

Литература

1. Мирсалимов В. М. К решению задач механики контактного разрушения о зарождении и развитии трещины со связями между берегами во втулке фрикционной пары / В. М. Мирсалимов // Прикл. математика и механика. – 2007. – Т. 71, вып. 1. – С. 132–151.
2. Мусхелишвили Н. И. Некоторые основные задачи математической теории упругости / Н. И. Мусхелишвили. – М.: Наука. 1966. – 707 с.
3. Панасюк В. В. Распределение напряжений около трещин в пластинах и оболочках / В. В. Панасюк, М. П. Саврук, А. П. Дацышин. – Киев: Наук. думка, 1976. – 444 с.
4. Мирсалимов В. М. Неоднородные упругопластические задачи / В. М. Мирсалимов. – М.: Наука, 1987. – 256 с.
5. Ильюшин А. А. Пластичность / А. А. Ильюшин. – М.; Л.: Гостехтеоретиздат, 1948. – 376 с.
6. Биргер И. А. Общие алгоритмы решения задач теорий упругости, пластичности и ползучести / И. А. Биргер // Успехи механики деформируемых сред. – М.: Наука, 1975. – С. 51–73.

Поступила в редакцию
12.05.13

УДК 621.125

Н. Г. Шульженко^{*}, д-р техн. наук

Н. Н. Гришин^{**}, канд. техн. наук

И. А. Пальков^{**}

* Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины,
(г. Харьков, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua)

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

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ

Выполнен анализ напряженного состояния хвостового соединения замковой группы лопаток с диском 1-й ступени цилиндра среднего давления паровой турбины. Определены области возможного появления усталостных трещин в хвостовом соединении при эксплуатации турбины.

Виконано аналіз напруженого стану хвостового з'єднання замкової групи лопаток з диском 1-го ступеня циліндра середнього тиску парової турбіни. Визначені області можливої появи втомних тріщин в хвостовому з'єднанні при експлуатації турбіни.

Введение

При создании и эксплуатации турбоагрегатов большой мощности более 300 МВт важным является обеспечение их эксплуатационной надежности. Это связано, в первую очередь, с работоспособностью наиболее ответственных деталей и узлов паровых турбин. Наиболее напряженным элементом мощных турбин является ротор и, в частности, хвостовое соединение замковой группы рабочих лопаток с диском.

Ранее, при проектировании турбин меньшей мощности, приближенность результатов расчета замковых соединений и экспериментального анализа их напряженно-деформированного состояния учитывалась назначением завышенного запаса прочности. Значительное увеличение нагрузок, действующих на рассматриваемое соединение мощных турбин, и все усложняющиеся условия их работы привели к значительному повышению напряженности соединений. Поскольку требования по надежности энергетического оборудования возрастают, то важную роль играет уточненная оценка прочности элементов турбин по новым методикам.

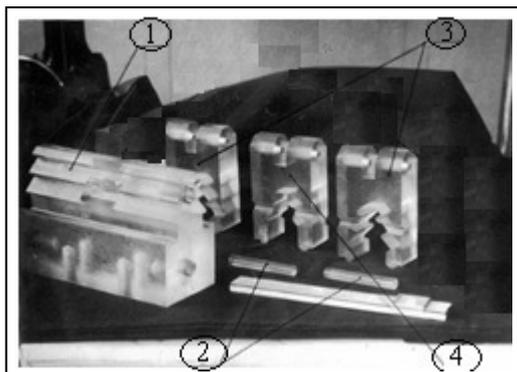


Рис. 1. Модель замкового соединения:

- 1 – диск; 2 – штифты замковые;
3 – предзамковые лопатки;
4 – замковая лопатка

В ОАО «Турбоатом» осуществляется разработка типового ряда турбин нового поколения мощностью 500–750 МВт с давлением пара перед турбиной до 29 МПа и температурой до 600 °С. Прототипом при создании таких турбин служит существующая турбина К-500-240, при длительной эксплуатации которой выявлены нарушения геометрии и поломка хвостового соединения замковых лопаток первых ступеней цилиндров высокого и среднего давлений [1].

Для выявления причин этих поломок и разработки рекомендаций по их устранению необходимы более точные расчетные исследования, учитывающие особенности напряженного состояния. Последнее связано с длительной работой при

высокой температуре, нестационарными режимами работы, сложным пространственным нагружением от центробежных сил и от изгибающего момента вследствие паровой нагрузки, а также с развивающейся во времени ползучестью и циклической усталостью материалов. Последовательный учет указанных факторов при решении задачи определения и анализа напряженного состояния замкового соединения позволит определить степень влияния того или иного фактора на его прочность.

