

УДК 621.438

**Исследование влияния толщины и угла раскрытия рабочей лопатки
центростремительной турбины на поле напряжений, возникающих в ней**

Киселёв Н.А.

Студент, кафедра «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки» МГТУ

им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

Научный руководитель: Бурцев С.А., к.т.н., доцент кафедры «Газотурбинные и

нетрадиционные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

МГТУ им. Н.Э. Баумана

kiselev.nick.a@gmail.com

Введение. В настоящее время разработка современных сложных схем замкнутых газотурбинных установок (ЗГТУ) [1, 2] выполняется на базе имеющихся наработок установок классических схем, а также экспериментальных отработок отдельных схем и узлов [3]. В некоторых случаях (при создании новых элементов конструкций) такой подход невозможен, или приводит к значительным затратам и поэтому проектирование новых установок невозможно без проведения компьютерного моделирования и проведения численных экспериментов.

Современные пакеты компьютерного дизайна (CAD) и анализа (CAE) позволяют описать облик всей установки [4], а также производить анализ и синтез конкретных элементов узлов и деталей [5]. Использование этих пакетов при создании образцов новой техники позволяет значительно сократить продолжительность этапа опытно-конструкторских разработок.

В данной работе описывается анализ напряженно-деформированного состояния (НДС), а также оптимизация геометрии лопатки рабочего колеса (РК) центростремительной турбины (ЦСТ). На первом этапе проводится расчет поля напряжений в секторе ротора ЗГТУ, а далее, используя принцип Сен-Венана о локальности неравномерности распределения напряжений вблизи приложенных нагрузок

(подробнее см. [6]), проводится поиск геометрии рабочей лопатки, удовлетворяющей критерию прочности.

Располагая полями искомых функций (для задач анализа элементов ЗГТУ это, в первую очередь, поля температуры, деформаций и напряжений), полученными для всей модели, возможно - используя принципа Сен-Венана - выделять отдельные подмодели (которые могут содержать несколько деталей) для получения точного решения. При этом создание грубой конечно-элементной (КЭ) сетки для всей расчетной области затруднительно в связи с трудностями её наложения на нелинейные границы, большим объемом вычислений и отсутствием учета локальных особенностей модели, в то время как процесс дискретизации подмодели значительно проще.

Также возможно проведение оптимизационных задач синтеза исследуемой геометрии, связанных с получением заданной формы отдельного элемента, изменение геометрии которого не будет значительным образом сказываться на картине деформаций или температур во всей модели.

Рассмотрим возможный алгоритм применения такого подхода к решению задачи определения напряжений. Рассмотрим КЭ модель, представленную на рисунке 1. Из рисунка видно, что исходная модель не учитывает скругления, и в таком случае невозможно получение достоверной картины напряжений в этой области. Пусть определены все граничные условия и имеется решение задачи – значение искомых функций в узлах сетки глобальной модели. Используя эти значения в качестве граничных условий на геометрии подмодели (учитывающей скругления и имеющей большее число узлов), можно получить более точную аппроксимацию искомого поля деформаций (и, соответственно, напряжений) в этой области.

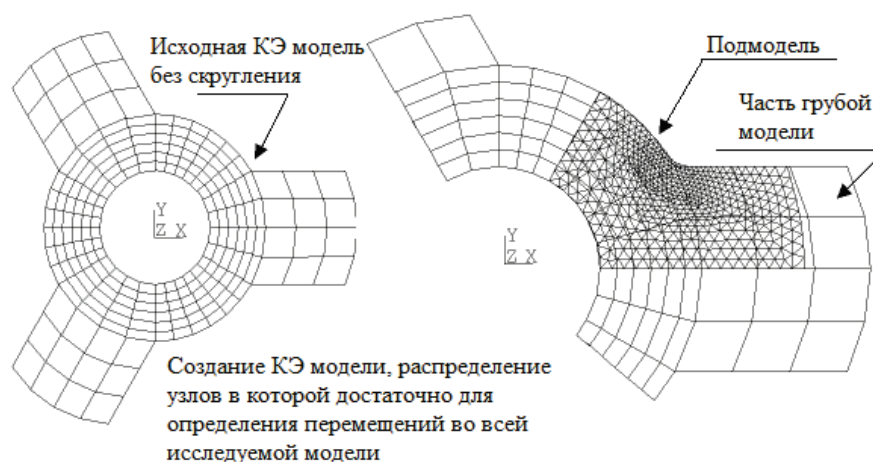


Рис.1. Использование подмодели в конечно-элементном анализе

Рассмотрим применимость данного подхода к проектированию элементов ротора ЗГТУ.

