

На правах рукописи

Гаев Александр Валерьевич

**ИЕРАРХИЧЕСКАЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ МОДЕЛЕЙ  
ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННОГО И ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ  
РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН**

Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2008

Работа выполнена на кафедре “Механика и процессы управления” Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования “Санкт-Петербургский государственный политехнический университет”.

Научный руководитель:

кандидат технических наук

Боровков Алексей Иванович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор

Ласкин Александр Степанович

кандидат технических наук

Тихомиров Сергей Александрович

Ведущая организация:

Открытое акционерное общество "Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова" (НПО ЦКТИ).

Защита состоится \_\_\_\_ \_\_\_\_\_ 2008 г. в \_\_\_\_ час. на заседании диссертационного совета Д 212.229.13 ГОУ ВПО “Санкт-Петербургский государственный политехнический университет” по адресу: 195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29, корпус \_\_\_\_, ауд. \_\_\_\_

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО “Санкт-Петербургский государственный политехнический университет”.

Автореферат разослан \_\_\_\_ \_\_\_\_\_ 2008 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета

д.т.н., проф.

Б. С. Григорьев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** В современных мощных паровых турбинах наиболее нагруженными элементами конструкции являются рабочие лопатки (РЛ) последних ступеней, т.к. они имеют большую длину. Длина РЛ последних ступеней изменяется в широких пределах – от 960 до 1500 мм в зависимости от мощности турбомшины. При этом диаметр диска, на котором установлены лопатки, составляет, соответственно, от 1500 до 2000 и более миллиметров. Для быстроходных паровых турбин величина центробежной силы, действующей на лопатку, достигает 100 и более тонн. Конструкции РЛ последних ступеней характеризуются наличием таких элементов как бандажные полки, демпферные проволоки и хвостовые соединения. Взаимодействие РЛ между собой, а также с демпферными проволоками и диском характеризуется наличием множества зон пространственного (3-D) контактного взаимодействия с трением (их число может достигать 30-ти и более для одной лопатки) с неизвестными заранее формами, размерами и контактными напряжениями.

Принимая во внимание высокую нагруженность, конструктивную сложность и наличие множества зон контактного взаимодействия, на этапе проектирования и создания надежно работающих РЛ последних ступеней необходимо проводить детальные экспериментальные и расчетные исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) РЛ.

Экспериментальные методы позволяют исследовать практически все особенности работы конструкции с высокой степенью точности. Некоторые задачи виброненадежности (например, исследование автоколебаний) с необходимой степенью достоверности можно решить только на основе экспериментальных исследований. Однако основными их характеристиками являются очень высокая стоимость, техническая сложность и значительные временные затраты на проведение эксперимента.

В связи с этим, наиболее актуальным для инженерной практики является развитие и совершенствование расчетных методов. При разработке и освоении паровых турбин необходимо использовать математические модели, обладающие высокой степенью адекватности реальным элементам конструкций, эффективные вычислительные методы, алгоритмы и методики инженерных расчетов, которые позволяют получать новые результаты, находящиеся в соответствии с экспериментальными данными.

Среди расчетных численных методов, в первую очередь, используется метод конечных элементов (МКЭ). Достоинством МКЭ является принципиальная возможность получения с высокой степенью точности решения практически любых задач механики деформируемого твердого тела при гораздо меньших затратах, чем при экспериментальных исследованиях.

Используемые в турбостроении расчетные методики определения НДС РЛ (здесь следует отметить работы И.А. Биргера, К.Н. Боришанского, Е.Д. Консона, А.Г. Костюка, А.В. Левина, Б.Ф. Шорра) основаны на серии допущений и не всегда позволяют проводить детальное исследование 3-D НДС и вибрационного состояния с учетом множественных контактных взаимодействий с неизвестными а priori зонами контакта таких элементов со сложной геометрией как демпферные связи и хвостовые соединения.

В настоящее время, при создании конкурентоспособной продукции широко применяют эффективные конечно-элементные (КЭ) модели, методы и методики, позволяющие в сжатые сроки выполнять компьютерное моделирование и расчетное обоснование конструктивных изменений, вносимых в объект с целью улучшения его характеристик. В связи с этим, тема диссертационной работы, посвященной разработке иерархической последовательности КЭ моделей для исследования напряженного и вибрационного состояния РЛ последних ступеней современных паровых турбин является **актуальной**.

#### **Цели работы:**

1. Разработка и построение рациональных 3-D КЭ моделей РЛ длиной 960 мм с вильчатым и елочным хвостовым соединением, с высокой степенью точности описывающих 3-D НДС и вибрационное состояние РЛ под действием центробежных сил с учетом множественных пространственных контактных взаимодействий между:

- бандажными полками, демпферными проволоками и профильной частью РЛ;
- элементами вильчатых, елочных хвостовых соединений и диском с учетом возможных технологических отклонений геометрических размеров сопрягаемых элементов.

2. Разработка новых методик инженерного расчета на основе иерархической последовательности КЭ моделей:

- 3-D НДС профильной части РЛ и элементов демпферных связей с учетом множественного 3-D контактного взаимодействия с трением между демпферными проволоками и профильной частью лопатки;

- узлов крепления РЛ с вильчатым хвостовым соединением с учетом множественного 3-D контактного взаимодействия с трением между заклепками, вилами хвостового соединения и гребнями диска;

- величины рассеяния энергии в хвостовых соединениях и демпферных связях, полученной с учетом 3-D динамического контактного взаимодействия с трением и технологических отклонений геометрических размеров элементов хвостовых соединений.

**Методы исследования.** В работе все численные исследования выполнены на основе метода конечных элементов – самого мощного и эффективного современного численного метода решения разнообразных задач механики конструкций. МКЭ позволяет учиты-

вать сложную геометрию конструкционных элементов, их контактное взаимодействие, упруго-пластическое поведение материалов, а также реальные внешние воздействия.

