

УДК 621.311.25

ВЛИЯНИЕ ОКРУЖНЫХ И ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НА НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН АЭС

Князева Е.О.

Научный руководитель – старший преподаватель Нерезько А.В.

С развитием атомной энергетики и с ростом единичных мощностей турбин повышаются требования к надежности турбоагрегата в целом и его наиболее ответственных и напряженных элементов, как неподвижных (корпус, диафрагмы и др.), так и вращающихся (ротор — вал, диски, рабочие лопатки и др.).

В деталях турбины, омываемых паром, имеющим переменную в пространстве и времени температуру, возникает нестационарное температурное поле. Это приводит к ряду проблем, необходимость практического решения которых связана с обеспечением маневренных характеристик турбины и ее работоспособности.

Одна из основных проблем – проблема температурных напряжений, определяемых температурными градиентами в деталях цилиндров турбин. Кроме того, в результате преобразования энергии пара в проточных частях цилиндра возникают силы от перепада давлений рабочего пара, которые характеризуют прочность деталей цилиндров. На рисунке 1. показана принципиальная схема возникновения перепада температур и давлений в цилиндрах турбины К-1000-60/3000.

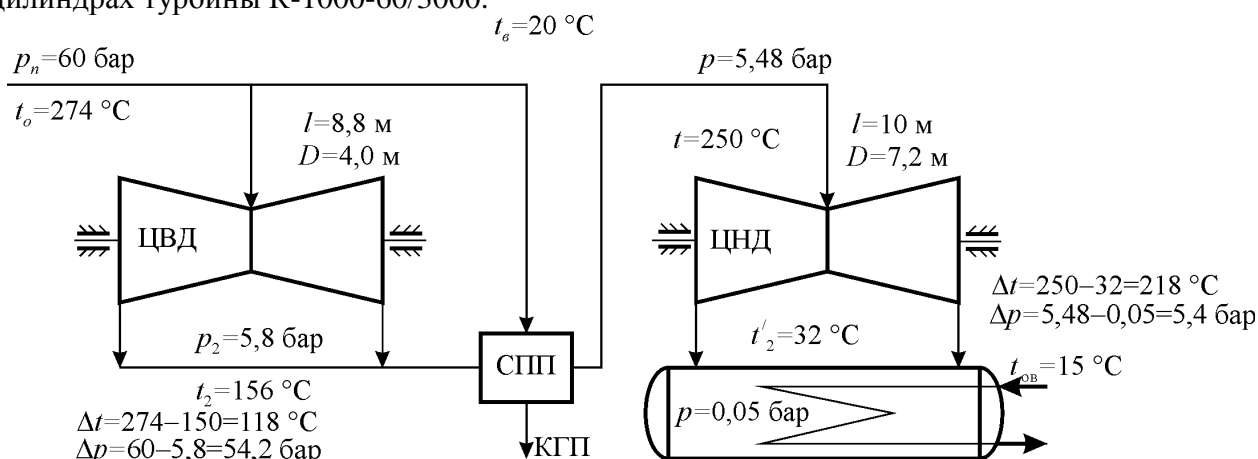


Рисунок 1. Распределение температур и давлений по цилиндрам К-1000-60/3000.

К наиболее сложным случаям переменных температурных полей и давлений относятся режимы прогрева, ввода турбоагрегата в действие, прием нагрузки па генератор и останов турбины. При этом механические напряжения, возникающие в элементах турбоагрегата от давления пара, вращения валопровода, и температурные напряжения в отдельных элементах могут суммироваться.

Подача пара в турбоагрегат в режимах пуска и приема нагрузки на генератор создает:

- возникновение напряжений в паропроводах, корпусах турбин и клапанов от внутреннего давления пара;
- возникновение напряжений изгиба в диафрагмах, дисках, направляющих и рабочих лопатках;
- появление напряжений от действия центробежных сил в рабочих лопатках, дисках роторов и роторах;
- появление касательных напряжений на валопроводе турбины вследствие передачи крутящего момента на вал генератора;

- возникновение знакопеременных напряжений от вибрации рабочих лопаток, ротора в других элементов турбоагрегата;
- появление осевых усилий на элементах проточных частей, которые воздействуют на упорный подшипник.

При преобразовании энергии парового потока рабочие лопатки испытывают изгибающие и растягивающие усилия. Изгибающие усилия вызваны динамическим давлением струи пара, разностью статических давлений пара до и после лопаток, вынужденными колебаниями рабочих лопаток. Растягивающие усилия вызваны центробежными силами, возникающими при вращении ротора.

