

УДК 621.125

## НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ В УСЛОВИЯХ ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

<sup>1</sup> И. А. Пальков[igorpalkov1987@gmail.com](mailto:igorpalkov1987@gmail.com)

ORCID: 0000-0002-4639-6595

<sup>2</sup> Н. Г. Шульженко, д-р техн. наук[mklshulzhenko@gmail.com](mailto:mklshulzhenko@gmail.com)

ORCID: 0000-0002-1386-0988

<sup>1</sup> Акционерное общество

«Турбоатом»,

61037, Украина, г. Харьков,  
пр. Московский, 199<sup>2</sup> Институт проблем

машиностроения

им. А. Н. Подгорного

НАН Украины,

61046, Украина, г. Харьков,  
ул. Пожарского, 2/10

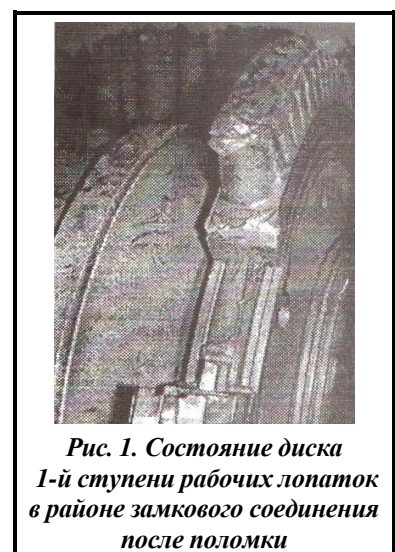
Решается задача о напряженно-деформированном состоянии замкового соединения рабочих лопаток 1-й ступени цилиндра среднего давления в условиях пластического деформирования. При решении задачи используется теория упруго-пластических деформаций. Решение задачи осуществляется с использованием двух различных подходов к заданию кривых пластического деформирования. Оценивается применимость использования более простой билинейной аппроксимации взамен классической мультилинейной. На примере решения данной задачи показано время, требуемое для выполнения расчета при использовании билинейной и мультилинейной аппроксимаций. Сравнение полученных результатов в виде распределения пластических деформаций, эквивалентных напряжений и контактных напряжений по опорным площадкам дало возможность оценить отличие при использовании двух типов аппроксимации. Полученное значение погрешности результатов при использовании билинейной аппроксимации позволило сделать выводы о применимости такого подхода к обработке кривых пластического деформирования для решения подобного рода задач. Решение задачи осуществляется с помощью метода конечных элементов. Чтобы объективно оценить влияние пластического деформирования на перераспределение нагрузок в замковом соединении, используется конечноэлементная модель, полученная при решении задачи о термонапряженном состоянии замкового соединения рабочих лопаток. Показано распределение контактных напряжений в замковом соединении. Проведено сравнение результатов с полученными ранее при решении задачи термоупругости. Отмечены существенные отличия уровня контактных усилий. Приводятся результаты расчетной оценки напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток первой ступени цилиндра среднего давления паровой турбины, позволяющие охарактеризовать степень релаксации и перераспределения напряжений в конструкции по сравнению с результатами, полученными ранее при решении задачи термоупругости. Сделаны выводы об экономической целесообразности использования представленной методики расчета.

**Ключевые слова:** турбина, замковое соединение, рабочая лопатка, напряженное состояние, кривая деформирования, предел текучести.

### Введение

При нестационарных режимах работы отдельные элементы прочной части мощных паровых турбин могут подвергаться пластическому деформированию, вследствие чего в них происходит перераспределение напряжений. При пластическом деформировании в материале происходят структурные преобразования, которые приводят к нарушению условий нормальной эксплуатации агрегатов. Эти изменения необходимо учитывать в расчетах работоспособности и несущей способности конструкций.

В настоящее время на АО «Турбоатом» актуален вопрос разработки нового поколения паровых турбин мощностью 500–750 МВт с параметрами пара перед турбиной около 29 МПа/600 °С. Прототипом при создании такого ряда турбин служит существующая серийная турбина К-500-240, при длительной эксплуатации которой имели место нарушения целостности замкового соединения рабочих лопаток (рис. 1) [1].



**Рис. 1. Состояние диска 1-й ступени рабочих лопаток в районе замкового соединения после поломки**

Статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Международная.

© И. А. Пальков, Н. Г. Шульженко, 2020

Фотография поврежденного диска (рис. 1) дает представление о характере повреждения: имеет место отрыв части диска в районе замкового соединения рабочих лопаток. Предварительный анализ поверхности повреждения дает основания говорить о недостаточной несущей способности данного узла под действием тех или иных силовых нагрузок. Данное обстоятельство в первую очередь связано с несовершенством расчетной базы и сложностью учета максимального количества факторов. Среди них сложное геометрическое исполнение, высокие рабочие температуры – около 535 °С, наличие градиента температур по ширине диска, пространственное нагружение от центробежных сил вследствие паровой нагрузки, контактное взаимодействие элементов в соединении, работа за пределами упругой области.

