

УДК 621.165

**В.Л. СУХИНИН**, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков  
**Т.Н. ФУРЦОВА**, ассистентка УИПА, г. Харьков

### **НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН**

Проведено дослідження трьохопорного грибовидного хвостового з'єднання в межах пружних деформацій в об'ємній постановці задачі за допомогою програмного комплексу *ANSYS*, виконано порівняння одержаних результатів з експериментальними даними. Проведений аналіз впливу геометрії конструкції на розподіл напруг.

Research three-basic tail connection within elastic deformations in volume statement of a problem by means of program complex *ANSYS* is conducted, comparison of the received results with experimental data is executed. The analysis of influence of geometry of a design on distribution of pressure is carried out.

Безаварийная работа турбоагрегатов в значительной мере зависит от надежности лопаточного аппарата. К наиболее ответственным и напряженным узлам проточной части относятся хвостовые соединения для крепления рабочих лопаток на роторе. Эти соединения характеризуются неравномерностью распределения силовых линий в объеме хвостовика, на формирование которых оказывают влияние: характер приложения внешней нагрузки, неравномерность распределения реактивных усилий по опорам хвостовика и концентрация напряжений, обусловленная геометрией.

В работе [1] приведены результаты исследования напряженного состояния трехопорного грибовидного хвостового соединения в рамках двумерной задачи теории упругости. Показано, что наиболее напряженными являются сечения хвостовика, лежащие в плоскостях опорных поверхностей и при идеальном контакте зубцов хвостовика и грибка обода диска усилия по опорным площадкам распределяются следующим образом: верхняя опора воспринимает 38,7 % от общего действующего усилия, средняя – 29,6 %, нижняя – 31,7 %.

Поскольку при достаточно большом шаге хвостовика в окружном направлении распределение напряжений в нем характеризуется сложностью картины объемного напряженно-деформированного состояния (НДС), проведено исследование трехопорного грибовидного хвостового соединения в пределах упругих деформаций в объемной постановке задачи с помощью программного комплекса *ANSYS*. Для расчета использовался элемент *SOLID 95*, позволяющий с достаточно высокой степенью точности описывать объемные тела сложной формы. Контакт задавался по всем опорным поверхностям хвостовика и грибка обода диска, включая бурты диска. Учет контактного взаимодействия осуществлялся при помощи контактных элементов *CONTA 174* и *TARGE 170*, характеризующих собой деформируемую и внедряемую поверхность. Учитывая симметрию хвостовика относительно радиальной плоскости, рассматривалась половина модели. Для моделирования влияния профиля лопатки нагрузка прикладывалась в средней зоне переходного участка между лопаткой и хвостовиком. Расчетная модель хвостового соединения представлена на рис. 1.

На рис. 2 показано влияние внешней нагрузки на распределение напряжений по толщине хвостовика.