Кратко опишем результаты проведенных ранее исследований [2] для учета указанных факторов при построении расчетной модели замкового соединения. Полученные ранее результаты натурной тензометрии [3] позволили оценить применимость выбранной методики [2] для расчета напряженного состояния соединения в упругой постановке.

В расчетных исследованиях [2] определялось напряженное состояние (НС) трехопорного грибовидного замкового соединения рабочих лопаток 2-й ступени цилиндра среднего давления паровой турбины К-500-240-1 (рис. 1), а результаты сравнивались с данными испытаний экспериментальной модели этого соединения [3].

НС модели соединения определялось с помощью метода конечных элементов (МКЭ). При этом учитывалось только растяжение от центробежных сил и не учитывалось влияние парового потока.

Элементы модели замкового соединения (рис. 1) изготавливались из органического стекла для проведения тензометрических испытаний узла. Модель диска (рис. 1, поз. 1) выполнена с шагом в три лопатки. Для простоты изготовления модели криволинейный участок диска представлялся прямолинейным. Замковая (рис. 1, поз. 4) и две призамковые (рис. 1, поз. 3) лопатки представлялись их хвостовиками.

Испытания модели замкового соединения проводились в ОАО «Турбоатом» на разрывной машине, а напряжения в элементах замкового соединения определялись с помощью тензометрических датчиков [4].

В результате испытания модели установлено, что:

- распределение напряжений по конструкции замкового соединения имеет сложный пространственный характер;
- более напряженными по сравнению с другими являются верхние сечения призамковых лопаток и сечения в районе отверстий под штифты;
- отличие расчетных значений напряжений, полученных с помощью МКЭ, и их экспериментальных значений составляет не более 10%, что позволяет рекомендовать подобную модель для дальнейших расчетных исследований напряженного состояния замкового соединения.

Постановка задачи

Задача о напряженном состоянии замкового соединения решается в упругой постановке без учета влияния температуры паровой среды.

Рассматриваемый узел, кроме центробежных сил, испытывает воздействие растягивающей нагрузки, равной величине напряжений от центробежной силы пера лопатки с бандажом интенсивностью 27,863 МПа на частоте вращения 50 Гц.

В замковом соединении передача усилий между деталями осуществляется посредством контакта между взаимодействующими поверхностями, поэтому решение рассматриваемой задачи корректно выполнять в контактной постановке [5].

Существующие в настоящее время аналитические решения контактных задач получены для относительно простых областей и условий контактного взаимодействия [5] для контактирующих двух тел. Решение зачастую ограничивается оценкой давлений в зоне контакта. Чтобы определить картину напряженного состояния рассматриваемой конструкции, необходимо решение краевой задачи со сложными граничными условиями.

Методика решения контактных задач с помощью метода конечных элементов, используемая в данной работе, основана на применении модели контактного слоя [5]. Зоны возможного контактного взаимодействия представляются контактными элементами, при этом поверхность контакта определяется геометрией взаимодействующих подобластей, а также начальным зазором или натягом между контактирующими телами. Механическое взаимодействие контактирующих поверхностей определяется величиной их взаимного проникновения. Механические свойства контактного слоя характеризуются контактной жесткостью C_n , которая определяется по формуле [5]

$$C_n = f \cdot E \cdot h,$$

где f – коэффициент контактной жесткости, $0,0001 < f < 100$; E – модуль Юнга; h – характерный линейный размер зоны контакта.

Величина контактной жесткости должна быть достаточно большой [5] для того, чтобы взаимопроникновением поверхностей можно было пренебречь, но такой, чтобы точность решения системы разрешающих уравнений МКЭ позволяла определить контактные напряжения по формуле

$$\sigma_n = C_n \cdot (u_n^1 - u_n^2 - \delta_n),$$

где u_n^1, u_n^2 – перемещения первой и второй поверхностей в направлении общей нормали \vec{n} ; δ_n – начальный зазор или натяг (при $\delta < 0$) между контактными поверхностями.

При наличии трения между взаимодействующими поверхностями с коэффициентом f_{mp} в рассматриваемой точке вводится касательная жесткость C_τ , препятствующая взаимному перемещению контактирующих точек по касательной к поверхности контакта. Этим определяются касательные напряжения, препятствующие проскальзыванию,

$$\sigma_\tau = C_\tau \cdot (u_\tau^2 - u_\tau^1),$$

где u_τ^1, u_τ^2 – перемещения первой и второй поверхностей в направлении общей нормали $\vec{\tau}$.

Проверяется условие проскальзывания

$$-\sigma_n \cdot f_{mp} = |\sigma_\tau|,$$

где f_{mp} – коэффициент трения; σ_n – напряжения взаимодействия тел в направлении к нормали n .

