

УДК 621.165

**Т. Н. ФУРЦОВА**, Кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетики и энергосбережения, Украинская инженерно – педагогическая академия, ул. Университетская, 16, г. Харьков, Украина, 61003

## **ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО – ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЕЛОЧНЫХ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН**

*С помощью программного комплекса ANSYS проведен анализ напряженно – деформированного состояния многоопорного елочного хвостового соединения рабочих лопаток паровых турбин*

**Ключевые слова:** напряженно – деформированное состояние, хвостовое соединение, рабочая лопатка, паровая турбина

### **Введение**

Период развития турбостроения 60 – 90 – х годов XX столетия характеризуется бурным ростом единичных мощностей агрегатов. В подавляющем большинстве случаев повышение мощности агрегатов определяется максимально достижимой торцевой площадью последней ступени, увеличением длины и среднего диаметра ее рабочей лопатки. Следствием этого является повышение центробежной силы лопатки и высокий уровень напряжений растяжения в ее активной части.

Для крепления на диске лопаток, центробежная сила которых достигает 1000000 Н (для турбин на 3000 об/мин) и 2000000 Н (для турбин на 1500 об/мин) используются хвостовые соединения, конструкция которых обеспечивает их длительную и надежную работу. Наибольшее распространение в турбинах большой мощности различных турбостроительных фирм получили конструкции хвостовых соединений вильчатого и елочного типов.

Наиболее перспективной с точки зрения надежности, высокой несущей способности, технологичности и удобства сборки следует рассматривать елочное хвостовое соединение.

### **Анализ литературных данных и постановка проблемы**

Многоопорное хвостовое соединение елочного типа работает в условиях сложнапряженного состояния, характеризуемого местной и общей неравномерностями распределения напряжений. Общая неравномерность напряженного состояния определяется неравномерностью распределения нагрузки по зубцам и зависит от конфигурации соединения, условий силового взаимодействия сопрягаемых деталей, свойств материалов деталей соединения при рабочей температуре.

Местная неравномерность напряженного состояния определяется коэффициентами концентрации напряжений и зависит от радиусов закруглений, плавности линий сопряжений.

Результаты исследований напряженно – деформированного состояния (НДС) елочных хвостовых соединений изложены в ряде работ [1 - 7]. Однако сегодня, с учетом развития современных средств расчетно – экспериментальных исследований, могут быть пересмотрены вопросы прочности ответственных деталей и подходы к ресурсу эксплуатации паровых турбин. Во многих случаях численные исследования, например, с помощью программного комплекса ANSYS на базе метода конечных элементов (МКЭ), позволяют получить картину, близкую к экспериментальным исследованиям, а в ряде случаев – и заменить их (хотя их значение сохраняется в качестве средства интегральной проверки картины НДС и, в некоторых случаях, уточнения граничных условий).

Главным достоинством получивших распространение в настоящее время численных методов расчета на ЭВМ, в отличие от традиционных (основанных на положениях сопротивления материалов и теории упругости), является возможность проводить подробное исследование общего НДС и характера

распределения местных напряжений в двухмерной и объемной постановке задач при значительном сокращении времени исследования.

**Целью работы** является исследование нагрузочных и деформационных характеристик елочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин с помощью численного расчета на ЭВМ для установления достоверной картины НДС.

### **Исследование напряженно – деформированного состояния елочного хвостового соединения**

Хвостовик лопатки размещен в пазу диска и подвержен радиальной нагрузке от центробежных сил активной части лопатки и собственных центробежных сил хвостовика. Значительная протяженность хвостовика в направлении оси турбины (0,18 м) по сравнению с размерами поперечных сечений, а также результаты исследования объемного напряженного состояния хвостовика (не выявившие существенной неравномерности силовых линий в осевом направлении) позволяют с достаточной степенью достоверности рассматривать двухмерную постановку задачи.

Исследование НДС елочного хвостового соединения проводилось с помощью программного комплекса ANSYS. При построении конечно-элементной модели использован элемент PLANE 82, хорошо описывающий тела сложной формы.

### **Обсуждение результатов**

Характер распределения напряжений в хвостовом соединении при контакте по всем опорным поверхностям, представленный на рис.1, показывает, что наибольшие напряжения возникают в зоне верхнего зубца (до 1340 МПа).

Величины полученных максимальных напряжений превышают значения пределов текучести лопаточных сталей (для 15X13, например, - 450 МПа, для

15X11МФ - 680 МПа) [8], что приводит к образованию незначительной по глубине зоны пластического деформирования металла, зависящей от величины коэффициента концентрации и уровня средних напряжений. Следует отметить, что в деталях, подверженных статическим нагрузкам, такой характер распределения напряжений не приводит к снижению их работоспособности.