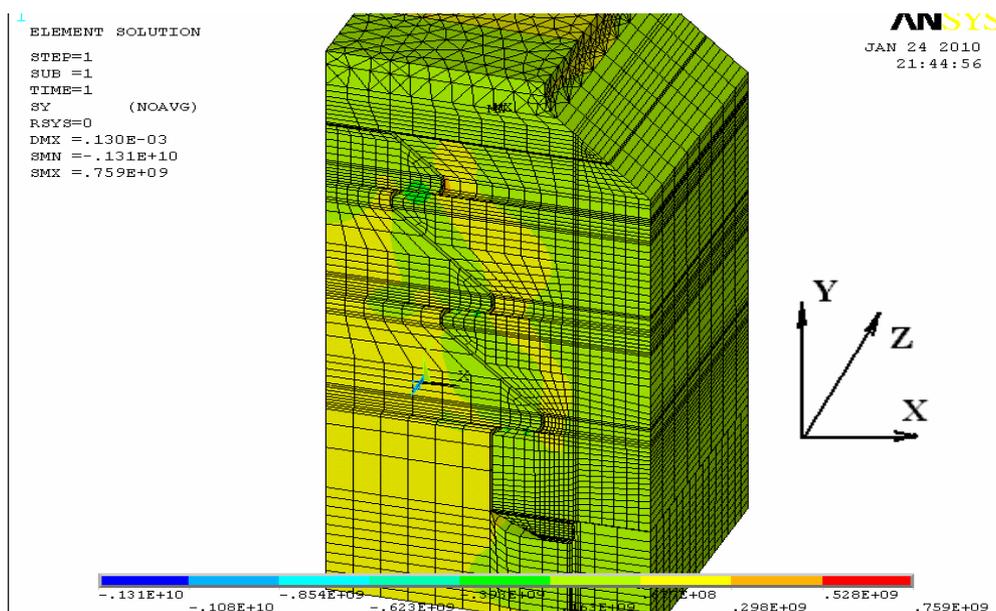


Рис. 1. Распределение напряжений на внешних обводах хвостового соединения

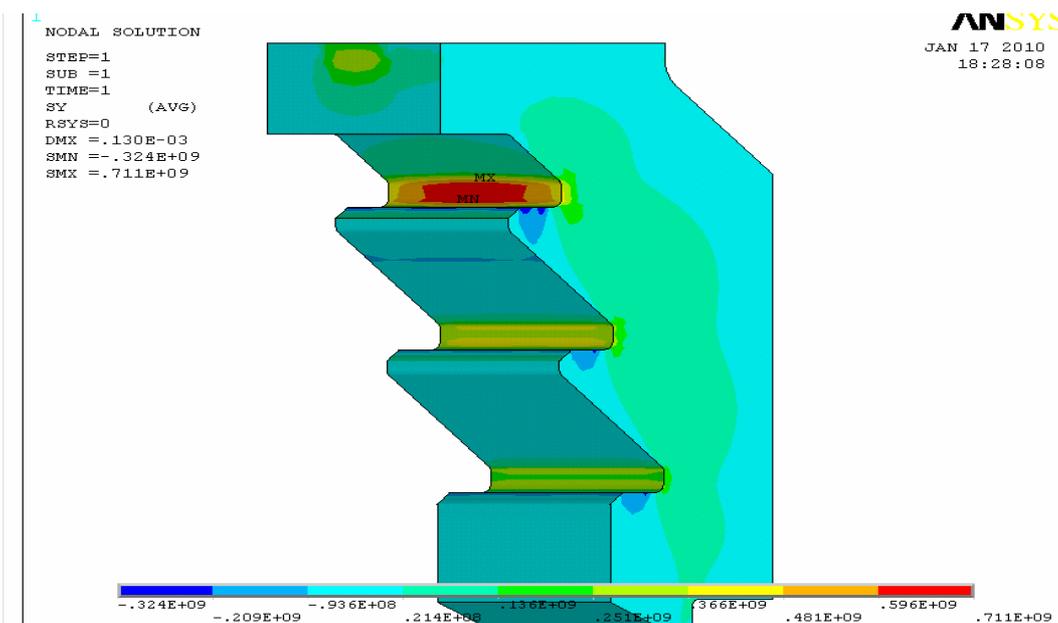


Рис. 2. Распределение напряжений по толщине хвостовика

Напряжения максимальных значений при этом достигают в средней зоне верхней опорной площадки и уменьшаются к торцам хвостовика. Определяющую роль здесь играет концентрация внешней нагрузки от активной части лопатки, которая приводит к неравномерному распределению контактных напряжений, снижающихся от середины опорной поверхности к краям. Для средней и нижней опорной поверхности распределение напряжений по толщине более равномерно.