Контактный слой может отражать свойства прослойки между реальными телами, возникающей вследствие шероховатостей и микронеровностей поверхностей. В этом случае величина взаимного проникновения на площадках контакта принимается близкой к высоте шероховатостей [6].

При решении рассматриваемой задачи о напряженном состоянии тел в замковом соединении учитываются граничные условия и ограничения на поверхности контакта [5].

На общей поверхности с условными номерами 1 и 2 должны быть выполнены условия сопряжения

– силовые $(\sigma_{(1)}^{mn} - \sigma_{(2)}^{mn}) \cdot \nu_{m(j)} = 0; m, n = 1, 2, 3; j = 1, 2,$

где σ^{mn} – компоненты тензора напряжений;

– кинематические при сцеплении (перемещения в том же базисе, что и координаты)

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \nu_m = 0; \quad m = 1, 2, 3,$$

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \tau_m = 0; \quad m = 1, 2, 3,$$

где ν_m, τ_m – компоненты векторов соответственно внешней нормали к поверхности контакта и касательной к этой поверхности; x_m – координаты точки тела на поверхности контакта в направлении $m = 1, 2, 3$; U_m – перемещение точки тела в направлении $m = 1, 2, 3$.

При проскальзывании (с трением или без трения) последнее условие не используется;

– взаимного непроникновения тел

$$[(x_m + U_m)_{(1)} - (x_m + U_m)_{(2)}] \cdot \nu_m \leq 0.$$

Модель замкового соединения рабочих лопаток

Модель облопаченного диска 1-й ступени паровой турбины разрабатывалась в пакете геометрического моделирования Autodesk Inventor и представлена на рис. 2.

Кратко опишем конструкцию рассматриваемого замкового соединения рабочих лопаток. Замковая лопатка (рис. 2, б) фиксируется на грибке диска двумя штифтами (рис. 2, а), посредством которых последняя также взаимодействует с двумя соседними призамковыми лопатками (рис. 2, в). В зоне диска, где крепится замковая лопатка (рис. 2, г), имеется «колодец». В рассматриваемом соединении «колодец» представляет собой паз на диске с шагом в

