

УДК 621.165:539.4

В.П. СУХИНИН, д-р техн. наук; проф. УИПА, Харьков;
Т.Н. ПУГАЧЕВА, канд. техн. наук; доц. УИПА, Харьков

КРИТЕРИИ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Рассмотрены вопросы, связанные с определением остаточного ресурса службы высокотемпературных узлов турбоагрегата. Проанализированы факторы, определяющие продолжительность надежной эксплуатации турбоустановки: исчерпание длительной пластичности из-за ползучести материала; накопление повреждений в критических зонах роторов из-за малоциклового усталости.

Ключевые слова: ротор, ползучесть и длительная прочность, малоцикловая усталость.

Введение

Ресурс паровых высокотемпературных турбин лимитируется, в основном, сроком службы роторов, которые эксплуатируются в жестких условиях. Это связано с высокими температурами и напряжениями, процессами накопления повреждений в металле по механизмам ползучести и малоциклового усталости, а также необратимыми изменениями свойств материала в процессе длительной работы. Сложность оценки эксплуатационной надежности цельнокованых роторов определяется наличием в них высоконагруженных зон, в которых поврежденность накапливается по разным механизмам, что не позволяет ограничиться контролем какой-либо одной зоны, а требует применения комплекса расчетных методов и методов контроля для оценки общего состояния конструкции.

В проблеме расчета долговечности материалов при длительном статическом нагружении самостоятельное значение имеют два направления.

Первое – разработка методов прогнозирования времени до разрушения с использованием различных параметров и характеристик в зависимости от уровня действующих напряжений и уровня температуры, т.е. фактически построение кривых длительной прочности или параметрических кривых.

Второе связано с разработкой методов экстраполяции кривых длительной прочности на долговечность, превышающую как минимум на порядок максимальную долговечность, для которой исходные кривые длительной прочности получены экспериментально.

Анализ предыдущих исследований

Вопросы исследования длительной прочности роторов рассмотрены в ряде работ [1–3].

В [4] 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. Существующие программы расчета напряженно-деформированного состояния составлены авторами на основе ряда сформированных положений, особо значимым из которых следует считать зависимость для определения эквивалентных напряжений

$$\sigma_3 = \left[\frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \sigma \cdot dt \right]^{1/b},$$

где τ – расчетное ресурсное время; σ – рабочее напряжение; t – рабочее время; b – показатель степени из закона длительной прочности материала, аппроксимируемого зависимостью

$$t_p = \tau \cdot \left(\frac{\sigma}{\sigma_{д.п.}} \right)^{-b},$$

где t_p – время до разрушения при напряжении, равном σ .

В выводах дана оценка запасов по длительной прочности для сроков эксплуатации 10^5 и $2 \cdot 10^5$ часов. Эти результаты получены из расчетов по теориям старения и течения. Их сопоставления показывают, что по теории старения величины запасов оказываются (хотя и незначительно) консервативнее, что повышает надежность оценки ресурса при использовании теории старения.

Цель работы

Анализ механизма ползучести, исчерпания длительной прочности и выработка усовершенствованных критериев, позволяющих установить реальные значения продленных ресурсов по сравнению с нормативными. Разработка критерия выбора допустимого напряжения, обеспечивающего ресурс до 200 тысяч часов, на основе анализа характеристик жаропрочности и результатов эксплуатации существующих турбоустановок.

Материал и результаты исследований

При проектировании турбоагрегатов, эксплуатируемых до настоящего времени, расчетный ресурс назначался на основе данных по ползучести и длительной прочности материалов, полученных на стандартных образцах при относительно коротких временных базах.

В традиционной практике выбора запаса прочности используются значения максимальных напряжений, что в условиях ползучести приводит через относительно короткое время (по сравнению с ресурсом эксплуатации) к снижению пика напряжений и, таким образом, к фактическому увеличению принятого первоначального запаса прочности. Кроме того, в конструкции цельнокованого ротора напряжения изначально распределены неравномерно, обуславливая замедление роста суммарной деформации, что в свою очередь влияет на удлинение ресурса службы.

