

А.А. Генбач, Г.Ж. Жамбыл

(Алматинский университет энергетики и связи, Алматы, Республика Казахстан)

ПРЕДЕЛЬНЫЕ ТЕРМИЧЕСКИЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ТУРБИН ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Для расчета термических напряжений при пуске и останове в теле ротора и статора турбины вычисляют температурные поля. Используются методы моделирования и прямого эксперимента [1, 2].

Как и в случае определения температурных полей, аналитический расчет напряжений значительно затрудняется из-за неправильной геометрической формы обогреваемых деталей.

В наиболее тяжелых условиях при прогреве находится внутренняя поверхность стенки. Наличие внутреннего давления несколько уменьшает термические напряжения от сжатия, однако его влияние незначительно, так как во время прогрева турбоагрегата давление пара внутри корпуса турбины или паропровода невелико. Зато эти напряжения могут резко возрасти при быстром изменении температуры (тепловой удар) [3].

Если принять в первом приближении коэффициенты линейного расширения β , модуля упругости E и коэффициент поперечного сжатия μ не зависящими от температуры, напряжения в стенке корпуса, фланце или паропроводе будут зависеть только от разности температур по толщине стенки. Величина этой разности зависит от скорости прогрева, толщины стенки и качества тепловой изоляции. Поэтому турбины высокого давления должны иметь качественную изоляцию и строго рассчитанную скорость прогрева. Толщины стенок корпусов турбины, фланцев и трубопроводов выбиваются из условий механической прочности. Применение в турбинах толстостенных конструкций усложнило условия работы различных элементов турбоагрегата. В установках высокого и сверхкритического давления пуск проводится с термическими напряжениями, превышающими предел текучести. Из всех элементов, испытывающих термические напряжения, в наиболее тяжелых условиях находятся фланцевые соединения корпусов турбин высокого давления. Из-за большой металлоемкости они прогреваются очень медленно, вследствие чего в этих элементах наблюдаются наибольшие разности температур.

При нормальных температурных расширениях абсолютное удлинение ограничений по пуску турбины не вызывает. Однако, если свободное расширение корпусов турбины чем-то ограничивается (заклинивание в шпоночных соединениях, отсутствие необходимых зазоров между скользящими опорами и болтами), то в корпусе возникают дополнительные напряжения и деформации, которые могут вызвать нарушение соосности агрегата и появление вибрации. Эти явления задерживают пуск турбины [4].

При пуске турбин необходимо учитывать изменение осевых зазоров в проточной части и уплотнениях вследствие разности тепловых расширений ротора и статора.

Осевые зазоры между соплами и рабочими лопатками в проточной части турбины устанавливаются из конструктивных соображений с учетом наибольшей экономичности. При этом учитывается, что при стационарном режиме работы зазоры несколько изменятся за счет разности коэффициентов линейного расширения ротора и статора. Для неустановившегося термического состояния величина зазоров будет зависеть от режима прогрева или охлаждения турбины.

При прогреве турбоагрегата ротор, имея значительно меньшую массу и большую поверхность, чем корпус, нагревается быстрее и приобретает более высокую температуру, чему способствует также более высокий коэффициент теплоотдачи к вращающимся дискам ротора.

Это приводит к разным по величине тепловым расширениям ротора и статора турбины и соответствующему изменению осевых зазоров в проточной части.

Одновременно с этим происходит изменение и радиальных зазоров, однако вследствие сравнительно небольших размеров турбины в радиальном направлении изменение радиальных зазоров в процессе прогрева особых опасений не вызывает.

При большой длине турбоагрегата абсолютная величина осевого зазора изменяется весьма сильно, и при неправильном режиме прогрева может произойти задевание вращающихся частей о неподвижные.

В особенно неблагоприятных условиях находятся многоцилиндровые турбины, упорный подшипник которых расположен в переднем стуле. В этом случае изменение осевых зазоров в проточной части и лабиринтных уплотнениях ЦНД особенно велико, поскольку при таком расположении упорного подшипника относительные изменения осевых размеров ротора по цилиндрам суммируются [5].

