

17. Шульженко Н. Г. Оценка живучести высокотемпературных элементов турбомашин с трещинами / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, И. И. Мележик // Вестн. НТУ «ХПИ». – 2004. – № 19. – С. 153–160.
18. Мустафин Ч. Г. Оценка длительной прочности элементов роторов паровых турбин // Теплоэнергетика. – 1998. – № 3. – С. 56–60.

Поступила в редакцию  
06.03.12

УДК 621.125

**В. Л. Швецов**  
**В. А. Литовка**  
**И. А. Пальков**  
**С. А. Пальков**

ОАО «Турбоатом»,  
(г. Харьков, e-mail: palkoff@inbox.ru)

## **ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК**

*Выполнен анализ напряженно-деформированного состояния соединения диска 2-й ступени цилиндра среднего давления паровой турбины в районе замковой лопатки методом конечных элементов. Полученные результаты сравниваются с экспериментальными данными.*

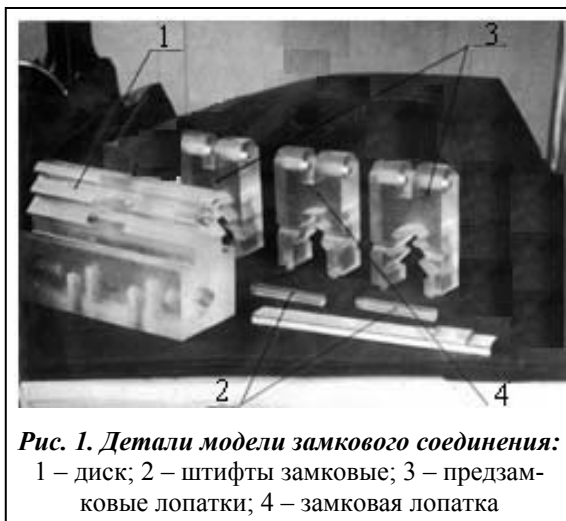
*Проведено аналіз напружено-деформованого стану з'єднання диска 2-го ступеня циліндра середнього тиску парової турбіни в районі замкової лопатки методом скінченних елементів. Отримані результати порівнюються з експериментальними даними.*

### **Введение**

Эксплуатационная надежность турбоагрегата, особенно при нестационарных режимах работы, в значительной мере зависит от прочности элементов лопаточного аппарата, в частности замковых соединений.

Для оценки несущей способности замковых соединений рабочих лопаток необходимо знать действительные напряжения, возникающие при эксплуатации. Расчетное определение напряжений аналитическими методами теории упругости в соединениях подобного типа, имеющих сложную пространственную форму и работающих в условиях сложного силового и теплового нагружения, может дать результаты, значительно отличающиеся от действительных значений из-за несовершенства расчетной модели, неточного определения граничных условий и т.д. Эффективным методом исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов энергетического оборудования является натурная тензометрия, позволяющая получить действительные значения напряжений [1]. Однако применимость этого метода также ограничена, поскольку проведение натуральных испытаний требует достаточно больших денежных затрат и не все зоны исследуемой конструкции могут быть доступны для установки тензодатчиков. Например, практически невозможно установить тензодатчики на опорных поверхностях замкового соединения.

В связи с этим при исследованиях НДС сложных конструкций энергетического оборудования представляется оптимальным применение современных численных методов, основанных на методе конечных элементов (МКЭ) [2]. МКЭ позволяет учесть сложную геометрию объекта, произвольно изменяющиеся во времени граничные условия, неоднородность материала и зависимость его свойств от температуры, односторонние взаимодействия деталей и другие факторы.



**Рис. 1. Детали модели замкового соединения:**  
1 – диск; 2 – штифты замковые; 3 – предзамковые лопатки; 4 – замковая лопатка

краевой задачи теории упругости. Верификация полученных результатов производилась путем сравнения с имеющимися в литературе результатами натурального эксперимента [3]. При расчете использовалась модель замкового соединения.

При исследовании напряженного состояния моделировалось только растяжение лопаток от центробежных сил. Воздействие парового потока на замковое соединение не рассматривалось.

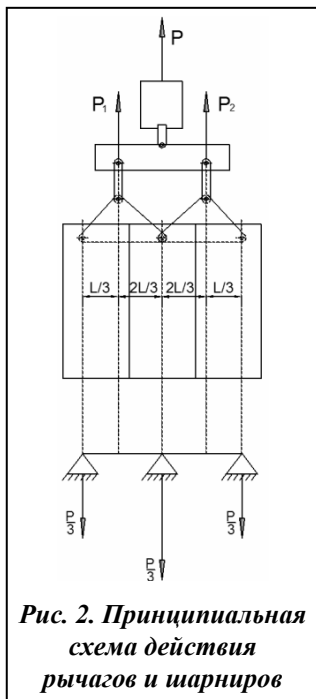
## 2. Исследование НДС методом тензометрических испытаний

Для проведения тензометрических испытаний, при полном геометрическом подобии в натурную величину, из органического стекла изготавливались модели элементов замкового соединения.