**Научная новизна** полученных в работе результатов состоит в следующем:

1. На основе разработанных иерархических последовательностей пространственных КЭ моделей РЛ длиной 960 мм получены новые результаты исследований 3-D НДС РЛ под действием центробежных сил с учетом множественного контактного взаимодействия между бандажными полками, демпферными проволоками и профильной частью РЛ, а также между элементами узла крепления РЛ и диском.

2. На основе разработанной методики инженерного расчета пространственного НДС профильной части РЛ и элементов демпферных связей, установлены размеры и форма площадок контакта между демпферными проволоками и профильной частью лопатки. Детально исследована концентрация напряжений в районе отверстий под демпферные проволоки.

3. Разработана 3-D КЭ модель лопатки, позволяющая с минимальными временными затратами на геометрическое моделирование и вычисления проводить уточненный расчет собственных частот и форм свободных колебаний как отдельной лопатки, так и лопаточных венцов с учетом пространственного контактного взаимодействия между сопрягаемыми элементами.

**Достоверность результатов, выводов и рекомендаций** определяется:

1. Строгостью используемого в диссертационной работе математического аппарата – дифференциальными уравнениями механики деформируемого твердого тела.

2. Применением современного и теоретически обоснованного численного метода – метода конечных элементов и тщательной проверкой сходимости КЭ решений.

3. Сравнительным анализом результатов, полученных в диссертационной работе, с имеющимися экспериментальными данными.

Все расчетные исследования в диссертации выполнены с помощью программной системы КЭ анализа ANSYS, являющейся универсальной КЭ системой, сертифицированной согласно большинству международных стандартов: The ISO-9000 series (ISO-9001, ISO-9000-3), British standard BS 5750, The TickIT initiative, Lloyd's Register's software certification, NAFEMS QA certification. Применение системы КЭ анализа ANSYS является стандартом де-факто в ведущих энергомашиностроительных компаниях, среди которых, в первую очередь, отметим ОАО “Силовые машины”, Siemens, ALSTOM, General Electric.

**Практическая ценность.** Разработаны иерархическая последовательность моделей и новые методики инженерных расчетов. Установлены размеры и форма всех контактных поверхностей (около 25-ти) между сопрягаемыми элементами конструкции. Уточнены

размеры зон и исследованы явления концентрации напряжений и пластических деформаций. Разработаны практические рекомендации, позволяющие установить на этапе проектирования допустимые для нормальной эксплуатации диапазоны технологических отклонений в элементах вильчатых хвостовых соединений. Результаты работы и разработанные методики инженерных расчетов используются в процессе проектирования, создания и эксплуатации РЛ турбомашин.

**На защиту выносятся** следующие основные положения:

1. Математические и пространственные КЭ модели:

– РЛ последней ступени, подверженной действию центробежных сил;

– РЛ последней ступени, предназначенной для исследования собственных частот и форм колебаний как отдельной лопатки, так и лопаточного венца с учетом множественных пространственных контактных взаимодействий между всеми сопрягаемыми элементами конструкции.

2. Методики инженерного расчета:

– 3-D НДС профильной части лопатки и элементов демпферных связей;

– 3-D НДС узлов крепления РЛ с вильчатым хвостовым соединением;

– величины рассеяния энергии в хвостовых соединениях и демпферных связях.

**Апробация работы.** Основные результаты диссертационной работы были представлены на:

1. Всероссийском конкурсе 2002 года на лучшую научную студенческую работу по естественным, техническим и гуманитарным наукам в вузах РФ. Работа удостоена Диплома лауреата.

2. ANSYS Conference and Exhibition' 2004, Pittsburgh, USA, 2004.

3. Конкурс РАО “ЕЭС России” и Российской академии наук научных работ в области энергетики и смежных наук “Новая генерация” среди молодых ученых Российской академии наук, других учреждений, организаций России и студентов высших учебных заведений России. Работа удостоена Диплома лауреата.

4. Всероссийском конкурсе 2004 года на лучшую научную студенческую работу по естественным, техническим и гуманитарным наукам в вузах РФ. Работа удостоена медали.

5. VIII-XI Всероссийских конференциях “Фундаментальные исследования в технических университетах” (С.-Петербург, 2004-2007).

6. Научных семинарах кафедры “Механика и процессы управления ” (2004-2007 гг.).

**Публикации.** Всего по теме диссертации опубликовано 7 печатных работ, в том числе в журнале “Научно-технические ведомости СПбГТУ”, входящем в перечень изданий,

публикации в которых признаются Высшей аттестационной комиссией Минобрнауки РФ.

**Структура и объем работы.** Работа состоит из введения, пяти глав и заключения. Работа содержит 157 стр., включая 93 рис. и 7 табл.

## КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснованы актуальность темы, научная новизна и практическая значимость диссертационной работы, сформулированы основные цели и задачи исследования, основные выносимые на защиту положения, приведены сведения об апробации работы и публикациях.

**В первой главе** дана классификация актуальных проблем динамики и прочности турбомашин, проведен анализ методов решения задач динамики и прочности РЛ последних ступеней паровых турбин. Рассмотрены особенности конструкции и силы, действующие на РЛ паровых турбин. Приведено описание конструкции РЛ последней ступени паровой турбины длиной 960 мм и разработан алгоритм построения 3-D геометрических моделей на основе чертежных данных. Проведен анализ и сделан обзор аналитических методов решения задач динамики и прочности РЛ паровых турбин.

