

УДК 621.165

**НАПРЯЖЕННО - ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ
ГРИБОВИДНЫХ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК
ПАРОВЫХ ТУРБИН**

Т. Н. Фурсова

**НАПРУЖЕНО – ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ГРИБОВИДНИХ
ХВОСТОВИХ З'ЄДНАНЬ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВИХ ТУРБИН**

Т. М. Фурсова

**STRESS - STRAIN STATE OF MUSHROOM TAIL CONNECTIONS OF
STEAM TURBINE BLADES**

T. Fursova

Проведено дослідження напружено – деформованого стану двохопорного хвостового з'єднання грибовидного типу в межах пружних деформацій за допомогою програмного комплексу ANSYS. Виконано порівняння одержаних результатів з експериментальними та розрахунковими даними. Визначені зони, що представляють найбільшу небезпеку внаслідок силової та геометричної концентрації напруг

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

Проведено исследование напряженно – деформированного состояния двухопорного хвостового соединения грибовидного типа в пределах упругих деформаций с помощью программного комплекса ANSYS. Выполнено сравнение полученных результатов с экспериментальными и расчетными данными. Определены зоны, которые представляют наибольшую опасность вследствие силовой и геометрической концентрации напряжений

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

1. Введение

Енергетика України базується, в основному, на енергоблоках с паровими турбинами єдиної потужністю 200 і 300 МВт, значительная часть которых выработала расчетный и продленный ресурсы. Восстановление потенциала электростанций, обеспечивающего бесперебойную качественную поставку потребителям электроэнергии путем замены изношенного оборудования на новое, требует больших материальных затрат и времени.

Альтернативним рішенням являється продовження ресурсу служби існуючого обладнання на основі глибокого аналізу його стану і,

при необходимости, частичной замены элементов, дальнейшая работа которых не гарантирована без повреждений. При этом чрезвычайно важной является проблема обеспечения надежности как эксплуатируемых, так и вновь вводимых агрегатов.

Элементы проточной части паровых турбоагрегатов, в особенности большой единичной мощности на сверхкритические параметры пара, подвержены высоким удельным нагрузкам. Длительная безаварийная работа агрегатов в значительной мере зависит от долговечности лопаточного аппарата. К наиболее ответственным и напряженным узлам проточной части относятся хвостовые соединения, предназначенные для крепления рабочих лопаток на роторе.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Напряженное состояние многоопорных хвостовых соединений характеризуется общей и местной неравномерностями напряжений и деформаций. Общая неравномерность напряженного состояния во многом определяется неравномерностью распределения нагрузки по отдельным зубцам, а также зависит от конфигурации соединения, условий силового взаимодействия сопрягаемых деталей хвостовика и грибка обода диска, свойств материалов деталей соединения при рабочей температуре. Кроме того, технология изготовления хвостовой пары обуславливает разброс размеров хвостовика и грибка обода диска в пределах поля допусков, что приводит, зачастую, к отсутствию контакта на отдельных зубцах. Местная неравномерность напряженного состояния определяется концентрацией напряжений, обусловленной геометрическими и силовыми факторами [1].

Вопросы прочности хвостовых соединений рассматриваются в общей литературе по турбостроению [1 – 3], некоторых справочных пособиях [4], специальных монографиях [5, 6].

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

Примером повреждений могут служить разрушения хвостовиков лопаток 5-й ступени ротора среднего давления (РСД) турбины К-300-240 с двухопорным грибовидным хвостовым соединением (рис. 1). Разрушения в этих хвостовиках имеются на уровне как верхней, так и нижней опор. Очаг разрушения расположен на острой кромке, выходящего на торец хвостовика паза [7].

В работах [8 – 10] приводятся результаты испытаний на длительную, конструкционную и усталостную прочность моделей хвостовых соединений лопаток турбин, которые показывают, что концентрация напряжений в значительной степени влияет на длительную надежную работу элементов этих конструкций, обусловленную рядом факторов проектного, технологического и эксплуатационного характера.

