

УДК 621.165:539.4

Т.Н. ПУГАЧЁВА (канд. техн. наук, доц.), **А.В. КОШЕЛЬНИК** (канд. техн. наук, доц.),
О.В. КРУГЛЯКОВА (канд. техн. наук, доц.)

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»
tatpch@ukr.net

ВЛИЯНИЕ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ РАБОТЫ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РОТОРОВ ДЛИТЕЛЬНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ И МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ

Рассмотрены вопросы влияния на работоспособность и ресурс ротора паровой турбины длительной статической прочности и малоциклового усталости. Рассмотрены вопросы, связанные с определением остаточного ресурса службы высокотемпературных роторов турбоагрегата. Проанализированные факторы, определяющие длительность надежной эксплуатации турбоустановки: исчерпание длительной пластичности из-за ползучести материала; накопление повреждений в критических зонах роторов из-за малоциклового усталости. Рассмотрены зоны ротора среднего давления с наиболее высокой вероятностью появления трещин.

Ключевые слова: *высокотемпературный ротор, ресурс, длительная прочность, малоцикловая усталость, ползучесть, упруго-пластическая деформация, пластические свойства, термонапряженное состояние, термокомпенсационные канавки.*

Постановка проблемы. В 70-е годы прошлого столетия в энергомашиностроении сделаны крупные шаги в области повышения надежности и экономичности турбоустановок. В последние 10 лет на базе широкого использования программных продуктов решались сложные задачи газодинамики пространственного потока в проточной части и уточнения механизма разрушения, в том числе с учетом ползучести металла. Динамика роста мощностей отдельных турбоагрегатов может быть проиллюстрирована тем, что каждые 10 лет происходило удвоение единичной мощности агрегатов. Для тепловых электростанций единичные мощности серийных агрегатов выросли от 100 до 500 МВт, мелкосерийных – до 800 МВт и отдельных турбин – до 1200 МВт. Такой рост мощностей турбин (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 турбин на фоне возросшей общей напряженности деталей и узлов.

К настоящему времени значительная часть тепломеханического оборудования на тепловых электростанциях Украины выработала нормативный и продленный ресурсы. 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 сроков эксплуатации турбоагрегатов, определяемых, главным образом, длительной прочностью и малоциклового усталостью материала деталей.

Анализ предыдущих исследований. Вопросы исследования длительной прочности роторов рассмотрены в ряде работ [1-6].

В [7] на примере высокотемпературных роторов паровых турбин мощностью 200, 300 и 800 МВт представлены результаты расчета напряженного состояния в опасных зонах – с концентрацией напряжений. Определение ресурса основано на расчетной оценке исчерпания длительной прочности без учета циклических температурных деформаций.

В ряде работ [8-12], посвященных рассмотрению результатов исследования элементов конструкций роторов, характеризующихся наличием концентраторов напряжений, отмечается, что исчерпание длительной пластичности в этих элементах идет ускоренными темпами, и структурные изменения в металле здесь происходят быстрее. В результате, несмотря на некоторое снижение максимальных напряжений (из-за их перераспределения в результате ползучести), зоны со значительной концентрацией напряжений требуют специального анализа с точки зрения ресурса эксплуатации.

Формулировка цели статьи. Анализ основных факторов, влияющих на долговечность высокотемпературных роторов.

Изложение основного материала исследования. 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 малоцикловою 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 эрозийное 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 (ε_i^{\min}) принимается ее упруго-пластическое значение при пуске (ε_i^p), а за максимальное (ε_i^{\max}) – величина интенсивности деформации на стационарном режиме (ε_i^{cm}).

Следовательно, амплитуда интенсивности деформаций

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

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

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

$$\left(\bar{\sigma}_i^{cm} - \bar{\sigma}_i^p \right) \cdot \left(\bar{\varepsilon}_i^{cm} - \bar{\varepsilon}_i^p \right) = \left(\bar{\sigma}_i^e - \bar{\sigma}_i^{ecm} \right) \cdot \left(\bar{\varepsilon}_i^e - \bar{\varepsilon}_i^{ecm} \right)$$

где $\bar{\sigma}_i^{ecc} = \frac{\sigma_i^{ecc}}{\sigma_{0,2}^t}$, $\bar{\varepsilon}_i^e - \bar{\varepsilon}_i^{ecm} = \frac{\left(\bar{\sigma}_i^e - \bar{\sigma}_i^{ecm} \right) \cdot 2 \cdot (1 + \nu)}{3 \cdot E_t \cdot \varepsilon_{0,2}^t}$ - 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 возрастать, 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 αt^n , где $n < 1$;

ε_3 - линейная функция времени;

ε_4 - некоторая функция, например αt^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 следование 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.