Для исследования и анализа линейно-упругого напряженно-деформированного состояния конструкции необходимо решить квазистатическую задачу теории упругости – решить систему трех дифференциальных уравнений равновесия относительно компонентов вектора перемещения:

$$\nabla \cdot ({}^4\mathbf{C}(\mathbf{r}) \cdot \nabla \mathbf{u}) + \mathbf{f}_v = 0, \quad (1)$$

где  $\mathbf{r} = x_k \mathbf{e}_k = x_1 \mathbf{e}_1 + x_2 \mathbf{e}_2 + x_3 \mathbf{e}_3$  – радиус-вектор рассматриваемой точки;  $\mathbf{u} = u_k \mathbf{e}_k$  – вектор перемещения;  $\nabla = \mathbf{e}_k \frac{\partial}{\partial x_k}$  – набла-оператор Гамильтона;  ${}^4\mathbf{C}(\mathbf{r}) = C_{ijkl} \mathbf{e}_i \mathbf{e}_j \mathbf{e}_k \mathbf{e}_l$  – тензор упругих модулей (для изотропных тел определяется двумя независимыми константами – модулем упругости  $E$  и коэффициентом Пуассона  $\nu$ );  $\mathbf{f}_v = f_{vk} \mathbf{e}_k$  – вектор объемных сил. Для вращающихся частей турбомашин, к которым относятся турбинные лопатки, диски и ротора, вектор объемных сил  $\mathbf{f}_v$  выражается через угловую скорость вращения ротора  $\omega$ , плотность материала  $\rho$ , радиус-вектор  $\mathbf{r}$  соотношением:

$$\mathbf{f}_v = \omega^2 (\mathbf{r} \cdot \mathbf{e}_r) \mathbf{e}_r \quad (2)$$

К системе уравнений равновесия (1), определяющих поведение тела в точках его объема  $V$ , добавляются условия на ограничивающей его поверхности  $S$  – смешанные граничные условия:

$$\mathbf{u}|_{S_1} = \mathbf{u}_S(r), \quad \mathbf{n} \cdot ({}^4\mathbf{C} \cdot \nabla \mathbf{u})|_{S_2} = \mathbf{f}_S, \quad S = S_1 \cup S_2, \quad (3)$$

где  $\mathbf{u}_S = u_{sk} \mathbf{e}_k$  – заданный на поверхности  $S_1$  вектор перемещения;  $\mathbf{f}_S = f_{sk} \mathbf{e}_k$  – заданный на границе  $S_2$  вектор поверхностной нагрузки;  $\mathbf{n} = n_k \mathbf{e}_k$  – единичный вектор внешней нормали к поверхности  $S$  тела  $V$ .

В случае решения задачи упруго-пластичности используются уравнения Прандтля - Рейса (Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. – М.: Машиностроение, 1975).

$$E d\epsilon_{11} = d\sigma_{11} - \nu(d\sigma_{22} + d\sigma_{33}) + E \frac{3}{2} \frac{d\epsilon_{ip}}{\sigma_j} (\sigma_{11} - \sigma_0);$$

.....

$$G d\gamma_{31} = d\sigma_{31} + 3G \frac{d\epsilon_{ip}}{\sigma_j} \sigma_{31}, \quad (4)$$

где  $E$  – модуль упругости,  $G$  – модуль сдвига,  $d\epsilon_{ip}$  – интенсивность приращения пластических деформаций,  $\sigma_{ij}$  – компоненты тензора напряжений,  $\sigma_j = \sqrt{\frac{3}{2} \mathbf{S} \cdot \mathbf{S}}$  – интенсивность нормальных напряжений (где  $\mathbf{S}$  – девиаторная часть тензора напряжений), а  $\sigma_0 = (\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33})/3$ .

Следует отметить, что краевые задачи теории упругости и упруго-пластичности (1–4) имеют аналитическое решение только для тел с простой геометрией. В связи с этим, существенным недостатком традиционных аналитических методик инженерного расчета НДС элементов конструкций является не всегда удовлетворительное соответствие расчетных результатов экспериментальным данным. Избежать этого недостатка позволяет применение МКЭ для решения задач теории упругости и упруго-пластичности.

**Во второй главе** представлены постановки и алгоритмы КЭ решения задач теории упругости и упруго-пластичности (1–4), теории колебаний и механики контактного взаимодействия. Представлена концепция и алгоритм расчета сложных промышленных конструкций, основанная на  $\mu\text{mM}$ -принципе в механике композитов (например, работы В.В. Болотина в 60-70-х гг. XX века) и прямом КЭ моделировании, описан метод многоуровневого субмоделирования.

Для создания рациональной методики инженерного расчета 3-D НДС и вибрационного состояния РЛ последних ступеней в работе предложено использовать концепцию многоуровневого решения сложных задач механики конструкций и механики композит-



ных структур на основе  $\mu$ M-принципа и прямого КЭ моделирования. Приведем рациональный алгоритм решения статических задач для рабочих лопаток последних ступеней:

1. Строим полномасштабную 3-D КЭ модель рабочего колеса  $M_0$  с характерным размером  $\sim 2000$  мм (см. рис. 1 на котором для наглядности представлена 1 лопатка). Эта модель учитывает все основные элементы конструкции – субконструкции (субмодели): профильная часть лопатки  $M_1$  ( $\sim 1000$  мм); бандажная полка –  $m_1$  ( $\sim 100$ мм) с зубьями  $\mu_{1,1}$  ( $\sim 5$ мм); зоны галтелей под демпферные проволоки –  $m_2$  ( $\sim 100$ мм) с отверстиями  $\mu_{2,1}$

