

Ю.О. Бахмутская, аспирант (Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков)

Исследование термонапряженного состояния выходного патрубка цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23.5

Проведено исследование напряженно-деформированного состояния выходного патрубка ЦВД турбины К-325-23.5 при ее работе на номинальном и частичных установившихся режимах работы. Выявлены места с высокой концентрацией напряжений.

Ключевые слова: турбина К-325-23.5, цилиндр высокого давления, выходной патрубок, обойма, термпрочность, метод конечных элементов.

Проведено дослідження напружено-деформованого стану вихідного патрубка ЦВД турбіни К-325-23.5 при її роботі на номінальному та часткових установившихся режимах роботи. Виявлено місця з високою концентрацією напружень.

Ключові слова: турбіна К-325-23.5, циліндр високого тиску, вихідний патрубок, обойма, термоміцність, метод кінцевих елементів.

Steady state thermo structural analysis of K-325-23,5 high pressure turbine module outlet elbow has been carried out. Regions with high level of stresses have been identified.

Keywords: turbine K-325-23.5, high pressure turbine, outlet, clip, thermal strength, finite element method.

При работе турбин на тепловых электростанциях при стационарных и переменных режимах в их корпусах из-за больших градиентов температур возникают высокие температурные напряжения, которые совместно с напряжениями, создаваемыми внутренним давлением, могут достигать опасного уровня и приводить к ускоренному истощению ресурса [1-3]. Поэтому задача определения уровня термонапряженного и термомодеформированного состояний корпусных элементов высокотемпературных цилиндров турбин при сверхкритических параметрах пара является актуальной.

Одним из мест, требующих проверки уровня напряжений, является выходной патрубок цилиндра высокого давления (ЦВД) турбины К-325-23.5 [4]. Исследованию термонапряженного состояния выходных патрубков изготавливаемых турбин уделяют внимание фирмы Siemens, Alstom, Doosan и др., исследуя как газодинамические процессы, происходящие в них, так и термонапряженное состояние [5].

В выходной патрубок ЦВД турбины К-325-23.5 поступает перегретый пар из рабочего колеса 12-ой

ступени при номинальной работе турбины с давлением $P_{12} = 4$ МПа и температурой $T_{12} = 284^\circ\text{C}$. После прохождения внутренней полости выходного патрубка пар поступает в две холодные нитки промежуточного перегрева.

Постановка задачи исследования. На рис. 1 приведена схема ЦВД турбины К-325-23.5 ОАО «Турбоатом», на которой рамкой выделен исследуемый элемент – выходной патрубок с внутренней полостью тороидального типа, входным осерадиальным диффузором и двумя отводами пара, к кото-

рым присоединяются паропроводы холодных ниток промперегрева.

Крышка и корпус ЦВД с помощью фланцев, формирующих горизонтальный объем, соединяются шпильками, обеспечивающими плотность горизонтального разъема, в том числе и в области выходного патрубка.

Цель данного исследования – выявление зон локализации максимальных напряжений в выходном патрубке ЦВД при работе турбины К-325-23.5 на номинальном и частичных установившихся режимах.

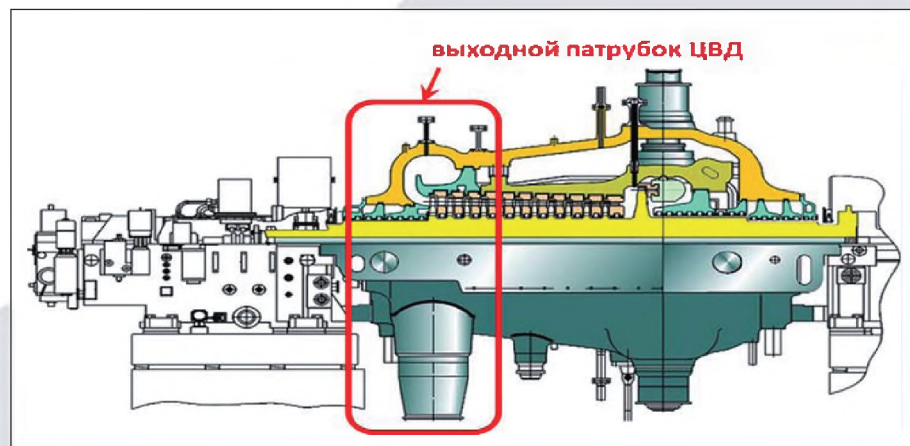


Рис. 1. Продольный разрез цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23.5

Методика решения задачи. Для расчетного исследования термонапряженного состояния выходного патрубка ЦВД использована трехмерная твердотельная модель (рис. 2а) и программный комплекс, в котором реализован метод конечных элементов. Метод предусматривает выполнение решения связанной задачи – тепловой по определению температурных полей и прочностной, с использованием конечных элементов, для которых предусмотрены как тепловые, так и прочностные степени свободы. С помощью процедуры совместного решения были объединены температурная и прочностная задачи.

