

УДК 621.45.037

## ПРОЧНОСТНАЯ ДОВОДКА ПРОЕКТИРУЕМОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА МИКРОГТД

© 2013 А.О. Шкловец, К.В. Бояров, А.В. Урлапкин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 02.12.2013

В статье показана методика проведения расчёта рабочего колеса центробежного компрессора на прочность при учете действующих на него нагрузок и теплового состояния. Показаны особенности расчёта пластического материала в ANSYS Workbench. Указаны некоторые проблемы, возникающие при прочностной доводке рабочего колеса, и методы их решения.

Ключевые слова: микрогтд, центробежный компрессор, пластичность.

В условиях высокой конкуренции в современном авиадвигателестроении, когда при постоянном росте параметров и характеристик требуется снижать сроки разработки двигателя, всё большую необходимость составляет использование таких математических моделей, которые бы максимально полно описывали реальное состояние конструкции. Это подразумевает, что в модель нужно закладывать учёт различных по своей природе воздействий (газовые нагрузки, тепловое состояние, центробежные силы, динамические нагрузки и т.п.), что зачастую связано с использованием большого набора расчётных программ, для взаимодействия между которыми конструктору необходимо будет организовать большой объём работ. Кроме того, в процессе оптимизации и доводки конструкции требуется проведение серии расчётов с изменением геометрических параметров, что в условиях разнознениности программ существенно усложняет работу.

Для ускорения и одновременного упрощения работы конструктора-прочниста может применяться технология связанных расчётов, которая позволяет в автоматизированном или автоматическом режиме передавать результаты одного типа расчёта в другой, оставаясь при этом в едином графическом интерфейсе. Такую возможность предоставляют современные программные комплексы, такие как ANSYS, который был использован для расчёта на прочность рабочего колеса центробежного компрессора проектируемого микрогтд.

Шкловец Александр Олегович, младший научный сотрудник. E-mail: ssau\_shklovets@mail.ru

Бояров Константин Владиславович, магистрант 2 курса факультета «Двигатели летательных аппаратов».

E-mail: konst90@gmail.com

Урлапкин Александр Викторович, магистрант 2 курса факультета «Двигатели летательных аппаратов».

E-mail: urlapkin@gmail.com

В рамках работы над проектом малоразмерного (тяга 250 Н, масса около 4 кг) турбореактивного двигателя для беспилотного летательного аппарата (в дальнейшем – микрогтд), специалистам СГАУ была поставлена задача по расчёту на прочность колеса центробежного компрессора. Во время предварительного анализа было рассчитано два варианта исполнения диска – из стали и из алюминиевого сплава. Расчёт критических частот вращения ротора показал, что применение стали вместо алюминиевого сплава приводит к неудовлетворительным результатам, так как в этом случае критическая частота первой изгибной формы попадает в диапазон рабочих оборотов ротора в окрестности режима малого газа. Поэтому в качестве материала был выбран алюминиевый сплав Д21, рекомендуемый ВИАМ [1] для работы в ТРД при температуре до 250 °C .

За исходные данные для расчёта принимались: геометрия – профили лопаток, построенные в модуле BladeGen, а также геометрия диска рабочего колеса, газовые и тепловые нагрузки – газодинамический расчёт, проведенный в модуле ANSYS CFX.

При расчете были использованы следующие характеристики материала:

- Плотность
- Коэффициент Пуассона
- Зависимость модуля упругости от температуры
- Зависимость теплопроводности от температуры
- Зависимость коэффициента линейного расширения от температуры
- Диаграммы растяжения при различных температурах (см. рис. 1а)

В данной задаче использовалась упругопластическая модель материала. Особенность введения в модель материала диаграмм растяжения

заключается в том, что вводятся они в виде таблицы, где перечислено соответствие пластической деформации и напряжения. При этом в первой строке таблицы деформация должна быть нулевой, а напряжение – ненулевым: таково требование ANSYS Workbench. Это означает, что в таблицу вводится только та часть диаграммы, которая лежит за пределом упругости материала - с соответствующим перемещением оси ординат. При этом отношение первого значения деформации к смещению оси ординат должно соответствовать величине модуля упругости для данной температуры. На рис. 1 показана исходная диаграмма (а) и построенная в ANSYS Workbench (б).