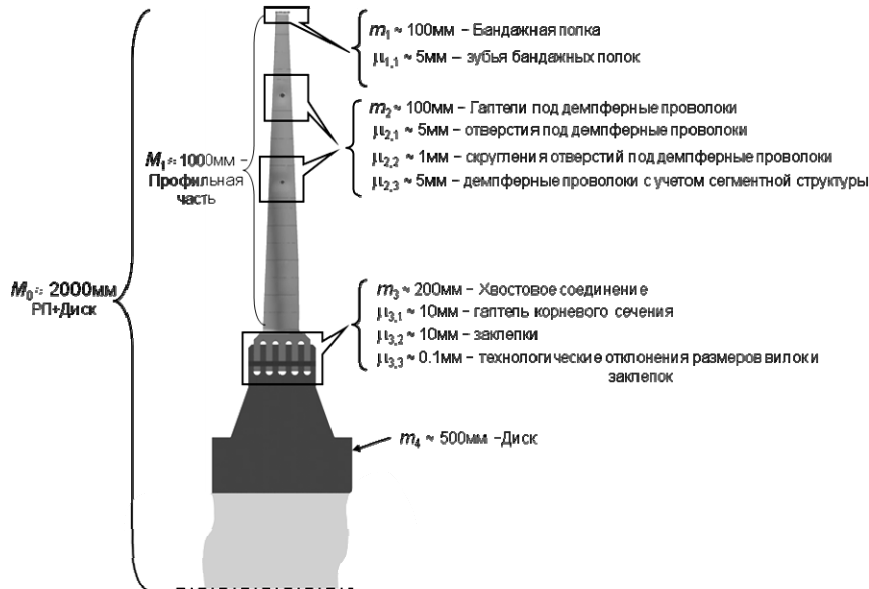


Рис. 1. Полномасштабная модель рабочего колеса

( $\sim 5$ мм), скруглениями их кромок  $\mu_{2,2}$  ( $\sim 1$ мм) и демпферными проволоками с учетом их сегментной структуры  $\mu_{2,3}$  ( $\sim 5$ мм); хвостовое соединение –  $m_3$  ( $\sim 200$ мм) с галтелью в зоне корневого сечения  $\mu_{3,1}$  ( $\sim 10$ мм), заклепками  $\mu_{3,2}$  ( $\sim 10$ мм) и технологическими отклонениями размеров заклепок и вилок  $\mu_{3,3}$  ( $\sim 0.1$ мм); диск –  $M_2$  ( $\sim 500$ мм). Для полномасштабной модели выполняются следующие неравенства:

$$\inf_{i,j=1,2,3}(\mu_{i,j}) < \sup_{i,j=1,2,3}(\mu_{i,j}) \ll \inf_{i=1,2,3}(m_i) \leq \sup_{i=1,2,3}(m_i) \ll \inf_{k=0,1,2}(M_k) < \sup_{k=0,1,2}(M_k).$$

Для рассматриваемого случая эта цепочка неравенств принимает вид:

$$\mu_{3,3}(0.1 \text{ мм}) < \mu_{3,1}(10 \text{ мм}) < m_1(100 \text{ мм}) < m_3(200 \text{ мм}) < M_2(500 \text{ мм}) < M_0(2000 \text{ мм}).$$

Будем называть пространственное НДС, полученное с помощью полномасштабной модели, “эталонным” КЭ решением.

*Комментарий.* Использование полномасштабных моделей в процессе промышленного проектирования чрезвычайно полезно, т.к. позволяет “заглянуть на микроуровень”, однако в процессе многовариантного проектирования практически неприменимо, поскольку полномасштабная модель рабочего колеса является очень сложной, а процесс ее

создания трудоемким. Число степеней свободы для полномасштабной модели может превышать миллион, а время решения задачи на современных компьютерах может составлять от нескольких часов до нескольких суток.

2. Строим иерархическую последовательность 3-D КЭ моделей для субконструкций  $m_i$ . Каждая из этих субмоделей отличается различной степенью учета отдельных элементов конструкции с характерными размерами  $\mu_{i,j}$ . Для каждой из моделей решаем соответствующую 3-D задачу упруго-пластичности с учетом пространственных контактных взаимодействий.

3. По результатам анализа полученных результатов, из иерархической последовательности моделей выбираем те, которые удовлетворяют следующим требованиям: адекватность модели реальному объекту при минимальном времени решения задачи. Будем называть эти модели **“рациональными КЭ моделями”**.

При необходимости уточнения НДС в субмоделях  $m_i$  и зонах концентрации напряжений используем метод многоуровневого субмоделирования, который основан на принципе локальности в механике композитных структур (Боровков А.И., Пальмов В.А., 1999).

В методе многоуровневого субмоделирования после решения задачи для макромоделей  $M_I$  (на макроуровне  $I=0$ ) на каждом последующем уровне  $I(I>1)$  решению подлежат 3-D задачи для субмоделей  $I$ -го уровня (для указанных на рис. 1 субмоделей  $m_i$  мы имеем  $I=1$ ). Эти задачи могут быть как задачами теории упругости и упруго-пластичности, так и механики контактного взаимодействия, причем с возможным уточнением микроструктуры субмодели. Выделяя из субмодели  $(I-1)$ -го уровня субмодель  $I$ -го ( $I>1$ ) уровня, необходимо на поверхностях сопряжения субмоделей  $S(I-1, I)$  задать кинематические граничные условия, которые представляют собой интерполированные значения перемещений, полученных в результате решения задачи для субмодели  $(I-1)$ -го уровня. Такое задание кинематических граничных условий вносит некоторое возмущение типа краевого эффекта в локальное НДС субмодели  $I$ -го уровня, но это возмущение возникает лишь в непосредственной близости к поверхностям сопряжения. Если поверхности сопряжения достаточно удалены от интересующей нас зоны концентрации напряжений и обязательно присутствует область совпадения результатов, полученных для субмодели  $I$ -го уровня и субмодели  $(I-1)$ -го уровня –  $U_s(I) \approx U_s(I-1)$ , то с помощью метода многоуровневого субмоделирования могут быть получены корректные результаты. Корректность результатов может быть проверена путем сравнения с **“эталонным” КЭ решением**.