При выборе конструктивных форм и размеров элементов высокотемпературных турбин определяющим ресурс эксплуатации является фактор длительной прочности. Механизм действия наработки ресурса таков, что чем большее время должна прослужить деталь, тем более низкое значение имеет предел длительной прочности. Таким образом, при достаточно большом сроке службы, рабочие напряжения и предел длительной прочности могут сблизиться настолько, что может быть исчерпана несущая способность детали и произойдет ее повреждение по механизму ползучести.

Рассмотрим соотношения, связывающие изложенные выше положения.

Обычно при проектировании принимают величину деформации ползучести в пределах от 0,3 % до 1 %. Этой величине соответствует напряжение, обуславливающее накопление принятой (допустимой) деформации за назначенный срок службы. Чем меньше назначена деформация, тем ниже соответствующее ей напряжение – предел ползучести. Вместе с тем значение предела длительной прочности для назначенного ресурса имеет свою определенную величину и чем ниже, при этом, принятая суммарная

деформация за одно и то же время, тем больше отношение $\sigma_{д.п}/\sigma_{п}$ ($\sigma_{д.п}$ – предел длительной прочности, $\sigma_{п}$ – предел ползучести для одних и тех же рабочей температуры и срока службы), т.е. запас принятого напряжения по отношению к пределу длительной прочности. При деформации порядка 1 % за 10^5 часов предел ползучести для роторной стали 20ХЗМВФА (ЭИ-415) примерно в 1,6 раза меньше предела длительной прочности (при рабочей температуре $t_p = 500$ °С). Таким образом, при напряжении в детали равном пределу ползучести с деформацией не выше 1 % за назначенный срок обеспечивается запас рабочих напряжений по отношению к пределу длительной прочности $n_{д.п} \geq 1,6$, что соответствует нормативам. Это положение характерно для основных роторных сталей паровых турбин.

При более низких назначенных величинах деформации ползучести (определяющих конкретный уровень рабочих напряжений в детали) исчерпание длительной пластичности материала растягивается на больший срок.

Следует иметь в виду, что рассмотренные категории относятся к кованным материалам, характеризующимся более высоким качеством, чем литые. Однако изложенный подход сохраняется и для литых материалов.

Другое обстоятельство, приводящее к возможному увеличению ресурса по сравнению с расчетным, заключается в следующем. Внедрение в практику турбостроения пара сверхкритических параметров потребовало решения задачи определения ресурса службы, обусловленного, в основном, критериями длительной прочности и ползучести. Поскольку, как и прочие механические характеристики металла, длительная прочность и ползучесть определяются опытным путем, а к началу создания турбин на сверхкритические параметры значения длительных характеристик материалов были получены на базе испытаний 10^4 часов или, в лучшем случае, $3 \cdot 10^4$ часов, необходимые данные для расчетного срока службы определяли экстраполяцией полученных опытным путем величин на временной базе 10^5 часов.

Естественно, что оправданный консервативный подход привел к некоторому занижению экстраполированных значений пределов длительной прочности и ползучести, влияющих на ресурс службы, который существенно превышает базовый (при испытаниях).

Определенную роль в увеличении наработки турбин сверх расчетного ресурса играет, например, и то, что максимальное исчерпание длительной пластичности и охрупчивание материала в роторах ВД и СД имеет место в зонах, где слабо проявляются циклические напряжения, способствующие более раннему образованию трещин. Образовавшийся дополнительный запас по пределу длительной прочности, который обусловлен вышеизложенными объективными факторами, приводит к замедлению охрупчивания металла, и, таким образом, к снижению вероятности более раннего появления критических трещин – основных факторов повреждения детали из-за исчерпания длительной пластичности и длительной прочности.

При проектировании введенных в эксплуатацию турбин мощностью 200 и 300 МВт на высокие начальные параметры в качестве критерия долговечности принимались рабочие напряжения с запасом 1,6 и более по отношению к пределу длительной прочности за 10^5 часов.

Анализ длительных характеристик роторных сталей использованных при проектировании и вводе в эксплуатацию упомянутых выше турбин показывает, что пределы длительной прочности за время службы $2 \cdot 10^5$ часов меньше (при прочих равных условиях), чем за 10^5 часов примерно в 1,4–1,6 раза. Следовательно, при назначении рабочих напряжений в 1,6 раза меньше предела длительной прочности за

10^5 часов, по существу, получаем уровень напряжений близкий к пределу длительной прочности за $2 \cdot 10^5$ часов. При этих напряжениях детали с запасом, соответствующим нормативному на ресурс 10^5 часов, при выработке ресурса $2 \cdot 10^5$ часов, а возможно и позднее, должны получить повреждения. Естественно, что некоторый разброс по времени может иметь место из-за отклонений в показателях прочности материала и условий эксплуатации.