Для расчета хвостовых соединений длительное время использовались различные упрощенные методы, на основе стержневых моделей или решения

двухмерных задач механики деформируемого твердого тела [1, 2]. Несмотря на ряд допущений, в результате работ этого класса был получен ряд важных выводов о характере распределения напряжений.



Рис. 1. Повреждения хвостовиков лопаток 5-й ступени РСД турбины К-300-240 на уровне верхней и нижней опор обода: а – повреждение на уровне верхней опоры обода; б – повреждение на уровне нижней опоры обода

В последние годы широкое распространение получили расчеты хвостовых соединений методом конечных элементов (МКЭ) на базе программного комплекса ANSYS [11]. Данные методы позволяют, в отличие от традиционных (основанных на положениях сопротивления материалов и теории упругости), проводить подробное исследование общего напряженно – деформированного состояния (НДС) и характера распределения местных напряжений в двухмерной и объемной постановке задач. Во многих случаях это дает возможность обходиться без экспериментальных исследований, хотя их значение сохраняется в качестве средства интегральной проверки картины НДС и, в некоторых случаях, уточнения граничных условий.

3. Цель и задачи исследования

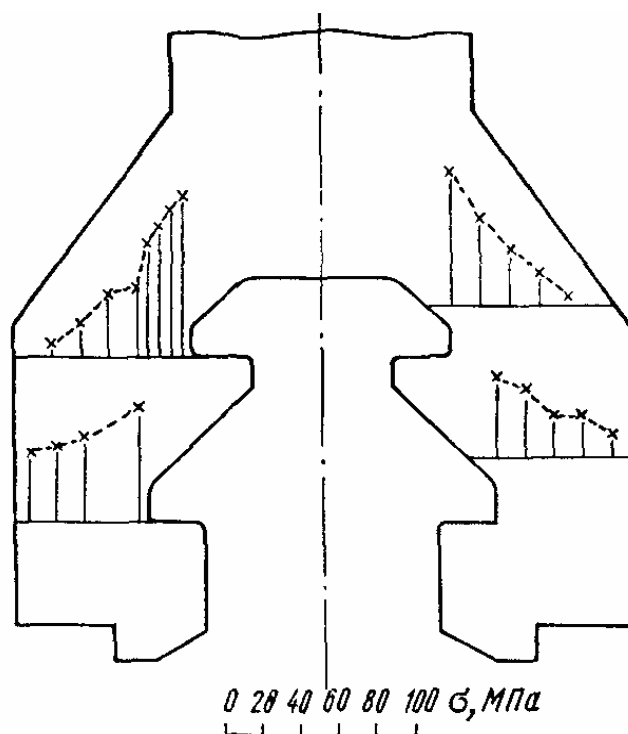
Целью данной работы является определение и анализ НДС двухопорного хвостового соединения грибовидного типа экспериментальным и расчетными методами для установления зон, представляющих наибольшую опасность из-за силовой и геометрической концентрации напряжений.

4. Экспериментальное исследование напряженного состояния двухопорного хвостового соединения

Рассмотрим результаты экспериментального исследования НДС грибовидного хвостового соединения рабочей лопатки паровой турбины ОАО «Турбоатом», проведенного методом тензометрирования на плоской модели при помощи малобазных проволочных датчиков.

Испытывалась модель из металла, полностью соответствующая по конфигурации реальному хвостовому соединению. Распределение напряжений в теле двухопорного хвостовика шириной 82 мм приведено на рис. 2. В наиболее напряженном верхнем сечении модели хвостовика было получено

максимальное суммарное напряжение (растяжение и изгиб), 90 МПа. Нагружающее усилие составило 50 000 Н [1].



Масштаб напряжений

Рис. 2. Распределение напряжений в сечениях двухопорного грибовидного хвостовика

В использовавшихся ранее расчетных схемах, а также в отраслевом стандарте ОСТ.108.021.07 – 84 (Нормы расчета на прочность хвостовых соединений) [12] момент инерции всего расчетного участка принимался постоянным. Кроме того, в отраслевом стандарте в расчетных уравнениях не учитывается сила трения. Для оценки влияния на достоверность результатов геометрических факторов в [11] был проведен расчет с учетом переменности моментов инерции рассматриваемых участков хвостовика.