Модель диска (рис. 1, поз. 1) выполнена с шагом трех лопаток. Участок диска взят прямолинейным, а не по дуге окружности, для простоты изготовления модели.

Модели замковой лопатки (рис. 1, поз. 4) и двух предзамковых лопаток (рис. 1, поз. 3) представляют собой лишь модели хвостовиков лопаток.

Испытания модели замкового соединения проводились на 30-тонной разрывной машине в ЦЗЛ ОАО «Турбоатом».



**Рис. 2. Принципиальная схема действия рычагов и шарниров**

Для равномерного распределения растягивающего усилия между замковой и двумя предзамковыми лопатками применялось специальное нагружающее приспособление, состоящее из двух захватов и системы рычагов и шарниров (рис. 2).

Для выявления напряжений на модели замкового соединения применялись тензометрические датчики [4]. Схема тензодатчиков приведена на рис. 3.

Рабочая нагрузка, приходящаяся на три лопатки замкового соединения, подсчитывалась по формуле

$$P_{\text{мод}} = \frac{1}{\alpha^2} \frac{[\sigma_{\text{мод}}]}{[\sigma_{\text{дет}}]} P_{\text{дет}},$$

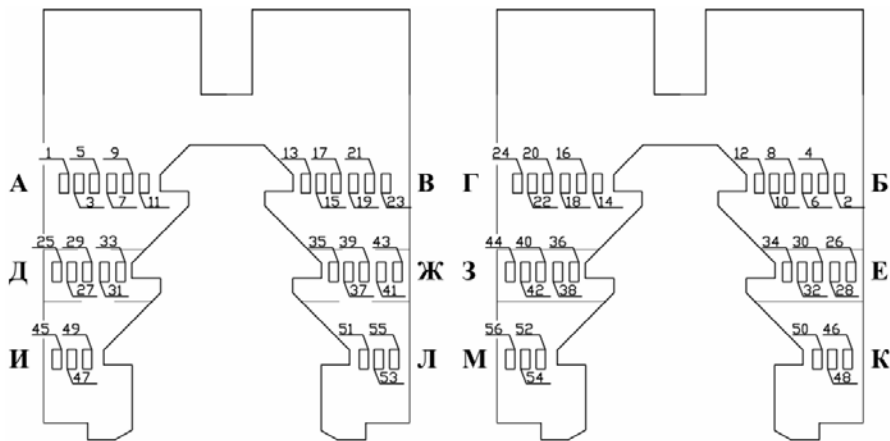
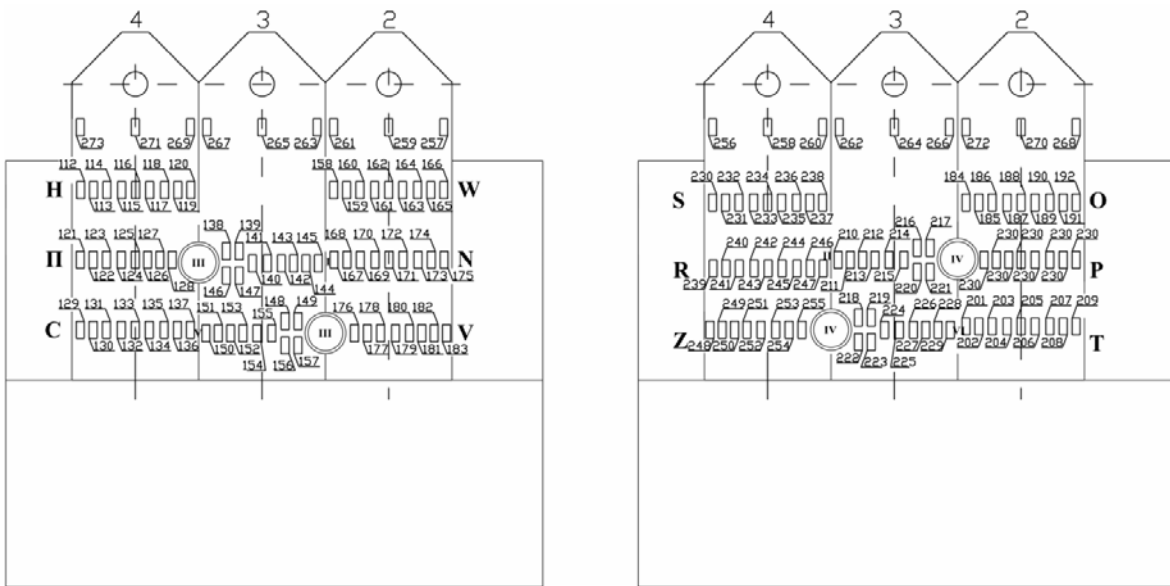
где  $P_{\text{мод}}$  – нагрузка на модель;  $P_{\text{дет}} = 7924$  кг – рабочая нагрузка на деталь. В нашем случае это усилие от центробежных сил, приходящееся на одну лопатку;  $[\sigma_{\text{мод}}] = 60$  кг/см<sup>2</sup> – допускаемые напряжения для органического стекла;  $[\sigma_{\text{дет}}] = 4400$  кг/см<sup>2</sup> – допускаемые напряжения для материала лопаток сталь 15X12ВНМФ при рабочей температуре 500 °С.  $\alpha = l_{\text{дет}}/l_{\text{мод}} = 1$  – коэффициент геометрического подобия;  $l_{\text{дет}}$  и  $l_{\text{мод}}$  – соответственно размеры детали и модели.