Создание твердотельных моделей для анализа. При проектировании ЗГТУ создана модель сборки ротора (подробнее см. работы [7,8,9]), включающая рабочие колеса компрессора и турбины, осевой подшипник, вал электродвигателя, болт-стяжку и гайку с шайбой (рис. 2,а). Для проведения КЭ анализа из этой модели вырезается криволинейный сектор, при этом в тепловом анализе будет учитываться равенства температур на боковых гранях сектора, а при анализе НДС – условие круговой симметрии. Это упрощает процесс создания КЭ модели и снижает требуемую вычислительную мощность.

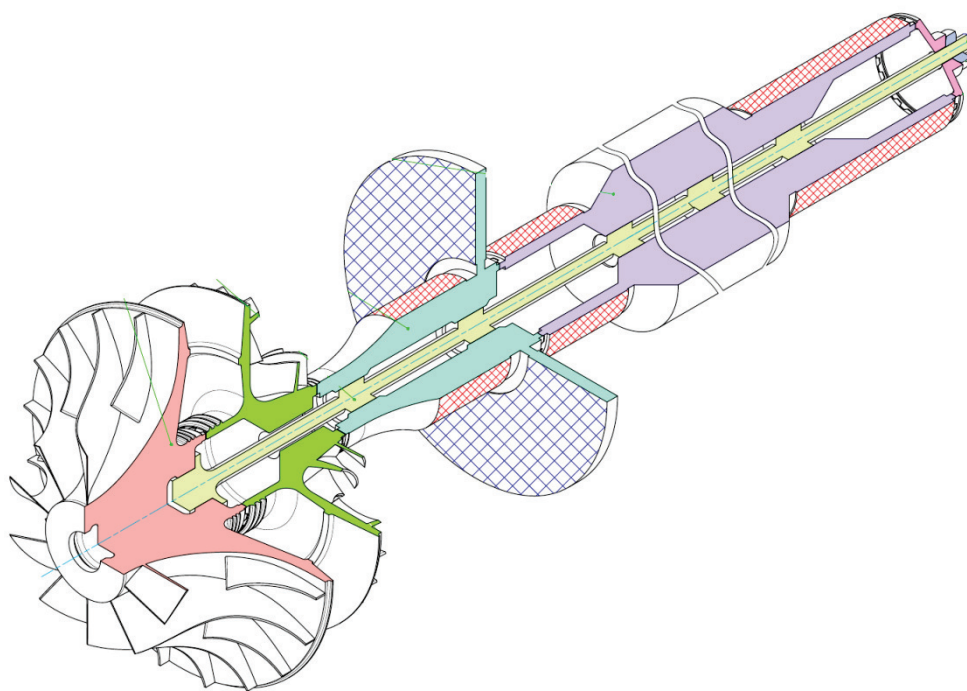
При создании анализируемого сектора рабочие колеса ЦСТ и центробежного компрессора рассекались по средним поверхностям рабочих каналов, а из остальных тел вырезались прямолинейные сектора (рис. 3, а).

Для проведения оптимизационного анализа из модели центростремительной турбины, проточная часть которой спрофилирована по рекомендациям работ [10, 11] на основе методики, изложенной в работе [12] (рис. 2,б), вырезается подмодель, состоящая из рабочей лопатки, галтели радиусом R и телом диска (глубиной $\delta \approx 5 \cdot R$) (рисунок 3, в). Анализ НДС рабочего колеса ЦСТ представлен в работах [13, 14].

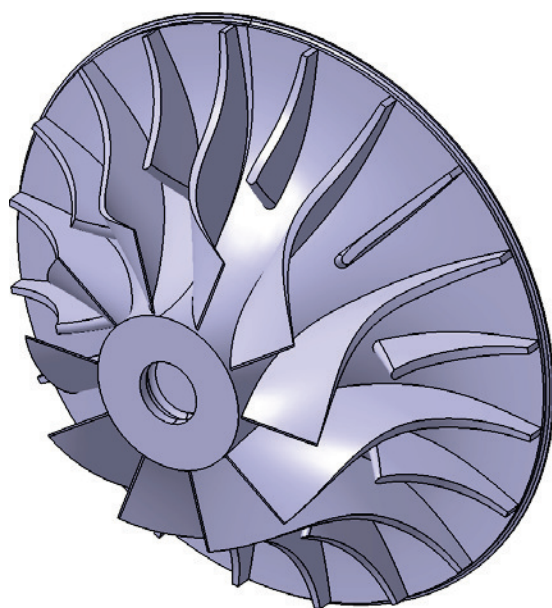
Дискретизация моделей. После создания континуальных твердотельных деталей необходимо провести их дискретизацию, т.е. создать конечно-элементную модель.