В основу метода определения напряжений, возникающих в роторе цилиндра турбины от действия центробежных сил собственной массы и массы лопаток с бандажом, связующей проволоки, принимают простую схему, приведенную на рисунке 2, в виде вращающегося плоского диска радиусом R_1 и внутренним радиусом R_0 постоянной толщины в напряженном состоянии.

Основную нагрузку, вызывающую напряжение и диске, составляют центробежные силы собственной массы диска, кроме того, на наружной поверхности диска радиусом действуют внешние силы в виде радиальных напряжений σ_R , обусловленные центробежными силами рабочих лопаток.

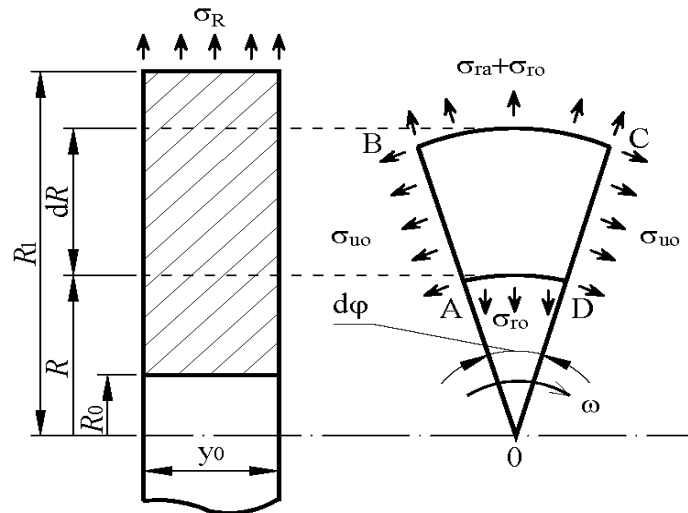


Рисунок 2 Плоский диск.

Касательными напряжениями, действующими по граням выделенного элемента, пренебрегаем ввиду их малости. Центробежные силы собственной массы, а также значительные напряжения σ_R вызовут на радиальных гранях AB и CD нормальные напряжения, совпадающие по направлению с окружной скоростью и называемые окружными напряжениями σ_{u0} на цилиндрических поверхностях BC и AD возникают нормальные радиальные напряжения σ_{r0} . Эти напряжения зависят от радиуса R и не зависят от угла ϕ .

Совместное рассмотрение условий равновесия выделенного объема диска $ABCD$ и его деформаций, позволяет определить величины окружных и радиальных напряжений на произвольном радиусе R в следующем виде:

$$\sigma_{u0} = \frac{3+\nu}{8} \kappa_{\omega} \left(R_1^2 + R_0^2 + \frac{R_1^2 \cdot R_0^2}{R^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} \cdot R^2 \right) + \frac{R_1^2}{R_1^2 - R_0^2} \left(1 + \frac{R_0^2}{R_1^2} \right) \sigma_R, \text{ Н/м}^2, \quad (1)$$

$$\sigma_{r0}(R) = \frac{3+\nu}{8} \kappa_{\omega} \left(R_1^2 + R_0^2 - \frac{R_1^2 \cdot R_0^2}{R^2} \right) + \frac{R_1^2}{R_1^2 - R_0^2} \left(1 - \frac{R_0^2}{R^2} \right) \cdot \sigma_R, \text{ Н/м}^2, \quad (2)$$

где ν — коэффициент Пуассона;

κ_ω — коэффициент, зависящий от числа оборотов диска и определяемый из

соотношения $\kappa_\omega = \rho\omega^2$;

ρ — плотность материала диска, кг/м³.

Величина σ_R определяется по следующей зависимости:

$$\sigma_R = \frac{z_\pi C_\pi}{2\pi \cdot R_1 y_a} \text{ Н/м}^2, \quad (3)$$

где z_π - число рабочих лопаток, закрепленных на диске, шт;

C_π - центробежная сила, развиваемая от одной лопатки, которая определяется из

соотношения $C_\pi = r_\pi m_\pi \omega^2$, Н;

m_π - масса лопатки, кг;

r_π - радиус до центра тяжести лопатки, м;

y_a - толщина диска, м.