Разрешающая система уравнений термпрочности в матричном виде представлена формулой:

$$\begin{bmatrix} [K] & [K^{ut}] \\ [0] & [K^t] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U\} \\ \{T\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F\} \\ \{Q\} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

где $\{U\}$ – вектор узловых перемещений; $\{T\}$ – вектор узловых температур; $[K]$ – матрица жесткости элемента; $[K^t]$ – матрица теплопроводности элемента; $K^{ut} = - \int [B]^T \{\beta\} \{N\}^T d(vol)$; $[B]$ – матрица связи перемещений с деформациями, основана на функциях формы элемента; $\{N\}$ – функции формы элемента; $\{\beta\}$ – вектор коэффициента термоупругости; $\{F\}$ – вектор механических нагрузок (давления на элемент); $\{Q\}$ – вектор тепловых нагрузок; vol – элементарный объем.

Для формирования условий теплообмена на поверхности конструкции накладывались граничные условия III рода: коэффициенты теплоотдачи α_i и температура пара T_i на различных участках патрубка, соответствующие частичным и номинальному режимам работы паровой турбины.

Определение термонапряженного состояния выходного патрубка ЦВД

Формирование трехмерной модели. Для построения трехмерной модели выходного патрубка проанализирована конструкторская документация ЦВД, учтены особенности формы патрубка и с привлечением системы автоматизированного про-

ектирования (САПР) сформирована модель выходного патрубка, представленная на рис. 2а.

Конечно-элементная модель. Для определения напряженно-деформированного состояния выходного патрубка были построены конечно-элементные модели выходного патрубка ЦВД турбины К-325-23.5 с большим числом степеней свободы (23 000 – 153 000 к. э.). На рис. 2б представлена конечно-элементная модель конструкции, содержащая 85 000 к. э. В конечно-элементной расчетной модели использовались типичные 10-ти и 20-ти узловые трехмерные объемные конечные элементы связанной термпрочностной задачи (рис. 2в), которые имеют 4 степени свободы в узле: перемещения в направлениях осей X, Y, Z и температуру.

Граничные условия

В качестве условий закрепления модели принято положение опорных лап крышки, которые опираются на передний стул, расположенный в головной части турбины. По отношению к точкам опоры в горизонтальной плоскости, расположенным в плоскости горизон-

тального разреза ЦВД, расширение крышки и корпуса происходит симметрично ($\pm y$). Расширение корпуса и крышки относительно вертикальной плоскости сечения также симметрично ($\pm x$). В продольном направлении ось z ориентирована вдоль оси вращения ротора ЦВД. Расширение патрубка зафиксировано относительно торцевой поверхности фланца в зоне горизонтального разреза.

Начальные условия. Для решения связанной задачи термпрочности необходимо иметь граничные условия, определяющие тепловые потоки на каждом элементе поверхностей твердого тела. Исходя из условий течения пара на внутренних поверхностях патрубка, включающих непосредственно корпус патрубка с частью наружного цилиндра ($\Delta l = 1.245$ м), задаются локальные значения коэффициентов теплоотдачи (КТО) и температура пара, зависящие от режимов работы турбины.