В современных турбоагрегатах упорный подшипник расположен между цилиндрами высокого и среднего давлений. Такая компоновка уменьшает суммарное относительное удлинение вращающихся элементов турбомашин и облегчает их пуск. Однако в случае турбин с несколькими ЦНД каждый из них имеет свою мертвую точку, что приводит также к очень большому изменению осевых зазоров.

В эксплуатационных условиях относительное удлинение или укорочение ротора контролируется с помощью штатных указателей, установленных на крышках подшипников. В мощных турбоустановках применяются дистанционные указатели, вторичные приборы которых выведены на блочный щит управления.

При прогреве насадных дисков и втулок уплотнений тепловой поток направлен от периферии к центру, и имеется значительное термическое сопротивление в местах посадки. Температура их может оказаться существенно выше температуры вала, вследствие чего произойдет ослабление посадки этих деталей, и натяг их может исчезнуть. В этих случаях диски хотя и предохраняются от проворачивания на валу шпоночным соединением, однако такой режим не может считаться безопасным, поскольку он вызовет радиальное смещение дисков и связанную с ним сильную вибрацию турбины [6].

При частых теплосменах в шпоночных пазах как местах концентрации напряжений с течением времени могут развиваться трещины. Их возникновение связано с количеством и режимом теплосмен, а также с величиной начального натяга.

Таким образом, нарушения при пуске и останове турбин снижают выработку электрической мощности и отбор теплоты турбины, снижают ее экономичность. В настоящее время в Республике Казахстан проводится широкомасштабная модернизация турбин, информация о которой широко освещается в технических журналах. Например, на турбине ПТ-80/100-130/3 предлагается замена узлов:

1. Сотовых надбандажных уплотнений 1-17 ступеней ЦВД (цилиндров высокого давления).
2. Направляющего аппарата ЦСНД (цилиндров среднего и низкого давления).
3. Седла регулирующего клапана части среднего давления (ЧСД) большего пропускного сечения с доработкой паровых коробок верхней половины корпуса ЧСД под установку новых крышек.
4. Регулирующих клапанов СД и кулачково-распределительного устройства.
5. Диафрагм 19-27 ступеней ЦСНД, укомплектованных надбандажными сотовыми уплотнениями и уплотнительными кольцами с витыми пружинами.
6. Ротора СВД с установленными новыми рабочими лопатками 18-27 ступеней ЦСНД с цельнофрезерованными бандажами.
7. Обойм диафрагм №1, 2, 3.
8. Обойм передних концевых уплотнений и уплотнительных колец с витыми пружинами.

В результате модернизации:

1. Увеличивается максимальная электрическая мощность турбины до 110 МВт и мощность теплофикационного отбора до 168,1 Гкал/ч. за счет сокращения промышленного отбора.
2. Обеспечивается надёжность и маневренность работы турбоустановки на всех эксплуатационных режимах работы, в том числе при минимально возможных давлениях в промышленном и теплофикационном отборах.
3. Повышаются показатели экономичности турбоустановки.
4. Обеспечивается стабильность технико-экономических показателей в течение межремонтного периода.

К. п. д. ЧСД увеличивается до 1,6%, а ЦВД- до 2%. Модернизация турбины требует вложения больших средств. Однако аварии, происходящие при нарушениях переходных режимов, могут быть столь разрушительными, что турбину потребуется отправлять на завод-изготовитель, либо она окажется не ремонтпригодной [6].

Опасность появления предельных термических напряжений при пусках и остановах турбин следует ожидать в местах концентраторов. Они являются центрами зарождения активной паровой фазы либо образования капель конденсата, поскольку происходит прогрев корпуса и ротора, и металл существенно недогрет относительно поступающего в турбину рабочего потока пара. Следует рассмотреть как естественно образованную на турбинных деталях капиллярно-пористую структуру, в виде солевых отложений и других налетов, так и искусственно создаваемую структуру, выполняющую функцию системы охлаждения (лопаток сопловых и рабочих, диафрагм, дисков и других теплонапряженных элементов по проточной части турбины). Подобные исследования нами уже проводятся и требуют дальнейшего развития [7-12].