Согласно данным расчета, представленного в [11], суммарные напряжения в верхнем сечении $\sigma_{\text{сум}} = 95,74$ МПа, что дает расхождение с экспериментально полученным значением $\sim 5\%$ и может считаться вполне удовлетворительным.

5. Исследование напряженно – деформированного состояния грибовидного хвостового соединения современными методами расчета

Исследование НДС стандартной конструкции профиля двухопорного хвостового соединения проведено с помощью программного комплекса ANSYS в двухмерной постановке задачи. При построении конечно-элементной модели использован элемент PLANE 82, хорошо описывающий тела сложной формы. Контакт задан по всем опорным поверхностям хвостовика и грибка обода

диска, включая его бурты. Характер распределения напряжений в конструкции при контакте по всем опорным поверхностям представлен на рис. 3.

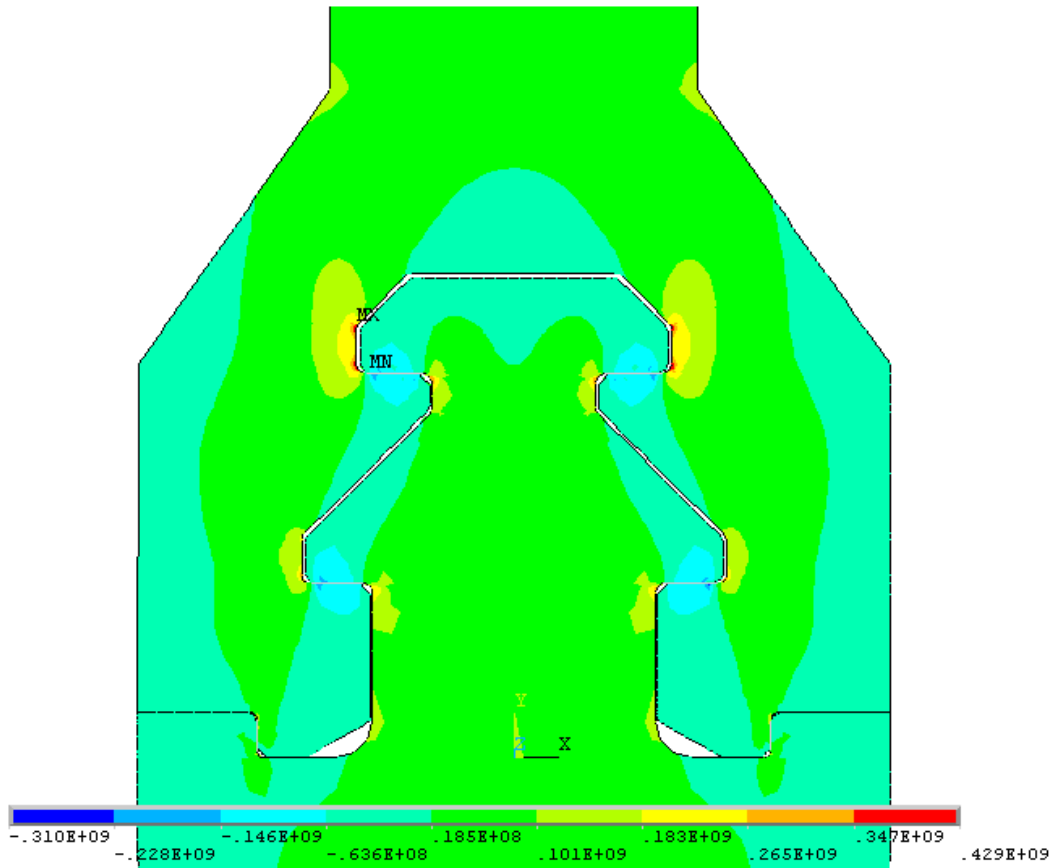


Рис. 3. Распределение напряжений в сечениях двухопорного грибовидного хвостовика

Для анализа были выбраны сечения в зоне верхнего зубца, показанные на рис. 4. Средние напряжения в сечениях I – I, II – II, III – III, IV – IV имеют одинаковый уровень, что объясняется практически одинаковой шириной этих сечений, и составляют 96 МПа (в эксперименте – 90 МПа, при расчете – 95,74 МПа). В менее напряженном сечении V – V средние напряжения составляют 46 МПа.