ЦВД турбины К-325-23.5 покрыт слоем тепловой изоляции, теплопроводность которой составляет 0.04 ... 0.05 Вт/(м К). Толщина слоя

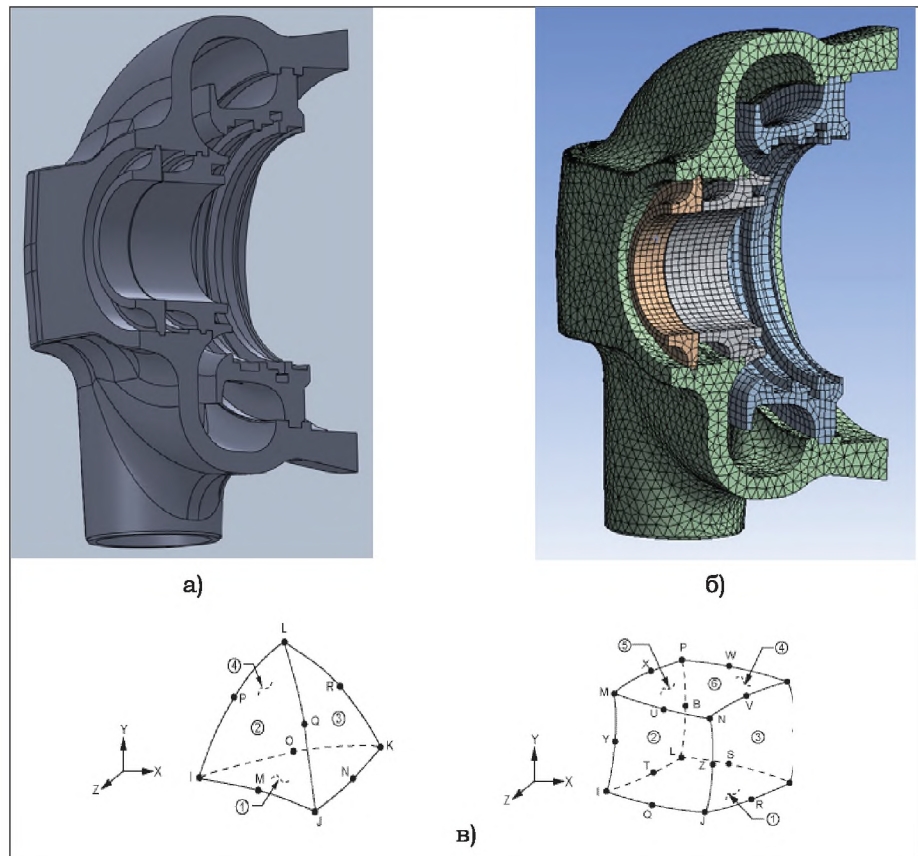


Рис. 2. Модели выходного патрубка ЦВД турбины К-325-23.5:
а) твердотельная; б) конечно-элементная; в) 10-ти и 20-ти узловые конечные элементы

изоляции на наружной поверхности выходного патрубка составляет 200 мм. ЦВД при эксплуатации закрыт наружным декоративным кожухом, выполненным из тонкостенных стальных листов, укрепленных сваркой на каркасе, что приводит к некоторому переотражению лучистой составляющей теплообмена.

С учетом того, что нижняя часть корпуса ЦВД расположена в проеме фундамента ниже отметки пола, а верхняя экранирована, для расчетного исследования на внешней поверхности выходного патрубка принимается коэффициент теплоотдачи $\alpha=15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ и температура $T=20 \text{ }^\circ\text{С}$. Слой изоляции не моделировался. На границе раздела патрубка и цилиндра для расчетной схемы принимается условие нулевого теплового потока в осевом направлении.

Расчетная модель патрубка включает также обойму, в которую вставляются диафрагмы двух последних ступеней и которая формирует осерадиальный диффузор. В обойме между 9-ой и 10-ой ступенями выполнена кольцевая камера, через которую пар с температурой близкой к $500 \text{ }^\circ\text{С}$ подается из переднего концевого уплотнения в периферийную область диафрагмы 10-ой ступени. Для определения температурного поля обоймы и распределения в ней термонапряжений были рассчитаны граничные условия для всех омываемых паром поверхностей и поверхностей, контактирующих с ободами диафрагм.

В качестве начальных условий принимаются параметры пара и скорость потока на входе в осерадиальный диффузор, а также постоянство расхода пара по паровому тракту выходного патрубка, что позволяет определить как структуру потока, так и граничные условия на внутренней поверхности патрубка [6]. Коэффициенты теплоотдачи представлены для принятых режимов работы турбины: $G = 1000, 700, 500$ и 300 т/ч (что соответствует диапазону регулирования мощности турбины К-325-23.5), на рис. 3 для внутренней поверхности патрубка в сечении, расположенном в области горизонтального разреза для