В **третьей главе** представлены результаты КЭ моделирования и исследования 3-D НДС профильной части  $M_1$  РЛ с вильчатым хвостовым соединением. С целью исследо-

вания влияния различных элементов конструкции на пространственное НДС профильной части РЛ, построена *иерархическая последовательность 3-D КЭ моделей*, отличающихся различной степенью детализации элементов конструкции (рис. 2):

1. Полномасштабная модель, включающая 96 лопаток, демпферные проволоки и диск (рис. 2, А). Модель учитывает множественные пространственные контактные взаимодействия между зубьями бандажных полок  $\mu_{1,1}$ , демпферными проволоками  $\mu_{2,3}$  и профильными частями РЛ  $M_1$ , а также между элементами узлов крепления РЛ  $m_3$  и диском  $M_2$  (всего в модели более 3 000 зон пространственного контактного взаимодействия).

2. Модель II, включающая пакет из 2-х лопаток (с целью моделирования 3-D контактного взаимодействия между зубьями бандажных полок) и элементы демпферных проволок (рис. 2, Б). Модель учитывает множественные пространственные контактные взаимодействия между зубьями бандажных полок  $\mu_{1,1}$ , демпферными проволоками  $\mu_{2,3}$  и профильной частью РЛ  $M_1$ , а также между элементами узла крепления РЛ  $m_3$  и диском  $M_2$ .

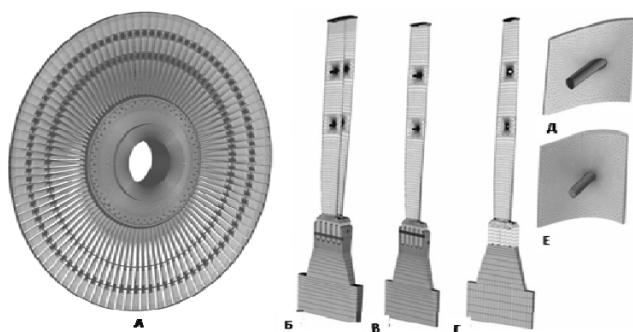


Рис.2. Иерархическая последовательность пространственных КЭ моделей

3. Модель I, отличающаяся от модели II тем, что состоит из одной лопатки (рис. 2, В).

4. Макромодель, включающая профильную часть РЛ  $M_1$  с бандажной полкой  $m_1$  и упрощенным вильчатым хвостовым соединением, выполненным с диском как единое целое (рис. 2, Г).

5. Субмодели верхней и нижней галтелей под демпферные связи  $m_3$ , учитывающие пространственное контактное взаимодействие пера лопатки с сегментами демпферной проволоки  $\mu_{2,3}$  (рис. 2, Д, Е).

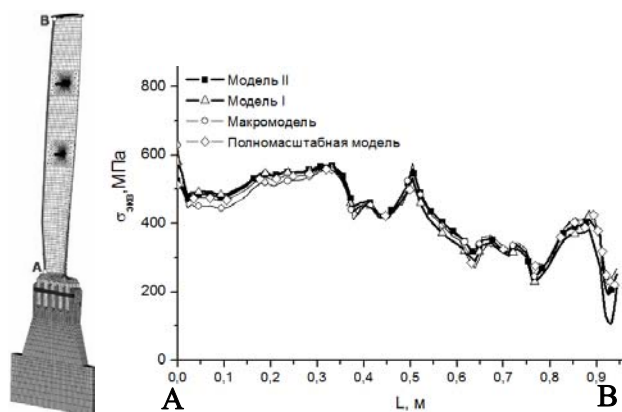


Рис. 3. Сравнение интенсивности напряжений по Мизесу в полномасштабной модели, модели I и макромодели

На основании сравнения

полученных 3-D НДС для полномасштабной модели, модели II, модели I и макромоде- ли (рис. 3), выбрана рациональная модель – макромодель, обеспечивающая приемлемую для инженерных расчетов точность вычислений и минимальное время численного ре- шения краевых задач (время решения задачи составляет около 5 минут для макромоде- ли и около 144 часов для полномасштабной модели, при этом численное отличие решений не превышает 5 %).

С помощью метода субмоделирования проведено прямое КЭ моделирование НДС демпферных проволок с учетом их сегментной структуры и множественного простран- ственного контактного взаимодействия с профильной частью лопатки. Установлены размеры зон контакта между элементами демпферных проволок и профильной частью. Определены границы зон пластических деформаций в местах расположения демпфер-

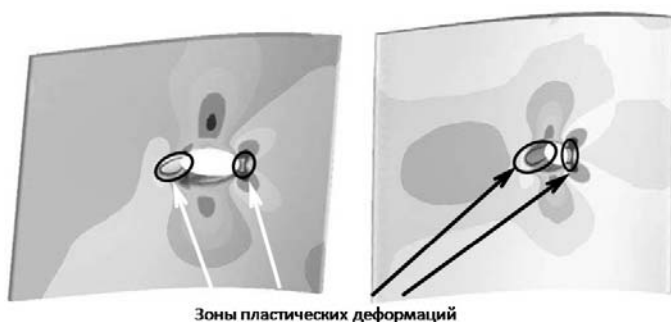


Рис. 4. Границы зон пластических деформаций в местах расположения верхней (слева) и нижней (справа) демпферных проволок

ных проволок (выделены на рис. 4). Применение метода субмоделирования позволило сократить время численного решения задачи со 144 часов (время, необходимое для ре- шения задачи с той же точ- ностью, но при помощи пол- номасштабной модели) до 2-х часов.

**Четвертая глава** посвящена КЭ моделированию и исследованию пространственного НДС узла крепления РЛ с вильчатым хвостовым соединением.

