

УДК 621.125

В.Л. ШВЕЦОВ, гл. конструктор паровых и газовых турбин
ОАО «Турбоатом», Харьков;
А.Н. ГУБСКИЙ, инженер ОАО «Турбоатом», Харьков;
И.А. ПАЛЬКОВ, инженер ОАО «Турбоатом», Харьков;
С.А. ПАЛЬКОВ, инженер ОАО «Турбоатом», Харьков

ПРОЧНОСТЬ ВЫСОКОНАПРЯЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Представлена технология опережающих численных исследований напряженно-деформированного состояния (НДС) высоконапряженных элементов турбин. Задача решается в трехмерной постановке и основана на методе конечных элементов.

Представлена технологія випереджальних чисельних досліджень напружено-деформованого стану (НДС) високонапружених елементів турбіни. Задача вирішується в тривимірній постановці і ґрунтується на методі кінцевих елементів.

The technology of advanced numerical studies of the stress-strain state (SSS) highly stressed turbine components. The problem is solved in three-dimensional formulation and is based on the finite element method.

Введение. В настоящее время в ОАО «Турбоатом» выполняется разработка типового ряда турбин нового поколения мощностью 500...750 МВт с параметрами пара перед турбиной до 29 МПа / 600 °С. Прототипом для создания таких турбин будет служить существующая турбина К-500-240-2, при эксплуатации которой были выявлены некоторые недостатки, в частности, нарушение геометрии и поломка хвостового соединения замковых лопаток первых ступеней цилиндров высокого и среднего давлений. Для устранения этих недостатков возник вопрос о проведении более точных расчетных исследований, результаты которых были бы использованы при проектировании высоконапряженных элементов паровых турбин, в частности в расчете напряженно-деформированного состояния (НДС) хвостовых соединений замковых лопаток первых ступеней цилиндров высокого и среднего давления, в расчете НДС внутреннего корпуса цилиндра высокого давления; и удовлетворяли измененным действующим требованиям нормативной документации [1, 2] по обеспечению надежной эксплуатации турбоагрегата. Важной отличительной особенностью моделируемых объектов в данном случае является отсутствие осевой симметрии, что делает нецелесообразным применение цилиндрических координат и полностью исключает переход к 2D моделям.

По мере развития информационных технологий радикальные качественные изменения претерпевают и принципиальные основы проектного инструментария. Можно констатировать, что модельные представления, свойственные расчетно-теоретической базе инженерной науки XIX–XX в.в. и основывающиеся на существенных допущениях, неуклонно вытесняются комплексно-сопряженными моделями, имеющими в своей основе общего вида краевые задачи, определяемые системами уравнений универсальных законов механики и «вполне физическими» условиями однозначности.

С особой остротой необходимость перехода на новые принципы проектирования проявляется в области энергетики с имманентно присущим малосерийным

производством и, вследствие, проблематичностью окупаемости затрат на разработку. Ситуация осложняется устойчивой тенденцией к удорожанию натурального раздела НИР.

С другой стороны, достижения в области информационных технологий и, не в последнюю очередь, относящиеся к визуализации физических полей открывают новые возможности достижения полноты исследований с целью общего повышения качества проектирования. В отличие от ранее практикуемых подходов комплексный численный прочностной либо термоч прочностной эксперимент позволяет на основе ординарных программно-аппаратных средств вычислительного эксперимента детально исследовать полный спектр режимов работы изделия с последующей выработкой технических мероприятий по оптимизации ключевых функциональных свойств объекта проектирования.

В предлагаемой статье представлены материалы, демонстрирующие возможности современного термоч прочностного инструментария НИОКР, на примере высоконапряженных элементов цилиндров высокого и среднего давления паровой турбины К-500-240-2, а именно замковой группы рабочих лопаток 1-ой ступени РСД и внутреннего корпуса ЦВД, то есть элементов подверженных влиянию на них произвольно изменяющихся во времени высоких температур и давлений.