При создании конечно-элементной сетки использовались шести- и восьмиузловые билинейные изопараметрические элементы.

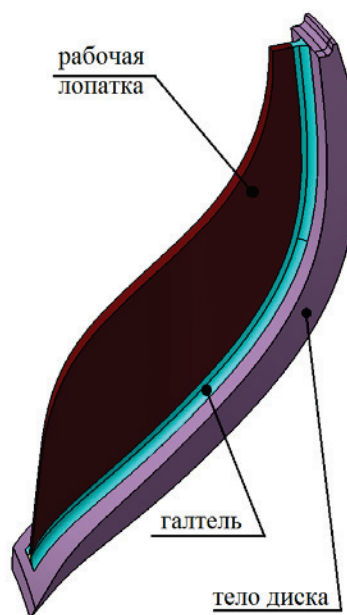
Для анализа сектора ротора была создана единая КЭ модель (рис. 3, а, б), включающая все детали. Сетка имеет сквозную нумерацию узлов и общие узлы граничных элементов на контактирующих поверхностях.



а



б

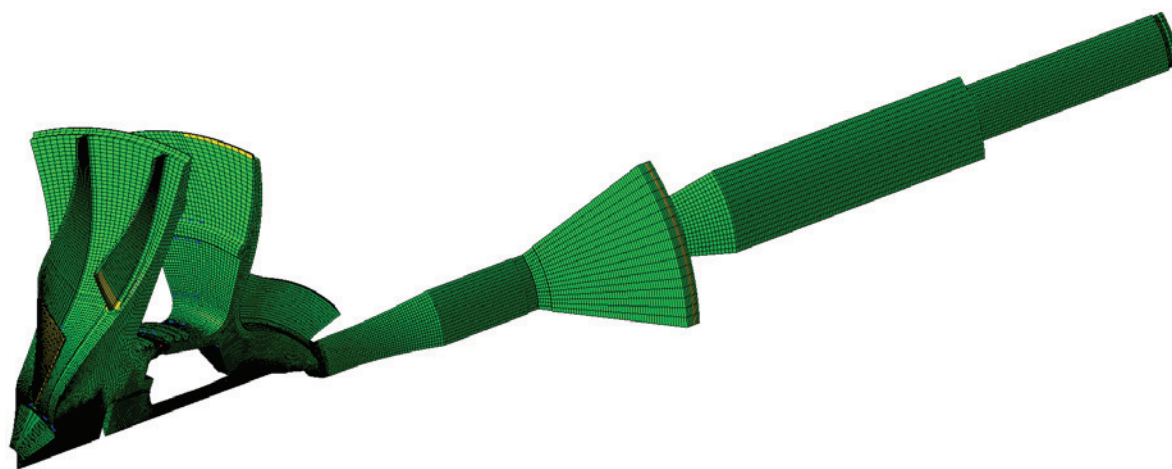


в

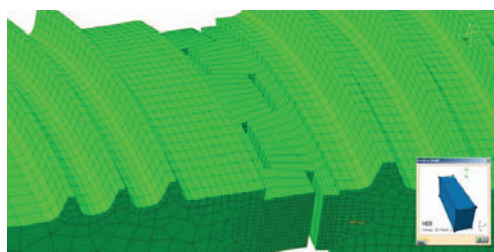
Рис. 2. Твёрдотельные модели ротора (а), РК турбины (б) и подмодели с рабочей лопаткой (в)

Сетка для подмодели (рис. 3, в) была создана с использованием операций протяжки на теле диска, галтели и рабочей лопатки с использованием распределений узлов на смежных гранях.