Для определения напряжений в сплошном диске можно использовать следующие выражения:

– для наружной поверхности радиусом R_1

$$\sigma_{u0}(R_1) = 0,175\kappa_\omega R_1^2 + \sigma_R; \quad (4)$$

$$\sigma_{r0}(R_1) = \sigma_R; \quad (5)$$

– для оси цилиндра

$$\sigma_{u0}(0) = 0,4125\kappa_\omega R_1^2 + \sigma_R; \quad (6)$$

$$\sigma_{R0}(0) = 0,4125\kappa_\omega R_1^2 + \sigma_R = \sigma_{u0}(0) \quad (7)$$

Используя формулы, можно получить графические зависимости окружных и радиальных напряжений, которые представлены на рисунке 2, где сплошными линиями показаны зависимости для диска с центральной расточкой, а пунктирными линиями – для сплошного диска.

Анализ этих зависимостей показывает, что внутренняя расточка диска существенно влияет как на величину, так и на характер распределения напряжений, в особенности в слоях металла в районе расточки.

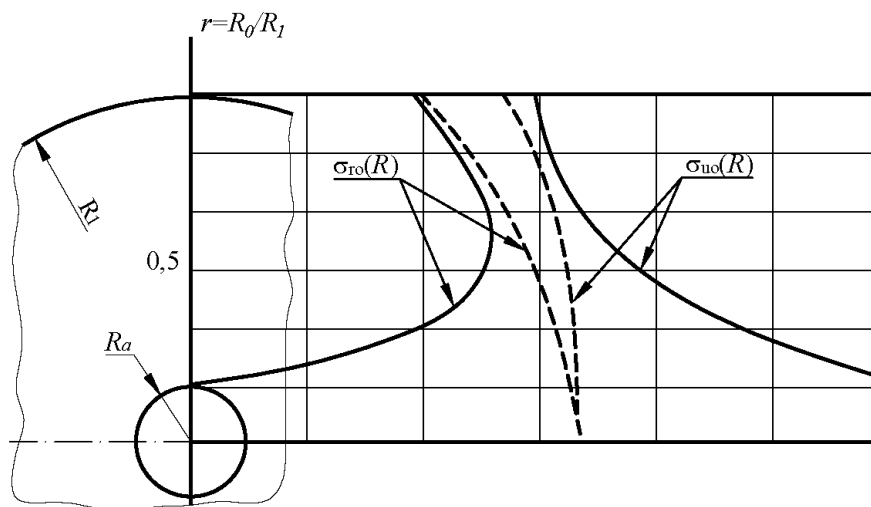


Рисунок 2 Распределение напряжений, обусловленных воздействием центробежных сил по радиусу диска.

На поверхности внутренней расточки радиальные напряжения равняются нулю независимо от величины внешней радиальной нагрузки. Наиболее напряженными по причине действия центробежных сил собственной массы диска и внешней радиальной нагрузки на его поверхности являются слои металла в районе расточки диска, испытывающие наибольшие нормальные растягивающие напряжения в окружном направлении.

Окружные нормальные напряжения пропорциональны квадрату частоты вращения диска, следовательно, максимальное значение окружных напряжений растяжения от действия центробежных сил возникает на внутреннем радиусе диска и зависит при равных прочих условиях от величины частоты вращения диска.

Появление температурных напряжений в деталях турбины связано не с абсолютной температурой детали, а с разностью температур в различных точках детали, то есть с температурным градиентом. Возникновение температурных напряжений обусловлено физическими свойствами материалов расширяться при нагревании. Если каким-либо образом воспрепятствовать расширению материала, то в нем возникнут напряжения, пропорциональные, относительной деформации, которая должна была бы произойти при свободном расширении материала.

Вследствие омывания наружной поверхности ротора непосредственно паром, как изображено на рисунке 4, наружные слои металла прогреваются быстрее, чем внутренние. В результате этого наружные слои стремятся увеличиться в диаметре и в осевом направлении в большей степени, чем внутренние. При этом в тех и других слоях возникают радиальные нормальные напряжения растяжения. В окружном и осевом направлениях в горячих слоях возникнут напряжения сжатия, а в более, холодных слоях — напряжения растяжения.

