

УДК 621.45.037

А.О. ШКЛОВЕЦ, А.В. УРЛАПКИН, К.В. БОЯРОВ

Самарский Государственный Аэрокосмический университет им. академика С.П. Королева
(национальный исследовательский университет), Россия

ПРОЧНОСТНАЯ ДОВОДКА РАБОЧИХ КОЛЕС МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕЙ УСТАНОВКИ НК-36СТ

Для модернизируемой газоперекачивающей установки разработаны параметрические и непараметрические конечно-элементные модели рабочих колес компрессора и турбины низкого давления, а также свободной турбины. Показан метод построения различных элементов модели с наложением на них упорядоченной и гибридной сетки конечных элементов с использованием пакета ANSYS Mechanical. Проведены расчеты на статическую прочность при одновременном действии центробежных и газодинамических нагрузок. Показано, что для исследуемых рабочих колес выполняются требования по запасам прочности.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, лопатка, диск, рабочее колесо, статическая прочность, газовая нагрузка, прочностная доводка, параметрическая модель.

Введение

Модернизация существующих двигателей в условиях жесткой конкуренции современного производства требует значительного снижения сроков ее проведения. Значительную часть этого процесса занимает прочностная доводка турбомашин; кроме того, оптимизация по параметрам рабочего процесса может вносить значительные изменения в конструкцию, что дополнительно увеличит срок доводки. Решением этой проблемы может стать сокращение объемов испытаний и увеличение роли численных исследований. Поэтому задача разработки моделей для проведения таких исследований на данный момент является актуальной.

1. Разработка моделей рабочих колес

Построение параметрических конечно-элементных моделей выполнялось в программном комплексе ANSYS, при этом использовался встроенный скриптовый язык APDL - ANSYS Parametric Design Language.

1.1. Разработка моделей лопаток

Модель пера лопатки была построена по 10 сечениям, координаты точек которых записаны в текстовый файл, выдаваемый «профилятором» — программой для построения наборов точек профилей сечений, получаемых в результате газодинамической оптимизации. При этом макрос написан таким образом, что изменение числа сечений и количества точек по спинке и корытцу в каждом сечении не влияет на работоспособность макроса, а все изменения файлов с координатами точек

учитываются автоматически. На основе полученных точек формируются поверхности пера лопатки, которые затем с помощью булевой операции разделения преобразуются в набор сечений, необходимый для построения узлов сетки конечных элементов. Цикл разделения построен по такому алгоритму, что позволяет изменять угол установки секущей плоскости и шаг по высоте лопатки, добиваясь тем самым необходимой густоты сетки (рис.1).



Рис. 1. Перо лопатки после операции разделения

К полученной геометрии пера лопатки далее дорабатывается плавный переход к трактовой полке либо к хвостовику. Алгоритм построения позволяет отслеживать взаимное угловое расположение пера и полки и корректировать длину дуги окружности (рис.2).

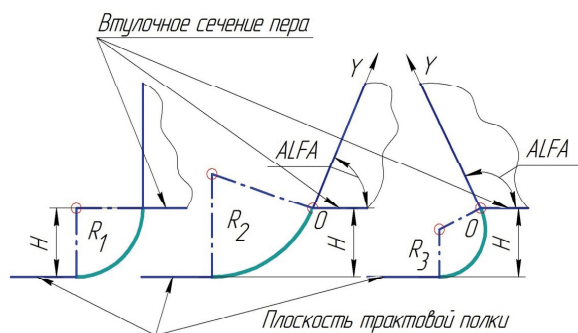


Рис. 2. Корректировка дуги окружности в зависимости от взаимного расположения пера и полки

Построение дуг скругления происходит следующим образом:

в точке линии втулочного сечения располагается локальная система координат, в которой строится вспомогательная окружность;

находятся точки пересечения построенной окружности с поверхностью пера и поверхностью полки;

по найденным точкам определяется величина угла $ALFA$ и строятся конечные точки дуги и сама дуга;

в случае, если дуга скругления выходит за пределы полки, производится ее подрезка предварительно сориентированной рабочей плоскостью.