Результаты натурной тензометрии (кроме своего самостоятельного значения) позволяют проверить надежность выбранной расчетной методики, оценить ее точность и скорректировать расчетную схему.

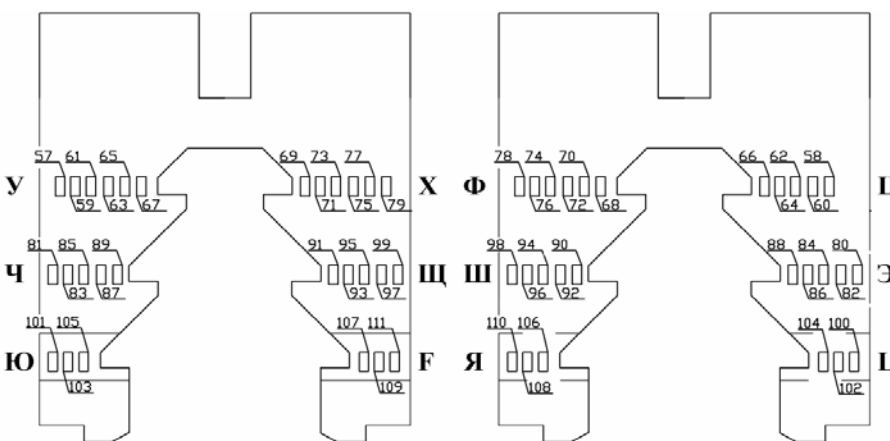
## 1. Постановка задачи

Задачей расчетного исследования являлось методическое обоснование модели напряженно-деформированного состояния трехопорного грибовидного замкового соединения рабочих лопаток 2-й ступени СД паровой турбины К-500-240-1 (рис. 1).

Задача об НДС соединения решалась по методике, базирующейся на методе конечных элементов, используемом для решения



**Лопатка №4**



**Лопатка №2**

*Рис. 3. Схема наклейки датчиков*

Напряжения в модели замкового соединения, определенные в ходе натурных испытаний, по нижеприведенной формуле пересчитывались в напряжения в натурной детали

$$\sigma_{\text{дет}} = \frac{\beta}{\alpha^2} \sigma_{\text{мод}},$$

где  $\beta = P_{\text{дет}}/P_{\text{мод}}$  – коэффициент силового подобия;  $\alpha = l_{\text{дет}}/l_{\text{мод}}$  – коэффициент геометрического подобия;  $\sigma_{\text{мод}}$  – напряжения в модели;  $P_{\text{дет}}$  – рабочая нагрузка на деталь;  $P_{\text{мод}}$  – нагрузка на модель;  $l_{\text{дет}}$ ,  $l_{\text{мод}}$  – соответственно размеры детали и модели.

$$\sigma_{\text{мод}} = m \cdot N,$$

где  $m = 0,4 \text{ кг/см}^2$  – тарировочный коэффициент в напряжениях;  $N$  – число делений прибора.

В ходе испытаний было сделано три измерения для каждого датчика, по которым найдено среднее –  $N_{\text{ср}}$  показание прибора.

### 3. Исследование НДС методом конечных элементов

При решении краевой задачи о НДС замкового соединения использовался МКЭ в перемещениях в сочетании с вариационным принципом Лагранжа [5].

