

УДК 621.165:539.4

**В.П. СУХИНИН**, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков  
**Г.И. КАНЮК**, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков  
**Т.Н. ПУГАЧЕВА**, канд. техн. наук; доц. УИПА, г. Харьков  
**Т.А. ЛАВРИНЕНКО**, ассистент УИПА, г. Харьков

## АНАЛИЗ ПРИЧИН ИСЧЕРПАНИЯ РЕСУРСА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Розглянуті питання, пов'язані з вичерпанням ресурсу високотемпературних вузлів турбоагрегату. Наведено фактори, що визначають тривалість надійної експлуатації турбоустановки: вичерпання тривалої пластичності з-за повзучості матеріалу; накопичення пошкоджень у критичних зонах роторів через малоциклову втому.

Questions, related to exhausting of resource of high temperature knots of turbine, are considered. Factors, determining duration of reliable exploitation of turbine, are resulted: exhausting of the protracted plasticity from the creep of material; accumulation of damages in the critical areas of rotors from a small of cycle of fatigue.

### Введение

Обширный парк энергооборудования, значительную долю которого составляют агрегаты, введенные в строй в конце 50-х и начале 60-х годов прошлого столетия, находится, в основном, в состоянии глубокой выработки ресурса. Особенностью этих агрегатов является работа на паре высоких и сверхкритических параметров (13–16 МПа, 540 °С и 24 МПа, 545 °С). В деталях, непосредственно контактирующих с паром таких параметров, под воздействием высоких температур и нагрузок возникает ползучесть материалов. В результате, за длительное время эксплуатации, в материале накапливается необратимая пластическая деформация, которая растет непрерывно в процессе работы турбоагрегата. Это явление приводит к двойному негативному эффекту: с одной стороны, при достаточно длительной наработке могут произойти недопустимые изменения размеров (например – удлинение рабочей лопатки и критическое уменьшение зазоров в надбандажном уплотнении); с другой стороны – структурные изменения объема металла, который подвергся пластической деформации.

Главной особенностью процесса работы деталей в условиях ползучести является то, что в результате исчерпания длительной пластичности и охрупчивания материала в критических зонах накапливаются повреждения в виде микротрещин, которые затем, сливаясь, образуют одну или несколько магистральных трещин, являющихся очагами последующего разрушения.

Деформация в любой момент времени выражается уравнением

$$\varepsilon = \varepsilon_y + \varepsilon_{пл},$$

где  $\varepsilon_y$  – упругая деформация;  $\varepsilon_{пл}$  – пластическая деформация.

В процессе работы идет накопление пластической деформации ( $\varepsilon_{пл}$ ), в результате чего упругая деформация ( $\varepsilon_y$ ), вызванная рабочими напряжениями постепенно преобразуется в пластическую (необратимую). В результате материал охрупчивается и становится более восприимчивым к воздействиям внешних нагрузок или другого рода напряжений с образованием трещин. Очагами для их возникновения могут являться дислокации (дефекты кристаллической решетки), неплотности, поры, неметаллические включения и пр.

Проблема достоверной оценки срока службы высокотемпературных турбоагрегатов в настоящее время приобрела первостепенный характер, поскольку, во

избежание приближающегося массового выхода из строя оборудования необходимо предпринять своевременные меры по восстановлению его работоспособности. Следует подчеркнуть, что в период создания первых высокотемпературных турбоагрегатов информация о ползучести материалов в деталях, работающих в области высоких температур, была недостаточно полной. Сведения о закономерностях изменения ползучести и длительной прочности могут быть получены на основе феноменологических подходов, поскольку значения взаимосвязанных характеристик жаропрочности выявляются только опытным путем.