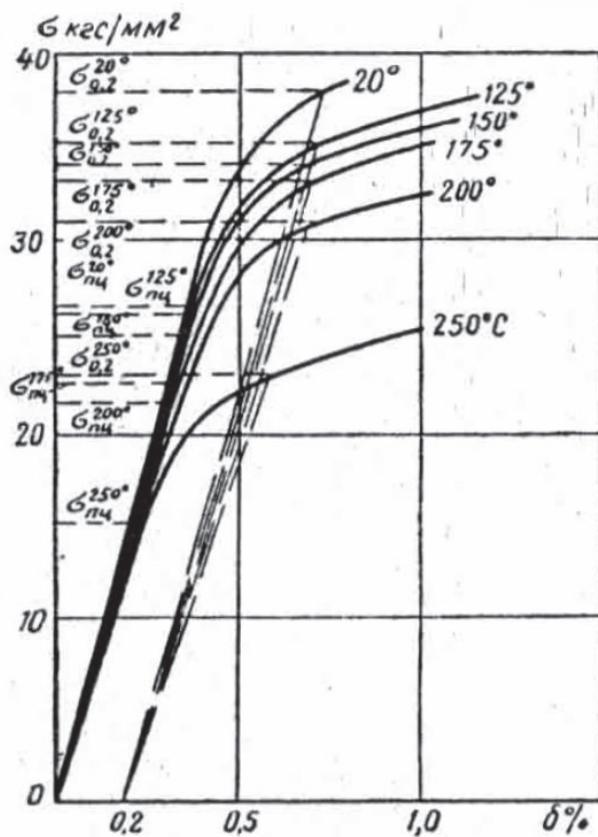
При построении модели в качестве меридионального обвода диска была использована поверхность вращения, полученная при вращении одной из линий втулочного сечения лопатки. Остальная геометрия диска выполнена параметрической для более быстрого её изменения при прочностной доводке. Кроме того, были параметризованы толщины сечений лопатки и сплиттера, а также радиусы скруглений между ними и диском. При этом для увеличения скорости расчёта был смоделирован только один сектор диска величиной в  $40^\circ$ , на котором расположена одна лопатка и один сплиттер. Впослед-

ствии на этот сектор было наложено условие циклической симметрии.

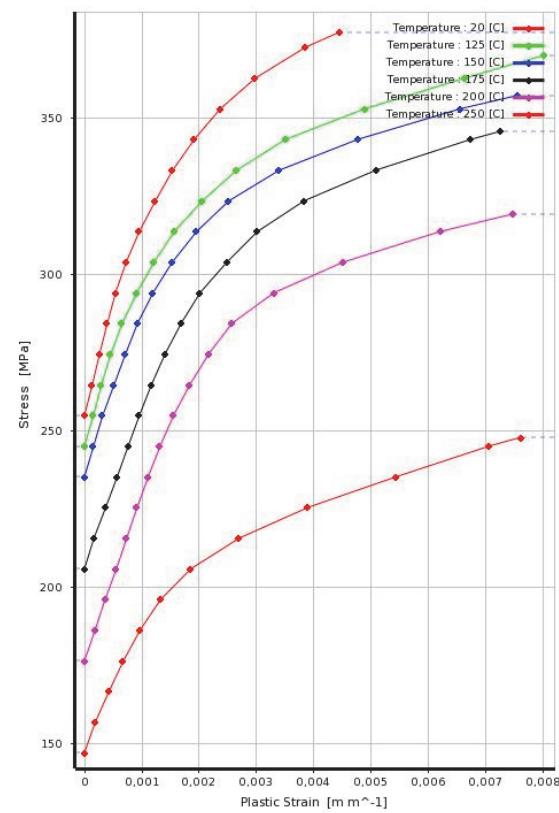
На первом этапе в модуле Steady-State Thermal был проведен расчёт теплового состояния диска. Для этого из модуля CFX было импортировано тепловое состояние лопаток и втулочной поверхности проточной части. Также была задана температура задней стенки полотна диска - тепловой расчёт двигателя в целом показал, что из-за трения задней стенки диска об воздух в зазоре между диском и статором температура этой стенки достигает  $200^\circ\text{C}$ . Затем данные теплового расчёта были переданы в модуль прочностного расчёта.