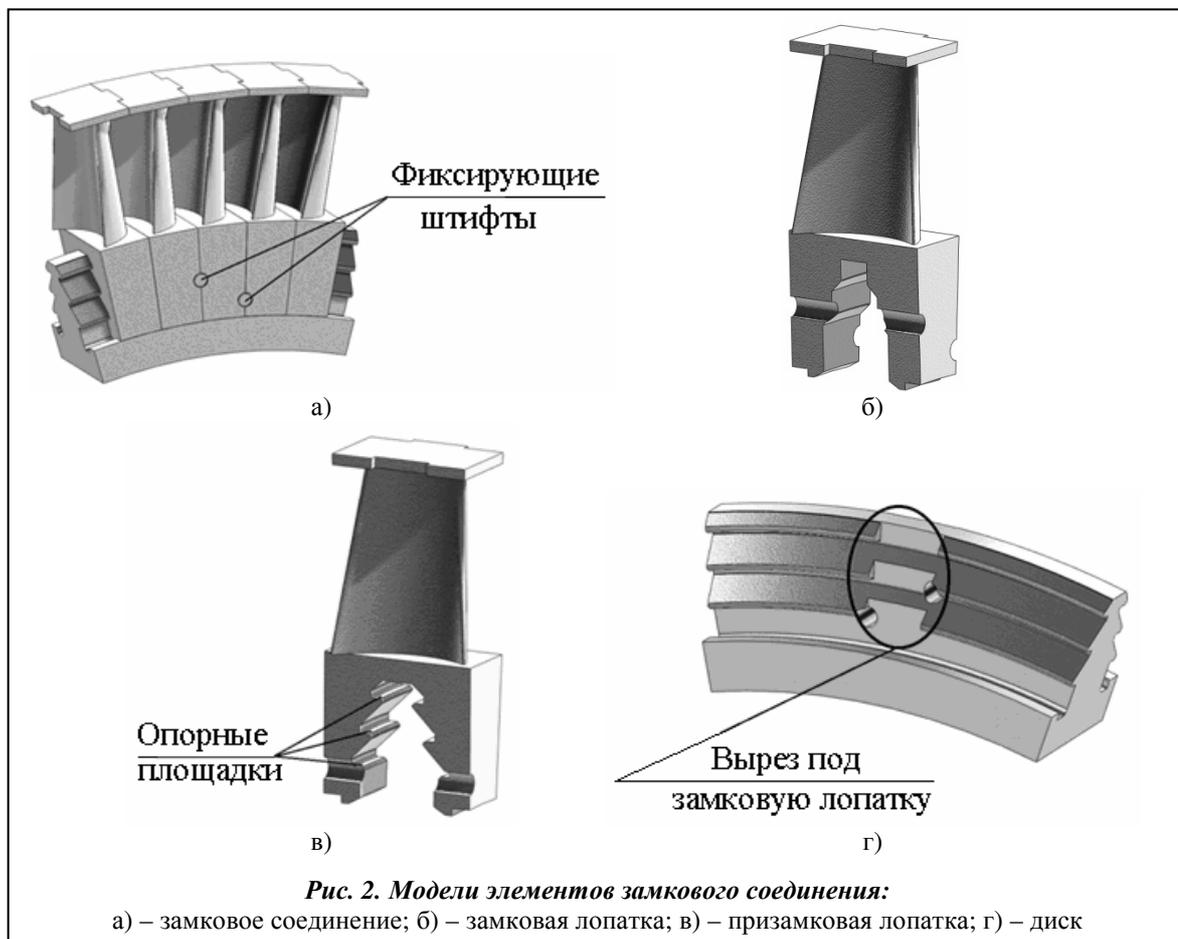


Рис. 2. Модели элементов замкового соединения:

а) – замковое соединение; б) – замковая лопатка; в) – призамковая лопатка; г) – диск

одну лопатку. В пазе срезаются все контактирующие поверхности для ввода лопаток с последующим перемещением их по диску в окружном направлении. Последней заводится замковая лопатка. Отличием замковой лопатки от обычной является то, что на диске она фиксируется с помощью штифтов и не имеет опорных поверхностей (рис. 2, в).

Физико-механические свойства материалов (модуль Юнга E , коэффициент Пуассона ν , плотность ρ), используемые при изготовлении ротора, лопаток и штифтов, приводятся в табл. 1 [7].

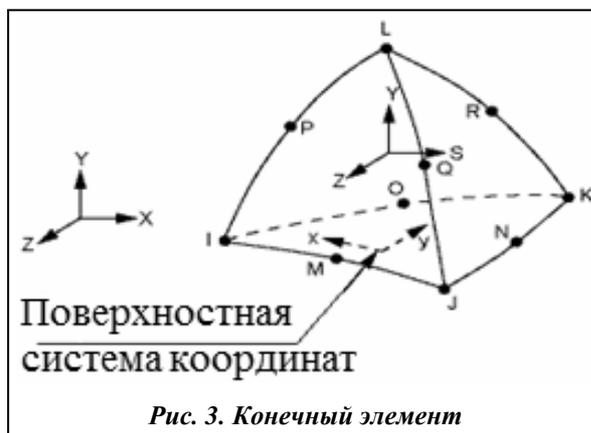


Таблица 1. Физико-механические свойства материалов в замковом соединении

Материал	Физические свойства		
	$E \cdot 10^{-3}$, МПа	ν	ρ , кг/м ³
20Х3МВФ (диск)	211	0,3	7790
15Х12ВНМФ (лопатки)	211	0,3	7850
ХН70ВМЮТ (штифты)	226	0,305	8568

Оценка напряженного состояния замкового соединения всего облопаченного диска в составе целого ротора и при учете всех нагружающих факторов приведет к решению нелинейной задачи чрезмерно высокой размерности (несколько миллионов конечных элементов), что при имеющихся вычислительных мощностях практически невозможно. Поэтому при анализе рассматривался не весь диск, а только сектор с углом раствора $\varphi=20^\circ$ (рис. 3), на торцах которого заданы условия симметрии. Закрепление модели в осевом направлении производилось с учетом перемещений, полученных ранее при расчете напряженно-деформированного состояния целого ротора.

При построении конечноэлементной (КЭ) модели использовался изопараметрический 10-узловой конечный элемент [8] (рис. 3).

В результате анализа определено, что оптимальный размер конечного элемента равен 3 мм. Из рис. 4 видно, что при дальнейшем уменьшении КЭ точность счета изменяется незначительно, при этом количество элементов стремительно возрастает.

На рис. 5 показана дискретизация на конечные элементы модели замкового соединения.