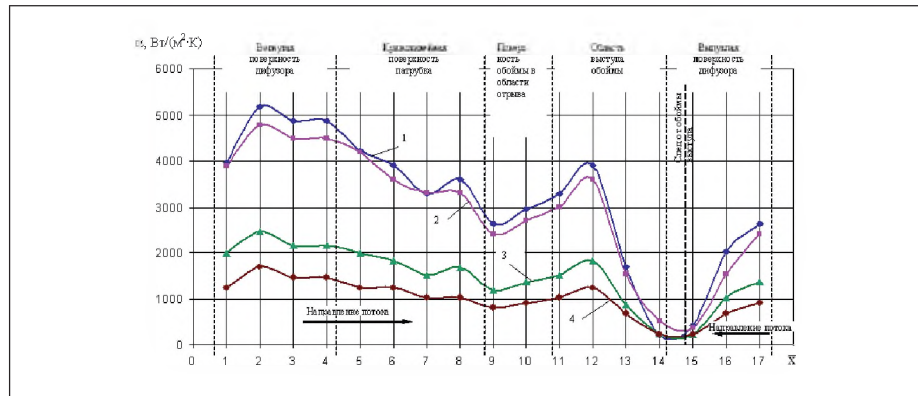


Рис. 3. Значение коэффициента теплоотдачи на различных участках патрубка в зависимости от режимов работы. Расход пара $G =$: 1 - 1000; 2 - 700; 3 - 500; 4 - 300 т/ч

указанных режимов работы турбины.

Анализ сходимости решения связанной задачи термпрочности. Предварительно для оценки сходимости задачи термпрочности была проведена серия расчетов с использованием моделей с различным числом конечных элементов. Анализировались максимальные напряжения в локальной области на внутренней поверхности стенки патрубка. Результаты анализа сходимости свидетельствуют о том, что напряжения существенно зависят от размера сетки конечных элементов. При этом рост максимальных значений напряжений прекращается при размерности конечно-элементной сетки 85 000 элементов. Дальнейшее увеличение числа конечных элементов уточняет результаты менее чем на 1%. График сходимости решения задачи показан на рис. 4.

Таким образом, было определено значение числа конечных элементов, необходимое для получения достоверного решения – 85000 элементов.

Результаты расчетного исследования

Результаты решения связанной задачи термпрочности, соответствующие трем частичным и номинальному режимам, представлены на рис. 5 – 8.

Температурное поле выходного патрубка. Учитывая, что паровой поток имеет большой энергетический уровень, а наличие тепловой изоляции создает высокое термическое сопротивление, изменение температуры в тепловом потоке незначительно и его влиянием на напряженно-деформированное состояние патрубка можно пренебречь. Для расчетного исследования температура пара вдоль внутренней поверхности выходного пат-