В результате выполнения этих операций по контуру втулочного сечения простраиваются дуги скругления (рис.3).

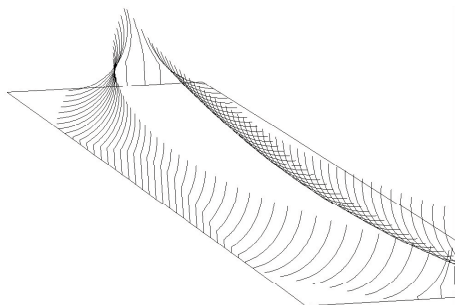


Рис. 3. Линии скругления с выполненной подрезкой

Для получения упорядоченной сетки трапеoidalная полка (либо хвостовик) разделяется по толщине на две части, на каждую из которых переносится конфигурация сетки из прилегающих частей. На верхней части полки путем проецирования точек втулочного сечения строятся точки промежуточных сечений внутри полки. По созданным точкам создаются узлы с совпадающей нумерацией, по которым затем строятся конечные элементы пера. При построении сетки применяется объемный 8-узловой конечный элемент SOLID185. Проецированием

точек втулочного сечения на линии, ограничивающие поверхность полки, и расстановкой промежуточных точек получают точки для элементов верхней части полки.

Затем выполняется построение объемов нижней части полки, удлиненной ножки и хвостовика таким образом, чтобы получить геометрию, допускающую наложение упорядоченной сетки. Наложение сетки на эти элементы осуществляется путем разбиения торцевой поверхности у хвостовика и боковой поверхности у ножки и протягивания сетки операцией Sweep. Поскольку сетка в нижней и верхней частях полки строится независимо, в ней нет совпадения узлов. Для того чтобы связать лопатку в единое целое, применяется связка с помощью контактной пары с MPC алгоритмом, которая позволяет жестко связать между собой разнородные элементы без возникновения значительных погрешностей при расчете. В результате описанных действий получены модели лопаток, приведенные на рис. 4.

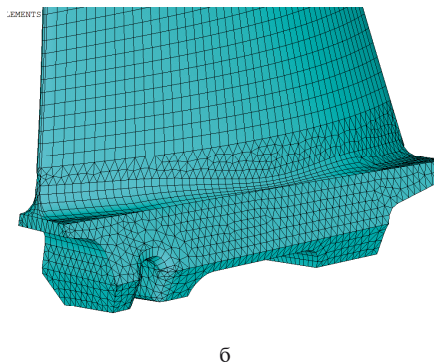


Рис. 4. Конечно-элементные модели лопаток: а – первого рабочего колеса компрессора НД; б – второго рабочего колеса компрессора НД

1.2. Разработка моделей дисков

При проведении данного расчета одним из условий было сохранение геометрии диска рабочего колеса. Поэтому при построении диска рабочего колеса использовалась его 3D-модель, ранее созданная в программном пакете Siemens NX. Данная модель представлена на рис. 5.

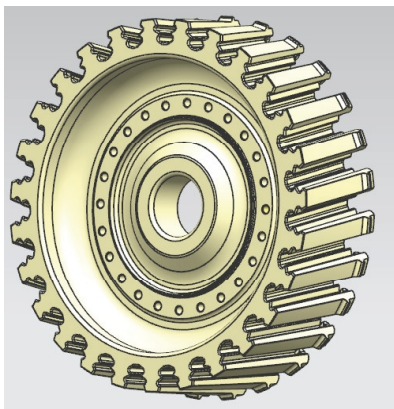


Рис. 5. Трехмерная модель диска первой ступени КНД

Для импорта данной модели в ANSYS из нее вырезался сектор с углом $360/n$ градусов, где n - количество лопаток в рабочем колесе. Для исправления возникших при импорте ошибок и удаления мелких элементов, что необходимо для построения более качественной сетки, модель импортировалась из NX в ANSYS *Workbench DesignModeler*, где производилось исправление геометрии паза диска с помощью операций «лечения» геометрии. После исправления сегмент диска импортировался в ANSYS *Mechanical* так, чтобы лопатка оказалась в пазу диска (рис. 6).