На основании вышеизложенного могут быть предложены критерии надежности при оценке возможной длительности эксплуатации высокотемпературных роторов при продлении ресурса.

Например, при продлении ресурса до $\tau = 2 \cdot 10^5$ часов необходимо учесть возможное снижение механических свойств за счет разброса величин предела длительной прочности металла промышленной выплавки (по сравнению со справочными данными на основе лабораторных испытаний). Этот разброс укладывается в пределы $\pm 15\%$.

Второй фактор связан со снижением величины предела длительной прочности при экстраполяции на ресурс $\tau = 2 \cdot 10^5$ часов по сравнению с расчетным ресурсом $\tau = 10^5$ часов. Анализ характеристик металла показывает, что это снижение составляет в среднем (12–15) % [5].

При максимальном рабочем напряжении в роторе, не превышающем предел ползучести при 1 % деформации ($\sigma_p \leq \sigma_n$) за 10^5 часов и используя данные [5] о величине предела длительной прочности за $2 \cdot 10^5$ часов, представим критерий надежности при продлении ресурса в следующем виде

$$n_{д.п.(2 \cdot 10^5)} \geq \frac{\sigma_{д.п.(2 \cdot 10^5)}}{[\sigma_p]}, \quad (1)$$

откуда

$$[\sigma_p] \leq \frac{\sigma_{д.п.(2 \cdot 10^5)}}{n_{д.п.(2 \cdot 10^5)}}. \quad (2)$$

В выражениях (1) и (2) приняты следующие обозначения:

$\sigma_{д.п.(2 \cdot 10^5)}$ – предел длительной прочности материала ротора при ресурсе 10^5 часов;

σ_p – рабочие максимальные напряжения, численно не превышающие значение предела ползучести $\sigma_{n(1\%/10^5)}$ за 10^5 часов.

Удовлетворение соотношений (1) или (2) позволяет установить возможность продления срока эксплуатации высокотемпературных роторов до $\tau = 2 \cdot 10^5$ часов при проведении ревизии состояния, соответствующей руководящим материалам [6].

В предложенных критериях (1) и (2) сохранен принцип консервативного подхода, обуславливающий снижение вероятности повреждения по механизму длительной прочности на ресурс $\tau = 2 \cdot 10^5$ часов, основанный на том, что в проведенном анализе не учтен фактор, связанный с оценкой пластической деформации. С одной стороны следует ожидать увеличения принятой деформации за 10^5 часов при дальнейшей продленной эксплуатации. Вместе с тем, поскольку с пределом ползучести сравниваются максимальные напряжения в ограниченной зоне детали, при длительной эксплуатации эти напряжения перераспределяются и исчерпание длительной пластичности обусловлено более низкими средними напряжениями.

Расчеты деталей, выполненные с учетом ползучести, показывают, что это снижение составляет $\sim 25\%$ за счет перераспределения максимальных напряжений [2].

Результаты испытаний, полученные в последнее время [5] показывают, что для роторной, наиболее распространенной марки стали 25X1МФ (P2M) при температуре $t = (500-525)^\circ\text{C}$ отношение предела длительной прочности при $\tau = 10^5$ часов к пределу ползучести за 10^5 часов при деформации 1 % составляет

$$\frac{\sigma_{\text{д.п.}(10^5)}}{\sigma_{\text{п.}(1/10^5)}} = \frac{200}{175} = 1,14. \quad (3)$$

Это свидетельствует о том, что при допускаемом напряжении для $\tau = 10^5$ часов, соответствующем нормативам, деформация ползучести за $2 \cdot 10^5$ часов будет существенно ниже 1 %.