Выводы. Ползучесть металла и малоцикловая усталость являются основными факторами, определяющими длительность работы высокотемпературных роторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борздыка А.М. Методы горячих механических испытаний металлов / А.М. Борздыка. – М.: Metallurgizdat, 1962. – 488 с.
2. Прочность паровых турбин: [моногр.] / Л. А. Шубенко-Шубин и др. ; под ред. Л.А. Шубенко-Шубина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с.
3. Розенблум В.И. К расчету ползучести цельнокованных роторов / В.И. Розенблум // Энергомашиностроение. – 1964. – № 8. – С. 15-18.
4. Розенблум В.И. Время до разрушения вращающегося диска в условиях ползучести / В.И. Розенблум // Прикладная математика и механика. – 1957. – Т. 21, вып. 3.
5. Жирицкий Г.С. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин / Г.С. Жирицкий, В.А. Стрункин. – М.: Машиностроение, 1968. – 520 с.
6. Прочность элементов паровых турбин. / под ред. Л.А. Шубенко-Шубина. –М.; К.: ГНТИ машиностроит. лит-ры, 1962. – 568 с.
7. Костюк А.Г. Прочность цельнокованных роторов турбин мощностью 200, 300 и 800 МВт производства ЛМЗ при длительном статическом нагружении / А.Г. Костюк, А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 2004. – № 10. – С. 45-52.
8. Костюк А.Г. Длительная прочность роторов паровых турбин в зоне концентрации напряжений / А.Г. Костюк // Теплоэнергетика. – 2006. – № 10. – С. 9-15.
9. Мустафин И.Г. Оценка длительной прочности элементов роторов паровых турбин / И.Г. Мустафин // Теплоэнергетика. – 1998. – № 3. – С. 56-60.
10. Костюк А.Г. О прочности цельнокованных роторов при нестационарных тепловых режимах / А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, В.Н. Мичулин // Теплоэнергетика. – 1974. – № 8. – С. 73-76.
11. Мустафин И.Г. О концентрации напряжений и деформаций в пластической области и при ползучести / И.Г. Мустафин // Машиноведение. – 1975. – №5. – С. 15-20.
12. Мустафин И.Г. Критерий длительного разрушения роторных элементов и деталей с концентраторами напряжений/ И.Г. Мустафин // Труды ЦКТИ. – 1987. – Вып. 237. – С. 42-51.

REFERENCES

1. Borzdyika A.M., (1962), *Metody goryachih mekhanicheskikh ispytaniy metallov*, Metallurgizdat.
2. L. A. Shubenko-Shubin i dr., (1973), *Prochnost parovyih turbin: [monogr.]*, Mashinostroenie, Moscow.
3. Rozenblyum V.I., (1964), "K raschetu polzuchesti tselnokovanyih rotorov", *Energomashinostroenie*, no. 8, pp. 15-18.
4. Rozenblyum V.I., (1957), "Vremya do razrusheniya vraschayuschegosya diska v usloviyah polzuchesti", *Prikladnaya matematika i mehanika*, T. 21, vyip. 3.
5. Zhiritskiy G.S., (1968), *Konstruktsiya i raschet na prochnost detaley parovyih i gazovyih turbin*, Mashinostroenie, Moscow.
6. L.A. Shubenko-Shubina, (1962), *Prochnost elementov parovyih turbin*. GNTI mashinostroit. lit-ryi, Moscow.
7. Kostyuk A.G. A.D. Truhniy, (2004), *Prochnost tselnokovanyih rotorov turbin moschnostyu 200, 300 i 800 MVt proizvodstva LMZ pri dlitelnom staticheskom nagruzhenii*, *Teploenergetika*, no. 10, pp. 45-52.
8. Kostyuk A.G., (2006), *Dlitelnaya prochnost rotorov parovyih turbin v zone kontsentratsii napryazheniy*, *Teploenergetika*, no. 10, pp. 9-15.
9. Mustafin I.G., (1998), *Otsenka dlitelnoy prochnosti elementov rotorov parovyih turbin*, *Teploenergetika*, no. 3, pp. 56-60.
10. Kostyuk A.G., Truhniy A.D., Michulin V.N., (1974) *O prochnosti tselnokovanyih rotorov pri nestatsionarnyih teplovyih rezhimakh*, *Teploenergetika*, no. 8, pp. 73-76.
11. Mustafin I.G., (1975), *O kontsentratsii napryazheniy i deformatsiy v plasticheskoy oblasti i pri polzuchesti*, *Mashinovedenie*, no. 5, pp. 15-20.

12. Mustafin I.G., (1987), Kriteriy dlitel'nogo razrusheniya rotornykh elementov i detaley s kontsentratorami napryazheniy, *Trudy TsKTI*, no. 237, pp. 42-51.

Поступила в редколлегию 02.11.2018

Рецензент: д.т.н., профессор Сивокобиленко В.Ф.