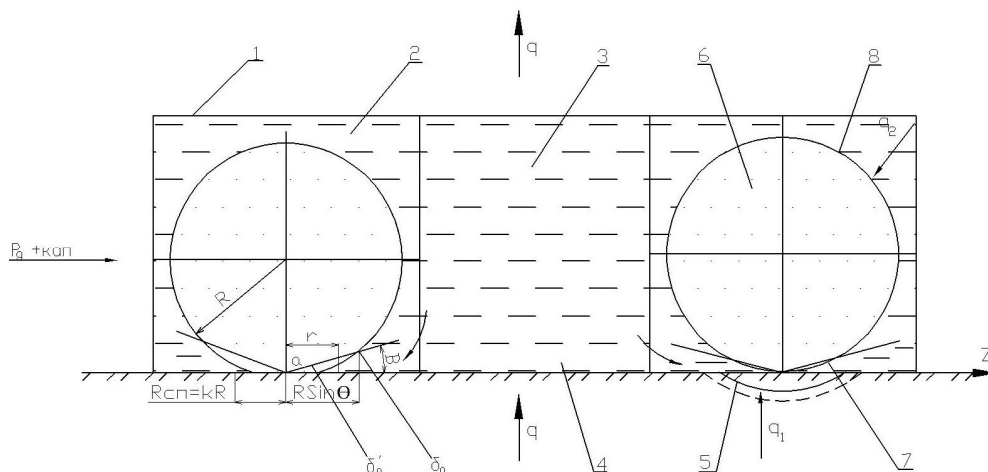


Рис. 1. Модель соприкосновения паровых пузырей с парогенирующей поверхностью в ячейках генерации пара пористой структуры: 1- скелет пористой структуры; 2- ячейка генерации пара; 3- ячейка питания жидкостью; 4- парогенирующая поверхность; 5- фронт распространения температурной волны в объеме теплогенирующей поверхности, выполненной из нержавеющей стали и меди (пунктирная линия); 6-пар; 7-«сухое» пятно; 8- фронт распространения легкой (паровой) фазы.

На рис. 1 представлена модель зарождения паровых пузырей в местах концентрации напряжений при проведении переходного режима турбины. Питание жидкостью 3 с капиллярно-пористой структуры осуществляется за счет действующего напора ΔP_{g+kap} , представляющего комбинацию массовых и капиллярных сил. Растущий паровой пузырь радиусом R зародился спонтанно (взрывообразно), имея критический зародыш радиусом $R_{кр}$ [7]. В центре соприкосновения пузыря с теплонагруженной поверхностью детали турбины (они же - парогенирующая поверхность) за счет тепловой нагрузки q устанавливается некоторое «сухое» пятно радиусом $R_{с.п.}=k \cdot R$, которое изменяется в зависимости от нагружения турбины по координате r [10]. За зоной «сухого» пятна образуется микрослой конденсата, граничные размеры которого составляют толщины δ'_0 и δ_0 , причем, $\delta'_0 < \delta_0$. Угол смачивания составляет величину θ . Коэффициент k может зависеть от многих величин, в т.ч. q , времени роста τ , теплофизических свойств жидкости и стенки, величины ΔP_{g+kap} .

Удельный тепловой поток q , подводимый к поверхности детали, складывается из потока q_1 , идущего в пузырь со стороны стенки, и q_2 – со стороны перегретой жидкости, окружающей пузырь [11].

Рост парового пузыря сопровождается распространением температурной волны 5 в стенку, причем более теплопроводная стенка будет иметь большую глубину проникновения (см. пунктирную линию на рис. 1)[10-11].

Коэффициент k должен учитывать свойства поверхности нагрева, ее шероховатость, смачиваемость и углубления (рельеф) концентратора напряжений.

Представляет особый интерес произвести расчет предельных термических напряжений в окрестности «сухого» пятна парового пузыря, возникшего в результате прогрева паровой турбины. Для этого эффективно использовать теорию термоупругости, записав уравнение теплопроводности для массива (поверхности нагрева) [7,8,12].