С учетом изложенного можно предложить при новом проектировании, опираясь на данные о $\sigma_{\text{п.}}$ на время $\tau = 10^5$ часов, в качестве первой оценки по аналогии с выражениями (1) и (2) использовать следующие критерии допускаемого напряжения для ресурса $2 \cdot 10^5$ часов (опираясь на новые данные о величинах предела ползучести для $\tau = 10^5$ часов согласно [7]):

$$[\sigma_p] \leq \frac{\sigma_{\text{п.}(10^5)}}{K_1^{(n)} \cdot K_2^{(n)}}, \quad (4)$$

где $K_1^{(n)} = 1,15$ – коэффициент, учитывающий разброс величин предела ползучести, устанавливаемый анализом справочных данных [5];

$K_2^{(n)} = 1,25$ – усредненный коэффициент снижения величины предела ползучести в интервале температур $(500-525)^\circ\text{C}$ при деформации ползучести в интервале $(0,5-1) \%$ за время $\tau = 2 \cdot 10^5$ часов.

При этом допускаемое напряжение также должно соответствовать критерию

$$[\sigma_p]_{\text{д.п.}} \leq \frac{\sigma_{\text{д.п.}(10^5)}}{K_1^{(\text{дн})} \cdot K_2^{(\text{дн})}}, \quad (5)$$

где $K_1^{(\text{дн})} = 1,15$ – коэффициент, учитывающий разброс величин предела длительной прочности; $K_2^{(\text{дн})} = 1,1$ – коэффициент, учитывающий снижение предела длительной прочности при увеличении срока эксплуатации до $\tau = 2 \cdot 10^5$ часов [5].

Поскольку повышенная деформация ползучести ведет к ускоренному истощению длительной пластичности, соблюдение критерия (4) весьма важно. Сравнивая критерии (4) и (5) можно увидеть, что произведения коэффициентов K_1 и K_2 находятся в соотношении

$$K_1^{(n)} \cdot K_2^{(n)} > K_1^{(\text{дн})} \cdot K_2^{(\text{дн})}; \\ (1,15 \cdot 1,25 > 1,15 \cdot 1,1).$$

При данных значениях этих коэффициентов, используя величины предела длительной прочности за 10^5 часов, аналогично (3) получим

$$K = \frac{\sigma_{\text{д.п.}(10^5)} \cdot K_1^{(n)} \cdot K_2^{(n)}}{\sigma_{\text{п.}(1/10^5)} \cdot K_1^{(\text{дн})} \cdot K_2^{(\text{дн})}} = 1,14 \cdot \frac{1,15 \cdot 1,25}{1,15 \cdot 1,1} = 1,3 \quad (6)$$

и при расчетном напряжении σ_p , соответствующем критерию (4), оно будет также ниже критерия, определенного по (5), обуславливая меньшую величину деформации ползучести.

При наличии достоверных данных по уровню предела длительной прочности для роторов вновь проектируемых турбин критерий допускаемого напряжения на ресурс $2 \cdot 10^5$ часов можно представить в следующем виде

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{д.п(2 \cdot 10^5)}}{K}, \quad (7)$$

где K – коэффициент, определяемый формулой (6).

Допускаемое напряжение σ_p , согласно (7), определяется исходя из величины предела длительной прочности за $2 \cdot 10^5$ часов.

В данном случае, как и для всех рассмотренных выше критериев, присутствует скрытый запас, связанный с тем, что предполагается сопоставление с допустимыми максимальными напряжениями, которые снижаются из-за ползучести материала.

Конструкция турбинного ротора представляет собой осесимметричное тело вращения с довольно сложным меридиональным профилем. В цельнокованом роторе между откованными заодно с валом дисками имеются кольцевые проточки для уплотнений и так называемые терморазгрузочные канавки.

При номинальной нагрузке металл ротора подвергается воздействию высокой температуры, изменяющейся по его длине от (510–520) °С до ~350 °С в хвостовой части ротора. При пуске турбины, когда необходимо прогреть ее элементы до номинального состояния, величины термических напряжений, возникающие в различных зонах ротора, определяются градиентами температур пропорциональными скорости прогрева, продолжительность которого лимитируется временем пуска.

Для повышения маневренности турбоагрегата время пуска стремятся минимизировать. Это приводит к повышению термоциклических напряжений, способных, при их достаточно высоком уровне, привести к возникновению трещин в зонах с высокой концентрацией напряжений.