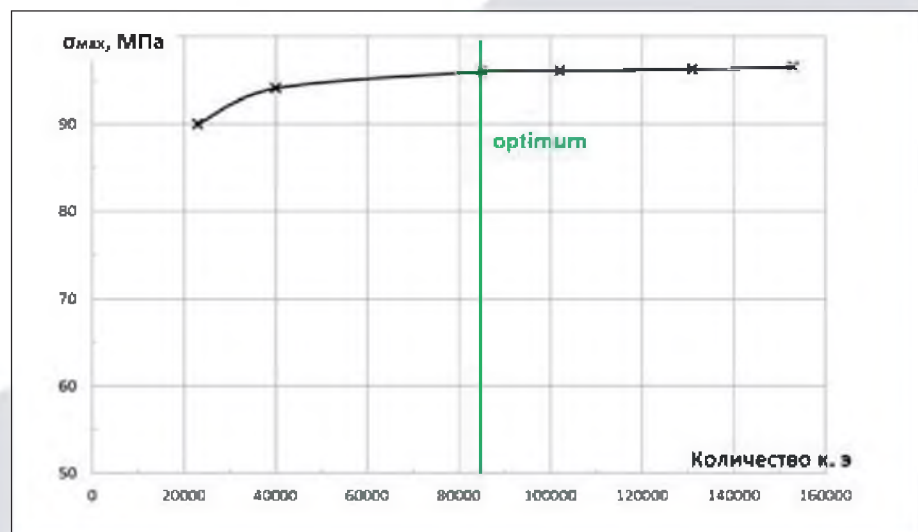


Рис. 4. Результаты анализа сходимости связанной задачи термпрочности

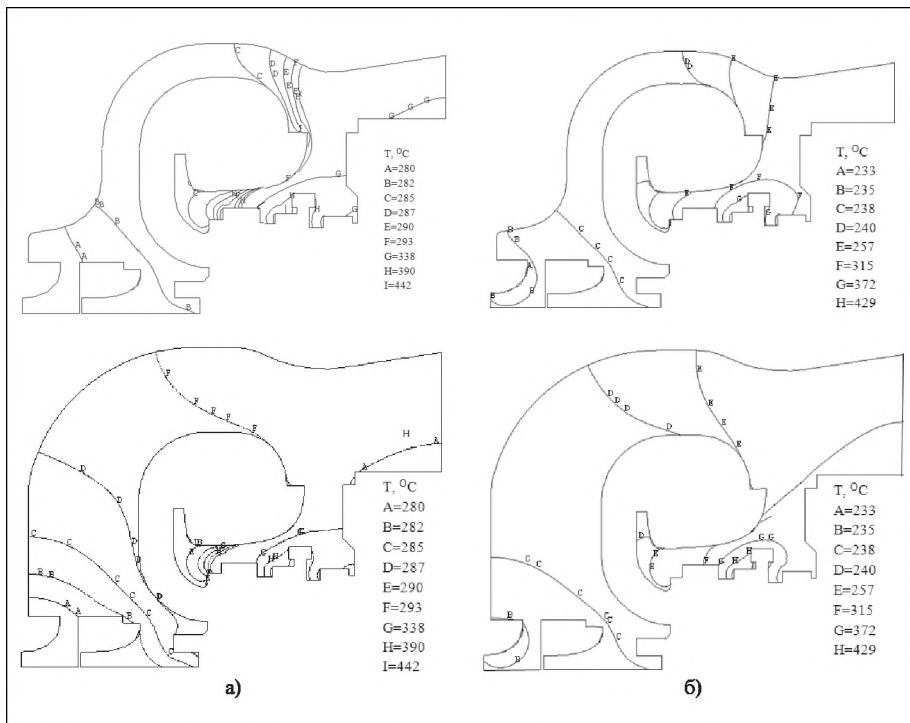


Рис. 5. Распределение температуры в выходном патрубке при номинальном режиме работы турбины (а) и частичном режиме (б): а – G = 1000; б – G = 300 т/ч

рубка принимается постоянной, равной его температуре на выходе из 12-ой ступени ЦВД. На рис. 6 приведено распределение изотерм в патрубке при двух режимах работы турбины.

Максимальная температура металла наблюдается в области подвода горячего пара из переднего концевого уплотнения в камеру обоймы, в области 10-й ступени и достигает 468 °С при работе турбины на номинальном режиме и 446 °С при расходе пара 300 т/ч.

Распределение температуры в обойме зависит от граничных условий на всех поверхностях, омываемых паром, и от режима работы турбины. Особо следует выделить распределение температуры в области камеры подвода пара высокой температуры из переднего концевого уплотнения. По уровню температуры это самое «горячее» место в элементах, формирующих патрубок, температура пара в котором составляет около 500°С, а температурная разность между подводимым паром и паром во внутренней полости патрубка достигает на номинальном режиме 160 ... 180°С.

Термонапряженное состояние выходного патрубка. Оценку термонапряженного состояния

патрубка будем проводить по эквивалентным напряжениям, которые определяются по формуле:

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}}, \quad (2)$$

где σ_1 , σ_2 и σ_3 – главные напряжения.

На рис. 6 приведено распределение напряжений в вертикальной плоскости меридионального сечения (рис. 6а) выходного патрубка совместно с обоймой для номинального режима работы турбины и в поперечном сечении (рис. 6б), включая фланцы.