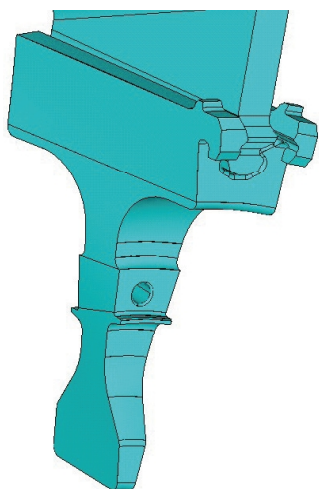


Рис. 6. Сектор диска с лопаткой

Затем на боковую поверхность диска накладывалась свободная поверхностная сетка, при этом для повышения качества сетки, на линии отверстия задавалось определенное количество элементов. Для задания циклической симметрии, предварительно сетка с одной поверхности симметрии копировалась на другую, а на объемы сегмента диска, не включающие хвостовик, накладывалась упорядоченная сетка конечных элементов. Для создания сетки на объем паза предварительно разбивались линии поверхностей паза, а затем накладывалась тетраэдрическая сетка (рис. 7).



Рис. 7. Конечно-элементная модель диска

1.3. Граничные условия и нагрузки

На противоположные грани сектора диска накладывалось условие циклической симметрии для обеспечения корректного учета тангенциальных нагрузок, возникающих в диске. Для моделирования взаимодействия хвостовика и паза диска создавались контактные пары с трением. Закрепление моделей осуществлялось либо по поверхностям отверстий, либо по участкам проставок. В качестве действующих нагрузок на рабочие колеса прикладывались нагрузки от действия центробежных сил, а также газовые нагрузки, полученные в результате газодинамических расчетов и затем перенесенные на внешние узлы сетки конечных элементов лопатки.

Аналогичным образом созданы модели остальных рабочих колес. Результаты проведенных расчетов представлены ниже.

2. Результаты расчета статической прочности

2.1. Рабочие колеса компрессора низкого давления

По результатам расчета максимальные напряжения в первом рабочем колесе составили 476 МПа (рис. 8). Предел длительной прочности для материала ВТ9 при температуре 100 °С составляет 800 МПа.

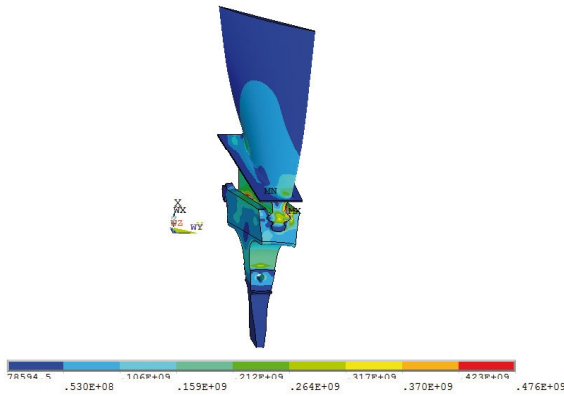


Рис. 8. Эквивалентные напряжения в первом рабочем колесе

Коэффициент запаса равен:

$$K_b = \frac{\sigma_{5000}}{\sigma_{\text{экр max}}} = \frac{800}{476} = 1,68 \quad (1)$$

Коэффициент запаса прочности выше допустимого по нормам прочности ВИАМ (1,6 для диска компрессора при расчете методом конечных элементов).

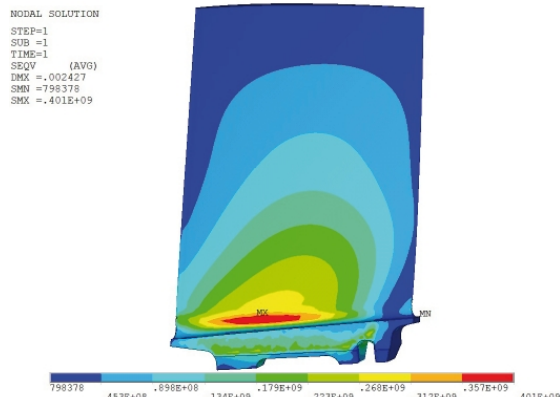


Рис. 9. Эквивалентные напряжения на лопатке второго РК

Допускаемые напряжений для материала лопатки при температуре 268К 800МПа, коэффициент запаса рассчитан по формуле:

$$K_b = \frac{\sigma_{5000}}{\sigma_{\text{экр max}}} = \frac{800}{401} = 1,99 \quad (2)$$