На основе геометрической модели диска была создана конечно-элементная модель со свободной сеткой с ограничением на размер элемента не более 0,5 мм. Объём полученной сетки – 748 тысяч конечных элементов.

В модуле Static Structural, который используется для прочностного расчёта, были заданы следующие нагрузки: скорость вращения диска – 86000 об/мин, что соответствует частоте вращения максимального режима, импортированы данные о тепловом состоянии диска – это необходимо, чтобы учсть изменение модуля упругости от температуры, а также тепловую деформацию диска, а также из модуля CFX было импор-



а)



б)

Рис. 1. Кривые пластической деформации из справочника (а) и построенные в Workbench (б)

тировано поле давлений, возникающих от действия на лопатки газовых сил.

Результаты расчёта представлены на рис. 2-4.

По результатам расчёта сделаны следующие выводы:

- Максимальное эквивалентное напряжение по Мизесу составило 337 МПа – коэффициент запаса прочности составляет:

$$k = \frac{\sigma_e}{\sigma_{\max}} = \frac{392}{337} = 1,16 .$$

Максимальные значения напряжений и соответственно пластических деформаций наблюдаются в районе скругления между лопаткой и диском – причем как на лопатке, так и на диске. Увеличение радиуса скругления не привело к снижению напряжений. Для снижения максимального напряжения и соответственно увеличения коэффициента запаса необходимо увеличить как

толщину лопатки, так и толщину полотна диска.

- Максимальная пластическая деформация составила 0,24%, она наблюдается в основании лопатки. Основные области пластической деформации – втулочная часть лопатки и полотно диска со стороны проточной части.

- Влияние температуры в основном заключается в тепловой деформации – полотно диска выгибаются, приобретая форму зонтика. Направление деформации – по полету, а ее величина на периферии диска достигает 0,74 мм. Это приводит к необходимости увеличения монтажного зазора между лопатками в том районе проточной части, где давление максимально. На рис. 5 этот зазор обозначен как d.

По результатам расчёта модель подверглась изменениям. В ней были увеличены: толщина втулочного сечения лопатки (на 0,5 мм), радиус скругления между лопатками и диском (с 1 до 2

