и времени ее распространения до критического размера. Моменту зарождения трещины соответствует достижение расчетной повреждаемости, равной единице. В зоне обода диска и осевого канала определяющими являются напряжения от центробежных сил,

изменяющиеся во времени вследствие ползучести. Циклически действующие напряжения для той и другой зоны ниже предела текучести и повреждаемость здесь невелика.

За момент разрушения принимается время, когда коэффициент интенсивности или раскрытие трещины достигает критических значений. Рост трещины является следствием действия как стационарных, так и циклических напряжений. Для ободов и осевого канала циклические напряжения ниже предела текучести, их влиянием можно пренебречь только на стадии до зарождения трещин, а в стадии роста они оказывают существенное влияние.

В качестве основной независимой переменной, используемой в критерии прочности при малоцикловом нагружении выбирается величина амплитуды полных упруго-пластических деформаций ($\varepsilon_d = \Delta\varepsilon_i/2$), а в критерии прочности при статическом нагружении – интенсивность напряжений (σ_i).

За минимальное значение интенсивности деформации в цикле ($\varepsilon_i^{\min}$) принимается ее упруго-пластическое значение при пуске (ε_i^p), а за максимальное ($\varepsilon_i^{\max}$) – величина интенсивности деформации на стационарном режиме ($\varepsilon_i^{\text{ст}}$).

Следовательно, амплитуда интенсивности деформаций

$$\varepsilon_a = \frac{\varepsilon_i^{\max} - \varepsilon_i^{\min}}{2} = \frac{\varepsilon_i^{\text{ст}} - \varepsilon_i^p}{2}.$$

Таким образом, каждый цикл состоит из прямого нагружения – пуска и обратного нагружения – разгрузки с выходом на стационарный режим; значение ε_i^p получается из рассмотрения прямого нагружения, $\varepsilon_i^{\text{ст}}$ и $\sigma_i^{\text{ст}}$ – обратного.

Если при прямом нагружении уравнение кривой деформирования

$$\bar{\sigma}_i = f(\bar{\varepsilon}_i),$$

то при обратном нагружении в соответствии с принципом Мазинга диаграмма строится по уравнению

$$\bar{\sigma}_i = 2 \cdot f(\bar{\varepsilon}_i/2),$$

из точки, характеризующей пуск и начало разгрузки.

При прямом нагружении, т.е. при пуске, значения $\bar{\sigma}_i^p$, $\bar{\varepsilon}_i^p$ определяются по формуле

$$\bar{\sigma}_i^p \cdot \bar{\varepsilon}_i^p = \bar{\sigma}_i^e \cdot \bar{\varepsilon}_i^e,$$

где $\bar{\sigma}_i^e = \frac{\sigma_i^e}{\sigma_{0,2}^e}$, $\bar{\varepsilon}_i^e = \frac{2 \cdot (1 + \nu) \cdot \sigma_i^e}{3 \cdot E_t \cdot \varepsilon_{0,2}^e}$ – относительные интенсивности упругих напряжений и деформаций при пуске.

При обратном нагружении, т.е. на стационарном режиме, если имеет место упруго-пластическое деформирование, значения $\bar{\sigma}_i^{\text{ст}}$ и $\bar{\varepsilon}_i^{\text{ст}}$ могут быть определены из уравнения

$$(\bar{\sigma}_i^{\text{ст}} - \bar{\sigma}_i^p) \cdot (\bar{\varepsilon}_i^{\text{ст}} - \bar{\varepsilon}_i^p) = (\bar{\sigma}_i^e - \bar{\sigma}_i^{\text{ест}}) \cdot (\bar{\varepsilon}_i^e - \bar{\varepsilon}_i^{\text{ест}}),$$

где $\bar{\sigma}_i^{\text{ест}} = \frac{\sigma_i^{\text{ест}}}{\sigma_{0,2}^e}$, $\bar{\varepsilon}_i^e - \bar{\varepsilon}_i^{\text{ест}} = \frac{(\bar{\sigma}_i^e - \bar{\sigma}_i^{\text{ест}}) \cdot 2 \cdot (1 + \nu)}{3 \cdot E_t \cdot \varepsilon_{0,2}^e}$ – относительные интенсивности упругих напряжений и деформаций на стационарном режиме.