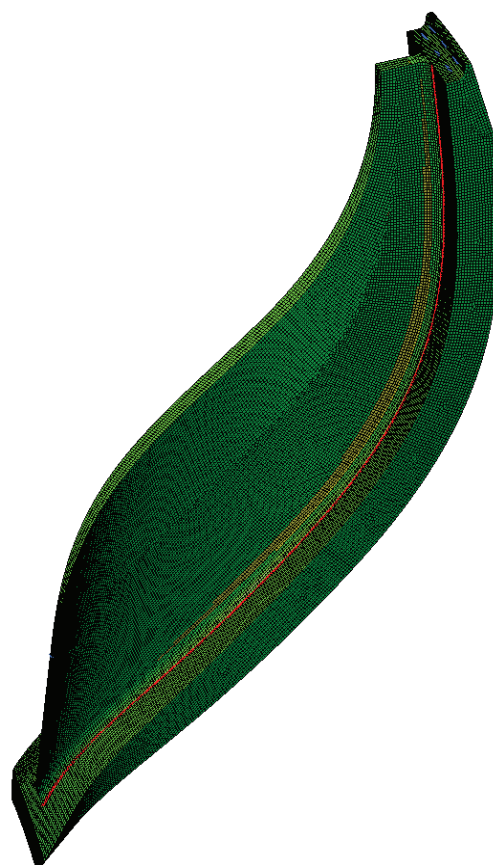
Теплофизические свойства материалов, используемых в роторе (их выбор описан в работах [7-14]) приняты по данным работы [15].



а



б



в

Рис. 3. Конечно-элементные модели ротора (а, б) и лопатки рабочего колеса (в)

Исследование полной модели сектора ротора. Температурное поле ротора получено при наложении граничных условий (первого, второго и третьего рода), включающих учет: охлаждения вала электродвигателя; генерации теплоты в

<http://sntbul.bmstu.ru/doc/544195.html>

подшипниках; теплообмена с рабочим телом в рабочих колесах в рабочих каналах, а также на задних стенках по методикам, описанным в работе [16]. Распределение температур в ЦСТ представлено на рис. 4,а.

При анализе НДС в качестве граничных условий были приняты допущения об отсутствии радиальных и осевых перемещений на поверхностях радиальных и осевого подшипников соответственно. Полученное поле деформаций учитывает инерционную нагрузку и тепловые расширения. Картина напряжений представлена на рисунке 5, а.

После получения картины напряжений и температур для всего ротора, определяются граничные условия (значения температур для теплового анализа и значения деформаций u , v , w по рассматриваемым координатам (в глобальной системе координат $OXYZ$, или локальной O_1xyz), прикладываемые к поверхностям подмодели. Картины НДС и поля температур в подмодели, представлены на рисунках 4,б и 5,б соответственно.

Сравнивая поля температур в обеих моделях (см. рисунок 4), можно говорить о сходимости решения и совпадении результатов расчетов.

При анализе НДС так же можно отметить совпадение результатов расчетов (рис. 5).

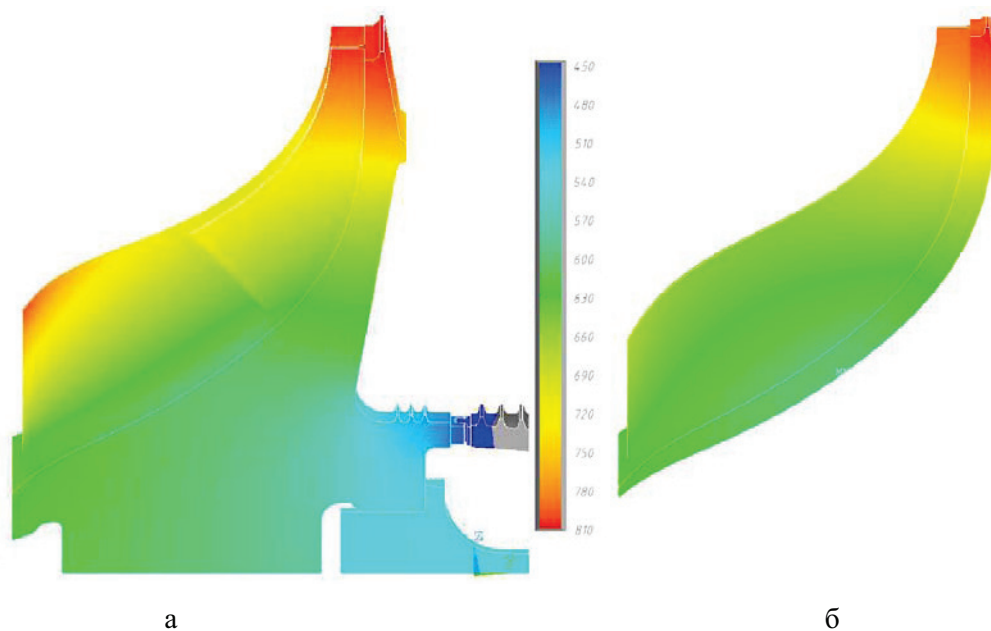


Рис. 4. Сравнение полей напряжений в исходной модели (а) и подмодели (б)