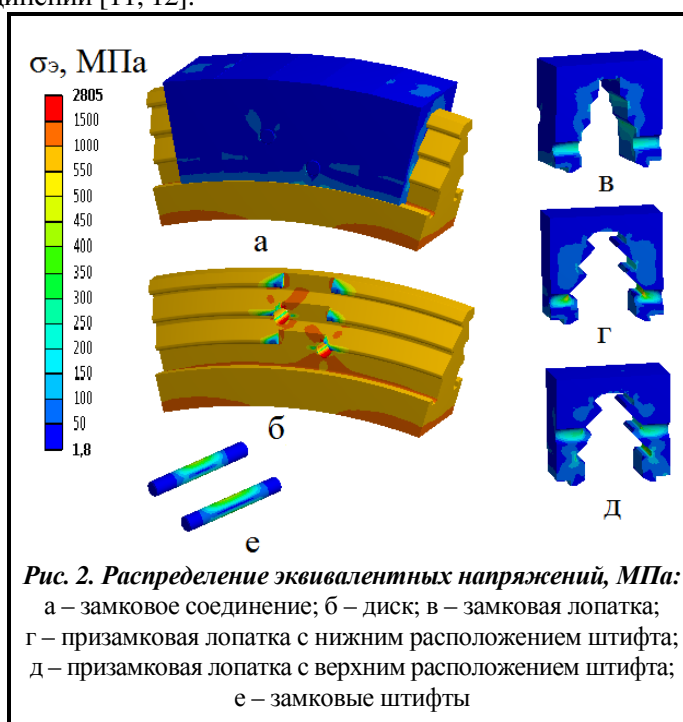
Для выявления причин таких поломок и разработки рекомендаций по их предотвращению потребовались более точные расчетные исследования напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток. Последовательный учет указанных факторов при решении задачи определения и анализа напряженного состояния замкового соединения позволил установить степень влияния того или иного фактора на его прочность [2–5]. Так, проведение расчетных исследований напряженного состояния трехпорного грибовидного замкового соединения [2–4] дало возможность оценить применимость выбранной методики. Напряженное состояние соединения определялось с помощью метода конечных элементов [6, 7]. Решение задачи проводилось с учетом контактного взаимодействия элементов в замковом соединении [6–9]. Результаты расчета сравнивались с данными испытаний экспериментальной модели этого соединения [10]. Дальнейшее уточнение картины, связанное с распределением напряжений по конструкции замкового соединения, требовало провести оценку влияния температурного поля на напряженное состояние элементов в соединении [5]. Решалась термоконтактная задача с учетом влияния теплообмена на передачу усилий в замковом соединении [11, 12].

По результатам решения задачи отмечено, что в месте выреза в диске ротора под замковую лопатку имеются зоны максимальных напряжений, величина которых значительно превосходит предел текучести материала диска при рабочей температуре (рис. 2) [13]. Естественно предположить, что высокий уровень напряжений обусловлен появлением дополнительных температурных напряжений в конструкции замкового соединения, что, в свою очередь, связано с наличием элементов конструкции с различными коэффициентами температурного линейного расширения [13]. Так, наибольший по величине коэффициент температурного расширения имеет сплав ХН70ВМЮТ (штифты), а наименьший – сталь ЭИ-415 (диск). Происходящее при нагреве температурное расширение одних элементов в соединении превосходит по своей величине расширение других, что в итоге становится причиной появления дополнительных температурных напряжений.

#### Постановка задачи

Целью данной работы является определение напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток 1-й ступени цилиндра среднего давления (ЦСД) с учетом влияния пластичного деформирования элементов в соединении.

Для описания напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток 1-й ступени ЦСД с учетом влияния пластичного деформирования элементов в соединении в данной работе используется теория упруго-пластических деформаций. В случае с замковым соединением рабочих лопаток, имеет место простой тип нагружения, при котором теория упруго-пластических деформаций хорошо согласуется с экспериментальными данными [14–17]. При этом полная деформация материалов в соединении представляет собой сумму упругой, пластической и температурной деформаций [17]



**Рис. 2. Распределение эквивалентных напряжений, МПа:**  
 а – замковое соединение; б – диск; в – замковая лопатка;  
 г – призамковая лопатка с нижним расположением штифта;  
 д – призамковая лопатка с верхним расположением штифта;  
 е – замковые штифты

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p + \varepsilon_t$$

где  $\varepsilon_e$  – упругая составляющая полной деформации;  $\varepsilon_p$  – пластическая составляющая полной деформации;  $\varepsilon_t$  – температурная составляющая полной деформации.

При описании кривых деформирования материалов в замковом соединении в данной работе используются два типа аппроксимации (рис. 3):

- мультилинейная (рис. 3, а);
- билинейная (рис. 3, б) [13].

Мультилинейная аппроксимация (рис. 3, а) позволяет наиболее точно задать в качестве исходных данных характеристику пластического деформирования – кривую деформирования материала. Однако часто проблематичным представляется вопрос свободного доступа к имеющимся кривым деформирования интересующих материалов. В таких случаях может быть использована более упрощенная методика по заданию характеристик пластичности – с использованием билинейной аппроксимации (рис. 3, б).

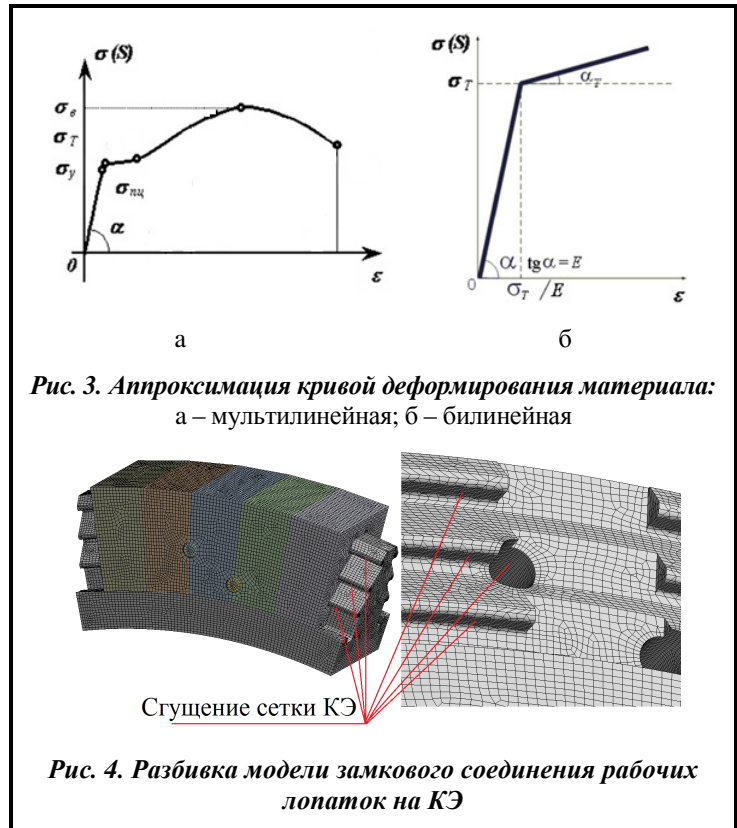


Рис. 3. Аппроксимация кривой деформирования материала: а – мультилинейная; б – билинейная