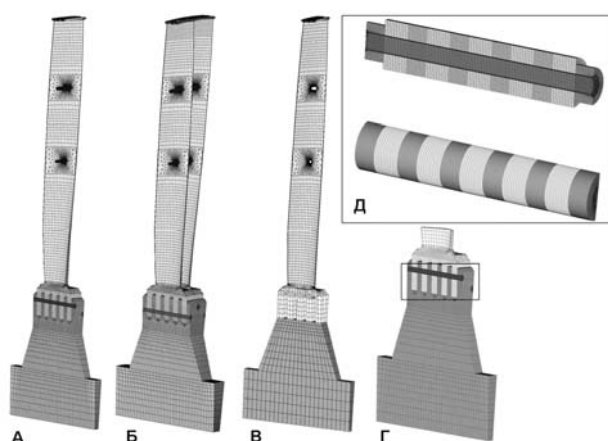


Рис. 5. Иерархическая последовательность КЭ моделей (описана выше).

Для исследования влияния различных элементов конструк- ции на пространственное НДС узла крепления лопатки, построе- на иерархическая последователь- ность 3-D КЭ моделей (рис. 5):

1. Модель II (рис. 5, А, описа- на выше).
2. Модель I (рис. 5, Б, описана выше).
3. Макромодель (рис. 5, В,

4. Субмодель 1-го уровня  $\mu_{3,1}m_3M_2$  (рис. 5, Г), включающая узел крепления лопатки и сектор диска. Модель учитывает множественные пространственные контактные взаимодействия между элементами узла крепления РЛ  $\mu_{3,1}\mu_{3,2}m_3$ , диском  $M_2$  и заклепками  $\mu_{3,2}$ .

5. Субмодели 2-го уровня, включающие заклепки узла крепления  $\mu_{3,2}$ , а также элементы лопатки и диска (рис. 5, Д). Модели учитывают множественные пространственные контактные взаимодействия с неизвестными заранее зонами контакта между элементами узла крепления РЛ, диском и заклепками.

С помощью построенных моделей проведены многовариантные расчетные исследования влияния различных элементов конструкции на НДС узла крепления лопатки. На рис. 6 представлено сравнение интенсивности напряжений по Мизесу вдоль осей  $AB$  верхней и нижней заклепок для модели I, субмодели 1-го уровня и субмоделей 2-го уровня.

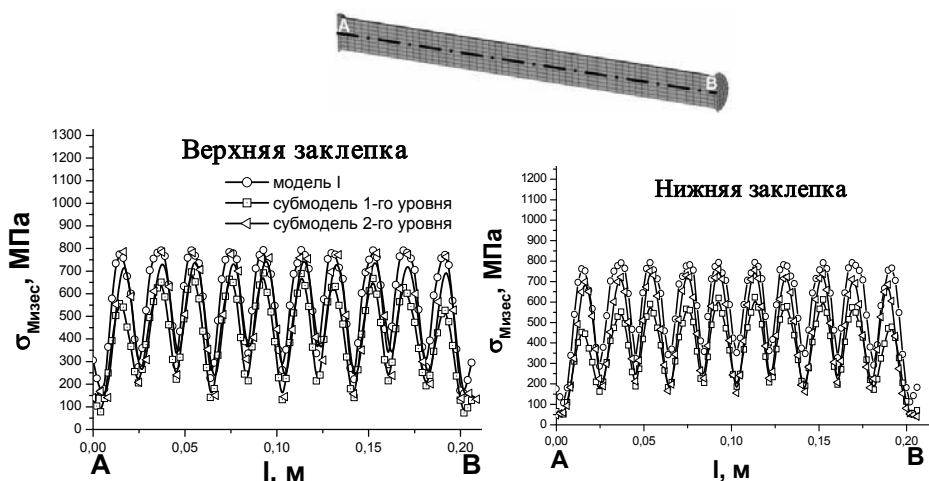


Рис.6. Сравнение интенсивностей напряжений по Мизесу вдоль осей  $AB$  заклепок

На основе проведенных расчетных исследований разработана новая методика инженерного расчета НДС узла крепления РЛ последней ступени с вильчатым хвостовым соединением. Методика основана на использовании элементов построенной иерархической последовательности КЭ моделей. Модель I позволяет получить НДС всех конструктивных элементов лопатки за 50 минут. Последовательное использование макромоделей и субмоделей 1-го уровня позволяет получить НДС только элементов хвостового соединения и диска с достаточной для инженерных расчетов точностью за 5 минут.

Достоинством разработанной методики является возможность “управления” временем решения задачи и контролем точности полученных результатов на различных этапах проектирования.

Разработанная методика использована для исследования влияния технологических отклонений геометрических размеров вилок хвостовика и заклепок на НДС элементов узла крепления. На основе субмодели 1-го уровня и модели I разработаны 3-D КЭ модели: “модель с технологическим отклонением I”, правая вилка хвостовика которой выполнена с отклонением размеров от чертежных размеров  $\mu_{3,3}$  (заужена на 0.1 мм в пределах допуска) и “модель с технологическим отклонением II”, диаметр верхней заклепки которой выполнен на 0.1 мм меньше чертежного.

На рис. 7 представлено сравнение интенсивностей напряжений по Мизесу вдоль оси *AB* верхней заклепки, полученных для модели с чертежными геометрическими характеристиками и для разработанных моделей с технологическими отклонениями (слева – для модели с технологическим отклонением I, справа – для модели с технологическим отклонением II). В зоне технологического отклонения размеров правой вилки хвостовика наблюдается увеличение максимальных значений интенсивности напряжений по Мизесу в 1.5 раза и превышение предела текучести материала. Поскольку максимальные значения интенсивности напряжений по Мизесу в зонах пластических деформаций не превышают 800 МПа (на диаграмме деформирования такие значения напряжений соответствуют зоне упрочнения), сделан вывод, что наличие технологических отклонений не приводит к потере работоспособности узла, хотя и ослабляет конструкцию.