Решение представлено через удельные тепловые потоки плавления q_1 , сжатия q_2 и растяжения q_3 , а через них произведен пересчет на соответствующие термические напряжения σ_1 , σ_2 и σ_3 (рис. 2). Моделирующим материалом послужило тешенитовое пористое покрытие, которое имеет в 5 раз больший коэффициент линейного расширения, в 10 раз более низкий коэффициент теплопроводности, примерно одинаковую температуру плавления по сравнению с турбинными сталями, является вязким с пористостью до 30%. Удельные тепловые потоки $q_1=6,6 \cdot 10^6$ Вт/м² и $q_2=1 \cdot 10^4$ Вт/м², соответственно, являются предельными и обозначают верхнюю и нижнюю границы разрушения пористого покрытия без плавления, в основном напряжениями сжатия.

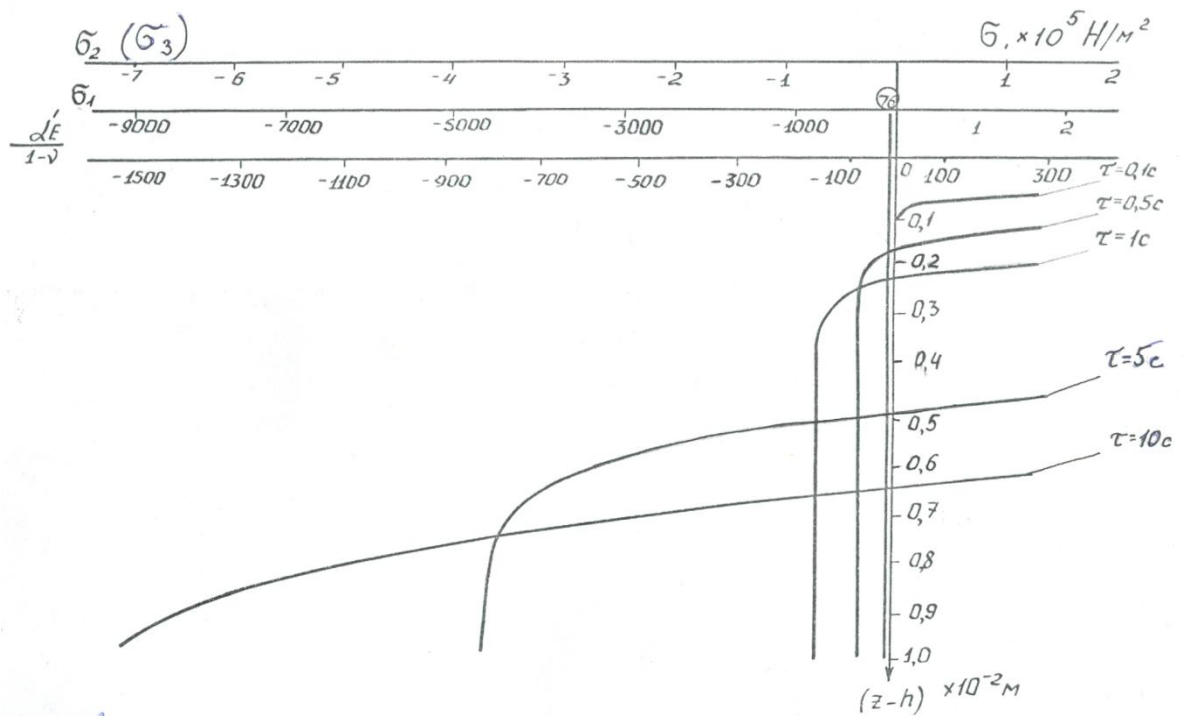


Рис. 2. Эпюры напряжений по толщине тешенитовой пористой пластины (покрытия) при различных величинах q и τ : $q_1=6.6 \times 10^6$ Вт/м²; $q_2=1 \times 10^4$ Вт/м²; 76 – предел прочности на растяжение, $\times 10^5$ Н/м². Величины q_1 и q_2 создают в покрытии критические (предельные) значения. Максимальная толщина частиц покрытия

$(z-h)=0.22 \cdot 10^{-2}$ м при $\tau = 1$ с, когда их отрыв происходит под действием сил сжатия («+» σ_2). Таким образом, силы сжатия разрушительны на малой глубине покрытия за весьма короткий промежуток времени действия теплового потока ($\tau < 1$ с), в диапазоне (0.1-1)с. При $q \leq q_2$ разрушение покрытия наблюдается силами растяжения.