T. N. PUGACHOVA, A.V. KOSHELNYK, O.V. KRUGLYAKOVA
National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute"

Influence on the durability of work of high-temperature rotors of long-term static strength and low cycle fatigue. A significant part of heat and mechanical equipment at Ukrainian thermal power plants has reached the end of normative and extended operating life. The power plants were commissioned 30-40 years ago and now appear to be obsolete morally and physically. The damage of the elements has increased in the zone of high temperatures and this reduces the technical and economic indicators of turbo-installations and requires additional costs for its repairing. Meanwhile a significant part of the nodes and parts that operate in the zone of moderate temperature remains suitable for further operation. It is necessary to identify the effect of long-term durability and low cycle fatigue on the operation of steam turbine rotors.

Design operating life is established taking into account the creep of the material under prolonged static loading and low cycle (thermal) fatigue. The limited period of permissible operation at the stage of fracture development is evaluated during operation, if necessary.

The probability of cracks in the stress concentration zones is the highest. Such zones in the turbine rotors appear to be the rims of the discs with slots for shank blades, axial channel and thermal grooves in the seals area, radius transitions from the disk to the rotor body.

The thermal stresses for thermal grooves are critical in terms of the probability of cracking, but this zone does not limit the service life of turbines that operate in the base mode.

The assessment of low cycle fatigue is carried out in critical zones of the nodes, which are exposed to thermal stresses due to thermal cycling under variable-load operation. It is typical that fractures due to low cycle fatigue appear after the turbine units achieve a working time of $2 \cdot 10^5$ hours and even less, in some cases.

Accumulated irreversible residual deformation in metal due to the creep and thus a metal plastic property decrease is the main feature of the problem of high-temperature rotors operating life.

The main factors that limit the failure-free operation of the structure during long-term loading are limiting deformations or destructive stresses depending on the operating conditions. The design creep deformation usually lays within 0,3-1 %. The lower service life total deformation assigned, the bigger is the stress margin with respect to long-term strength. Normative reserve with respect to long-term strength is ensured if the accepted maximum permissible deformation of creep is no more than 1%.

Metal creep and low cyclic fatigue are the main factors that determine the operation time of high-temperature rotors.

Keywords: *high-temperature rotor, resource, long-term strength, low-cycle fatigue, creep, elastic-plastic deformation, plastic properties, thermo-stressed state, thermal compensation grooves.*

Т.М. ПУГАЧОВА, О.В. КОШЕЛЬНИК, О.В. КРУГЛЯКОВА
Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

Вплив на довговічність роботи високотемпературних роторів тривалої статичної міцності і малоциклової втоми. До теперішнього часу значна частина тепломеханічного обладнання на теплових електростанціях України виробила нормативний і продовжений ресурси. Енергоустановки, введені в експлуатацію 30 - 40 років тому морально і фізично застаріли, зросла пошкодженість елементів в зоні високих температур, що вимагає додаткових витрат на ремонти і знижує техніко-економічні показники турбоустановок. Разом з тим значна частина вузлів і деталей, що працюють в зоні помірних температур, залишаються придатними для подальшої експлуатації. Необхідно виявити вплив тривалої міцності і малоциклової втоми на роботу роторів парової турбіни.

При проектуванні розрахунковий ресурс встановлюється з урахуванням його вичерпання за рахунок повзучості матеріалу в умовах тривалого статичного навантаження і малоциклової (термічної) втоми. В процесі роботи, при необхідності, оцінюється обмежений період допустимої експлуатації на стадії розвитку тріщини.

Найбільш висока ймовірність появи тріщин в зонах концентрації напружень. Такими зонами в роторах турбін є ободи дисків з пазами для хвостовиків лопаток, осьовий канал і термокомпенсаційних канавки в зоні ущільнень, а також радіусні переходи від диска до бочки ротора.

Для термокомпенсаційних канавок термічні напруги є визначальними, з точки зору ймовірності появи тріщин, але ця зона не лімітує ресурс турбін, що працюють в базовому режимі.

Оцінка малоциклової втоми проводиться в критичних зонах вузлів, схильних до впливу термічних напружень через тепловміни при змінних режимах. Поява тріщин від малоциклової втоми при досягненні напрацювання турбоагрегатами $2 \cdot 10^5$ годин і, в окремих випадках менше, цілком закономірно.

Головною особливістю питання про тривалості роботи високотемпературних роторів є накопичення в металі через повзучості незворотної залишкової деформації зі зниженням його пластичних властивостей.

Залежно від умов експлуатації основними факторами, що лімітують безаварійну роботу конструкції при тривалому навантаженні, можуть бути граничні деформації або руйнують напрути.

Зазвичай при проектуванні приймають величину деформації повзучості в інтервалі від 0,3% до 1%. Чим нижче призначена сумарна деформація за термін служби, тим більше запас напружень по відношенню до тривалої міцності. При прийнятій максимально допустимій деформації повзучості не більше 1%, забезпечується нормативний запас по відношенню до тривалої міцності.

Повзучість металу і малоциклова втома є основними факторами, що визначають тривалість роботи високотемпературних роторів.

Ключові слова: високотемпературний ротор, ресурс, тривала міцність, малоциклова втома, повзучість, пружно-пластична деформація, пластичні властивості, термонапружений стан, термокомпенсаційні канавки.