При разбиении было получено около 514000 конечных элементов. Данная модель позволяет учесть несколько контактных взаимодействий: область соприкосновения штифтов с диском, замковой лопаткой, призамковыми лопатками; область соприкосновения опорных

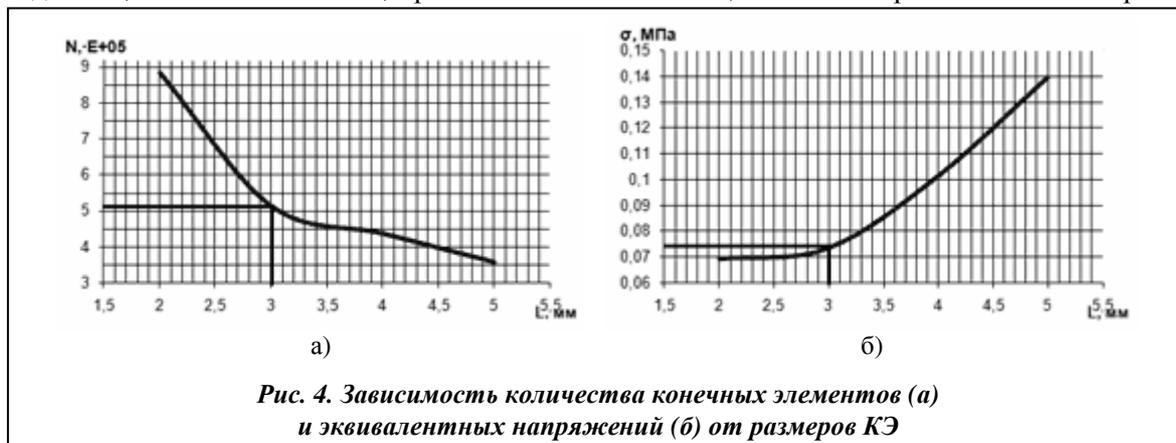


Рис. 4. Зависимость количества конечных элементов (а) и эквивалентных напряжений (б) от размеров КЭ

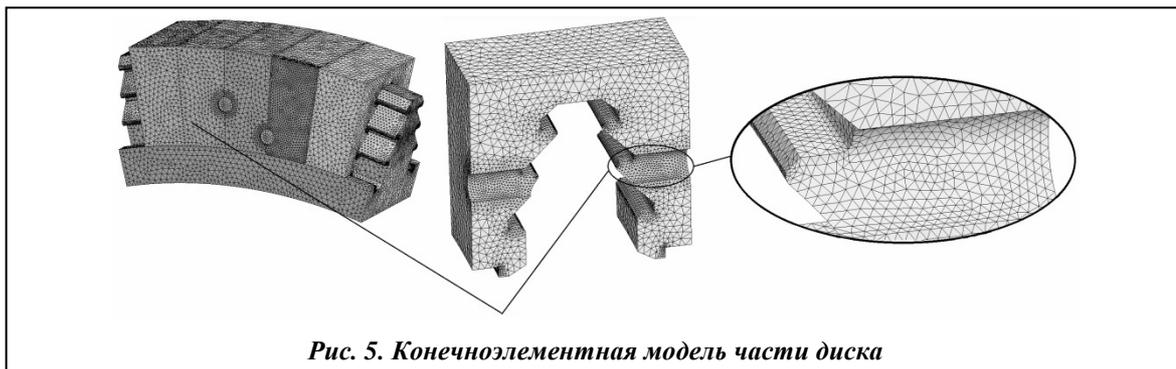


Рис. 5. Конечноэлементная модель части диска

площадок хвоста призматической лопатки и хвостовика диска. В зонах контакта, главным образом влияющих на передачу усилий между взаимодействующими элементами, имеет место сгущение сетки, что повышает точность расчета.

Анализ полученных результатов

Из анализа результатов расчета напряженного состояния замкового соединения следует, что максимальной величины достигают радиальные напряжения рис. 6. Осевые и касательные напряжения малы.

Как показали расчеты, напряженное состояние в зонах контакта опорных площадок лопаток и диска подобно тому, что наблюдается при сжатии (отмечено темным цветом). При этом наибольшие растягивающие напряжения получены на контурах внутренних отверстий, а также у галтельных переходов опорных поверхностей хвостов лопаток и хвостовика диска.

Из анализа полученных результатов следует, что уровень концентрации напряжений у галтельных переходов опорных площадок весьма значительный, что, вероятно, повлечет за собой появление местных пластических деформаций. Наиболее напряженной деталью является грибок обода диска, где радиальные напряжения достигают значений 530–555 МПа при $\sigma_{0,2}(T=525\text{ }^{\circ}\text{C}) = 455\text{ МПа}$.

В среднем по замковому соединению напряжения невелики (около 80 МПа) и находятся в установленных нормах [9].