Исследование влияния геометрии рабочей лопатки на картину НДС. Согласно работам [10, 11, 12], срединная поверхность рабочей лопатки выполняется линейчатой и радиальной, а при профилировании корытца и спинки задаются толщина на линии минимальной толщины, угол раскрытия лопатки, а также закон изменения этого угла по

осевой протяженности (в данной работе он принят линейным). Рассмотрим 6 вариантов геометрии, представленных в таблице.

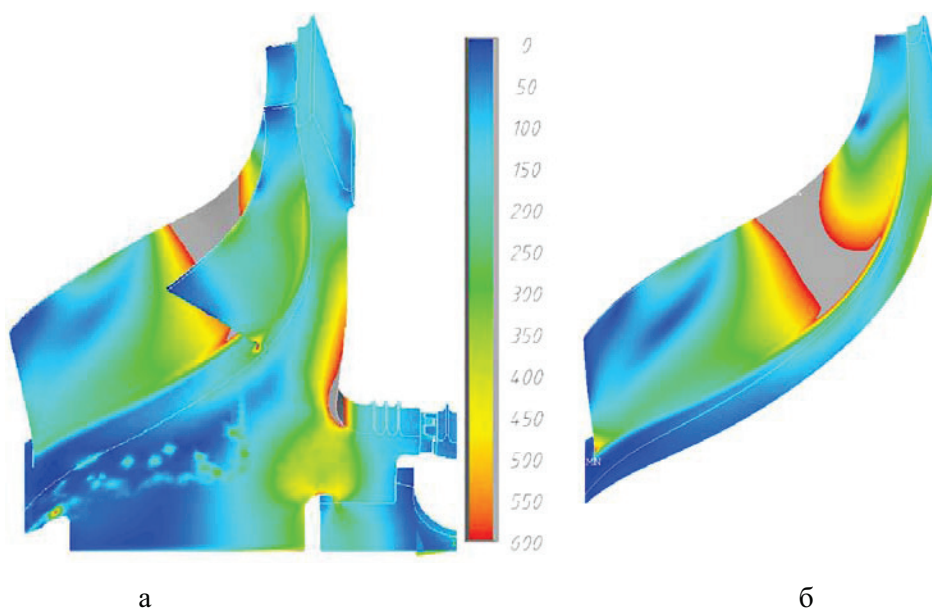


Рис. 5. Сравнение полей температур в исходной модели (а) и подмодели (б)

Варианты геометрии рабочей лопатки ЦСТ

Номер расчета	Толщина лопатки δ , мм	Угол раскрытия γ , град	Максимальные эквивалентные напряжения, МПа
1	2	2	970
2	6	2	980
3	6	5	850
4	4	3	870
5	4	4	830
6	2	5	790

Как было указано выше, граничными условиями для проведения теплового анализа для подмодели были: значения температуры в узлах на секущих поверхностях и граничные условия третьего рода на входной и выходной кромках рабочей лопатки. Для анализа НДС учитывались значения деформаций на границе подмодели, инерционная нагрузка и тепловые деформации. Результаты расчетов для перечисленных моделей представлены на рисунке 6.

Анализ результатов. При проведении анализа получены поля: первого, второго и третьего главных напряжений, а также тепловых и эквивалентных напряжений по фон Мизесу [6]:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{11} - \sigma_{33})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)}{2}},$$

где $\sigma_{i,j}$ – компоненты тензора напряжений.