При термических напряжениях σ_1 происходит разрушение покрытия плавлением и «+» σ_2 - сжатием и «-» σ_3 - растяжением.

Координатная ось $\frac{\alpha' E}{1-\nu}$ представляет собой характерный комплекс термомеханических величин по оценке упругости E , расширения α' и поперечного сжатия ν покрытия.

Из рис.2 также видно, что, начиная с $\tau \leq 0,1$ с, в некоторой области $\Delta(Z_i - h)$ напряжения сжатия переходят в напряжения растяжения, причем для различных интервалов времени τ напряжения находятся на различной глубине от поверхности пористого покрытия. Следует ожидать, что в области перехода напряжения сжатия в напряжение растяжения будут наблюдаться наибольшие сдвиговые напряжения пористой пластины. Каждой толщине σ_i отрывающихся

частиц от пористого покрытия под действием сил сжатия соответствуют свои предельные значения тепловых потоков и своя глубина проникновения температурной волны z .

Особо отметим, что авторы [1-6] рассматривают разрушающие напряжения в турбинных установках без учета времени, и поэтому главную роль они отдают разрушающим напряжениям растяжения.

При рассмотрении причин разрушения турбинной детали важно исследовать предысторию развития турбины в концентраторе напряжения (релаксационную зону), которую следует обеспечивать от времени взрывообразного возникновения парового зародыша (интервал времени от 10^{-8} с до 10^{-3} с). В такой релаксационной зоне энергия спонтанного появления парового пузырька является величиной, близкой к постоянной (инвариантной) ко времени его роста. Она затрачивается на поддержание зародыша радиусом $R_{кр}$ и предотвращает его схлопывание (удельные тепловые потоки могут доходить до 10^8 Вт/м²). Также в данный промежуток времени устанавливается термодинамическое равновесие для перехода от микропроцесса (микрочастиц и кластеров) отдельных (единичных) (индивидуальных) пузырей к процессам, описываемым поведением большого количества пузырей, т.е с помощью интегральных характеристик.

Наличие концентраторов напряжений, в которых зарождается активная паровая фаза, значительно снижает отношение $b_{пр.сж.}/b_{пр.рст.}$ и эта величина может быть всего около двух даже для пористых покрытий, а для турбинных сталей – еще ниже.

Разрушительные напряжения растяжения $b_{пр.р.}$ в пористых структурах в общем случае в 10-20 раз меньше, чем напряжения сжатия $b_{пр.сж.}$, а в металлических турбинных деталях – всего в 3-4 раза. Однако, если учесть наличие концентраторов напряжений, циклические нагрузки при пуске и останове турбин, приводящие к усталостным напряжениям, то оказывается, что по мере прогрева и в зонах, находящихся в глубине материала, разрушительные напряжения сжатия могут быть соизмеримы и даже наступить раньше, чем $b_{пр.р.}$

Например, для турбинных сталей предел прочности на растяжения b_b может составлять (400-1000) МПа. Предел текучести при рабочей температуре (400-550⁰С) понижается до величины 200-900 МПа при деформации на 0,2%. Пределы длительной прочности снижаются до (70-260) МПа. При больших значениях деформации в 10-20%, величина b_b уменьшается до (40-120)МПа, т.е. на порядок от исходных значений. Основная же оценка прочности при пусках и остановах турбин должна производиться по напряжениям усталости, которые составляют всего лишь 0,45 от b_b .

Поэтому для переходных режимов работы турбины весьма вероятно, что величины $b_{пр.р.}$ и $b_{пр.сж.}$ могут оказаться одинаковыми. Более того, для турбинных сталей разрушительные напряжения на растяжения снижаются до значения 10МПа, которые станут одного порядка с величиной $b_{пр.р.}$ пористых материалов.

Поэтому проведенные расчеты для пористых покрытий (рис. 2), могут описывать разрушительные процессы для турбинных сталей в циклически действующих режимах работы турбин (режимах пуска и останова), т. е. для малоциклового термической усталости сталей в турбиностроении.