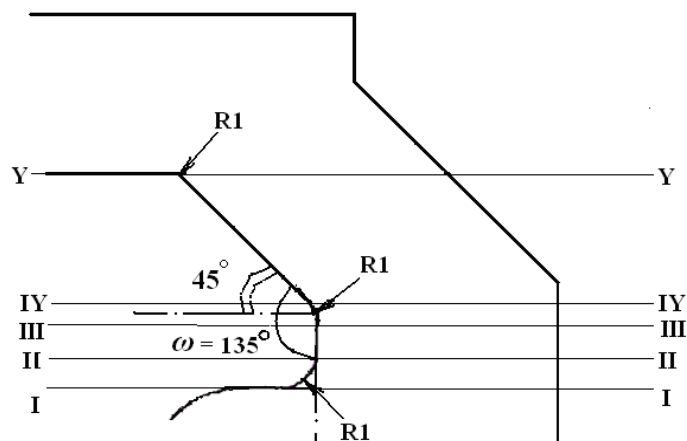


Рис. 4. Расчетные сечения зубца хвостовика

В зоне нижнего зубца средние напряжения в сечениях, аналогичных I ÷ IV составляют 72 МПа. Максимум напряжений в зоне верхнего зубца имеет место в сечении II – II и составляет 429 МПа.

Распределение максимальных напряжений в сечениях хвостовика представлено на рис. 5.

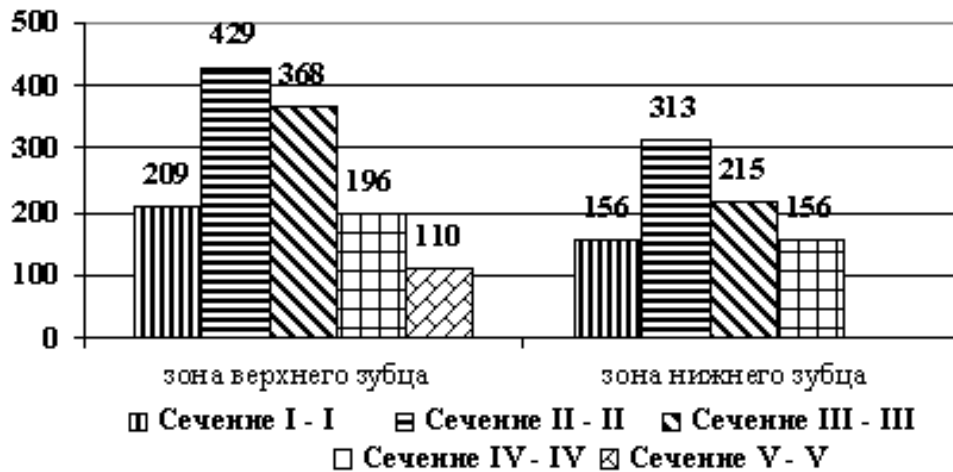


Рис. 5. Максимальные напряжения в расчетных сечениях хвостовика

При анализе неравномерности распределения местных напряжений в рассматриваемых сечениях хвостовика наблюдается их различный уровень, что обусловлено как величинами теоретических коэффициентов концентрации K_t (рис. 6), так и неравномерностью распределения силовых линий.