Рис. 4. Разбивка модели замкового соединения рабочих лопаток на КЭ

При использовании билинейной аппроксимации наклон первого участка кривой деформирования определяется исходя из упругих характеристик материалов [13]

$$\operatorname{tg} \alpha = E,$$

где  $E$  – модуль Юнга.

Наклон второго участка определяется путем использования предела текучести материала  $\sigma_T$  и касательного модуля  $E_T$

$$E_T = \operatorname{tg} \alpha_T = 0,35 \cdot m \cdot E,$$

где  $E$  – модуль Юнга;  $m$  – показатель упрочнения

$$m = 0,75 \frac{\ln(S_k / \sigma_T)}{\ln\left(\frac{1}{0,2 \cdot 10^{-2} + \sigma_T / E} \ln \frac{100}{100 - \psi}\right)},$$

где  $S_k$  – истинное сопротивление разрыву

$$S_k = \sigma_b (1 + 1,4(\psi/100)),$$

где  $\psi$  – относительное сужение;  $\sigma_b$  – предел прочности материала.

В табл. 1 представлены механические свойства материалов, используемых в замковом соединении [14].

В качестве нагрузки, определяющей напряженно-деформированное состояние в соединении, принимались центробежные усилия при вращении ротора вокруг оси с угловой скоростью 314,16 рад/с. В связи с симметрией системы рассматривался не весь диск с лопатками, а только его сектор с углом раствора  $\varphi = 20^\circ$ , на торцах которого задавались условия симметрии.

Для оценки влияния пластического деформирования на перераспределение нагрузок в замковом соединении построена конечноэлементная модель, состоящая из 371498 конечных элементов (КЭ) (рис. 4).

Таблица 1. Физико-механические характеристики материалов

Материал	$E$ , МПа		$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа	$\Psi$ , %	$S_R$ , МПа	$m$	$E_T$ , МПа
	$T=500$ °C	$T=600$ °C						
15X12ВНМФ	$T=500$ °C	$1,840 \times 10^5$	470	520	57,0	934,96	0,0988	6360
	$T=600$ °C	$1,750 \times 10^5$	350	370	48,5	621,23	0,0844	5020
20Х3МФА	$T=500$ °C	$1,800 \times 10^5$	520	540	68,3	1007,44	0,0962	5860
	$T=550$ °C	$1,740 \times 10^5$	500	515	58,1	976,24	0,0916	5770
ХН70ВМЮТ	$T=500$ °C	$1,965 \times 10^5$	640	1020	29,0	1434,12	0,1449	9960
	$T=600$ °C	$1,900 \times 10^5$	600	985	23,0	1302,17	0,1480	9850

При создании сетки конечных элементов использовался двадцатиузловой *Solid226*. Данный элемент имеет степени свободы по перемещениям и температуре и позволяет получить решение совместной термоконтактной задачи с учетом влияния пластического деформирования (рис. 5).

Расчетными исследованиями напряженного состояния ряда КЭ моделей замкового соединения определен оптимальный размер КЭ, равный 3 мм, из условия, что при дальнейшем уменьшении его размера результаты расчета изменяются не более чем на 3% (рис. 6). При этом дальнейшее уменьшение размера приводит к стремительному росту количества КЭ и увеличению времени расчета.

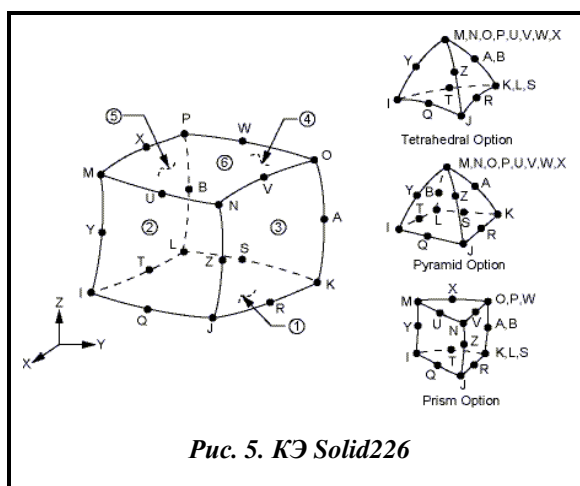
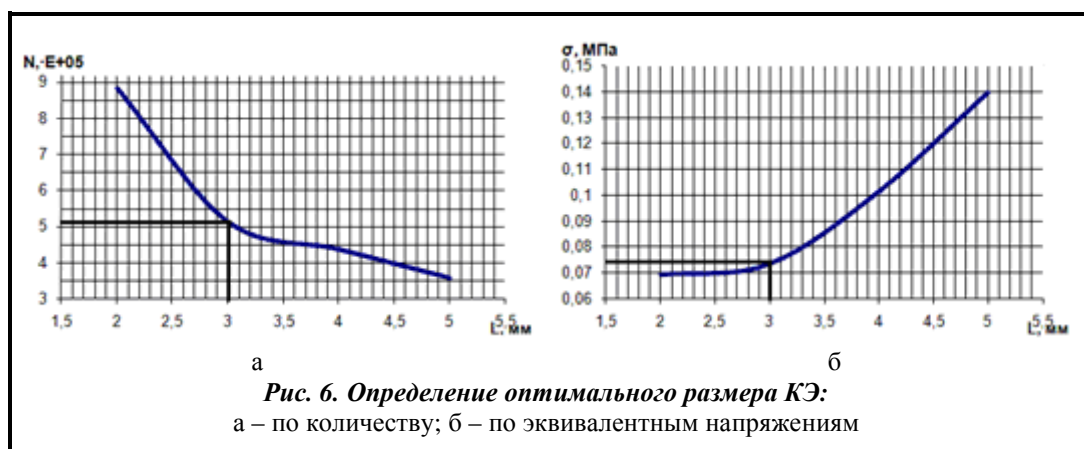