Модель и метод расчета НДС конструкции. Учитывая, что рассматриваемые элементы турбины находится в условиях сложного напряженного состояния, оценка их прочности производится на основании анализа главных напряжений по теории предельного состояния Мизеса-Генки, также известной как теория энергии формоизменения [3].

Три значения главных напряжений σ_0 представляют собой корни кубического уравнения, определяемого компонентами вектора напряжений:

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \frac{1}{2}\sigma_{xy} & \frac{1}{2}\sigma_{xz} \\ \frac{1}{2}\sigma_{xy} & \sigma_y - \sigma_0 & \frac{1}{2}\sigma_{yz} \\ \frac{1}{2}\sigma_{xz} & \frac{1}{2}\sigma_{yz} & \sigma_z - \sigma_0 \end{vmatrix} = 0.$$

Главные напряжения обозначаются через σ_1 , σ_2 и σ_3 . Главные напряжения упорядочены таким образом, что σ_1 представляет собой наибольшее положительное напряжение, а σ_3 – наибольшее отрицательное.

В исчислении главных напряжений σ_1 , σ_2 и σ_3 , эквивалентное напряжение по Мизесу выражено как

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sqrt{\left\{ \frac{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}{2} \right\}}.$$

Эквивалентные напряжения связаны с эквивалентными деформациями следующим соотношением

$$\sigma_{\text{эkv}} = 2 \epsilon_{\text{эkv}} G,$$

где $G = E/(2(1 + \nu))$ – модуль сдвига; E – модуль Юнга; ν – коэффициент Пуассона.

При решении краевой задачи об НДС указанных элементов турбины используется метод конечных элементов [4].

Постановка задачі досліджень. Умовами численного експеримента передбачувалося статичне навантаження конструкції, моделююче напружено-деформоване стан при умовах, що відповідають номінальному режиму роботи.

При наявності належної вибірки з можливого спектра режимів роботи розрахунок і візуалізація фізических полів дозволяють отримати комплексну картину властивих явищ напружено-деформованого стану, придатну для проведення факторного аналізу в інтересах інтенсифікації процесу проектування з акцентом на його найменше ресурсомістку розрахунково-інформаційну складову.

В якості об'єктів моделювання використовувалися тривимірні моделі замкового з'єднання робочих лопаток 1-ї ступені РСД і внутрішнього корпусу ЦВД турбіни К-500-240-2.

Замкове з'єднання робочих лопаток

Конструкція замкового з'єднання представлена на рис. 1–5. Замкова лопатка, не маючи опорних поверхностей, (поз. 1, рис. 2) фіксується на хвостовику диска 4-ма штифтами (поз. 3, рис. 2), посредством яких остання також взаємодіє з двома сусідніми призамковими лопатками (поз. 2, рис. 2).

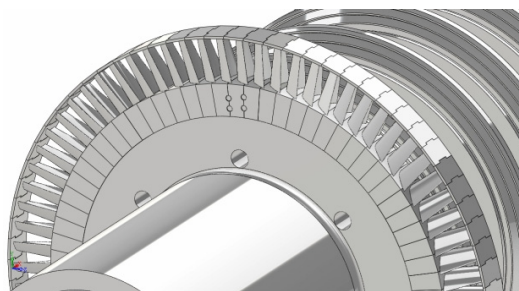


Рис. 1. Геометрична модель повністю облопаченого диска 1-ої ст. РСД

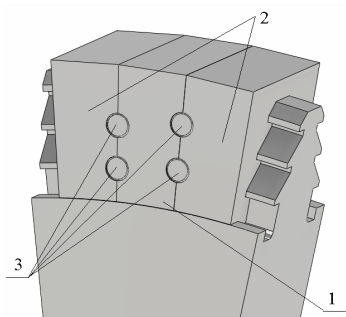


Рис. 2. Сектор диска з лопатками

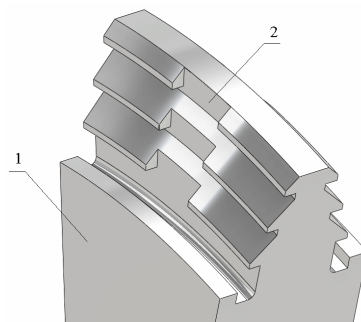


Рис. 3. Диск (поз. 1) з вирізом під замкову лопатку (поз. 2)