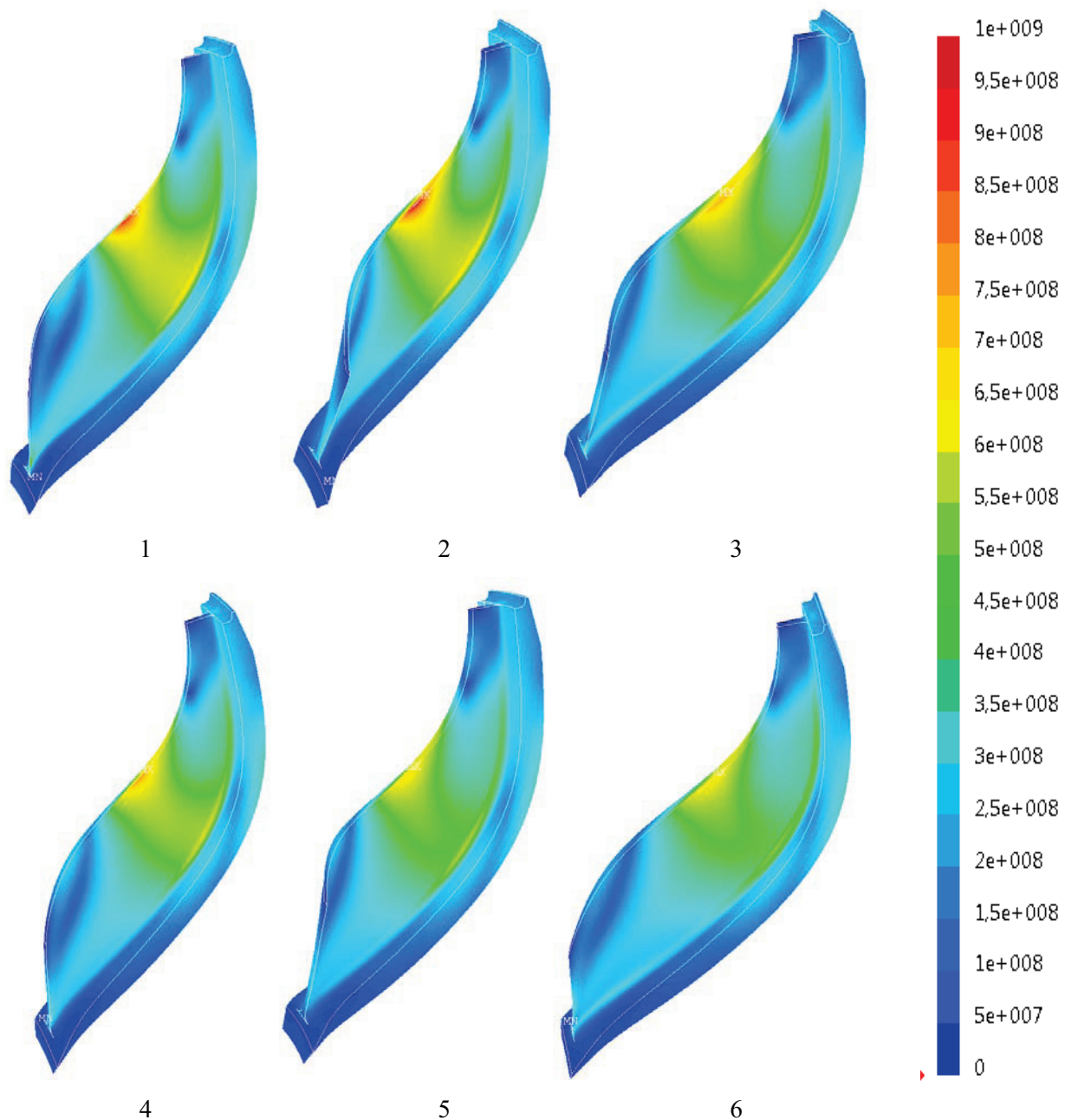


Рис. 6. Поля эквивалентных напряжений по энергетической теории для подмодели. Номер соответствует геометрии, указанной в таблице. Шкала напряжений в Па

При сравнении расчетных полей напряжений можно выделить несколько особенностей. Стоит отметить совпадение полей напряжений и деформаций вблизи границ рассматриваемой подобласти, что свидетельствует о правильности их выбора. Из

сравнения напряжений, возникающих в моделях 1, 3 и 4 можно сделать предположить, что толщина лопатки (в данной постановке задачи) лишь незначительно влияет на величину максимальных напряжений в ней (при этом напряжения в галтели не только не уменьшаются, но и в некоторых случаях растут), в то время как увеличение угла γ приводит к снижению максимальных напряжений как в галтели, так и в самой лопатке. При изменении толщины лопатки напряжения на периферийном обводе снизились с 970 до 870 МПа, а в галтели выросли с 650 до 700 МПа (при увеличении толщины с 2 до 6 мм. При варьировании угла раскрытия максимальные напряжения снизились с 970 до 790 МПа.