Рис. 5. КЭ Solid226

Рассматриваемая КЭ модель имеет несколько зон контактного взаимодействия: соприкосновения штифтов с диском, с замковой лопаткой, с призмковыми лопатками; опорных площадок хвостов призмковых лопаток и хвостовика диска. В зонах контакта, главным образом влияющих на передачу усилий между взаимодействующими элементами, имеет место сгущение сетки с уменьшением размера КЭ до 1 мм, что повышает точность расчета.

**Решение итерационной задачи.** Общее время расчета составило 16 ч 3 мин для варианта с использованием мультилинейной аппроксимации (рис. 7). При этом время расчета варианта решения задачи с использованием билинейной аппроксимации составило 5 ч 4 мин. Для получения сходимости задачи понадобилось 35 итераций. В том и другом случаях использовался компьютер на базе процессора i7 и 24 Гб оперативной памяти.





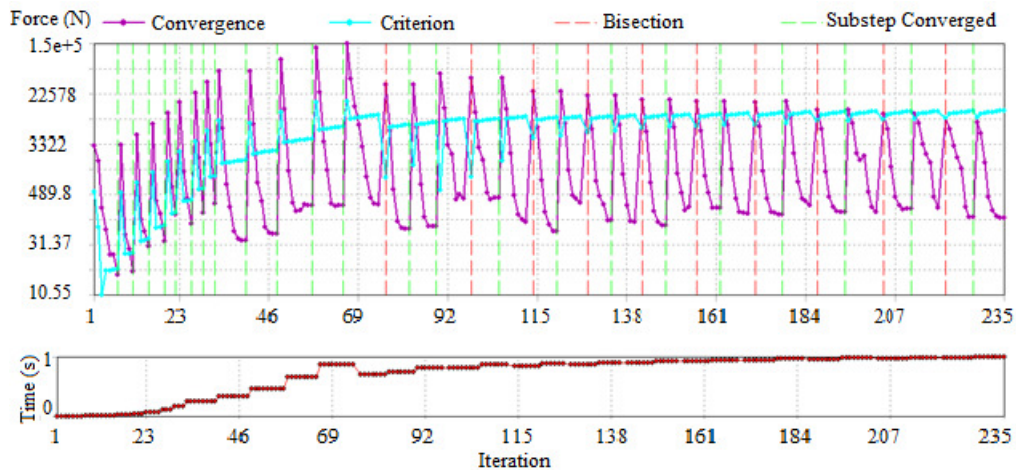


Рис. 7. Ітераційний процес рішення задачі з використанням мультилінійної апроксимації

### Численний аналіз напружено-деформованого стану замкового з'єднання в умовах пластичного деформування

Щоб оцінити вплив пластичності на напружено-деформоване стану замкового з'єднання робочих лопаток, слід спочатку проаналізувати розподіл еквівалентних пластичних деформацій (рис. 8). Дані результати разом з отриманими раніше при розв'язанні задачі термоупругості (рис. 2) [5] дають можливість виявити зони, піддані пластичному деформуванню.

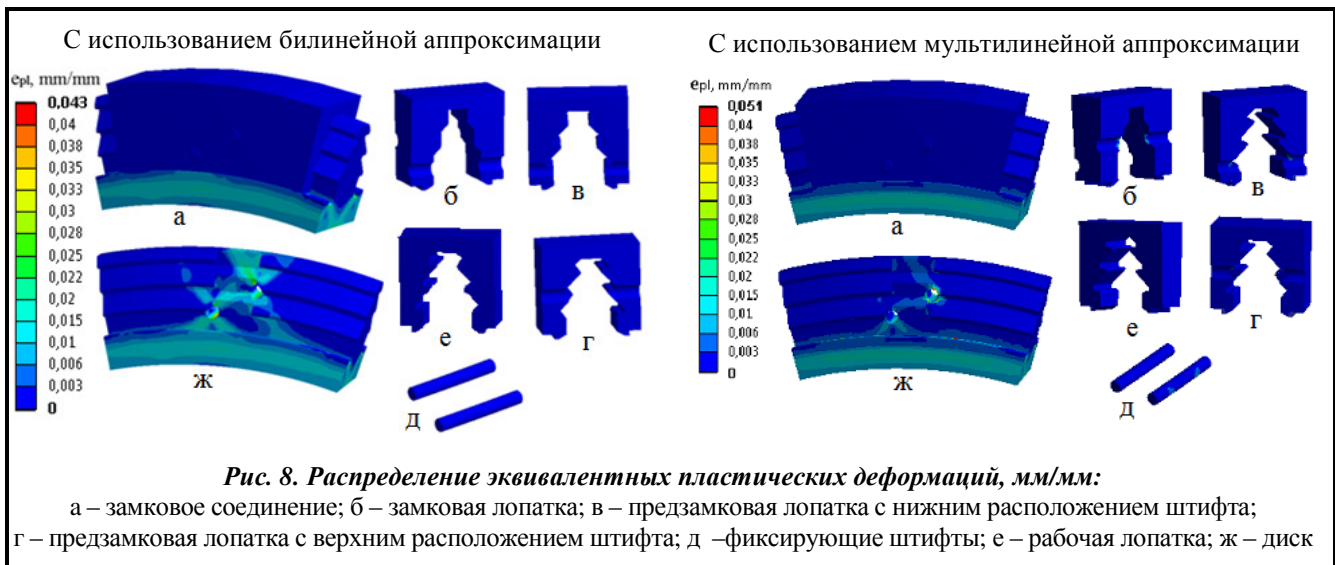


Рис. 8. Розподіл еквівалентних пластичних деформацій, мм/мм:

а – замкове з'єднання; б – замкова лопатка; в – передзамкова лопатка з нижнім розташуванням штифта; г – передзамкова лопатка з верхнім розташуванням штифта; д – фіксуючі штифти; е – робоча лопатка; ж – диск

На рис. 8 представлені результати розрахунку у вигляді розподілу еквівалентних пластичних деформацій з використанням билинійної та мультилінійної апроксимацій. Для проведення якісної оцінки характеру розподілу еквівалентних пластичних деформацій по замковому з'єднанню використана однакова кольорова шкала рівня. Аналізуючи отримані результати, бачимо, що характер розподілу еквівалентних пластичних деформацій як в першому, так і в другому випадку дуже близький і однаково відображає зони з максимальним рівнем деформацій. При цьому верхній рівень самих деформацій незначно відрізняється. При використанні мультилінійної апроксимації отриманий верхній поріг становить 0,051 мм/мм, що перевищує верхнє значення, отримане при використанні билинійної апроксимації 0,043 мм/мм. В обох випадках максимальний рівень залишкових пластичних деформацій спостерігається у отворі в диску під установку штифтів, фіксуючих замкову

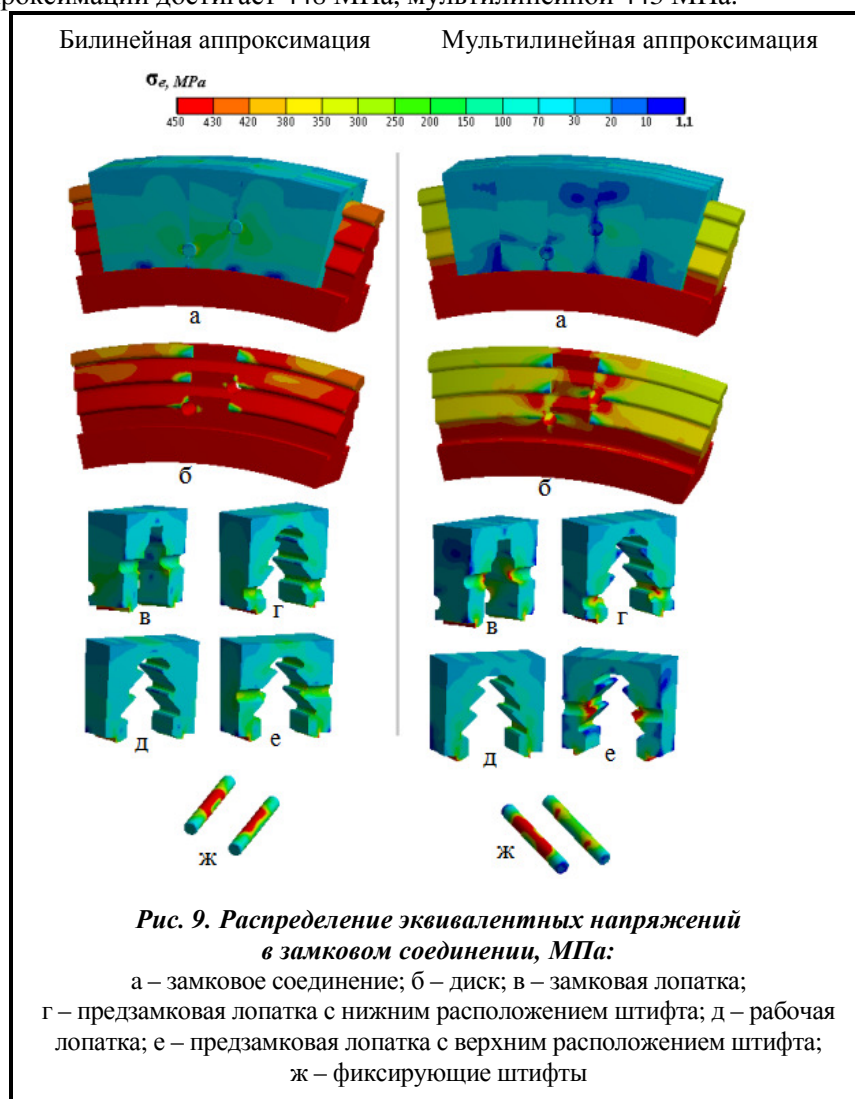
лопатку (рис. 8, ж). Напомним, что уровень эквивалентных напряжений при решении задачи термоупругости в этой зоне достигал 2800 МПа. Видим, что по мере удаления от отверстий уровень пластических деформаций снижается неравномерно, наглядно демонстрируя напряженность части диска под замковой лопаткой. Так, наиболее деформированными являются области между отверстиями, область верхней части диска под замковой лопаткой, а также радиусные переходы у основания диска и реборд. В остальной части диска и всего замкового соединения уровень пластических деформаций является невысоким и не превышает 0,002 мм/мм.

В результате расчетных исследований получено распределение эквивалентных напряжений по замковому соединению (рис. 9).

Как и в случае с пластическими деформациями, результаты представлены для двух вариантов расчета: с использованием билинейной и мультилинейной аппроксимаций.