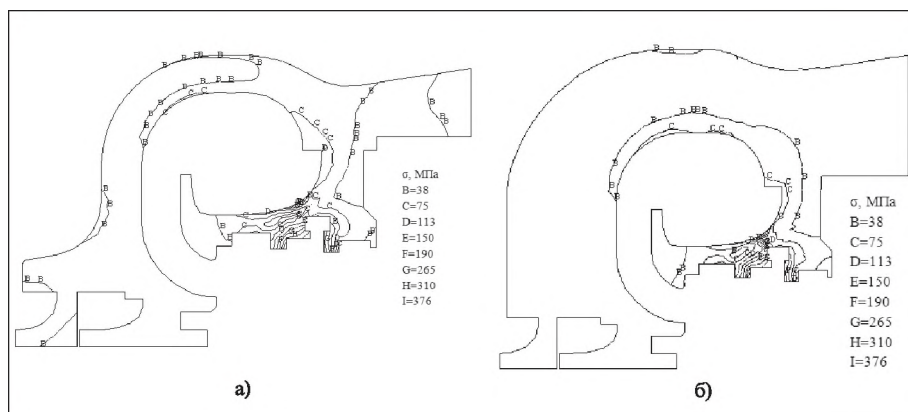


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений (МПа) при расходе пара G = 1000 т/ч: а – в плоскости меридионального сечения; б – в поперечном сечении

Средний уровень эквивалентных напряжений в стенке патрубка составляет 40 МПа; максимальный уровень напряжений в стенке патрубка составляет 106 МПа. Данный уровень напряжений не превышает предел текучести материала патрубка (для стали марки 20Х3МВФА $\sigma_{0,2} = 450$ МПа при температуре 500°С) [7].

Как видно из рис. 6, 7 максимальный уровень эквивалентных напряжений наблюдается в области подвода горячего пара 10-й ступени. Переход от номинального режима к минимальному режиму расхода пара 300 т/ч (рис. 8) приводит к общему снижению напряжений на $\Delta\sigma = 86$ МПа.

Наиболее термонапряженным участком обоймы как при номинальном тепловом состоянии патрубка, так и при работе турбины на частичных режимах, является область подвода горячего пара. При расходах пара G=300, 500, 700 и 1000 т/ч в обойме наблюдаются перепады температур 255, 243, 230 и 219 °С, которым соответствуют локальные напряжения, равные 462, 433, 402 и 376 МПа соответственно.

Конструктивные особенности выполнения обоймы, связанные с подводом «горячего» пара, привели к локальному увеличению в ней напряжений, которые при номинальном режиме достигли 376 МПа. Сопловое регулирование турбины не приводит к снижению температуры поступающего в ЦВД пара, а, следовательно, и пара, проходящего через первую секцию переднего концевого уплотнения. В результате снижения температуры пара на выходе из рабочего колеса

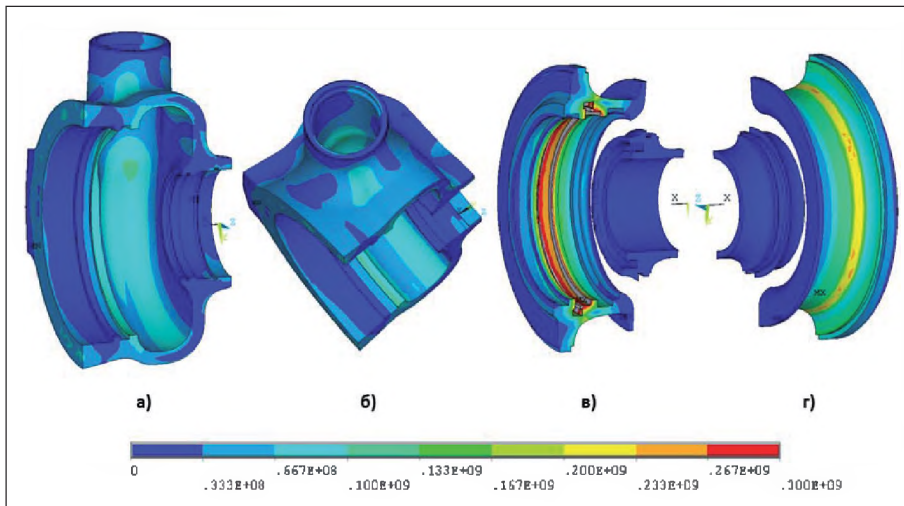


Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений (МПа) при расходе пара $G = 1000 \text{ т/ч}$: а, б – в объеме патрубка; в, г – в обоймах

12-той ступени ЦВД при постоянной температуре пара, поступающего в камеру обоймы, происходит увеличение температурного перепада в стенке обоймы и увеличения напряжения (табл.).

Отношение предела текучести и максимальных эквивалентных напряжений показывает, что преобладающее влияние термонапряжений при работе турбины на пониженных режимах приводит к работе обоймы в зоне 10-той ступени в области пластических деформаций.