Из рис. 1 следует, что зона максимальных напряжений весьма незначительна.

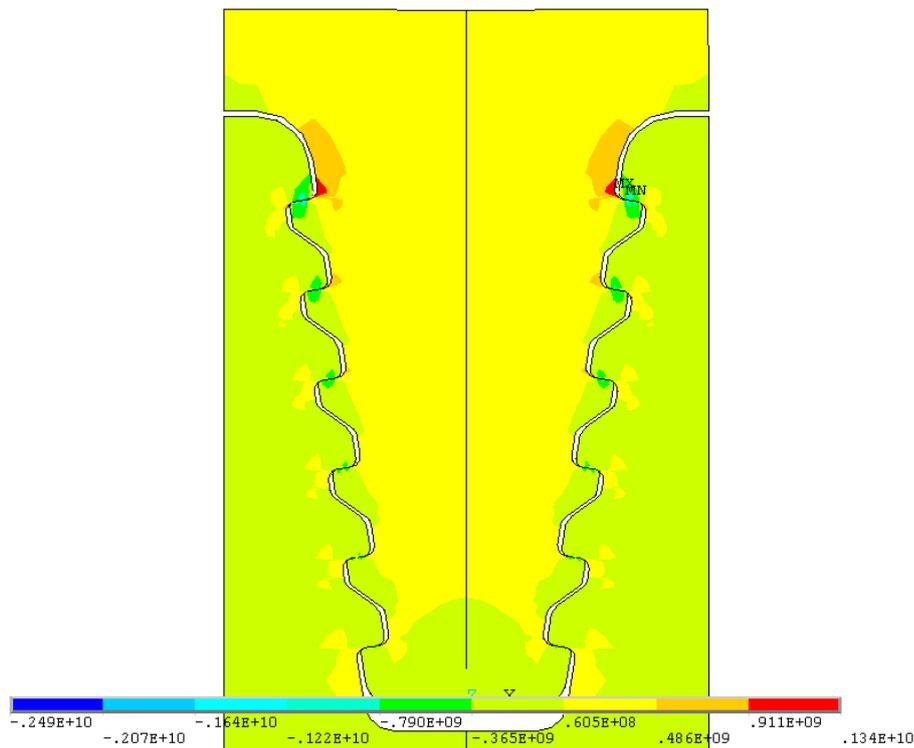


Рис. 1 - Распределение напряжений в елочном хвостовом соединении

Общее напряженное состояние хвостового соединения характеризуемое эквивалентными напряжениями (напряжения по Мизесу), представлено на рис. 2.

Программный комплекс ANSYS позволяет получить величины контактных напряжений на опорных поверхностях зубцов хвостовика (рис. 3.)

Зная величины контактных напряжений (брались средние напряжения эпюры) и размеры площадки контакта, можно определить действующие реактивные усилия на зубцах хвостовика. Они соответственно равны:  $P_1 =$

221760 Н,  $P_2 = 136080$  Н,  $P_3 = 105600$  Н,  $P_4 = 105600$  Н,  $P_5 = 87840$  Н,  
 $P_6 = 58560$  Н (от верхнего зубца).