Полученное в результате решения задачи распределение эквивалентных напряжений в замковом соединении рабочих лопаток имеет сложный пространственный характер. Представленная картина является результатом перераспределения напряжений вследствие пластического деформирования материала диска – стали 20Х3МФА. Видим, что, несмотря на значительное снижение уровня эквивалентных напряжений в замковом соединении рабочих лопаток, имеют место зоны с уровнем напряжений, близкими к значению предела текучести при рабочей температуре (рис. 10) –  $\sigma_T=450$  МПа. В обоих вариантах решения это область вокруг и выше отверстий под установку штифтов, а также область радиусных переходов реборд и основания диска. Максимальный уровень эквивалентных напряжений для варианта с использованием билинейной аппроксимации достигает 448 МПа, мультилинейной 443 МПа.

Видим, что численные значения максимальных эквивалентных напряжений для двух вариантов расчета довольно близки. Отличие составляет менее 5 МПа. При этом следует обратить внимание на отличие в характере распределения эквивалентных напряжений по замковому соединению. Так, сравнивая полученные результаты, видим, что для случая с использованием билинейной аппроксимации наблюдается менее выраженный градиент уровня эквивалентных напряжений. Наиболее отчетливо это видно при сравнении результатов распределения эквивалентных напряжений по диску. В то же время в случае с использованием мультилинейной аппроксимации заметна отчетливая граница между наиболее напряженными и менее напряженными зонами в диске. Полученное несовпадение в характере распределения эквивалентных напряжений двух вариантов расчета связано с имеющимися отличиями в поведении материалов в соединении при нагружении и деформировании. Последнее, в свою очередь, связано с погрешностями при за-



**Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений в замковом соединении, МПа:**

а – замковое соединение; б – диск; в – замковая лопатка;  
г – предзамковая лопатка с нижним расположением штифта; д – рабочая лопатка; е – предзамковая лопатка с верхним расположением штифта;  
ж – фиксирующие штифты

дании кривых пластического деформирования с использованием билинейной и мультлинейной аппроксимаций. Анализируя полученные результаты, можем предположить, что для данного конкретного случая наибольшие погрешности связаны с отличием кривых деформирования в средней зоне нагрузок, а именно, около значений, близких к пределу текучести на кривой деформирования.

Близость уровня остаточных напряжений в диске к заданному значению предела текучести, видимо, связано с невозможностью дальнейшего деформирования и стесненностью деформаций по причине особенностей конструкции замкового соединения рабочих лопаток.

На рис. 11 представлено распределение контактных напряжений на опорных площадках лопаток в замковом соединении при использовании мультлинейной аппроксимации кривых деформирования. При рассмотрении полученных результатов опорные площадки контакта пронумерованы следующим образом. Верхняя пара опорных площадок – 1-я пара, средняя – 2-я пара, нижняя – 3-я пара и боковые опорные поверхности хвоста – заплечики.

Видим, что, как и в случае решения задачи термоупругости, характер распределения контактных напряжений по опорным площадкам носит сложный пространственный характер и зависит от положения лопатки в замковом соединении по отношению к замковой лопатке.

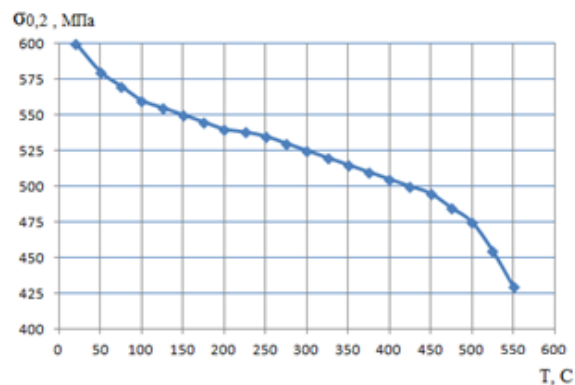


Рис. 10. Зависимость уровня предела текучести стали ЭИ-415 от температуры

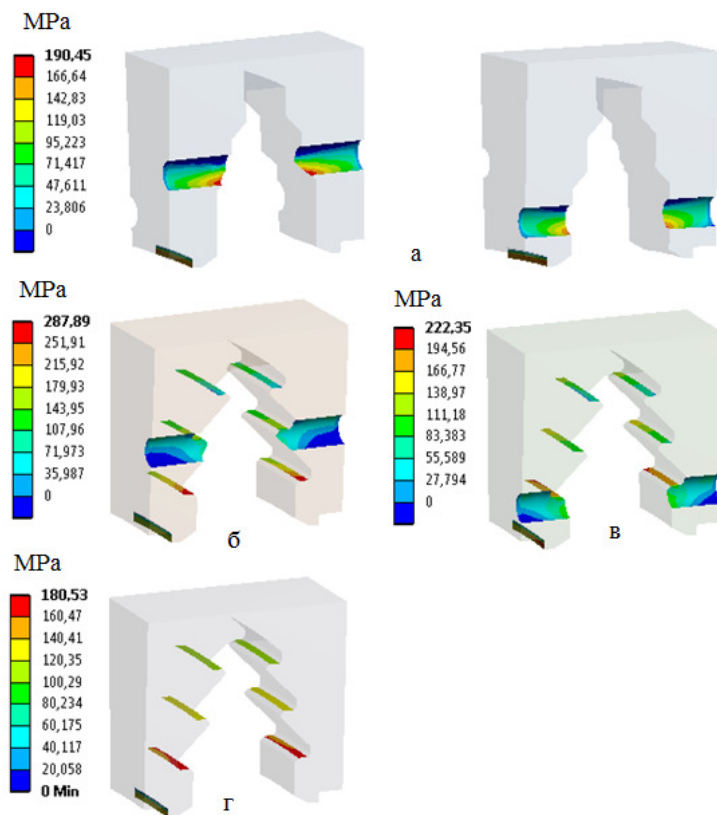


Рис. 11. Распределение контактных напряжений по опорным площадкам в замковом соединении рабочих лопаток: а – замковая лопатка; б – предзамковая лопатка с верхним штифтом; в – предзамковая лопатка с нижним штифтом; г – рабочая лопатка