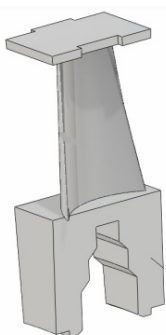


Рис. 4. Замкова лопатка

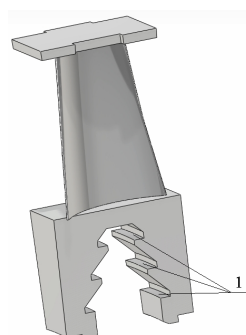


Рис. 5. Робоча лопатка з опорними поверхностями (поз. 1)

Рассматриваемая конструкция, кроме центробежных сил при частоте вращения 314,16 рад/с, испытывает воздействие растягивающей нагрузки от центробежной силы пера лопатки с бандажом.

Внутренний корпус ЦВД

Конструкция внутреннего корпуса представлена на рис. 6. Данная конструкция представляет собой фланцевое соединение верхнего и нижнего внутренних корпусов, соединенных крепежом горизонтального разъема. На предложенной модели необходимо определить общее напряженно-деформированное состояние корпуса при действии следующих силовых факторов на внутренний корпус турбины:

- распределенные нагрузка на расточки для установки диафрагм в корпусе;
- различный по продольной оси перепад давлений на стенки корпуса;
- затяжка крепежа фланцевого соединения осуществляется с использованием термозатяжки;
- контактное взаимодействие во фланцевом соединении в месте разъема;
- на корпус турбины действует гравитационное поле Земли.

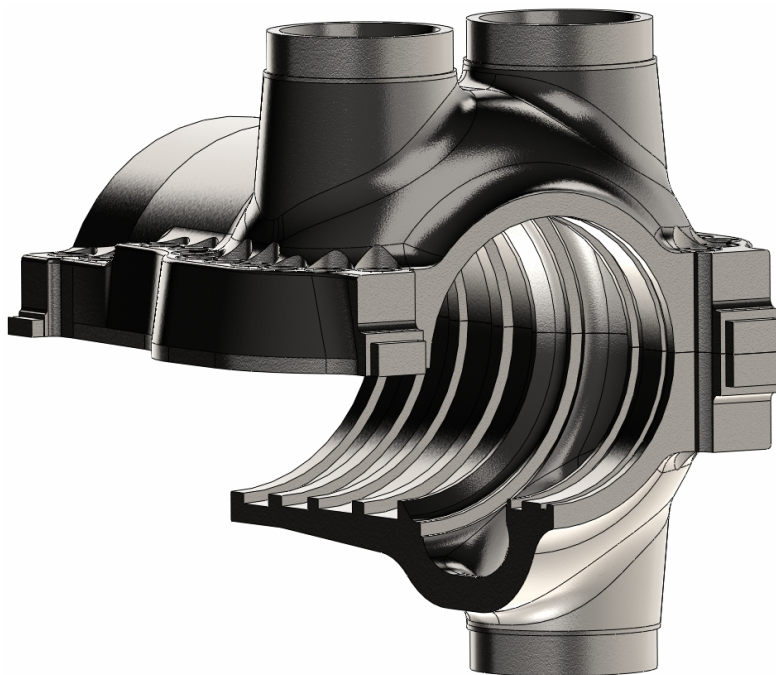


Рис. 6. Внутренний корпус ЦВД

В качестве краевых условий выступает закрепление по всем степеням свободы в части опирания нижней половины корпуса на лапах и ограничение перемещений по плоскости разъема в области упирания лап корпуса в пазы наружного корпуса.

Генерация расчетных сеток. Поскольку рассматриваемые объекты довольно сложны геометрически, при разбиении моделей на конечные элементы использовалась неравномерная тетраэдральная сетка. В тех областях, где происходит контакт элементов в соединении (на опорных поверхностях лопаток и диска, на уплотнительной поверхности фланцев корпуса), главным образом влияющий на передачу усилий между взаимодействующими элементами, задавалось сгущение сетки (рис. 7–8).