Сопротивление разрушению при циклическом деформировании разупрочняющихся материалов, к которым относятся теплоустойчивые среднелегированные стали, существенно зависит от характера нагружения (мягкое или жесткое) и циклически деформированных состояний этого материала. Деление материалов на циклически упрочняющиеся, стабильные и разупрочняющиеся носит несколько условный характер, так как поведение определенного материала при циклическом деформировании зависит от температуры, его исходного состояния (наклеп, термообработка) и других факторов.

При мягком (постоянная амплитуда напряжений) нагружении циклически разупрочняющихся или стабильных металлов накапливаются пластические деформации, которые могут привести к двум типам разрушения – квазистатическому и усталостному. Квазистатическое связано с возрастанием остаточных деформаций до уровня, соответствующего разрушению при однократном статическом нагружении. Разрушение усталостного характера связано с накоплением повреждений и образованием прогрессирующих трещин при снижении пластической деформации.

При жестком нагружении (когда напряжения от цикла к циклу могут меняться при сохранении величины амплитуды) нет накопления деформации, однако, и в этом случае возможно квазистатическое разрушение и все материалы разрушаются по усталостному типу с образованием трещин.

Подытоживая рассмотренные выше положения и учитывая результаты расчетных и экспериментальных исследований, а также анализ эксплуатационных данных за длительный период, следует отметить, что ресурс высокотемпературных паровых турбин лимитируется роторами ВД и СД, которые эксплуатируются в жестких температурных условиях. Это определяется высокими напряжениями и температурами, поврежденностью металла по механизмам ползучести и малоциклового усталости.

По мере массовой наработки турбоагрегатами ресурса, значительно превышающего расчетный, зафиксированы случаи появления трещин малоциклового усталости в роторах ВД и СД турбин мощностью 150, 200 и 300 МВт. Образование этих трещин, по-видимому, вызвано рядом причин, среди которых главная – это накопление повреждаемости при циклическом нагружении из-за высоких разностей температур при существенном превышении расчетного ресурса (230 тысяч часов и более) и закономерном увеличении количества пусков из различных состояний (против регламентированного для 100 тысяч часов эксплуатации). Кроме того, ужесточились режимы эксплуатации в связи с использованием турбоблоков, предназначенных для работы в базовом режиме, в переменной части графика нагрузки.

Выводы

Проанализированы основные факторы, определяющие длительность надежной эксплуатации, исходя из условий работы высокотемпературных деталей и узлов. К ним, в частности, относятся ползучесть и длительная прочность.

Разработан критерий допускаемого напряжения для ресурса до 250 тысяч часов, который на основе анализа современных данных о характеристиках жаропрочности роторных сталей и опыта эксплуатации может быть снижен до уровня $K = 1,3$, против существующего $K = 1,5-1,6$.

Показано влияние различных факторов на малоцикловую усталость роторов.

Список литературы: 1. Борздыка, А.М. Методы горячих механических испытаний металлов [Текст] / А.М. Борздыка. – М.: Металлургиздат, 1962. – 488 с. 2. Прочность паровых турбин [Текст]: 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. Розенблюм, В.И. К расчету ползучести цельнокованных роторов [Текст] / В.И. Розенблюм // Энергомашиностроение. – 1964. – № 8. – С. 15-18. 4. Костюк, А.Г. Прочность цельнокованных роторов турбин мощностью 200, 300 и 800 МВт производства ЛМЗ при длительном статическом нагружении [Текст] / А.Г. Костюк, А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 2004. – № 10. – С. 45-52. 5. Ланин, А.А. Жаропрочные металлы и сплавы: справочные материалы [Текст] / А.А. Ланин, В.С. Балина. – СПб.: Энерготех, 2006. – 224 с. 6. Корж, Д.Д. Вероятная оценка исчерпания длительной прочности металла роторов паровых турбин [Текст] / Д.Д. Корж, А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 1983. – № 11. – С. 63-64. 7. Significant progress in the development of large turbine and generator rotors [Text] / C. Boyle, R. Curran, D. De Forest, D. Newhouse // Proc. Amer. Soc. Test. Mater. – 1962. – 1175 p.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 621.165:539.4

Критерии, определяющие долговечность высокотемпературных роторов паровых турбин [Текст] / В.П. Сухинин, Т.Н. Пугачева // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 56-62. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

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

Ключові слова: ротор, повзучість і тривала міцність, малоциклова втома.

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.

Keywords: rotor, creep and long-term durability, cyclic fatigue.