В случае наличия зазора между заклепками и диском (модель с технологическим отклонением II на рис. 7), пластические деформации развиваются по всей длине заклепок.

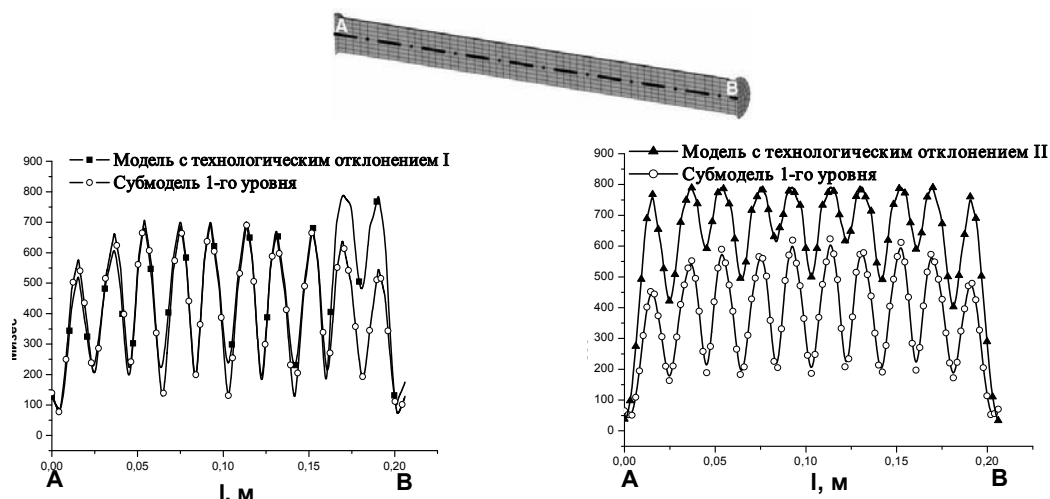


Рис.7. Сравнение интенсивностей напряжений по Мизесу вдоль оси *AB* верхней заклепки

Эта особенность НДС заклепочного узла позволяет сделать вывод, что наличие зазора, превышающего 0.1 мм, ведет к потере его работоспособности. В результате анализа полученных данных сформулирована следующая рекомендация по проектированию за-

клепочных узлов хвостовых соединений: выбор геометрических размеров заклепок необходимо проводить с учетом технологических допусков и возможных отклонений при их изготовлении.

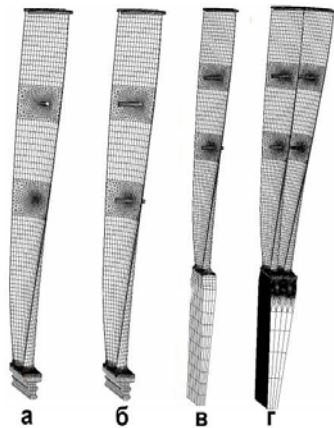
Пятая глава посвящена:

– разработке рациональной КЭ модели РЛ, позволяющей проводить расчет собственных частот и форм свободных колебаний РЛ последних ступеней с елочными хвостовыми соединениями;

– разработке методики инженерного расчета величины рассеяния энергии в демпферных связях, бандажных полках и хвостовых соединениях с учетом множественного 3-D динамического контактного взаимодействия с неизвестной формой и размерами контактных площадок между демпферными проволоками и профильной частью РЛ, между зубьями бандажных полок и между хвостовым соединением и диском с возможностью учета технологических отклонений размеров элементов конструкции.

Для решения задачи выбора рациональной КЭ модели, разработана иерархическая последовательность 3-D КЭ моделей РЛ с елочным хвостовым соединением (рис. 8):

1. Модель 1-го уровня  $m_3M_1$  (состоит из отдельной лопатки без диска и демпферных проволок) (рис. 8, а).



2. Модель 2-го уровня  $\mu_{2,3}m_3M_1$  (состоит из отдельной лопатки без сектора диска). В модели учитываются секторы демпферных проволок. Между демпферными проволоками и лопатками моделируется условие идеального сопряжения. Модель предназначена для исследования влияния демпферных связей на собственные частоты колебаний лопатки (рис. 8, б).

3. Модель 3-го уровня  $\mu_{2,3}m_3M_2M_1$  (состоит из отдельной лопатки, сектора диска и секторов демпферных проволок). Контактное взаимодействие в демпферных связях и хвостовом соединении не учитывается. Между диском, лопаткой и демпферными связями моделируется условие идеального сопряжения. Модель предназначена для исследования влияния жесткости диска на собственные частоты колебаний лопатки (рис.8, в).

Рис. 8. Иерархическая последовательность моделей

4. Модель 4-го уровня  $M_0$  представляет пакет из двух лопаток, учитывает все возможные контактные взаимодействия: между хвостовым соединением и диском, между бандажными полками соседних лопаток, а также между демпферными связями и лопат-

кой; эта модель предназначена для исследования влияния на собственные частоты колебаний контактных взаимодействий в бандаже, демпферных связях и хвостовом соединении (рис. 8, л).

С помощью разработанной иерархической последовательности моделей проведены многовариантные расчетные исследования спектра собственных частот РЛ и лопаточного венца. На основе сравнения полученных результатов с экспериментальными данными, выбрана рациональная КЭ модель – модель 2-го уровня  $\mu_{42}m_1m_2m_3$ , позволяющая с высокой степенью точности получать спектр собственных частот как отдельной лопатки, так и лопаточного венца.

На основе результатов решения серии 3-D динамических задач с учетом множественного контактного взаимодействия между сопрягаемыми элементами разработана новая методика, позволяющая оценивать собственные частоты свободных колебаний РЛ с учетом податливости хвостовых соединений, а также оценивать величину рассеяния энергии в цельнофрезерованных бандажах, хвостовых соединениях и демпферных связях. Основные положения методики представлены в виде алгоритма:

1. Проводим линейный анализ собственных частот и форм колебаний лопаточного венца. Выделяем наиболее опасные формы колебаний. Строим серию 3-D КЭ моделей с учетом множественного 3-D контактного взаимодействия и возможных технологических зазоров в демпферных связях, хвостовых соединениях и бандажах.