В соответствии с подходом Лагранжа рассчитываемая система разбивается на некоторое число отдельных элементов конечных размеров, неразрывно связанных между собой в узловых точках, для которых должен быть известен характер соотношения между перемещениями и реакциями в узлах. Таким образом, генерируется сетка из конечных элементов простой геометрической формы, которая с достаточной степенью точности аппроксимирует конкретную конструкцию. В узловых точках элементов сетки на основании принципа Лагранжа связи между действующими силами и перемещениями записываются выражением вида

$$\{F\}_r = [K] \cdot \{q\}_r,$$

где  $\{F\}_r$  — матрица реакций в узлах, то есть вектор узловых сил конечного элемента;  $\{q\}_r$  – матрица перемещений в узлах, то есть вектор узловых перемещений;  $[K]$  – матрица жесткости конечного элемента.

Эти разрешающие уравнения являются уравнениями равновесия конечных элементов и включают в себя систему неоднородных линейных алгебраических уравнений относительно вектора узловых перемещений.

Разбиение на конечные элементы осуществлялось в полуавтоматическом режиме. Конструкция была разбита на 127 000 элементов (рис. 4). В зонах, где происходит контакт элементов в соединении, влияющий на передачу усилий между элементами, задавалось сгущение сетки.

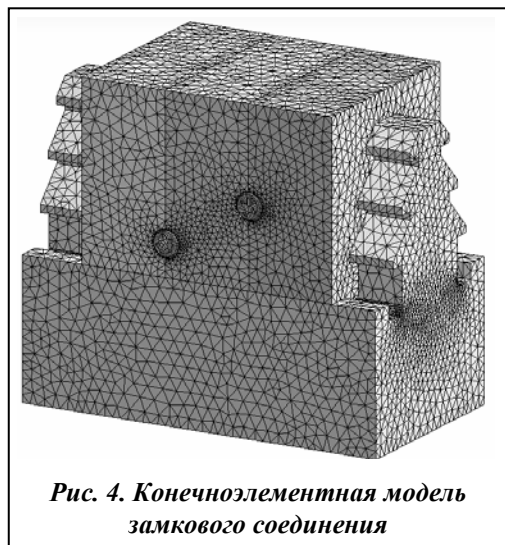


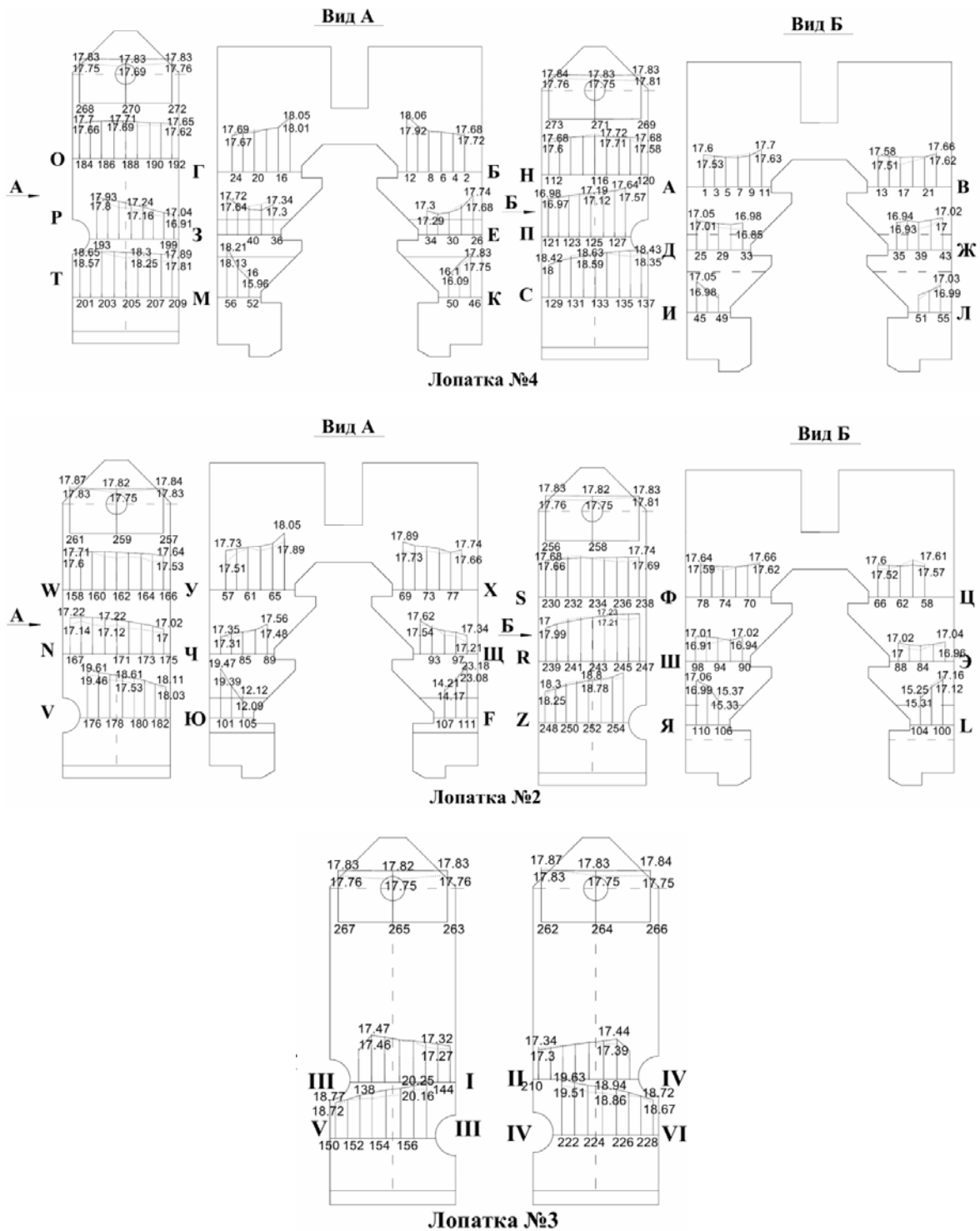
Рис. 4. Конечноэлементная модель замкового соединения