Важной особенностью такого типа хвостовых соединений является наличие бурта диска, необходимого для предотвращения изгибных деформаций хвостов рабочих лопаток в

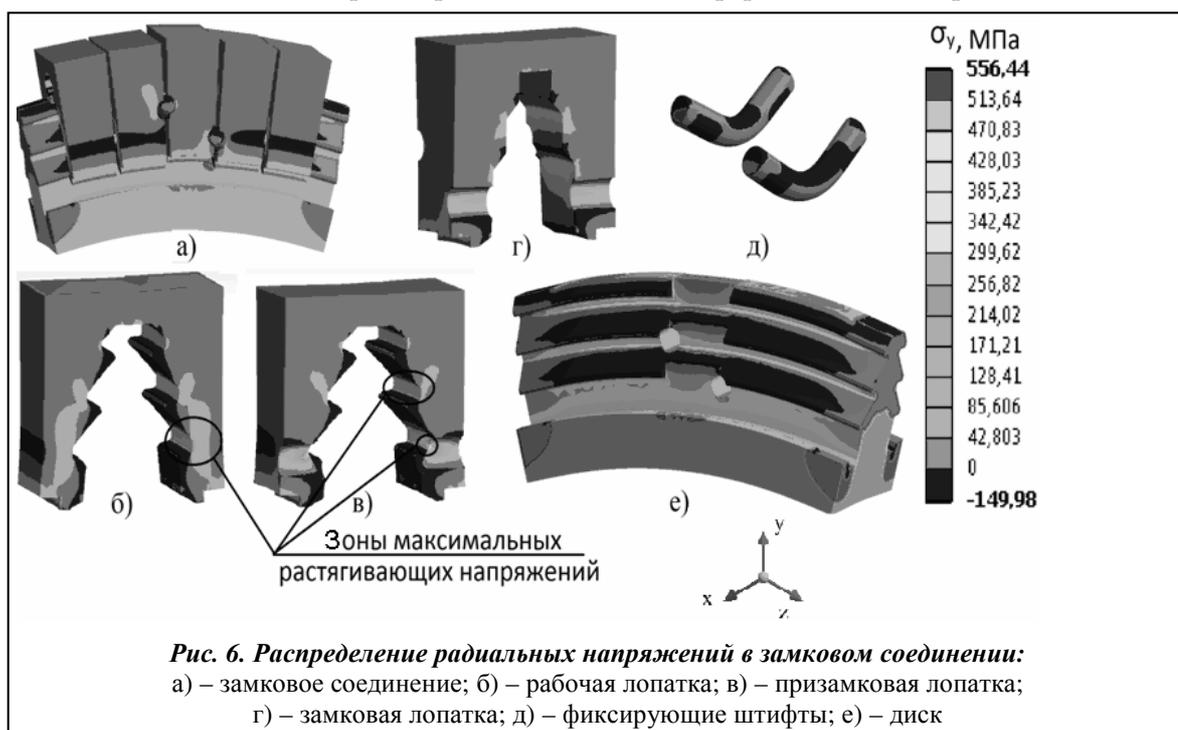


Рис. 6. Распределение радиальных напряжений в замковом соединении:

а) – замковое соединение; б) – рабочая лопатка; в) – призматическая лопатка;