Оценка малоциклового усталости проводится в критических зонах узлов, подверженных воздействию термических напряжений из-за теплосмен при переменных режимах. Количество циклов лимитируется в зависимости от их категории (характера распределения температур, скорости прогрева, качества материала). При превышении ресурса эксплуатации вдвое и более, против расчетного, количество циклов теплосмен должно также возрасти, как минимум, вдвое. В действительности турбоагрегаты, которые проектировались для несения базовой нагрузки, широко используются для работы в переменной части графика нагрузки, что еще более увеличивает количество циклов. Таким образом, появление трещин от малоциклового усталости при достижении наработки турбоагрегатами $2 \cdot 10^5$ часов и, в отдельных случаях меньше, вполне закономерно.

Главной особенностью вопроса об остаточном ресурсе высокотемпературных роторов является накопление в металле из-за ползучести необратимой остаточной деформации со снижением его пластических свойств.

В зависимости от условий эксплуатации основными факторами, лимитирующими безаварийную работу конструкции при длительном нагружении, могут быть предельные деформации или разрушающие напряжения. Так ползучесть некоторых деталей турбины, например дисков и рабочих лопаток, может привести к исчерпанию конструктивных зазоров и выходу турбины из строя. В данном случае потеря несущей способности связана не только с нарушением сопряженности деталей, но и с уровнем напряжений, приводящих к ускоренной ползучести и исчерпанию длительной прочности материала. В качестве критериев предельного состояния для конструкции должны устанавливаться величины деформации ползучести и длительной прочности. Величина ползучести зависит от действующего напряжения, является одной из основных расчетных характеристик и определяется с помощью кривых ползучести или изохронных кривых.

Имеется достаточно много путей для описания эмпирических кривых ползучести в математической форме. Большая часть таких описаний исходит из разделения явления ползучести на две составляющие: одна уменьшается со временем (разупрочнение), а другая идет непрерывно с постоянной скоростью и представляет собой явление, которое иногда называют квазивязким течением.

Выражение деформации при ползучести, в этом случае, представляется в виде арифметической суммы некоторого числа отдельных составляющих не связанных прямо между собой

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4, \quad (1)$$

где ε_1 – мгновенное растяжение; ε_2 – некоторая функция времени t , например $\alpha \cdot t^n$, где $n < 1$; ε_3 – линейная функция времени; ε_4 – некоторая функция, например $\alpha \cdot t^m$ ($m > 1$), описывающая третью стадию ползучести.

Большинство уравнений, предложенных различными авторами, представляет собой попытку выразить зависимость деформации от времени при постоянных температуре и напряжениях. Ясно, что любые предложенные зависимости могут быть корректными только для условий и материалов корреспондирующим проведенным испытаниям, поскольку совокупное значение параметров, определяющее деформацию ползучести ε , может быть установлено только опытным путем.

Входящие в уравнение (1) зависимости описывают связь между деформацией и временем и справедливы в определенном температурном интервале.

В [2] отмечается, что при разработке методов расчета на ползучесть необходимо учитывать большой разброс экспериментальных данных по характеристикам

ползучести. Так, что даже различие значений деформации в 20 % между кривыми ползучести при одинаковых напряжениях для образцов одной партии считают приемлемым. Поэтому практически необоснованным можно считать стремление к точному аналитическому описанию кривых ползучести на всех участках кривой деформирования: аппроксимирующие зависимости должны выбираться для использования в расчетах из условия достаточной прочности на интересующих стадиях деформирования. Семейство кривых ползучести можно описать, исходя из предположения об их подобии. В этом случае деформация ползучести при постоянной температуре может быть представлена в следующем виде

$$\varepsilon = f(\sigma) \cdot \varphi(t). \quad (2)$$

Гипотеза подобия, как правило, подтверждается в узком диапазоне напряжений на первой стадии ползучести. Подобие кривых ползучести на первом и втором участках наблюдается редко, а для полных кривых ползучести, включая третий участок, условие подобия при записи уравнения ползучести в виде (2) вообще не выполняется.

Подобие процессов на различных стадиях направленного пластического деформирования может быть описано, если зависимость между деформацией ползучести, напряжением и временем представлена в виде изохронных кривых, построенных в координатах «напряжение – деформация». Для их построения используются точки, полученные из традиционных кривых ползучести, построенных в координатах «деформация – время». Точки, полученные в пересечении кривых ползучести для разных значений напряжений с линиями, перпендикулярными оси «время», определяют пары значений σ и ε для различных значений t . Совокупность таких точек определяют кривую «напряжение – деформация» (для каждого момента времени t_i), которая является изохронной кривой ползучести.