С внедрением в практику турбостроения пара сверхкритических параметров потребовалось решение задачи уточнения ресурса службы, определяемого, в основном, критериями длительной прочности и ползучести. Поскольку, как и все прочие характеристики металла, длительная прочность и ползучесть определяются опытным путем, к тому же в течение длительного времени, а к началу строительства турбин на сверхкритические параметры пара данные по длительным характеристикам имелись на базе  $10^4$  или, в лучшем случае,  $3 \cdot 10^4$  часов, принятые характеристики основывались на экстраполяции имевшихся опытных данных (с весьма ограниченной временной базой). Естественно, что оправданный консервативный подход должен был привести к некоторому занижению значений пределов длительной прочности и ползучести, полученных экстраполированием на базе  $10^5$  часов – соответственно принятому расчетному ресурсу турбин на сверхкритические параметры пара (23,5 МПа, 565 °С), что обусловило повышение фактических запасов.

Образовавшийся дополнительный (скрытый) запас по пределу длительной прочности, который не является сознательно заложенным в конструкцию, обусловил замедление охрупчивания металла, и таким образом, снижение вероятности более раннего появления критических трещин – основных факторов разрушения детали из-за истощения ресурса.

Сложившееся к настоящему времени положение с определением расчетного (для вновь проектируемых), действительного и остаточного ресурсов (для находящихся в эксплуатации) турбин сводится к необходимости критической оценки заложенных проектных решений на основе анализа длительного опыта эксплуатации турбин. При этом, на фоне целого ряда турбоустановок, значительно превысивших расчетный ресурс, имеются случаи повреждений и разрушений различных элементов до истощения ресурса.

На протяжении нескольких десятков лет одно из первых мест, по числу повреждений и разрушений в процессе эксплуатации, занимали рабочие лопатки паровых турбин. Причины имевших место повреждений лопаток и их элементов можно классифицировать по следующим признакам:

- 1) механические повреждения лопаток, в том числе из-за неудовлетворительного вибрационного состояния;
- 2) эрозионно – коррозионные повреждения;
- 3) усталостные повреждения хвостовой части лопаток;
- 4) нарушение целостности бандажных связей.

#### **Изложение основного материала**

Повреждений рабочих лопаток из-за явлений ползучести или термоциклических воздействий в процессе эксплуатации не отмечено.

Благодаря методам контроля исходного материала для заготовок, а также индивидуальному контролю геометрии и сборки на колесе, силовых повреждений лопаток в нормальных условиях эксплуатации не наблюдается.

В результате многочисленных работ в области конструкционной прочности и вибрационной надежности рабочих лопаток и их элементов за последние 10–15 лет число повреждений резко сократилось, и они носят случайный характер. Немаловажную роль в этом сыграло совершенствование методов конструирования, повышение усталостной прочности за счет снижения концентрации напряжений, и внедрение конструкций лопаток с высокоэффективным демпфированием колебаний.

Значительное количество работ посвящено вопросам напряженно-деформированного состояния и длительной прочности хвостовых соединений (включая периферийную зону обода диска для крепления хвостовиков рабочих лопаток). Надежность этих соединений определяется рядом разнородных факторов проектного, технологического и эксплуатационного характера. В этих направлениях был достигнут значительный прогресс, определяемый целым рядом теоретических и экспериментальных исследований, которые позволили разработать комплекс мер по повышению конструкционной прочности хвостовых соединений.

Главным фактором, повышающим сопротивление конструкций хвостовых соединений переменным нагрузкам от паровых усилий, воздействующих на активную часть лопатки, является максимально возможная плотность сборки, при которой поворот каждого хвостовика в окружном направлении относительно опорных поверхностей приводит к появлению реакций на торцевых поверхностях хвостовиков. Демпфирование колебаний лопаток препятствует проникновению внешних усилий в глубь хвостовых соединений. Внедрение в конструкции турбин лопаточного аппарата с цельнофрезерованными (полочными) бандажами с окружной непрерывной перевязкой повысило демпфирующую способность системы и резко снизило возможность проникновения переменных усилий в зону хвостовиков. Это решение вывело на новый уровень надежность всех элементов лопаточного аппарата. За последние 15–20 лет повреждения рабочих лопаток по показателям механической прочности практически отсутствуют.