2. Импульсными воздействиями на лопатку возбуждаем интересные формы колебаний и для каждой из форм проводим 3-D динамический анализ системы. Результатами динамического анализа являются зависимости перемещений от времени в выбранной точке лопатки.

3. Коэффициенты демпфирования в связях и хвостовом соединении определяем исходя из анализа кривой затухания колебаний – огибающей зависимости перемещений от времени.

4. Уточненное значение собственной частоты, соответствующей возбуждаемой форме колебаний и полученное с учетом податливости хвостового соединения, демпферных связей и бандажных полок, определяем путем разложения в ряд Фурье зависимости перемещений от времени в характерной точке лопатки.

Разработанная методика апробирована при уточнении первой собственной частоты свободных изгибных колебаний отдельной лопатки с елочным хвостовым соединением. Значение частоты для единичной РЛ (27 Гц) хорошо согласуется с экспериментальными данными, согласно которым искомая частота лежит в интервале 25-27 Гц.



## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработан алгоритм и на основании чертежной документации построены 3-D геометрические модели двух вариантов РЛ последней ступени длиной 960мм с вильчатым и елочным хвостовыми соединениями, учитывающие все основные геометрические особенности конструкции.

2. На основе разработанной иерархической последовательности моделей проведены многовариантные КЭ исследования НДС профильной части лопатки, находящейся в поле центробежных сил, с целью обоснованного выбора рациональной КЭ модели конструкции. Проведено исследование пространственного множественного контактного взаимодействия демпферных проволок с элементами профильной части лопатки с учетом их сегментной структуры. Установлены форма и размеры контактных поверхностей.

3. Проведено многовариантное расчетное исследование влияния различных элементов конструкции РЛ на НДС узла крепления лопатки с вильчатым хвостовым соединением. На основе полученных результатов разработана новая методика инженерного расчета 3-D НДС узла крепления РЛ последней ступени с вильчатым хвостовым соединением, позволяющая учитывать 3-D множественное контактное взаимодействие между элементами конструкции. Разработанная методика позволяет сократить время решения задачи в 10 раз без существенной потери точности, что предопределяет ее практическую значимость. С помощью разработанной методики проведена оценка работоспособности конструкции при наличии технологических отклонений в геометрических размерах вилок хвостовика и диаметра заклепки.

4. Разработана рациональная 3-D КЭ модель РЛ с елочным хвостовым соединением, которая позволяет быстро и эффективно проводить инженерные расчеты собственных частот и форм свободных колебаний РЛ и лопаточного венца, результаты которых подтверждаются экспериментальными данными.

5. Разработана новая методика оценки величины упруго-фрикционного демпфирования, предназначенная для оценки величины рассеяния энергии в демпферных связях, бандажных полках и хвостовых соединениях лопаток последних ступеней. Достоверность методики определяется соответствием полученных расчетных данных результатам экспериментальных исследований.

Основные результаты диссертационной работы опубликованы в следующих работах:

1. Боровков А.И. Конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния вильчатого хвостового соединения рабочей лопатки последней ступени паровой турбины / А.И. Боровков, А.В.Гаев // Научно-технические ведомости СПбГТУ. - 2006. - №6, т.1. - С. 70-76.

2. Боровков А.И. Конечно-элементное моделирование и исследование вибрационного состояния рабочей лопатки последней ступени паротурбинной установки / А.И. Боровков, А.В.Гаев // Труды СПбГТУ, № 498. Вычислительная математика и механика. СПб. Изд-во СПбГПУ. - 2006. - С. 162-170.

3. Боровков А.И. Исследование возможности использования одномерной теории фрикционного демпфирования для расчета рассеяния энергии в связях рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин / А.И. Боровков, А.В.Гаев // Фундаментальные исследования и инновации в технических университетах: Материалы XI Всеросс. конф. по проблемам науки и высшей школы - СПб. Изд-во СПбГПУ. - 2007. - С. 230.

4. Боровков А.И. Разработка уточненной методики оценки рассеяния энергии в демпферных связях и хвостовых соединениях рабочих лопаток / А.И. Боровков, А.В.Гаев // Фундаментальные исследования и инновации в технических университетах: Материалы XI Всеросс. конф. по проблемам науки и высшей школы - СПб. Изд-во СПбГПУ. - 2007. - С. 229.

5. Боровков А.И. Разработка новой методики инженерного расчета пространственного напряженно-деформированного состояния узла крепления рабочей лопатки последней ступени мощной паровой турбины / А.И. Боровков, А.В.Гаев // Фундаментальные исследования в технических университетах: Материалы IX Всеросс. конф. по проблемам науки и высшей школы - СПб. Изд-во СПбГПУ. - 2005. - С. 229-230.

6. Боровков А.И. Конечно-элементное моделирование и исследование вибрационного состояния рабочей лопатки последней ступени паровой турбины / А.И. Боровков, А.В.Гаев // Фундаментальные исследования в технических университетах: Материалы IX Всеросс. конф. по проблемам науки и высшей школы - СПб. Изд-во СПбГПУ. - 2005.- С. 230-231.

7. Borovkov A.I. 3D Finite Element Structural Analysis of Attachments of Steam Turbine Last Stage Blades / A.I. Borovkov, A.V. Gaev // Proc. 11<sup>th</sup> Int. ANSYS'2004 Conf. "Profiting from Simulation: Business and Technical Leadership Through Simulation-Driven Design". Pittsburgh, PA, USA. 2004. 16p.