Представленные результаты распределения контактных напряжений по опорным площадкам хвостов лопаток (рис. 11) позволяют оценить изменение характера контактного взаимодействия данных лопаток диском в соединении по сравнению с результатами, полученными ранее [5]. Как и предполагалось, наибольший уровень контактных напряжений наблюдается на 3-й паре опорных площадок лопаток. Как и в случае решения задачи термоупругости, максимум контактных напряжений достигается со стороны отверстий под дополнительные штифты и, главным образом, зависит от положения штифтов по высоте. Изменение контактных напряжений на призамковых лопатках характеризуется выраженным градиентом по всем опорным площадкам. При этом наиболее существенным отличием получен-

ных результатов является уровень контактных напряжений на опорных площадках рабочих лопаток. Можем видеть, что максимальное значение контактных напряжений у края 3-й опорной площадки достигает около 200 МПа, что практически в четыре раза выше максимальных значений контактных напряжений, полученных ранее при решении задачи термоупругости [5]. Средний уровень контактных напряжений по опорным площадкам также значительно вырос и составляет около 80 МПа при 35 МПа в случае решения задачи термоупругости.

В табл. 2 представлены результаты распределения контактных напряжений по опорным площадкам лопаток в замковом соединении различных вариантов расчета.

**Таблица 2. Распределение уровня контактных напряжений**

Лопатка	Аппроксимация	1-я пара		2-я пара		3-я пара	
		МПа	%	МПа	%	МПа	%
Призамковая с нижним штифтом	Билинейная	79	23	110	32	155	45
	Мультилинейная	85	24	98	28	170	48
Призамковая с верхним штифтом	Билинейная	80	18	175	39	190	43
	Мультилинейная	85	18	190	39	210	43
Рабочая лопатка	Билинейная	100	28	110	31	150	41
	Мультилинейная	110	28	130	33	160	39

Приведенные в табл. 2 численные значения, совместно с результатами на рис. 11, позволяют представить картину распределения контактных напряжений по опорным площадкам лопаток в замковом соединении при пластическом деформировании. Кроме того, представленные результаты позволяют выполнить сравнительный анализ вариантов расчета при использовании различных подходов к аппроксимации кривых деформирования. Видим, что полученные результаты отличаются незначительно. Сравнивая абсолютные значения контактных напряжений по опорным площадкам, имеем максимальное отличие 30 МПа для 3-й пары опорных площадок призамковой лопатки с верхним расположением фиксирующего штифта. В среднем по площадкам отличие не превышает 10 МПа. При этом процентное распределение напряжений отличается менее чем на 5%. В том и другом случае наиболее напряженной является 3-я пара опорных площадок, наименее напряженной – 1-я пара.

## Выводы

Представленные в данной статье результаты позволили охарактеризовать степень релаксации и перераспределения напряжений в конструкции по сравнению с результатами, полученными ранее при решении задачи термоупругости [5]. Показано, что максимальный уровень остаточных пластических деформаций, как и предполагалось, наблюдается у отверстий в диске под установку штифтов, фиксирующих замковую лопатку, и достигает около 0,05 мм/мм.

Решение задачи о напряженно-деформированном состоянии замкового соединения в рассматриваемой постановке позволило оценить изменение характера распределения контактных напряжений в соединении. Полученные результаты продемонстрировали существенное отличие по уровню контактных напряжений на опорных площадках рабочих лопаток. Так, максимальное значение контактных напряжений у края 3-й опорной площадки достигает около 200 МПа, что практически в четыре раза выше максимальных значений контактных напряжений, полученных ранее при решении задачи термоупругости. При этом средний уровень контактных напряжений по опорным площадкам также значительно вырос и составляет около 80 МПа при 35 МПа в случае решения задачи термоупругости. Повышение контактных напряжений, вероятно, связано с перераспределением усилий в замковом соединении вследствие пластического деформирования его элементов.

Наблюдается существенное снижение эквивалентных напряжений, полученных при решении задачи термоупругости – от 2800 до 448 МПа. Близость уровня эквивалентных напряжений деформированной части диска в замковом соединении по отношению к пределу текучести связано с невозможностью дальнейшего деформирования рассматриваемой конструкции замкового соединения рабочих лопаток. Это, вероятно, в дальнейшем и стало причиной разрушения указанной области диска.

Представленные в данной статье результаты решения задачи напряженно-деформированного состояния с учетом пластических деформаций на примере замкового соединения также позволили рас-



смотреть применимость методики расчета с использованием билинейной аппроксимации. Было показано, что время, требуемое для выполнения расчета при использовании более точной мультилинейной аппроксимации кривых пластического деформирования, составляет около 16 часов, в то время как при использовании более простой билинейной аппроксимации – около 5 часов. Сравнение полученных результатов в виде распределения пластических деформаций, эквивалентных напряжений и контактных напряжений по опорным площадкам показало, что имеет место незначительное отличие при использовании двух типов аппроксимации. При этом погрешность результатов при использовании билинейной аппроксимации не превышает 5%. Это подтверждает применимость такого подхода к обработке кривых пластического деформирования для решения подобного рода задач.

Использование представленной методики расчета замковых соединений рабочих лопаток при проектировании новых конструкций роторов паровых турбин, работающих в зоне высоких тепловых и силовых нагрузок, при учете контактного взаимодействия элементов в соединении, учете различных механических и физических свойств материалов, а также их изменения в зависимости от рабочей температуры уже на данном этапе развития программного обеспечения позволяет обнаружить проблемные места в конструкции и предотвратить в дальнейшем поломки в турбине. Данная методика расчета путем обнаружения проблемных зон и их усиления позволяет значительно снизить экономические затраты, вызванные простоем турбоагрегата при выполнении ремонтных работ.