В работе [2] представлены результаты экспериментального исследования объемного НДС модели реального трехопорного грибовидного хвостового соединения

с помощью поляризационно-оптического метода (фотоупругости) с «замораживанием» при контакте по трем опорным площадкам – цилиндрическим поверхностям, выполненным по дуге диаметром  $D = 1442$  мм для хвостовика и грибка обода диска. Для удобства сравнения полученных результатов использованы безразмерные величины напряжений  $K_{yi}$ , вычисленные по формулам:

$$K_{yi} = \sigma_{yi} / \sigma_{\text{ном}}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{\text{ном}} = P / F_k$  – номинальные напряжения в корневом сечении лопатки ( $P$  – приложенная нагрузка;  $F_k$  – площадь корневого сечения лопатки),  $\sigma_{yi}$  – максимальные напряжения в  $i$ -м срезе модели (рис. 1).

В результате исследования установлено, что максимальных значений напряжения достигают в средней зоне хвостовика и уменьшаются к его краям.

На рис. 3 представлено сравнение относительных напряжений для верхней опорной площадки, полученных в результате расчета МКЭ и эксперимента.

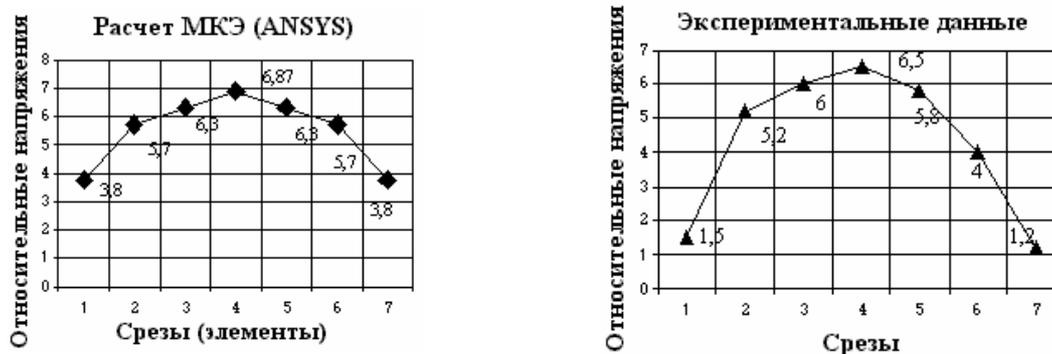


Рис. 3. Сравнение результатов эксперимента и расчета МКЭ (ANSYS)

Значения сравниваемых напряжений в срезах экспериментальной модели и в узлах элементов расчетной модели представлены в соответствующих друг другу точках.

Расхождение результатов для торцевых срезов рассмотренных моделей можно объяснить влиянием краевых эффектов в эксперименте. Под «краевым эффектом» подразумевается возникающий у краев модели дополнительный оптический эффект, зависящий от материала, условий изготовления и хранения модели. Некоторую долю в это расхождение результатов, по-видимому, вносит также снижение контактного давления у краев экспериментальной модели из-за неточности изготовления (например, больший радиус проточки опорных поверхностей хвостовика против грибка обода диска).

Сравнение графиков, представленных на рисунке 3, показывает удовлетворительную качественную картину сравнения эпюр напряжений. При этом различие максимальных напряжений составляет около 5 %.

Для подробного анализа наиболее напряженной зоны верхней опорной площадки исследованы сечения хвостовика в плоской постановке (рис. 4). При практически одинаковой ширине сечений I–I, II–II, III–III, IV–IV средние напряжения здесь имеют одинаковый уровень и составляют 120 МПа, в менее напряженном сечении V–V средние напряжения составляют 100 МПа.