Граничными условиями для модели являлись закрепление по нижней плоскости диска и растягивающая нагрузка, моделирующая центробежную силу активной части лопатки.

В таблице приведены данные по материалам, из которых изготовлены элементы замкового соединения.

### 4. Анализ полученных результатов

Корректное сравнение результатов испытаний с результатами расчетов является непростой задачей. Податливости испытательных стендов, погрешности измерительного оборудования могут приводить к значительным расхождениям с результатами расчетов.



**Рис. 5. Эпюры напряжений  $\sigma_x$ :**  
сплошными линиями показаны напряжения, полученные МКЭ,  
пунктиром – методом тензометрирования

*Физические свойства сталей в замковом соединении*

Материал	Физические свойства		
	$E \cdot 10^{-3}$ , МПа	$\nu$	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
20Х3МВФ (диск)	211	0,3	7790
15Х12ВНМФ (лопатки и штифты)	211	0,3	7850

Так как наибольшей величины в рассматриваемых моделях достигают растягивающие напряжения  $\sigma_y$ , то на рис. 5 представлены графики распределения напряжений, полученные во время натурных испытаний и в результате расчета МКЭ.

Из сравнения величин напряжений видно, что:

- распределение напряжений по конструкции замкового соединения имеет сложный пространственный характер;
- различие результатов, полученных по МКЭ и в ходе эксперимента, составляет не более 10%;
- наибольшие напряжения в верхних сечениях призамковых лопаток, а также в сечениях штифтов свидетельствуют о большей нагруженности данных площадок по сравнению с другими.

**Выводы**

Разработана трехмерная конечноэлементная модель замкового соединения рабочих лопаток 2-й ступени РВД турбины К-500-240, которая позволяет качественно и количественно оценить напряжения, возникающие в нем.

Характер распределения напряжений при расчетах МКЭ и натурных испытаниях в большинстве случаев совпадает, хотя и имеется ряд отличий, вызванных присутствием абсолютных и относительных погрешностей.

Настоящая работа показывает допустимость рассмотрения МКЭ для анализа напряженного состояния замковых соединений подобного типа как альтернативу к дорогостоящему натурному эксперименту.

**Литература**

1. *Махутов Н. А.* Прочность конструкций при малоцикловом нагружении / Н. А. Махутов. – М.: Наука, 1983. – 272 с.
2. *Зенкевич О. К.* Метод конечных элементов в технике / О. К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
3. *О тензометрических* испытания модели замкового соединения рабочих лопаток 2-3 ступени ЦСД турбины К-500-240: отчет о НИР/ОАО «Турбоатом»: Руководитель Меллерович Г. М.; Инв. № Д-1561. – Харьков, 1962. – 156 с.
4. *Бандин О. Л.* Тензорезисторный метод в испытаниях инженерных конструкций / О. Л. Бандин. – М.: МГУ, 2010. – 326 с.
5. *Иванов В. Н.* Вариационные принципы и методы решения задач теории упругости: Учеб. пособие / В. Н. Иванов. – М.: Изд-во Рос. ун-та дружбы народов, 2004. – 176 с.

Поступила в редакцию  
14.04.12