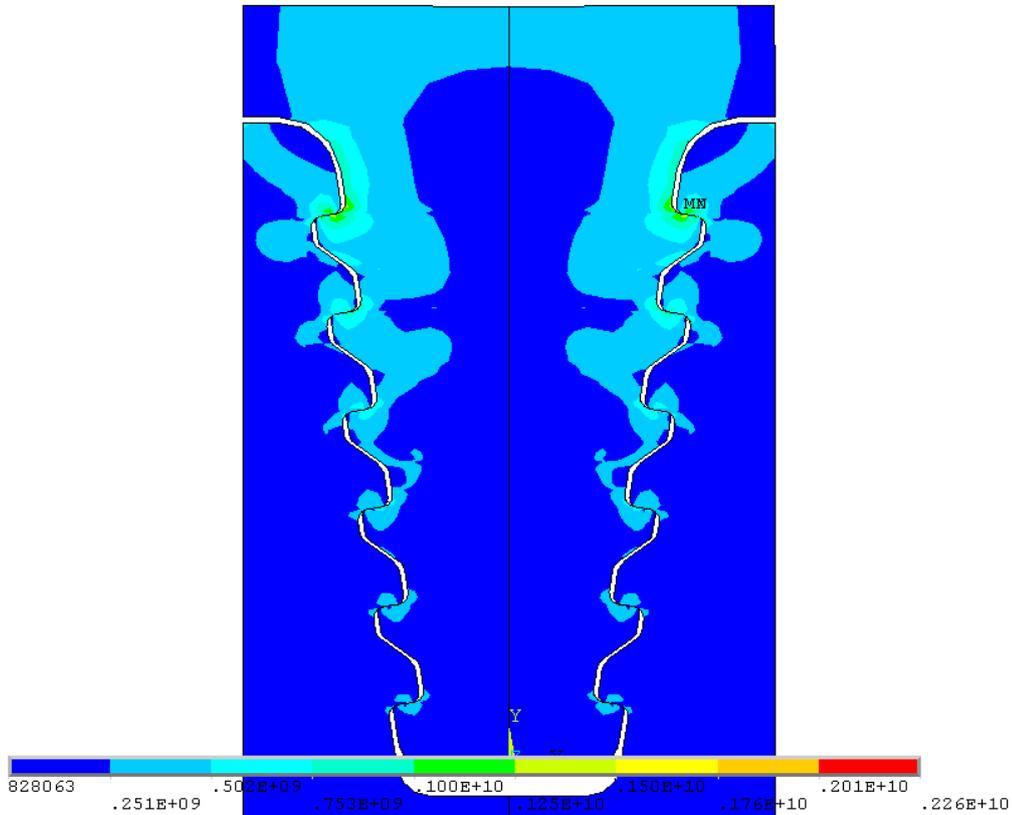


Рис. 2 - Распределение эквивалентных напряжений в елочном хвостовом соединении

Величина относительного усилия, действующего на каждый зубец хвостовика определялась как  $P_{0i} = \frac{P_i}{P}$ ,  $i = 1, 2, \dots, n$  при  $n = 6$ , где

$$P = \frac{1000000}{12} = 83333 \text{ Н}.$$

Распределение нагрузки по зубцам, полученное расчетным путем, представлено на рис. 4. Величины реактивных усилий постепенно снижаются от верхней пары зубцов хвостовика.

Для дальнейшего анализа НДС были выбраны сечения по опорным площадкам зубцов хвостовика.. Как видно из рис. 5, для верхней пары зубцов

максимальные напряжения в расчетном сечении составляют 815 МПа и средние – 340 МПа.