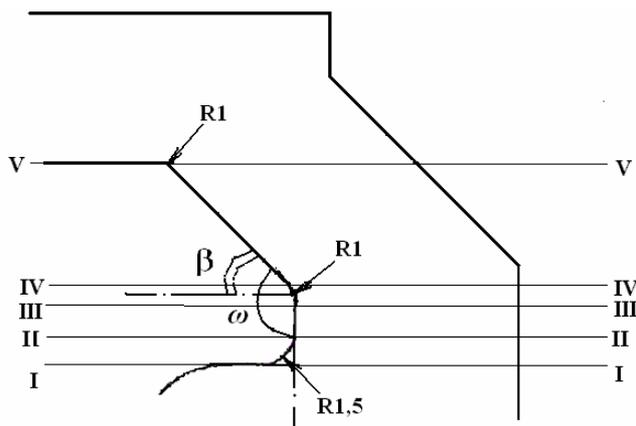


Рис. 4. Расчетные сечения зубца профиля

Теоретические коэффициенты концентрации напряжений в сечениях, показанных на рис. 4, составляют:  $K_{tI} = 3,27$ ;  $K_{tII} = 6,23$ ;  $K_{tIII} = K_{tIV} = 5,84$ ;  $K_{tV} = 1,93$ . Напряжения с учетом концентрации максимального уровня достигают в сечении II–II и составляют 748 МПа.

Наиболее полное представление о влиянии различных факторов на НДС конструкции может быть получено с помощью эффективных коэффициентов

концентрации. Для их определения воспользуемся формулой, предложенной Нейбером [3]:

$$K_A = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{A}{R}}}, \quad (2)$$

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.

Соответственно  $K_{AI} = 2,51$ ;  $K_{AII} = 4,49$ ;  $K_{AIII} = K_{AIV} = 3,19$ ;  $K_{AV} = 1,42$ .

Полученные значения эффективных коэффициентов концентрации показывают, что максимальные напряжения уменьшаются с возрастанием угла раствора  $\omega$  более  $90^\circ$ . Что касается сечения I–I, то на уровень максимальных напряжений, характеризуемых коэффициентом  $K_{AI}$ , снижающее влияние оказывают напряжения смятия опорной площадки в непосредственной близости от зоны концентрации напряжений.

Проведено исследование влияния на характер НДС угла наклона верхней полки зубца хвостовика  $\beta$  и грибка обода диска в пределах  $55-90^\circ$  (рис. 5).

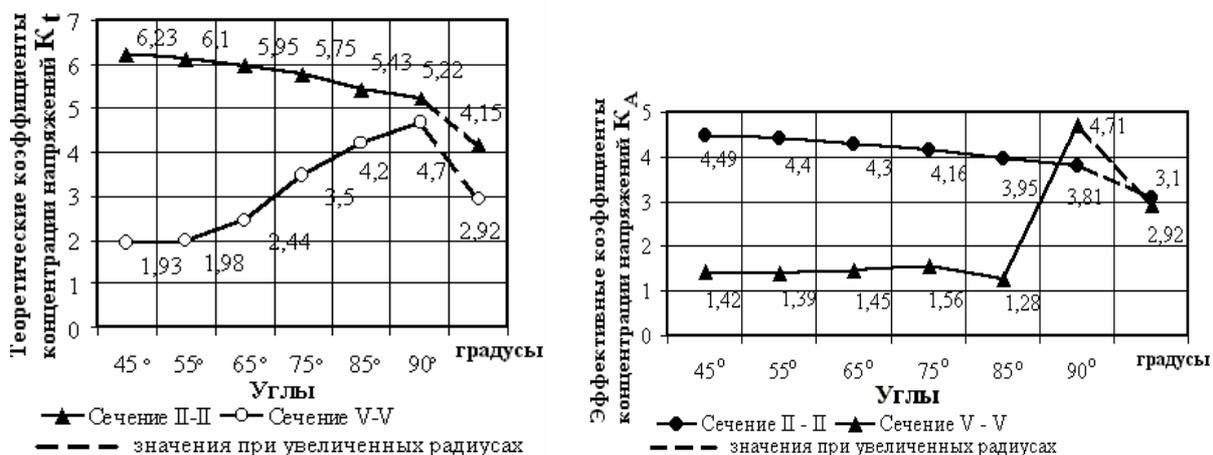


Рис. 5. Теоретические и эффективные коэффициенты концентрации напряжений в наиболее напряженном сечении II–II и наименее напряженном сечении V–V