г) – замковая лопатка; д) – фиксирующие штифты; е) – диск

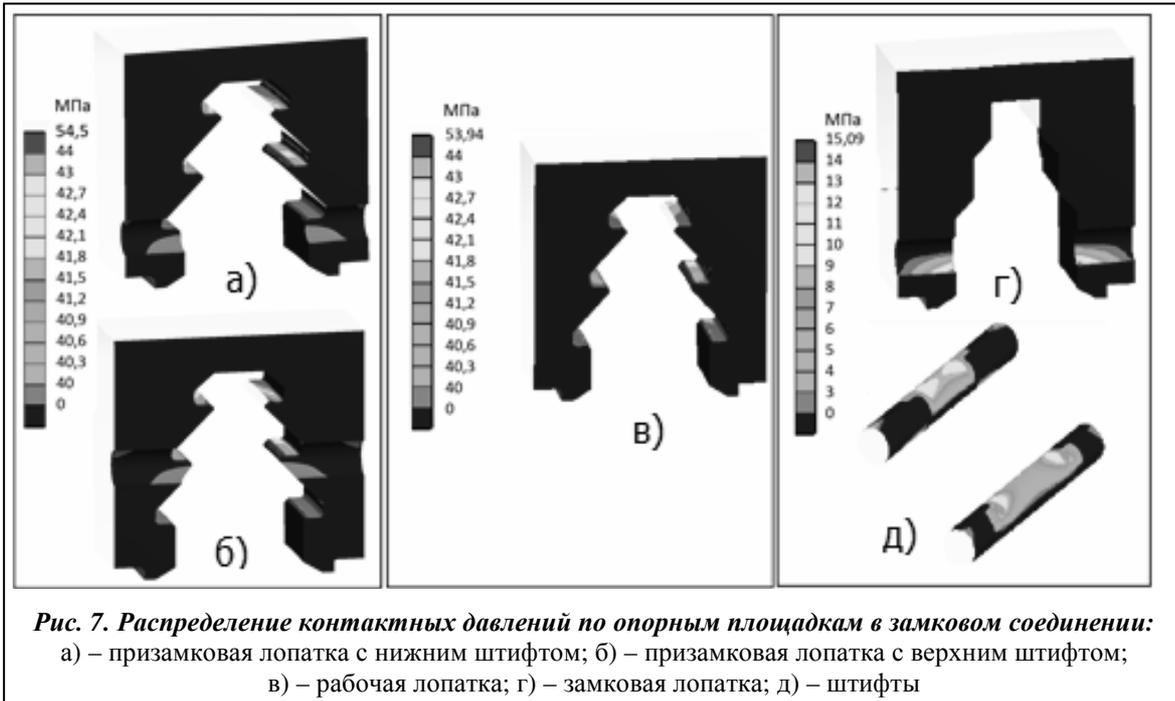


Рис. 7. Распределение контактных давлений по опорным площадкам в замковом соединении:
 а) – призматическая лопатка с нижним штифтом; б) – призматическая лопатка с верхним штифтом;
 в) – рабочая лопатка; г) – замковая лопатка; д) – штифты

меридиональной плоскости. По полученным результатам можно отметить наличие зоны сжатия с внешней стороны и зоны растяжения с внутренней стороны рабочей лопатки (рис. 6, а, б, в). Что касается замковой лопатки, то в ней подобного рода изгибных деформаций практически не наблюдается.

Под действием центробежной нагрузки замковое соединение вытягивается в радиальном направлении. Имеет место сложная деформационная картина, которая носит явно выраженный трехмерный характер. Наибольшее смещение в радиальном направлении испытывает замковая лопатка, которая через штифты подгружает соседние призматические лопатки (рис. 6, а).

Полученное в ходе решения задачи распределение контактных давлений по опорным площадкам замкового соединения представлено на рис. 7.

Очевидно, что имеет место неравномерность распределения контактных давлений по опорным площадкам не только в призматических, но и в рабочей лопатке, что, вероятно, вызвано влиянием деформаций части диска под замковой лопаткой. В табл. 2 приведены средние значения контактных давлений по опорным площадкам в замковом соединении.

Таблица 2. Распределение контактных давлений по опорным площадкам в соединении

Наименование	1-я пара		2-я пара		3-я пара	
	МПа	%	МПа	%	МПа	%
призматическая лопатка(с верхним штифтом)	42,67	34	43,15	34	40,88	32
призматическая лопатка (с нижним штифтом)	41,94	34	42,78	34	40,17	32
рабочая лопатка 3D	40,5	33,5	41,31	34	39,23	32
рабочая лопатка 2D (данные [6])	37		30		33	

Необходимо отметить отличие в величинах контактных давлений по опорным площадкам призматических лопаток, что, скорее всего, обусловлено различным расположением штифтов по радиусу.

Сравнивая результаты распределения контактных давлений по опорным площадкам обычной рабочей лопатки и имеющихся в литературе данных [6], можно отметить отличия. Согласно литературным данным наиболее напряженной является первая пара опорных площадок, а по результатам расчета, представленным в данной работе, наиболее напряженной

оказалась вторая пара опорных площадок. Это можно объяснить влиянием таких факторов, как решение задачи в различных постановках (трехмерной и двухмерной), влияние замковой лопатки и др.

Выводы

В данной работе определялось напряженное состояние замкового соединения рабочих лопаток 1-й ступени ротора среднего давления турбины К-500-240 при упругом деформировании. Решение получено методом конечных элементов. На основе полученных результатов можно сделать следующие выводы:

- напряженное состояние замкового соединения рабочих лопаток турбины является неоднородным, имеет место сложная деформационная картина;
- хотя средний уровень напряжений в замковом соединении невелик, есть зоны повышения напряжений у галтельных переходов опорных площадок и отверстий под штифты, что и могло послужить причиной возникновения трещин;
- наибольшие деформации в радиальном направлении испытывает диск под замковой лопаткой и сама лопатка;
- заложенное в конструкции соединения наличие бурта диска, в отличие от обычных рабочих лопаток, на замковую лопатку практически не влияет, поскольку изгибные деформации хвоста лопатки в меридиональной плоскости малы и малы контактные давления на поверхности бурта;
- решение задачи в контактной постановке позволило оценить степень влияния замковой лопатки на неравномерность распределения контактных давлений по опорным площадкам элементов соединения;
- сравнение величин контактных давлений по опорным площадкам призамковых лопаток показало некоторое различие, что вызвано разным расположением штифтов по радиусу. Это может служить основой для перераспределения величины контактных давлений по опорным площадкам;
- сравнение полученных результатов распределения контактных усилий по опорным площадкам призамковых лопаток и имеющихся в литературе данных показало их отличия, которые могут быть вызваны решением задачи в трехмерной постановке, а также влиянием замковой лопатки.