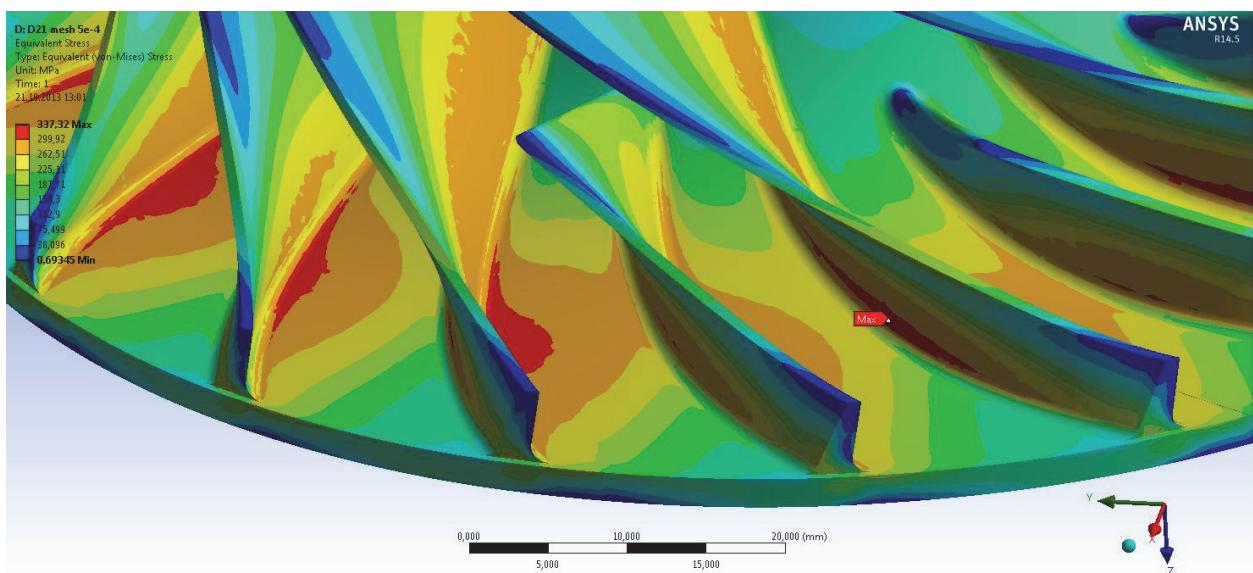


Рис. 2. Распределение эквивалентных напряжений в рабочем колесе

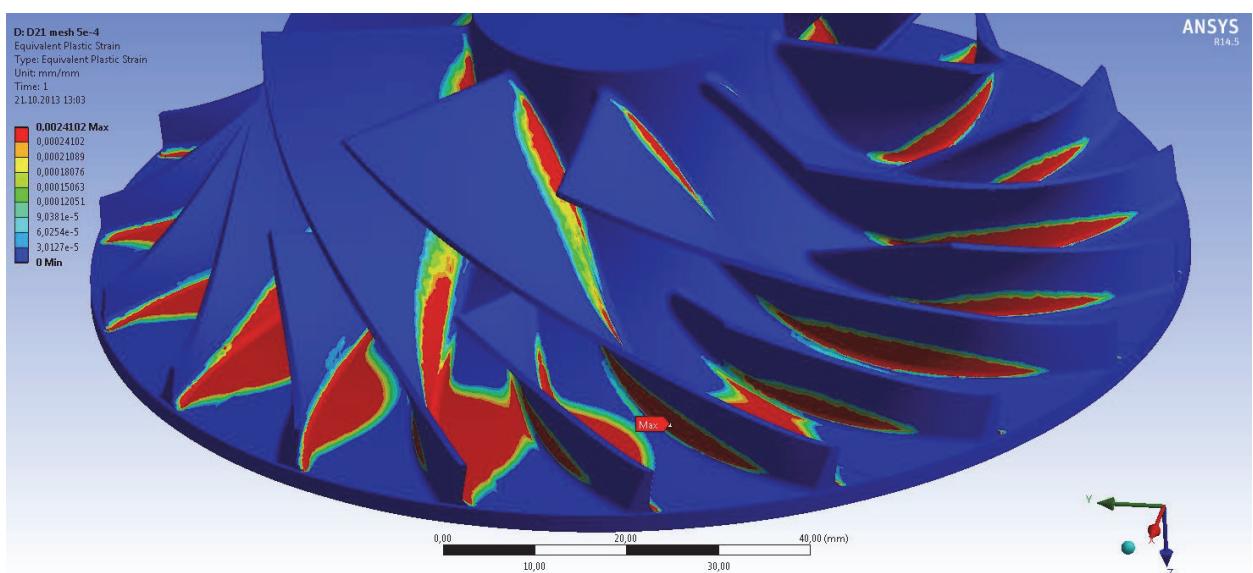


Рис. 3. Распределение пластических деформаций в рабочем колесе

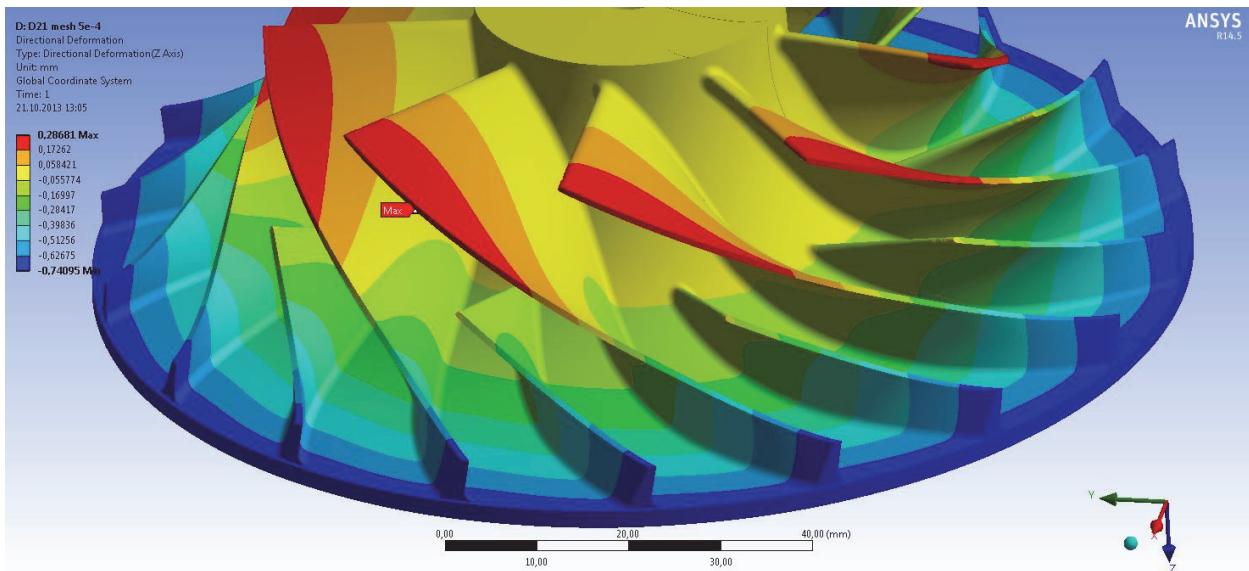


Рис. 4. Распределение осевых деформаций в рабочем колесе

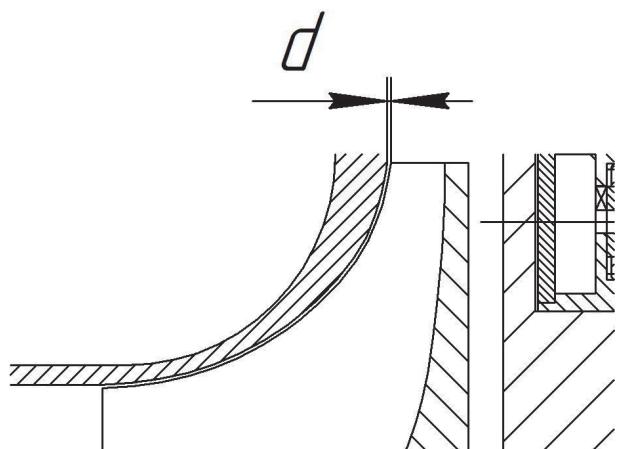


Рис. 5. Монтажный зазор между ротором и статором

мм) и толщина полотна диска (с 2 до 3 мм). Все изменения проводились в модуле DesignModeler программы ANSYS Workbench, для рабочего колеса диска сделано параметрическим. Расчёт новой модели (рис. 6) показал, что эквивалентные напряжения по Мизесу уменьшились до 325 МПа, и коэффициент запаса составляет:

$$k = \frac{\sigma_e}{\sigma_{\max}} = \frac{392}{325} = 1,21.$$

Масса рабочего колеса при этом увеличилась с 0,3 до 0,341 кг, а максимальная величина пластических деформаций снизилась до 0,22%

Таким образом, в результате расчёта получена конструкция, удовлетворяющая техническому заданию на двигатель, в соответствии с которым