Для анализа результатов были выбраны наиболее напряженное сечение II–II и наименее напряженное сечение V–V. При неизменных средних напряжениях уровень местных напряжений при увеличении угла  $\beta$  снижается, однако, при углах больших  $75^\circ$  наблюдается рост максимальных напряжений в сечении V–V, что обусловлено уменьшением площади сечений хвостовика в этой зоне. Увеличение угла  $\beta$  с  $85^\circ$  до  $90^\circ$  приводит к заметному увеличению эффективного коэффициента концентрации согласно формуле (2). Снижение его достигается увеличением радиуса закругления (участки кривых, показанные пунктиром на рис. 5).

Профиль со сниженной концентрацией напряжений представлен на рис. 6 ( $\beta = 90^\circ$ ).

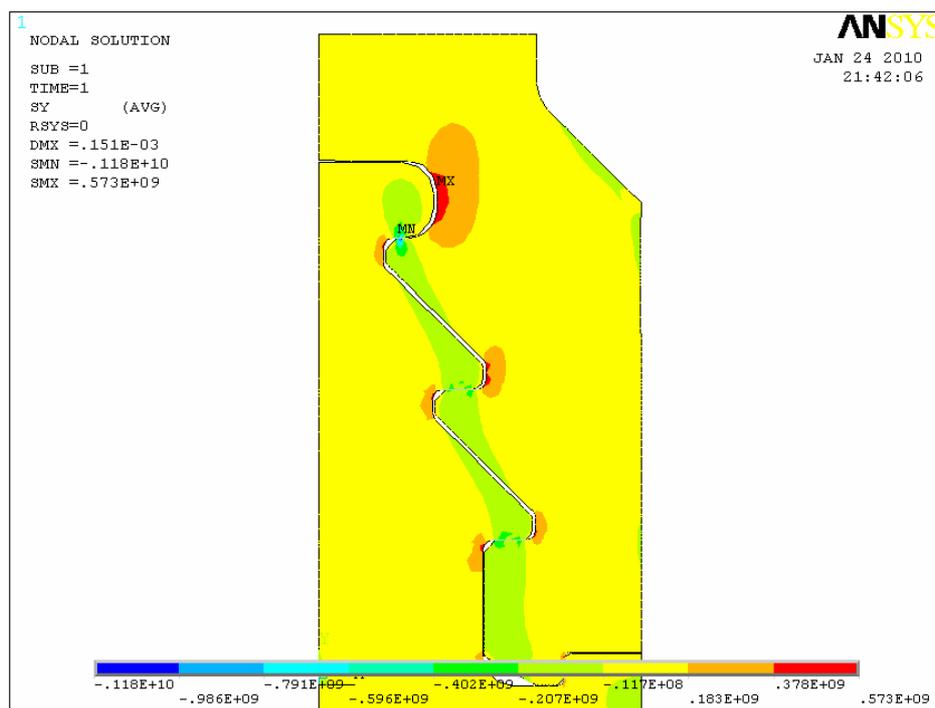


Рис. 6. Профиль со сниженной концентрацией напряжений

Повышение конструкционной прочности хвостовых соединений обуславливается, в значительной степени, выбором рациональных конструктивных форм. На основе проведенных исследований может быть предложен усовершенствованный профиль хвостового соединения, с более равномерным распределением напряжений (см. рис. 6).

**Список литературы:** 1. Подгорный А.Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А.Н. Подгорный, П.П. Гонтаровский, Б.Н. Киркач. – Киев: Наукова думка, 1989. – 230 с. 2. Сухинин В.П. Влияние формы контактной поверхности на распределение напряжений в хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин / В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова // Пробл. машиностроения, 2008. – 12, № 4. – С. 19-26. 3. Хэйвуд Р.Б. Проектирование с учетом усталости. – М.: Машиностроение, 1969. – 504 с.

© Сухинин В.П., Фурсова Т.Н., 2010  
Поступила в редколлегию 09.02.10