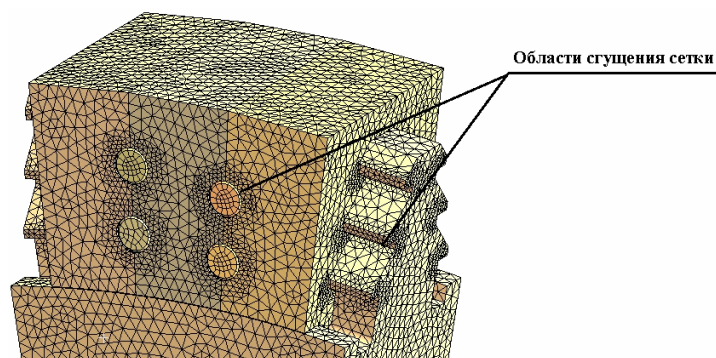


Рис. 7. Конечно-элементная модель замкового соединения

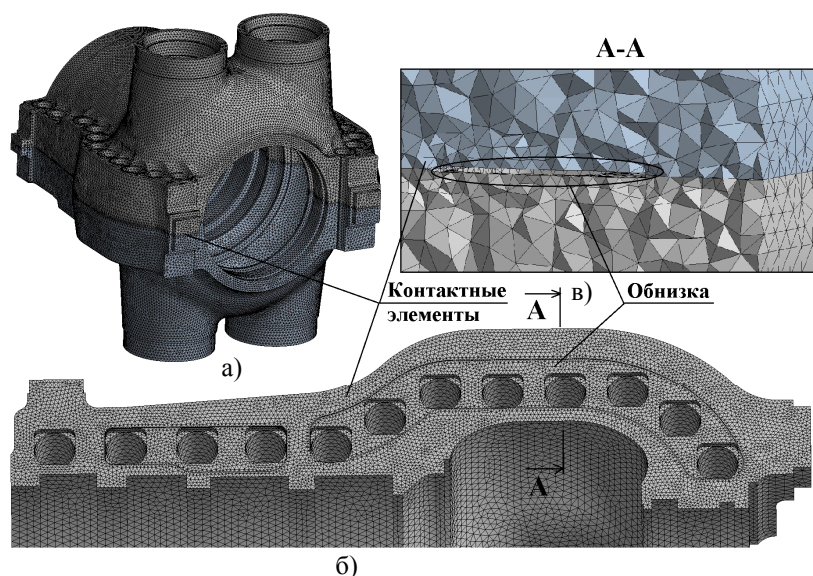


Рис. 8. Конечно-элементная модель внутреннего корпуса

Результаты работы. Полученная картина напряженно-деформированного состояния рассматриваемых элементов турбины выглядит следующим образом. На рис. 9–10 представлена картина распределения эквивалентных напряжений по Мизесу в элементах замкового соединения и внутреннего корпуса.

Приведенные на рис. 9–10 результаты расчета рассматриваемых деталей турбины свидетельствуют о существенно трехмерном напряженно-деформированном состоянии. Модель позволяет получить априорные представления о характере НДС в той или иной зоне конструкции.

Выводы. Комплексные прочностные модели нагружения элементов паровых турбин отображают свойственную физическому оригиналу взаимосвязь доминирующих факторов и вследствие этого обеспечивают бесспорное преимущество над традиционно используемыми в практике подходами, основывающимися на принципе декомпозиции.

Представленная технология опережающих численных исследований позволяет провести базовый комплекс прочностных и термопрочностных исследований высоконапряженных элементов паровых турбин.

Необходимой гарантией достоверности получаемой информации служит сопоставление серии результатов численного эксперимента и натурных экспериментов моделей исследуемых деталей.