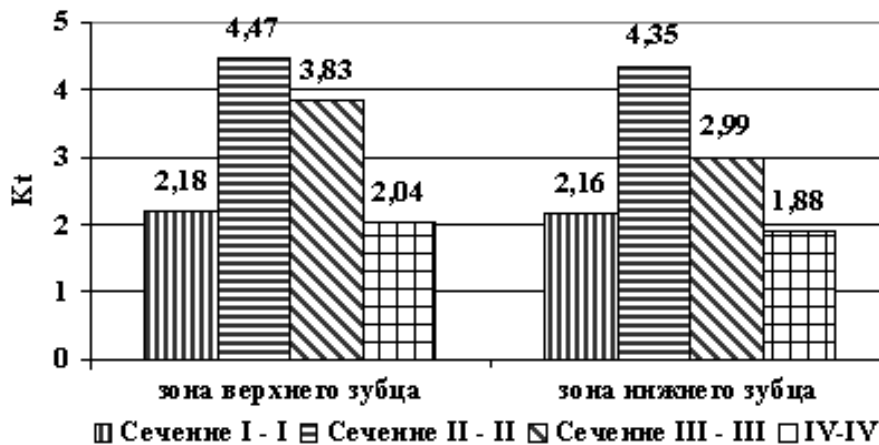


Рис. 6. Теоретические коэффициенты концентрации напряжений в расчетных сечениях хвостовика

Более полное представление о влиянии различных факторов на НДС конструкции может быть получено с помощью эффективных коэффициентов концентрации. Для их определения воспользуемся формулой, предложенной Нейбером [13]:

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

где $A = 0,092$ мм – постоянная материала по Нейберу; K_t – теоретический коэффициент концентрации напряжений; R – радиус закругления у основания выреза; ω – входящий угол выреза в виде V – образного паза, выражающийся в радианах (рис. 4).

Значения эффективных коэффициентов концентрации уменьшаются с возрастанием угла раствора ω более 90° , что может быть использовано для уменьшения эффективных коэффициентов концентрации напряжений и усовершенствования конструкции хвостового соединения.

Что касается сечения I-I, то на уровень максимальных напряжений, характеризуемых коэффициентом K_{AI} , снижающее влияние оказывают напряжения смятия на опорной площадке в непосредственной близости от зоны концентрации напряжений. Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений, представленных на рис. 7, показывают, что максимальный уровень напряжений в конструкции хвостового соединения с учетом свойств материала в действительности на $\approx 30\%$ ниже по сравнению с уровнем, определяемым только геометрией концентратора, составляющим $K_t = 4,47$ (рис. 7).



Рис. 7. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в расчетных сечениях хвостовика

7. Выводы

В ходе проведенного исследования напряженно – деформированного состояния двухопорного грибовидного хвостового соединения были установлены зоны, представляющие наибольшую опасность из-за силовой и геометрической концентрации напряжений, и получены теоретические и эффективные коэффициенты концентрации напряжений в расчетных сечениях хвостовика.

Значения эффективных коэффициентов концентрации уменьшаются с возрастанием угла раствора ω более 90° , что может быть использовано для уменьшения эффективных коэффициентов концентрации напряжений и усовершенствования конструкции хвостового соединения. Рассчитанные значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений позволяют считать, что максимальный уровень напряжений в конструкции хвостового соединения с учетом свойств материала в действительности на $\approx 30\%$ ниже по сравнению с уровнем, определяемым только геометрией концентратора.

Литература

1. Прочность элементов паровых турбин / под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – М.; К.: ГНТИ машиностроит. лит - ры, 1962. – 568 с.
2. Левин, А. В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин [Текст] / А. В. Левин, К. М. Боришанский, Е. Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.
3. Траупель, В. Тепловые турбомашинны (паровые и газовые турбины, компрессоры): в 2 т. [Текст] / В. Траупель. - М.; Л. : Госэнергоиздат, 1961. - Т. 2 : Регулирование, прочность и динамические проблемы. - 1963. - 360 с.
4. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
5. Подгорный, А. Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций [Текст] / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Б. Н. Киркач. - К.: Наукова думка, 1989. - 232 с.
6. Лейкин, А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации [Текст] / А. С. Лейкин. - М.: Машиностроение, 1968. – 371 с.
7. Исследование изломов. Методические рекомендации и атлас повреждений деталей проточной части турбин [Текст] / сост.: В. Ф. Резинских, Э. С. Гинзбург, А. М. Клыпина. - М.: Изд-во ВТИ, 1993. – 132 с.
8. Мустафин, Ч. Г. Некоторые данные о длительной и усталостной прочности хвостовых соединений турбинных лопаток [Текст] / Ч. Г. Мустафин, В. В. Некрасов, Г. В. Заславская // Проблемы прочности. - 1974. - №9. – С. 81 - 82.
9. Дубинин, В. П. Исследование длительной прочности хвостовых соединений лопаток турбин [Текст] / В. П. Дубинин, В. В. Осасюк // Вопросы высокотемпературной прочности в машиностроении: сб. науч. тр. – К., 1963. – С. 69 – 75.
10. Алишоев, Л. Р. Исследование конструктивной прочности элементов хвостового соединения лопаток турбин [Текст] / Л. Р. Алишоев, Н. Н. Самарина // Проблемы прочности. – 1969. - № 1. – С. 53 - 57.
11. Сухинін, В. П. К расчету напряженного состояния хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин [Текст] / В. П. Сухинин, Т. Н. Фурсова // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ „ХПІ”, 2009. – № 3. - С. 86 – 91.

12. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток: ОСТ 108.021.07-84. - [Действующий с 1986-01-01]. – Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1986. – 20 с.

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

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

2. Левин, А. В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин [Текст] / А. В. Левин, К. М. Боришанский, Е. Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.

3. Траупель, В. Тепловые турбомашин (паровые и газовые турбины, компрессоры): в 2 т. [Текст] / В. Траупель. - М.; Л. : Госэнергоиздат, 1961. - Т. 2 : Регулирование, прочность и динамические проблемы. - 1963. - 360 с.

4. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

5. Подгорный, А. Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций [Текст] / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Б. Н. Киркач. - К.: Наукова думка, 1989. - 232 с.

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

7. Исследование изломов. Методические рекомендации и атлас повреждений деталей проточной части турбин [Текст] / сост.: В. Ф. Резинских, Э. С. Гинзбург, А. М. Клыпина. - М.: Изд-во ВТИ, 1993. – 132 с.

8. Мустафин, Ч. Г. Некоторые данные о длительной и усталостной прочности хвостовых соединений турбинных лопаток [Текст] / Ч. Г. Мустафин, В. В. Некрасов, Г. В. Заславская // Проблемы прочности. - 1974. - №9. – С. 81 - 82.

9. Дубинин, В. П. Исследование длительной прочности хвостовых соединений лопаток турбин [Текст] / В. П. Дубинин, В. В. Осасюк // Вопросы высокотемпературной прочности в машиностроении: сб. науч. тр. – К., 1963. – С. 69 – 75.

10. Алишоев, Л. Р. Исследование конструктивной прочности элементов хвостового соединения лопаток турбин [Текст] / Л. Р. Алишоев, Н. Н. Самарина // Проблемы прочности. – 1969. - № 1. – С. 53 - 57.

11. Сухинин, В. П. К расчету напряженного состояния хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин [Текст] / В. П. Сухинин, Т. Н. Фурсова // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ „ХПІ”, 2009. – № 3. - С. 86 – 91.

12. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток: ОСТ 108.021.07-84. - [Действующий с 1986-01-01]. – Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1986. – 20 с.

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

В данной статье обсуждается распределение напряжений в двухпорном грибовидном хвостовом соединении рабочей лопатки паровой турбины и приводятся некоторые из результатов исследований в этой области. Основной целью исследования является определение и анализ НДС двухпорного хвостового соединения грибовидного типа экспериментальными и расчетными методами для установления зон, представляющих наибольшую опасность из-за силовой и геометрической концентрации напряжений. В работе проведено исследование напряженно – деформированного состояния двухпорного хвостового соединения грибовидного типа в пределах упругих деформаций с помощью программного комплекса ANSYS, выполнено сравнение полученных результатов с экспериментальными и расчетными данными. Определены зоны, которые представляют наибольшую опасность вследствие силовой и геометрической концентрации напряжений. Результаты работы могут быть использованы в области турбостроения, при проектировании и эксплуатации паровых турбин. Предлагается применять полученные результаты для предотвращения возможных повреждений в зонах концентрации напряжений.

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