Повреждения хвостовиков рабочих лопаток чаще всего связаны с недостаточно плотной сборкой лопаток на колесе и реже с дефектами конструкции. В обоих случаях излом носит усталостный характер. Для ступеней, работающих в зоне фазового перехода и во влажном паре, образование трещин в хвостовике при недостаточном запасе конструкционной прочности и повышенной агрессивности среды может происходить по механизму коррозионной усталости, коррозионного растрескивания.

При конструировании и расчете хвостовых соединений в высокотемпературной зоне назначается допустимое напряжение исходя из условий, чтобы накопленная за ресурс службы пластическая деформация из-за ползучести не превышала нормированной величины (различные фирмы допускают величину деформации в пределах 0,3–1 %).

В угловых переходах рассматриваемой зоны диска напряжения с учетом концентрации могут достигать уровня предела длительной прочности, при котором не обеспечиваются нормативные запасы. В результате ускоренной ползучести напряжения перераспределяются, однако остаются достаточно высокими, обуславливая ускорение охрупчивания и повышение вероятности трещинообразования с последующим повреждением диска до истечения назначенного срока службы.

В процессе эксплуатации имели место случаи повышенной пластической деформации части обода диска 1-ой ступени цилиндра среднего давления турбины мощностью 500 МВт при температуре рабочего тела 540 °С. При этом в зоне замковой лопатки был зафиксирован максимальный уровень деформации обода диска,

достигший 1 мм в радиальном направлении. Наиболее вероятной причиной этого следует считать повышенную нагрузку, передаваемую замковой лопаткой соседним с ней лопатками. В обе стороны от замка деформация снижалась на расстоянии 7–8 лопаток в обе стороны от него, и далее по окружности колеса состояние оставалось нормальным.

Механизм повреждения можно представить в следующем виде. Из-за деформации участка обода на величину, выходящую за рамки проектной, между хвостовиками в зоне замка открывались зазоры и возникали условия для проникновения вглубь хвостового соединения переменных усилий от воздействия пара на лопатки.

С другой стороны, в результате длительной работы (наработки) материала диска в условиях высокой нагрузки и температуры произошло определенное снижение пластических свойств материала, которое не повышало опасности повреждения при статических нагрузках. Воздействие циклических нагрузок на фоне высоких статических напряжений и охрупченного (в определенной степени) материала диска и, таким образом, сниженной усталостной прочности, могло привести к повреждению грибка обода в соответствии с механизмом усталости. В результате произошел отрыв части обода диска с 16-ю лопатками.

Роторы цилиндров высокого и среднего давления высокотемпературных турбин относятся к самым напряженным элементам турбины. Такой ротор (как правило, цельнокованой конструкции), работает в условиях объемного сложнапряженного состояния, обусловленного действием центробежных сил лопаточного аппарата и собственных масс при стесненности деформаций больших объемов металла. Напряженное состояние конструкции усугубляется возникновением термоциклических напряжений в процессе пуска-остановочных и переходных режимов.

При анализе зафиксированных повреждений и отказов установлено, что имели место трещины в роторах ВД и СД в зонах повышенной концентрации напряжений, в основном, по причинам термоциклических нагрузок. В частности на РВД турбины К-300-240 после 63 тысяч часов эксплуатации была обнаружена трещина протяженностью 740 мм, выходящая в центральный осевой канал. Происхождение трещины квалифицировано (на основании специальных исследований) как результат высокой концентрации напряжений в придисковой галтели 2-й ступени и ускоренного расхолаживания турбины при остановках.