Полученный характер распределения напряжений позволяет определить места предполагаемых поломок, что подтверждается практикой установления повреждений после длительной эксплуатации данного типа конструкции замкового соединения.

Задача в рассматриваемой постановке рассматривалась впервые. В дальнейшем целесообразно изучить влияние температурных полей на напряженное состояние замкового соединения, поскольку температурный фактор в ряде случаев может существенно изменить картину распределения напряжений и деформаций в элементах турбин [10].

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. *Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток* / В. Л. Швецов, В. А. Литовка, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Пробл. машиностроения. – 2012. – Т. 15, № 2. – С. 31–36.
3. *О тензометрических испытаниях моделей замкового соединения рабочих лопаток 2-3 ступени ЦСД турбины К-500-240: отчет о НИР (заключительный)* / ОАО «Турбоатом»; рук. Г. В. Меллерович. – Харьков, 1962. – 156 с. – Инв. № Д-1561.
4. *Бандин О. Л. Тензорезисторный метод в испытаниях инженерных конструкций* / О. Л. Бандин. – М.: МГУ, 2010. – 326 с.
5. *Александров В. М. Введение в механику контактных взаимодействий* / В. М. Александров, М. И. Чебаков. – М.: Ростов на/Д: ООО «ЦВВР», 2007. – 116 с.
6. *Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций* / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Б. Н. Киркач, Ю. И. Матюхин, Г. Л. Хавин. – Киев: Наук. думка, 1989. – 232 с.

7. *Свойства* сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении: Справочник. Исполнители: Либман Л. Я, Пейсихис М. И.; т. 1–3. – Л.: НПО Центр. котлотурбин. ин-т, 1966. – 212 с.
8. *Загорулько А. В.* Програмный комплекс ANSYS в инженерных задачах: учебное пособие / А. В. Загорулько. – Сумы: СумДУ, 2008. – 201 с.
9. *Нормы* расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток: ОСТ 108.021.07-84-Л. – Л.: НПО Центр. котлотурбин. ин-т, 1986. – 19 с.
10. *Шульженко Н. Г.* Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований) / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Б. Ф. Зайцев. – Saarbrucken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. – 370 с. – Напечатано в России.

Поступила в редакцию
25.06.13

УДК 621.314: 621.393.66

І. М. Яворський^{**}, д-р фіз.-мат. наук

Р. М. Юзефович^{*}, канд. техн. наук

І. Б. Кравець^{*}, канд. техн. наук

І. Й. Мацько^{*}

І. Г. Стецько^{*}

* Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України
(м. Львів, e-mail: abzac@ipm.lviv.ua)

** Інститут телекомунікації Технологічно-природничого університету
(Польща, м. Бидгощ)

ІНФОРМАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНА СИСТЕМА ДЛЯ БАГАТОВИМІРНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ДІАГНОСТИКИ

Запропоновано новий підхід до багатовимірної вібраційної діагностики обертових вузлів машинних комплексів, що базується на використанні методів теорії нестационарних випадкових процесів та кореляційного тензорного аналізу. Розроблені методи верифіковані при проведенні натурних випробувань на вібраційному стенді та промислових об'єктах України. На основі розробленої методики побудовано портативну діагностичну систему багатовимірного контролю.

Предложен новый подход к многомерной вибрационной диагностике вращающихся узлов машинных комплексов, основанный на использовании методов теории нестационарных случайных процессов и корреляционного тензорного анализа. Разработаны методы верифицированы при проведении натурных испытаний на вибрационном стенде и промышленных объектах Украины. На основе разработанной методики построено портативную диагностическую систему многомерного контроля.

Вступ

Ефективним методом, що широко використовується при розв'язанні задач технічної діагностики, на цей час є статистичний аналіз зареєстрованих сигналів, що ґрунтується на спектральній та кореляційній теоріях [1]. При визначенні характеристик вібраційних сигналів одним з найважливіших етапів, що обумовлюють подальший напрям досліджень, є вибір адекватної до поставленої задачі їх математичної моделі.

Дослідження, проведені в Фізико-механічному інституті ім. Г.В. Карпенка НАН України, показали, що використання імовірнісної моделі цих сигналів у вигляді періодично корельованих випадкових процесів (ПКВП) відкриває нові можливості при діагностиці дефектів обертових механізмів на ранніх стадіях їх виникнення [2–4]. У таких випадках вібраційний сигнал розглядається як сума детермінованої, стаціонарної та нестационарної випадкових