Более того, проведение процессов моделирования между пористыми и турбинными сталями весьма полезно и эффективно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Плоткин Е. Р., Трубилов М. А. К вопросу о пуске паровых турбин паром номинальных и скользящих параметров. — «Теплоэнергетика», 1963, № 9, с. 6—8.
2. Третьяков П. Г. Определение коэффициента теплоотдачи в турбинах по данным замеров. — «Теплоэнергетика», 1967, № 4, с. 48—52.
3. Капелович Б. Э. Эксплуатация паротурбинных установок. М., «Энергия», 1975. 288 с. с ил.
4. Влияние режимов пуска на коробление цилиндров турбины ЛМЗ типа К-200-130. — «Теплоэнергетика», 1968, № 12, с. 6—13. Авт.: Трубилов М.А., Шварц А.В., Карпов Б.П., Солнышкин Б.Г.
5. Трухний А. Д., Ломакин Б. В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. -М.:МЭИ, 2002.-540с.
6. Костюк А. Г., Фролов В. В., Булкин А. Е., Трухний А. Д. Паровые и газовые турбины для электростанций. - М.:МЭИ, 2008.-556с.
7. Поляев В. М. Генбач А. Н., Генбач А. А. Предельное состояние поверхности при термическом воздействии//ТВТ.-1991.-Т.29,№5.-С.932-934.
8. Генбач А. А., Генбач Н. А. Применение капиллярно-пористых систем в тепловых энергетических установках электростанций//Вестник АУЭС.-2011.-№3(14).-с. 4-11.

9. Генбач А. А., Бурмистров А. В. Исследование теплового состояния цилиндров паровых турбин//Промышленность Казахстана.-2011.-№2(65).-с. 91-93.

10. Поляев В. М. Генбач А. А. Скорость роста паровых пузырей в пористых структурах//Известия вузов. Машиностроение.-1990.-№10.-с.61-65.

11. V. Polyayev, A. Genbach, A. Genbach. Control of Heat Transfer in a Porous Cooling System// Second world Conference on experimental heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics. Dubrovnik, Yugoslavia, (23-28 June), 1991.- P.639-644.

12. Генбач А. А., Жамбыл Г. Ж. Расчет переходных процессов паровой турбины// Поиск.-2012.-№4(2).-с.91-95.

Генбач А. А., Жамбыл Г. Ж.

Электростанциялардағы турбинаның ауыспалы режиміндегі межелі кернеулер

Түйіндеме. Электростанциялардағы турбинаның ауыспалы режиміндегі кернеу концентраторларында жіктің пайда болуы қарастырылған. Бу ұрығының 10^{-8} - 10^{-6} сек. уақытта пайда болу механизімі көрсетілген. Межелі термиялық кернеулердің болпылдақ жабындының (табиғи капилляр құрылымы) және жасанды капилляр жабындының (суыстықтың жүйелері) бетінде үркіншілік шақыратындығы қарастырылған. Межелі термиялық кернеудің ең ықтимал кернеудің көрінісі айқындалды.

Генбач А. А., Жамбыл Г. Ж.

Предельные термические напряжения при переходных режимах турбины электростанций

Резюме. Рассмотрена модель возникновения трещин в концентраторах напряжений при переходных режимах турбин электростанций. Показан механизм возникновения парового зародыша путем взрыва за 10^{-8} - 10^{-6} с. Рассмотрены предельные термические напряжения, вызывающие разрушение пористого покрытия (естественную капиллярную структуру) и искусственного капиллярного покрытия (системы охлаждения). Раскрыт механизм действия предельных термических напряжений и выявлен вид наиболее вероятных напряжений.

Genbach A., Zhambyl G.

Limiting thermal stresses during transients turbine power plants

Summary. A model of the formation of cracks in the hubs transient voltages at power plant turbines. The mechanism of a steam explosion embryo by 10^{-8} - 10^{-6} s. The limiting thermal stresses, causing the destruction of the porous coating (natural capillary structure) and artificial capillary coatings (cooling system). The mechanism of action of limiting thermal stresses and identified the most likely type of stress.