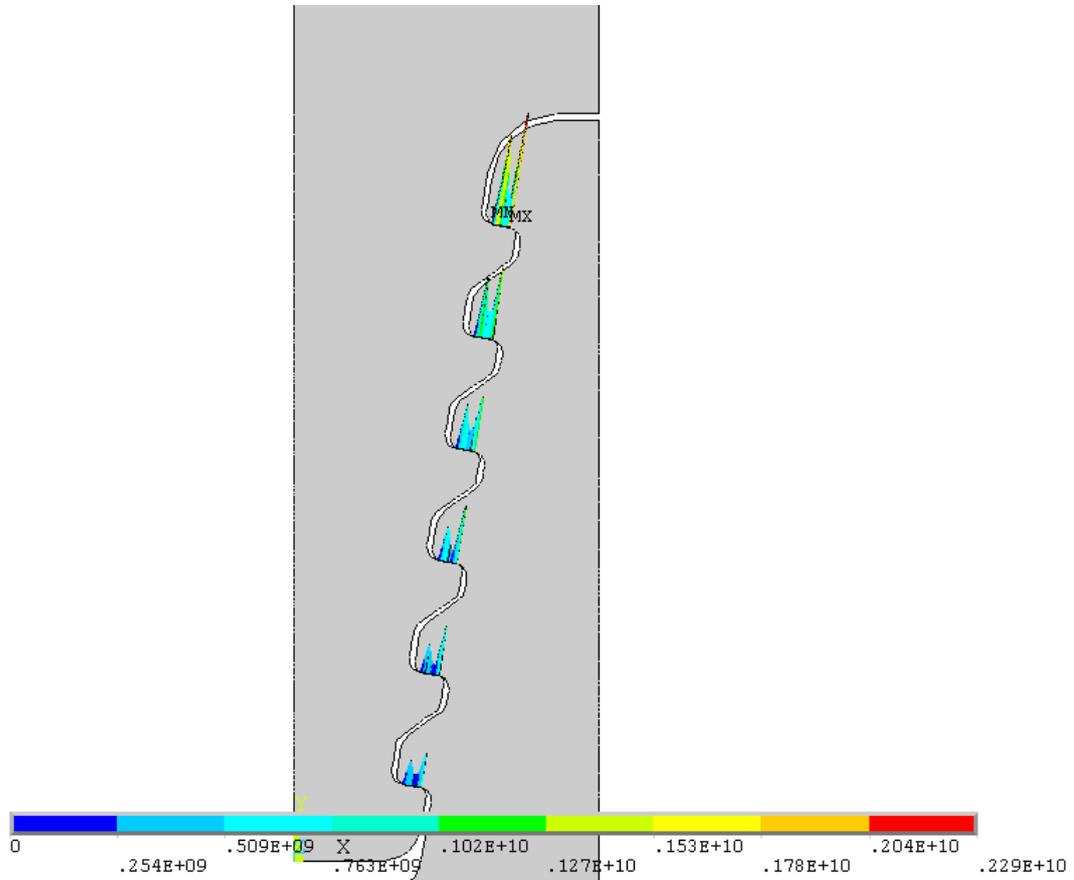


Рис. 3 - Контактные напряжения на опорах зубцов хвостовика

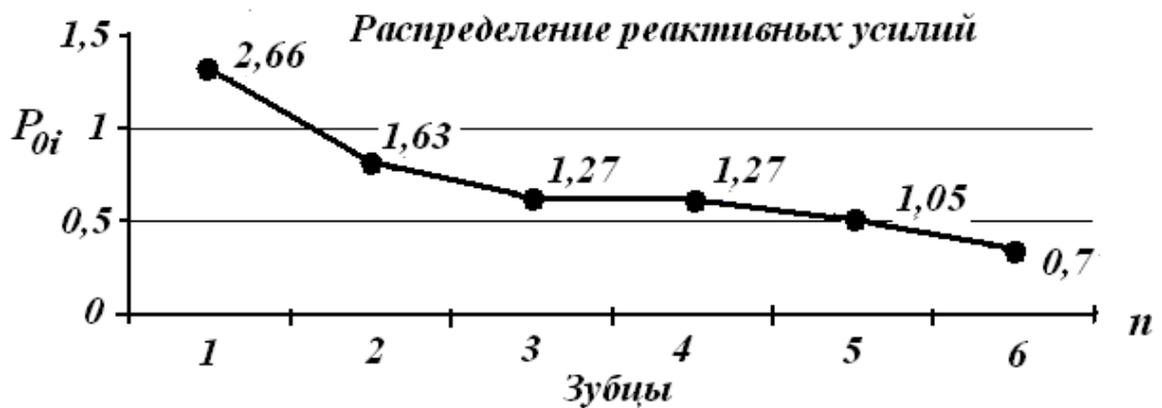


Рис. 4 - Распределение нагрузки по зубца, полученное с помощью программного комплекса ANSYS



Рис. 5 - Распределение средних и максимальных напряжений в сечениях хвостовика

В условиях эксплуатации турбомашин большинство разрушений хвостовых соединений носит усталостный характер, при котором развитие трещин начинается в зонах с максимальным уровнем напряжений из-за их концентрации.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений является функцией геометрических параметров детали, и для наиболее часто встречающихся типов концентраторов (отверстия, выточки, угловые переходы и т.д.) значения этих коэффициентов широко представлены в справочной литературе [9]. Однако для конструктивных форм, характеризующихся сложной геометрией, справочные данные не дают достоверной оценки величины и характера изменения местных напряжений.

Представление о влиянии различных факторов на НДС конструкции может быть получено с помощью эффективных коэффициентов концентрации. Для их определения воспользуемся формулой, предложенной Нейбером (рис. 6) [10]:

$$K_A = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{A}{R}}},$$

где  $A = 0,092$  мм – постоянная материала по Нейберу;  $K_t$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений;  $R$  – радиус закругления у основания выреза;  $\omega$  – входящий угол выреза в виде V – образного паза, выражающийся в радианах.

Следует отметить, что значения эффективных коэффициентов концентрации уменьшаются с возрастанием угла раствора  $\omega$  более  $90^\circ$ . Это может быть использовано для уменьшения эффективных коэффициентов концентрации напряжений и усовершенствования конструкции елочного хвостового соединения.