При обследовании внутренней поверхности нескольких роторов трещины носили, в одних случаях единичный характер, в других – множественный. При этом, основная часть трещин наблюдалась в «горячей» зоне, причиной чего являются температурные факторы и, по-видимому недостаточные запасы по длительной прочности от действия максимальных тангенциальных напряжений на расточке роторов. Продление ресурса эксплуатации, в данном случае, достигалось расточкой центрального канала до полного удаления трещин. Выявленные дефекты квалифицируются как результат нарушений технологического процесса изготовления поковок.

Другим обстоятельством, сыгравшим главную роль в процессе накопления повреждаемости, сыграло то, что многие из предназначенных для работы в базовом режиме агрегаты, по ряду причин эксплуатируются в переменной части графика нагрузки. Это резко повысило влияние процесса малоциклового усталости в зонах концентрации напряжений на появление трещин в, так называемых, терморазгрузочных канавках, в придисковых галтелях и передних концевых уплотнениях.

Ресурс паровых турбин лимитируется, в основном, сроком работы роторов, которые эксплуатируются в весьма тяжелых условиях. Роторы подвержены воздействию высоких напряжений и температур, возможные повреждения в них зачастую являются результатом действия механизма ползучести. В результате работы свойства металла подвергаются с течением времени необратимым изменениям, что в свою очередь снижает сопротивление малоциклового усталости.

#### **Выводы и перспективы**

Основными факторами истощения ресурса энергооборудования являются высокотемпературная ползучесть металла и малоцикловая усталость, связанная с циклическими напряжениями в пуско-остановочных режимах. Оба эти процесса разделяются на инкубационную стадию (от начала эксплуатации до зарождения трещины) и стадию развития трещины. В ряде случаев (преимущественно применительно к лопаткам и некоторым другим деталям) имеет место эрозионный и коррозионный износ, который может быть оценен только на основе экспериментальных данных о стойкости используемых материалов.

При определении долговечности на стадии проектирования учитывают истощение ресурса за счет длительного статического нагружения и малоциклового (термической) усталости материала, а также, при необходимости, ограниченную работоспособность на стадии развития трещины (живучесть).

Повреждение роторов паровых турбин может быть обусловлено разными причинами: отклонение технологических свойств металла (наличие металлургических дефектов), нарушение технологии изготовления, отклонение от действующих стандартов и ошибки при проектировании, нарушение пуско-остановочных графиков, нарушение эксплуатационных инструкций, низкое качество ремонтов.

Наиболее высока вероятность появления трещин в зонах концентрации напряжений. Такими зонами в роторах турбин являются ободы дисков с пазами под хвостовики лопаток, осевой канал и терморазгрузочные канавки в зонах уплотнений, галтели диска 1-ой и 2-ой ступени, скругления пароразгрузочных отверстий в дисках. Напряженное состояние ободов дисков с Т-образными пазами зависит, в основном, от величины центробежных сил лопаток и геометрии самого паза (величины радиусов закруглений в угловых переходах). Термонапряженное состояние на поверхности осевого канала может изменяться в широком диапазоне, в зависимости от характера переходных режимов, однако напряжения здесь всегда сохраняются ниже предела текучести материала ротора.

Для терморазгрузочных канавок термические напряжения являются определяющими, однако, не лимитируя ресурс турбин, работающих в базовом режиме, они становятся определяющими при эксплуатации турбин в маневренных и высокоманевренных режимах.

**Список литературы:** 1. Костюк А.Г. Длительная прочность роторов паровых турбин в зоне концентрации напряжений / А.Г. Костюк // Теплоэнергетика. – 2006. – № 10. – С. 9-15. 2. Борздыка А.М. Методы горячих механических испытаний металлов / А.М. Борздыка. – М.: Металлургиздат, 1962. – 488 с. 3. Исследование жаропрочных сталей и сплавов: сб. / под ред. И. Миркина. – Л.: Металлургиздат, 1960. – 352 с.

© Сухинин В.П., Канюк Г.И., Пугачева Т.Н., Лавриненко Т.А., 2011  
Поступила в редколлегию 15.02.11