В современных анализах поведения конструкций, работающих при высоких температурах и напряжениях, используются, в зависимости от особенностей условий работы, ресурса эксплуатации и служебных целей, механические теории ползучести, к которым относятся: теория установившейся ползучести, теория старения, течения, упрочнения и наследственная теория ползучести.

Основная особенность теории старения заключается в том, что напряжения, деформация и время для семейства кривых ползучести при постоянной температуре связаны конечной зависимостью вида

$$\varepsilon = f(\sigma, t).$$

В любой момент нагружения деформация определяется напряжениями и временем. Эта основная предпосылка теории старения подтверждается экспериментально при постоянных условиях нагружения. Достоинством теории старения является простота – при ее использовании нет необходимости обеспечивать аналитическую аппроксимацию функции $f(\sigma, t)$, можно при расчетах непосредственно применять кривые ползучести в координатах «деформация – время» или изохронные кривые ползучести, сам метод построения которых предполагает следованию материала теории старения.

Если конструкция работает в условиях повышенных температур, то время становится одним из факторов, обуславливающих образование предельных состояний. Это является следствием постепенного изменения механических свойств материала и перераспределения деформаций и напряжений в детали в результате ползучести. В деталях, находящихся под длительным статическим нагружением, предельное состояние определяется той стадией пребывания под нагрузкой, когда в результате перераспределения и накопления деформаций в зоне наибольшей напряженности

возникают трещины длительного статического разрушения. Расчет соответствующих усилий и времен основывают на решении задач ползучести, позволяющих определить накопление деформаций в зонах их концентрации и использовать критерии длительного статического разрушения, т.е. образования трещины замедленного хрупкого разрушения.

Исходя из условий работы высокотемпературных деталей и узлов, первое место в сумме факторов, определяющих длительность надежной эксплуатации, отводится ползучести и длительной прочности. Известную роль здесь играет то обстоятельство, что на многоцикловую и малоцикловую усталость можно повлиять конструктивными и режимными мерами, а ползучесть при регламентированных давлении и температуре и воздействии силовых факторов приводит к накоплению необратимой деформации в течение всего рабочего времени турбин.

Обычно при проектировании принимают величину деформации ползучести в интервале от 0,3 % до 1 %. Эта величина определяет напряжение, обуславливающее принятую деформацию за назначенный срок службы. Чем меньше назначена деформация, тем ниже соответствующее ей напряжение, называемое пределом ползучести. Вместе с тем предел длительной прочности при назначенном сроке службы и величине деформации 1 % превышает предел ползучести, как правило, в 1,6 раза. Таким образом, чем ниже назначена суммарная деформация за срок службы, тем больше запас напряжений по отношению к длительной прочности. При принятой максимально допустимой деформации ползучести не более 1 %, обеспечивается нормативный запас по отношению к длительной прочности.

Длительная прочность и ползучесть определяются испытаниями образцов. К началу строительства турбин на сверхкритические параметры данные по длительным характеристикам имелись на базе испытаний $4 \cdot 10^4$ – $5 \cdot 10^4$ часов, поэтому, при определении расчетного срока службы пользовались экстраполяцией, основываясь на относительно малой временной базе. Естественная осторожность привела к некоторому занижению экстраполированных значений пределов длительной прочности и образованию дополнительного запаса. Образовавшийся дополнительный (скрытый) запас по пределу длительной прочности, который не следует рассматривать как сознательно заложенный в конструкцию, обусловил замедление процесса охрупчивания металла и, таким образом, снижение опасности более раннего появления критических трещин – основных факторов разрушения детали из-за истощения ресурса.

Итак, вопрос долговечности высокотемпературных узлов турбоагрегата следует рассматривать в сочетании двух категорий: 1) истощение длительной пластичности из-за ползучести материала; 2) накопление повреждений в критических зонах роторов из-за малоциклового усталости на фоне снижения пластичности материала.

Литература

1. Резинских В.Ф. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин / В.Ф. Резинских, В.И. Гландштейн, Г.Д. Авруцкий. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
2. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. – М.: Наука, 1966.

© Пугачева Т.Н., 2009