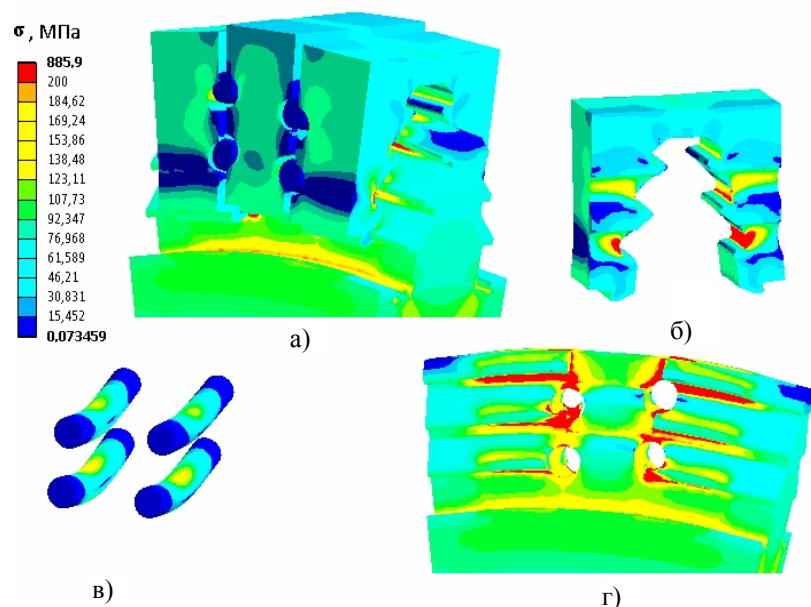


Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений на модели замкового соединения:
 а – деформированное состояние всей модели; б – призматической лопатки;
 в – фиксирующих штифтов; г – хвостовика диска

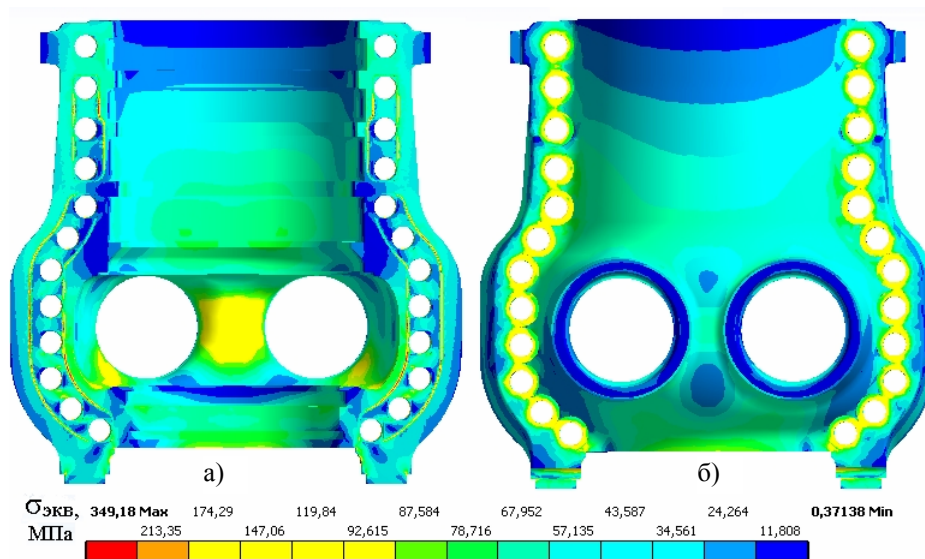


Рис. 10. Распределение эквивалентных напряжения на внутреннем корпусе:
 а – вид снизу; б – вид сверху

Список литературы: 1. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов: ОСТ 108.020.132-85. – Л.: НПО ЦКТИ, 1986. 2. Нормы расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток: ОСТ 108.021.07-84. – Л.: НПО ЦКТИ, 1986. 3. Туренко, А.Н. Компьютерное проектирование и расчет на прочность деталей автомобиля [Текст]: учеб. пособие / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, А.С. Степченко и др. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 336 с. 4. Зенкевич, О.К. Метод конечных элементов в технике [Текст] / О.К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.

© Швецов В.Л., Губский А.Н., Пальков И.А., Пальков С.А., 2012
 Поступила в редколлегию 07.02.12