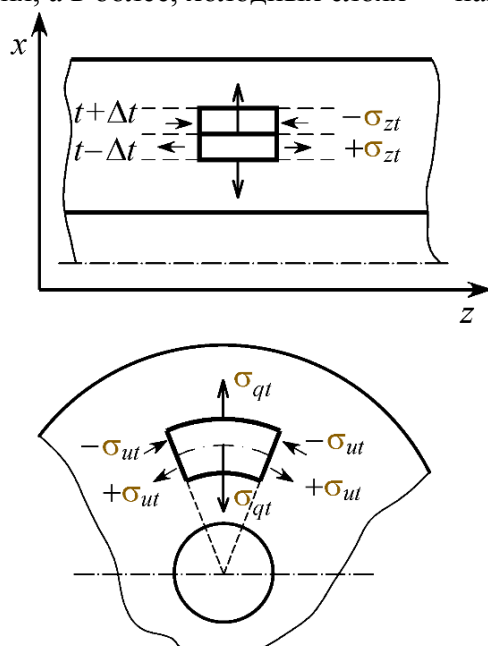


Рисунок 4 Схема возникновения температурных напряжений в роторе.

Таким образом, температурное напряженное состояние является пространственным и характеризуется наличием трех составляющих нормальных напряжений: окружных, радиальных и осевых. В итоге, в объемной детали, имеющей различную температуру в различных точках, свободное расширение более горячих слоев материала ограничивается слоями, имеющими более низкую температуру. При этом, в слоях с более низкой температурой вследствие воздействия на них горячих слоев будут возникать напряжения растяжения, а в более горячих слоях — напряжения сжатия.

Температурные напряжения по своей величине могут быть значительными и представлять опасность с точки зрения прочности материала ротора. Это зависит от величины температурных градиентов и от свойств материала ротора.

В формировании температурных напряжений в объемной детали определяющую роль играет разность между среднеинтегральной температурой и температурой рассматриваемого слоя. На рисунке 4 приведен график распределения температурных напряжений по радиусу сверленного ротора в момент подачи пара в проточную часть цилиндра высокого давления, когда окружающие температурные напряжения на расточке ротора достигают своего наибольшего значения за весь период его приготвления к пуску.

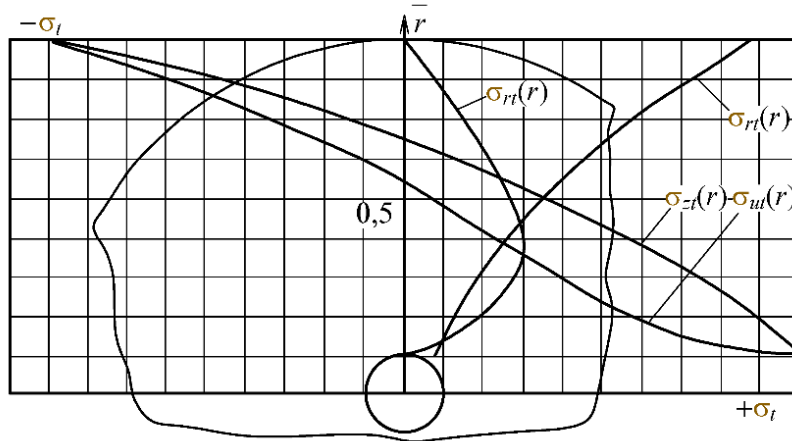


Рисунок 4. Распределение температурных напряжений по радиусу сверленного ротора.

Величина максимальных окружных температурных напряжений на поверхности расточки, как правило, в несколько раз превосходит величину максимальных окружных напряжений, возникающих от действий центробежных сил при номинальной частоте.

Осевые температурные напряжения, хотя и соизмеримы с окружными, однако не имеют аналога от действия центробежных сил, поэтому они в меньшей степени влияют на прочность ротора.

Радиальные температурные напряжения на поверхностях сверленного ротора равны нулю, а в прилегающих к этим поверхностям слоях они малы, поэтому их можно не учитывать.

Из всего следует, что вопрос безаварийного пуска турбины из холодного состояния должен решаться путем предварительного прогревания турбины, развития оборотов прием нагрузки на генератор по определенной программе.

Литература

1. Кирияченко, В.А. Конструкция и системы паротурбинных установок АЭС/ В.А. Кирияченко - Севастополь: СИЯЭиП, 1998. – 548 с.
2. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин/ А. В. Левин, К. Н. Боришанский, Е.Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981. 710 с.
3. Паровые и газовые турбины атомных электростанций: Учеб. пособие для вузов/ Б.М. Трояновский, Г.А. Филлипов, А.Е. Булкин – М.: Энергоатомиздат, 1985 – 256 с.