Выводы

По предложенной методике получена полная картина термонапряженного состояния выходного патрубка ЦВД турбины К-325-23.5 при ее работе на разных режимах и определено, что:

- максимальная температура металла наблюдается в области подвода горячего пара из переднего концевое уплотнения в камеру обоймы, в области 10-й ступени, где формируются опасные зоны локализации максимальных напряжений;

- средний уровень напряжений в стенке патрубка составляет 40 МПа, а максимальный достигает 106 МПа.

- наиболее термонапряженным участком обоймы является область подвода горячего пара. При расходе пара 300 т/ч локальные напряжения в обойме превышают предел текучести материала.

Таблица. Влияние расхода пара на напряжения в обойме

Расход пара G , т/ч	300	500	700	1000
σ_{\max} , МПа	462	433	402	376
$\sigma_{0,2}/\sigma_{\max}$	0.974	1.039	1.119	1.197

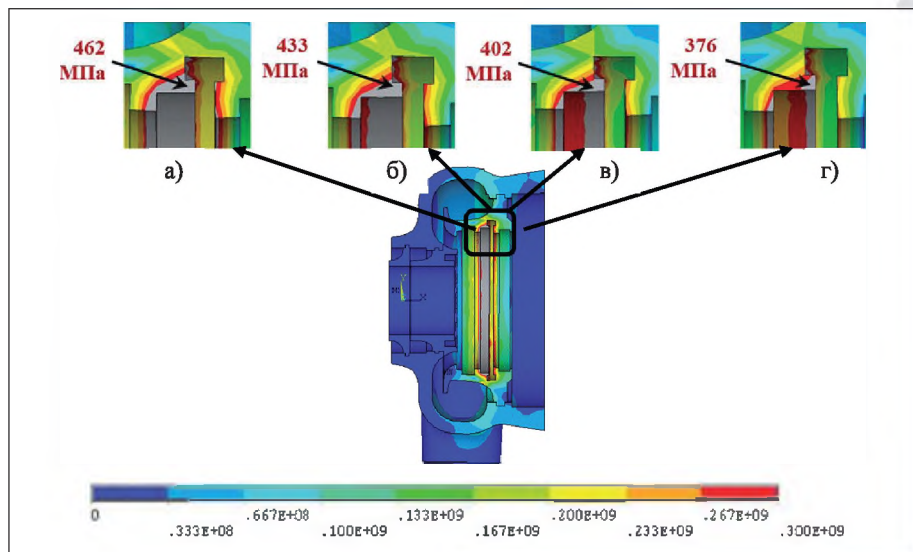


Рис. 8. Распределение эквивалентных напряжений (МПа) в стенке патрубка и обойм при расходе пара $G =$: а – 300; б – 500; в – 700; г – 1000 т/ч

Список литературы:

1. Шульженко Н. Г. Задачи термопрочности, вибродиагностики и ресурса энергетических аппаратов / Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Б.Ф. Зайцев. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 344 с.
2. Штримберг Ю.Ю. Повреждаемость теплоэнергетических блоков мощностью 300 МВт / Ю.Ю. Штримберг, С.А. Понасечкин, А.Я. Копсов // Электрические станции, 2000. – № 3. – С. 16 - 18.

3. Терентьев И.А. Оценка надежности турбин энергоблоков мощностью 300, 800 и 1200 МВт // Электрические станции, 1998. – № 6. – С. 2 - 5.

4. Суботин В.Г. Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт / В. Г. Суботин, Є. В. Левченко, В. Л. Швецов, О. Л. Шубенко, А. О. Тарелін, В. П. Суботів // Харків: Фоліо, 2009. – 256 с.

5. Boss M. Recent Advances in Ultra Super Critical Steam Turbine Technology / M. Boss, T. Gadoury, S. Feeny, M. Montgomery // GE Energy, Steam Turbine Technology 1 River Road, Schenectady, NY, 2007. – pp. 129 – 135.

6. Ю. М. Мацевитый. Теплообмен в элементах конструкций паровых турбин / Ю.М. Мацевитый, С.В. Алехина, В.Н. Голоцапов, О.В. Котульская / Под общ. ред. акад. НАН Украины Ю.М. Мацевитого // НАН Украины, Институт проблем машиностроения. – Харьков, 2012. – 288 с.

7. Колосков М.М. Марочник сталей и сплавов / М.М. Колосков, Е.Т. Долбенко, Ю.В. Каширский. – М.: Машиностроение, 2001. – 672 с.