### Литература

1. Методические указания по расследованию причин повреждений деталей роторов паровых турбин электростанций: РД 153-34.1-17.424-2001. – М.: ОАО «ВТИ», 2002. 82 с.
2. Швецов В. Л., Литовка В. А., Пальков И. А., Пальков С. А. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток. *Пробл. машиностроения*. 2012. Т. 15. № 2. С. 31–36.
3. Швецов В. Л., Губский А. Н., Пальков И. А., Пальков С. А. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины. *Вестн. Нац. техн. ун-та «ХПИ»*. 2012. №7. С. 70–75.
4. Шульженко Н. Г., Гришин Н. Н., Пальков И. А. Напряженное состояние замкового соединения рабочих лопаток турбины. *Пробл. машиностроения*. 2013. Т. 16. №3. С. 37–45.
5. Palkov I. A., Shulzhenko M. N. Thermostrained state of the lock joint of turbine rotor blades of the first stage of K-500-240 steam turbine medium pressure cylinder. *J. Mech. Eng.* 2019. Vol. 22. No. 3. P. 36–43. <https://doi.org/10.15407/pmach2019.03.036>.
6. Гонтаровский П. П., Киркач Б. Н. Исследование напряженно-деформированного состояния замковых соединений лопаток турбомашин методом конечных элементов. *Пробл. прочности*. 1982. № 8. С. 37–40.
7. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Зайцев Б. Ф. Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований). Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. 370 с.
8. Подгорный А. Н., Гонтаровский П. П., Киркач Б. Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций. Киев: Наук. думка, 1989. 232 с.
9. Штаерман И. Я. Контактная задача теории упругости. М.: Гостехиздат, 1949. 270 с.
10. О тензометрических испытаниях моделей замкового соединения рабочих лопаток ЦСД турбины К-500-240: отчет о НИР/ОАО «Турбоатом»: Рук. Г. М. Меллерович; Инв. № Д-1561. Харьков, 1962. 156 с.
11. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Демьянушко И. В. Термпрочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1975. 455 с.
12. Гармаш Н. Г., Гонтаровский В. П. Напряженное состояние замкового соединения лопаток газовой турбины в рамках термоконтактной задачи. *Пробл. машиностроения*. 2001. Т. 4. № 3–4. С. 12–16.
13. Thompson M. K., Thompson J. M. ANSYS Mechanical APDL for Finite Element Analysis. Elsevier, 2017. 803 p.
14. Либерман Л. Я., Пейсихис М. И. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении (справочник): в 3-х т. Л.: НПО Центр. котлотурбин. ин-т, Т. 1. 1996. 244 с.; Т. 2. 1996. 212 с.; Т. 3. 1997. 180 с.
15. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести: 2-е изд. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.
16. Каминский А. А., Бастун В. Н. Деформационное упрочнение и разрушение металлов при переменных процессах нагружения. Киев: Наук. думка, 1985. 168 с.
17. Зубчанинов В. Г. Основы теории упругости и пластичности. М.: Высш. шк., 1990. 368 с.
18. Левин А. В., Боришанский К. Н., Консон Е. Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. Л.: Машиностроение, 1981. 710 с.

Поступила в редакцию 28.08.2020

**Напружено-деформований стан замкового з'єднання парової турбіни  
в умовах пластичного деформування****<sup>1</sup>І. А. Пальков, <sup>2</sup>М. Г. Шульженко**<sup>1</sup> Акціонерне товариство «Турбоатом», 61037, Україна, м. Харків, пр. Московський, 199<sup>2</sup> Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,  
61046, Україна, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10

*Розв'язується задача про напружено-деформований стан замкового з'єднання робочих лопаток 1-го ступеня циліндра середнього тиску в умовах пластичного деформування. Під час розв'язання задачі використовується теорія пружно-пластичних деформацій. Розв'язання задачі здійснюється з використанням двох різних підходів до задання кривих пластичного деформування. Оцінюється можливість застосування більш простої білінійної апроксимації замість класичної мультилінійної. На прикладі розв'язання даної задачі показано час, необхідний для виконання розрахунку при використанні білінійної та мультилінійної апроксимації. Порівняння отриманих результатів у вигляді розподілу пластичних деформацій, еквівалентних напружень і контактних напружень по опорних площадках дало можливість оцінити відмінність під час використання двох типів апроксимації. Отримане значення похибки результатів під час використання білінійної апроксимації дозволило зробити висновки про можливість застосування такого підходу до обробки кривих пластичного деформування для розв'язання подібного роду задач. Розв'язання задачі здійснюється за допомогою методу скінченних елементів. Щоб об'єктивно оцінити вплив пластичного деформування на перерозподіл навантажень в замковому з'єднанні, використовується модель, отримана під час розв'язання задачі про термонапружений стан замкового з'єднання робочих лопаток. Показано розподіл контактних напружень в замковому з'єднанні. Проведено порівняння результатів з отриманими раніше під час розв'язання задачі термопружності. Відзначено суттєві відмінності рівня контактних зусиль. Наводяться результати розрахункової оцінки напружено-деформованого стану замкового з'єднання робочих лопаток першого ступеня циліндра середнього тиску парової турбіни, що дозволяють охарактеризувати ступінь релаксації і перерозподілу напружень в конструкції порівняно з результатами, отриманими раніше під час розв'язання задачі термопружності. Зроблено висновки щодо економічної доцільності використання поданої методики розрахунку.*

**Ключові слова:** турбіна, замкове з'єднання, робоча лопатка, напружений стан, крива деформування, границя текучості.