Выводы. В работе показана возможность использования принципа Сен-Венана для проведения анализа и синтеза элементов узлов ЗГТУ на примере анализа теплонапряженного состояния ротора и исследования геометрии рабочей лопатки колеса ЦСТ.

Получены поля температур и напряжений для модели ротора ЗГТУ и различных форм лопатки. Указана зависимость величины напряжений от геометрии лопатки и указаны пути снижения этих напряжений.

Целесообразно, после нахождения оптимальной геометрии всех элементов ротора, проведение повторного расчета НДС всей модели ротора и сравнение полученных результатов.

Список литературы

1. Арбеков А.Н., Бурцев С.А. Исследование цикла замкнутой газотурбинной тригенерационной установки параллельной схемы // Тепловые процессы в технике. 2012. Т.4 № 7. С. 326-331.
2. Арбеков А.Н., Бурцев С.А. Исследование цикла замкнутой газотурбинной тригенерационной установки последовательной схемы // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 3. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/359008.html> (дата обращения: 18.02.2013).
3. Арбеков А.Н., Новицкий Б.Б. Экспериментальное исследование характеристик ступени малоразмерного центробежного компрессора // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 8. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/432308.html> (дата обращения 12.02.2013) DOI: [10.7463/0812.0432308](https://doi.org/10.7463/0812.0432308).
4. Арбеков А.Н., Новицкий Б.Б. Исследование возможности создания макетного образца двухпетлевой замкнутой газотурбинной энергетической установки мощностью 6 <http://sntbul.bmstu.ru/doc/544195.html>

КВт // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2011. № 8. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/227752.html> (дата обращения: 11.02.2013).

5. Арбеков А.Н. Моделирование теплонапряженного состояния деталей энергетических установок с использованием программного комплекса ANSYS: метод. Указания к выполнению лабораторной работы по курсу «Вычислительная теплопередача и гидродинамика» / Арбеков А.Н., Егоров К.С. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 16 с.

6. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.

7. Киселев Н.А. Автоматизированное проектирование проточной части ступени радиальной турбины в программном комплексе CATIA // Сборник статей докладов участников общеуниверситетской научно-технической конференции «Студенческая научная весна – 2012», посвященной 165-летию Н.Е. Жуковского, 02-29 апреля 2012 г. Том XII, часть 3, с. 138-144

8. Киселёв Н.А., Мячин К.В. Моделирование сборки ротора с использованием пользовательский примитивов // Сборник трудов пятой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов "Будущее машиностроения России". Москва, 26-29 сентября 2012. С. 158-159.

9. Киселёв Н.А., Мячин К.В., Перескоков Е.В. Проектирование проточной части радиальной турбомшины с использованием пакетов инженерного анализа и моделирования // Молодежный научно-технический вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 1. Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/532933.html> (дата обращения: 7.02.2013).

10. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности, М.: Машиностроение, 1976, 208с.

11. В.Т. Митрохин, Выбор параметров и расчет центростремительной турбины. М.: Машиностроение, 1966, 200с.

12. Киселёв Н.А. Автоматизированное проектирование проточной части рабочего колеса радиальной турбины в программном комплексе CATIA // Молодежный научно-технический вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 5. Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/483994.html> (дата обращения: 04.02.2013).

13. Киселёв Н. А. Прочностной анализ рабочего колеса центростремительной турбины // Молодежный научно-технический вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 4. Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/472205.html> (дата обращения: 11.02.2013).

14. Киселёв Н.А., Перескоков Е.В. Анализ напряженно-деформированного состояния рабочего колеса центростремительной турбины в зависимости от его геометрии// Сборник трудов пятой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов "Будущее машиностроения России". Москва, 26-29 сентября 2012. с. 161-162.

15. Конструкционные материалы: Справочник /Б.Н. Арзамасов, В.А. Брострем, Н.А. Буше и др.; под ред. Б.Н. Арзамасова. – М.: Машиностроение, 1990. – 688 с.

16. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: учебник для ВУЗов / В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов; под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МГТУ, 2003, 592 с.