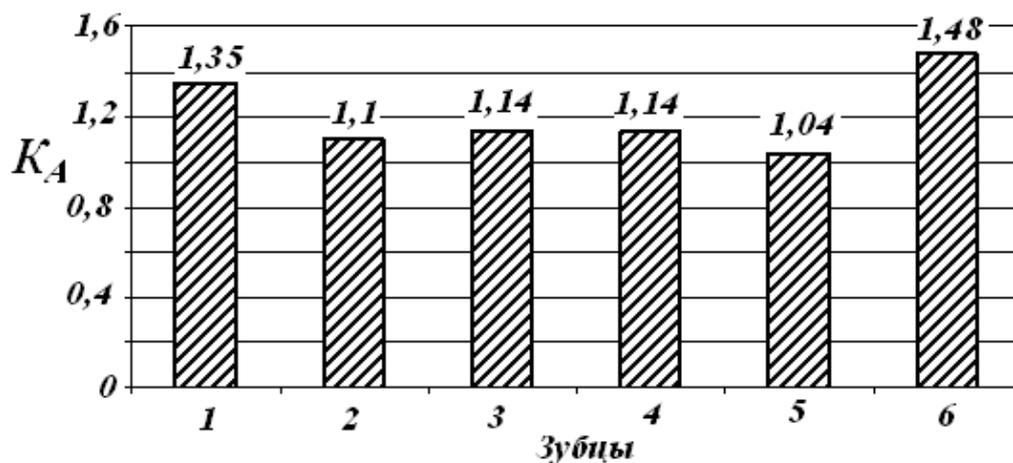


Рис. 6 - Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

## Выводы

В ходе проведенных исследований была получена общая картина НДС и величины контактных напряжений на опорных поверхностях хвостового соединения, выявлены наиболее напряженные зоны конструкции; установлено распределение реактивных усилий по зубцам хвостовика; получены

эффективные коэффициенты концентрации напряжений в расчетных сечениях хвостового соединения.

### **Список литературы:**

1. *Лейкин, А. С.* Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации [Текст] / *А. С. Лейкин* - М.: Машиностроение, 1968. – 371 с.

2. *Мустафин, Ч. Г.* Исследование влияния зазоров между опорными поверхностями зубьев на распределение нагрузки в елочных хвостовых соединениях рабочих лопаток турбин: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. тех. наук: спец. 05.05.16 «Турбомашин и турбоустановки» [Текст] / *Ч. Г. Мустафин*. – Л., 1963. – 20 с.

3. Прочность элементов паровых турбин [Текст] / под ред. *Л. А. Шубенко-Шубина*. – М.; К.: ГНТИ машиностроит. лит - ры, 1962. – 568 с.

4. *Сухинин, В. П.* Расчет нагрузочных и деформационных характеристик елочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин [Текст] / *В. П. Сухинин* // Проблемы машиностроения. - 2005. – Т. 8, №1. – С. 38 - 46.

5. *Гиацинтов, Е. В.* Влияние некоторых конструктивных параметров на распределение усилий в замковых соединениях елочного типа [Текст] / *Е. В. Гиацинтов* // Труды Моск. технол. ин-та. – М., 1959. – Вып. 37. – С. 350 - 357.

6. *Мустафин, Ч. Г.* К расчету елочных хвостовых соединений рабочих лопаток турбин [Текст] / *Ч. Г. Мустафин* // Вестник машиностроения. – 1962. - №7. – С. 13-17.

7. Напряжения и деформации в деталях паровых турбин [Текст] / под ред. *А. Н. Подгорного*. – К: Наукова думка, 1978. – 276 с.

8. *Михайлов – Михеев, П. Б.* Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения [Текст] / *П. Б. Михайлов – Михеев*. – М.; Л.: ГНТИ машиностроит. лит - ры, 1961. – 838 с.

9. *Савин, Г. Н.* Справочник по концентрации напряжений [Текст] / *Г. Н. Савин, В. И. Тульчий*. – К.: Вища школа, 1976. - 412 с.

10. Хэйвуд, Р. Б. Проектирование с учетом усталости [Текст] / Р. Б. Хейвуд.  
– М.: Машиностроение, 1969. – 504 с.

---

**УДК 621.165**

**ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО – ДЕФОРМИРОВАННОГО  
СОСТОЯНИЯ ЕЛОЧНЫХ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ  
ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН**

**Т. Н. Фурсова**

*За допомогою програмного комплексу ANSYS проведений аналіз напружено – деформованого стану багатопорного ялинкового хвостового з'єднання робочих лопаток парових турбін*

**Ключові слова:** напружено – деформований стан, хвостове з'єднання, робоча лопатка, парова турбіна

**UDK 621.165**

**STUDY OF STRESS - STRAIN OF ROOT JOINT OF ROTOR BLADES OF  
STEAM TURBINES**

**T. N. Fursova**

With the help of ANSYS software analyzes the stress - strain state multisupporting root joint rotor blades of a compound steam turbines

**Key words:** stress - strain state, root joint, rotor blade, the steam turbine