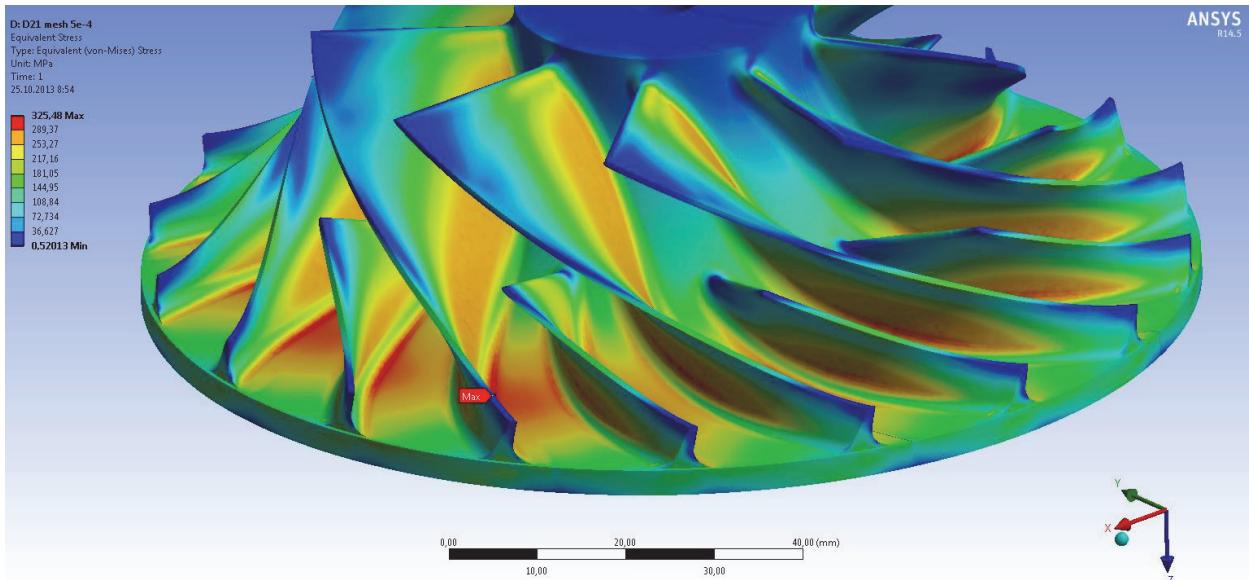


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений в измененном рабочем колесе

запас прочности рабочего колеса компрессора должен составлять не менее 1,2. При этом использование технологии связанных расчётов в едином графическом интерфейсе позволило провести весь комплекс расчётов в довольно короткие сроки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авиационные материалы. Справочник ВИАМ в девяти томах (издание 6-е, переработанное и дополненное). М: ОНТИ, 1989.
2. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок: учебное пособие / А. А. Иноземцев, М. А. Нухамкин и др. М.: Машиностроение, 2008. 204 с.
3. Моделирование колебаний, нагружения и деформирования элементов двигателя с использованием газовых, центробежных и силовых нагрузок с использованием CAD/CAE пакетов: Учеб. пособие / Сост. П.В. Бондарчук, Д.П. Давыдов, А.С. Комов. Самара: изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2010. 210 с.

## STRENGTH DEBUGGING OF THE PROJECTED CENTRIFUGAL COMPRESSOR OF THE MICROGTE

© 2013 A.O. Shklovets, K.V. Boyarov, A.V. Urlapkin

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov  
(National Research University)

The article shows the method of strength analysis of centrifugal compressor impeller taking into account the acting loads and thermal state. It shows the features of the calculation of the plastic material in ANSYS Workbench. Identifies some problems that arise in the process of strength debugging of the impeller and methods for their solution.

Keywords: microGTE, centrifugal compressor, plasticity

---

Aleksandr Shklovets, Associate Research Fellow.

E-mail: ssau\_shklovets@mail.ru

Konstantin Boyarov, Master Student of the Second Year at the Faculty "Aircraft Engines". E-mail: konst90@gmail.com

Aleksandr Urlapkin, Master Student of the Second Year at the Faculty "Aircraft Engines". E-mail: urlapkin@gmail.com