Таким образом, лопатка удовлетворяет требованиям норм прочности ВИАМ, в соответствии с которыми для пера лопаток компрессора при расчете методом конечных элементов допускается коэффициент запаса $K_b = 1,5$.

Аналогичным образом был проведен расчет на прочность второго рабочего колеса компрессора низкого давления. Результат расчета представлен на рисунке 10.



Рис. 10. Эквивалентные напряжения в диске второго рабочего колеса

Напряжения составляют 193 МПа при допускаемых для сплава ВТ9 при данной температуре 800 МПа. Таким образом, коэффициент запаса составляет:

$$K_b = \frac{\sigma_{5000}}{\sigma_{\text{экр max}}} = \frac{800}{193} = 4,15 \quad (3)$$

Для третьего рабочего колеса результат показан на рисунке 11.

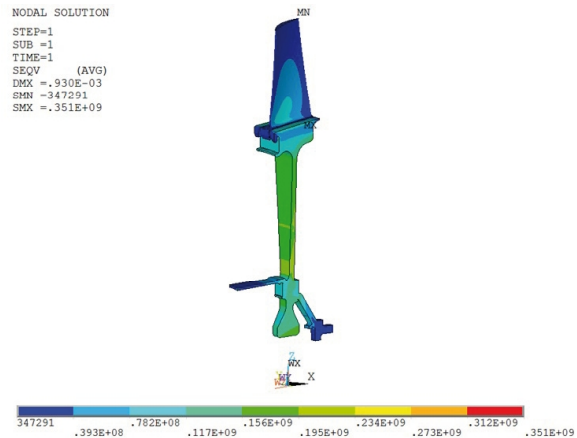


Рис. 11. Эквивалентные напряжения в третьем рабочем колесе

2.2. Рабочие колеса турбины

В турбине низкого давления максимальные эквивалентные напряжения были обнаружены в хвостовике лопатки (рис. 12) и в периферийной части диска (рис. 13).

Максимальные напряжения в лопатке составили 453 МПа, а коэффициент прочности для материала лопатки ВЖЛ12-Э при рабочей температуре 677 °С составляет 700 МПа, таким образом коэффициент запаса составляет:

$$K_b = \frac{\sigma_{5000}}{\sigma_{\text{экв max}}} = \frac{700}{453} = 1,54 \quad (4)$$

Таким образом, лопатка удовлетворяет требованиям норм прочности ВИАМ, в соответствии с которыми для пера лопаток компрессора при расчете методом конечных элементов в замке допускается коэффициент запаса $K_b = 1,3$.

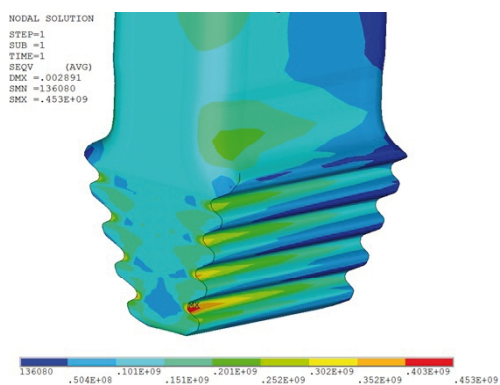


Рис. 12. Эквивалентные напряжения в хвостовике лопатки турбины низкого давления

Диск также удовлетворяет нормам прочности ВИАМ, в соответствии с которыми допускается коэффициент запаса прочности 1,2:

$$K_b = \frac{\sigma_{5000}}{\sigma_{\text{экв max}}} = \frac{700}{557} = 1,26$$

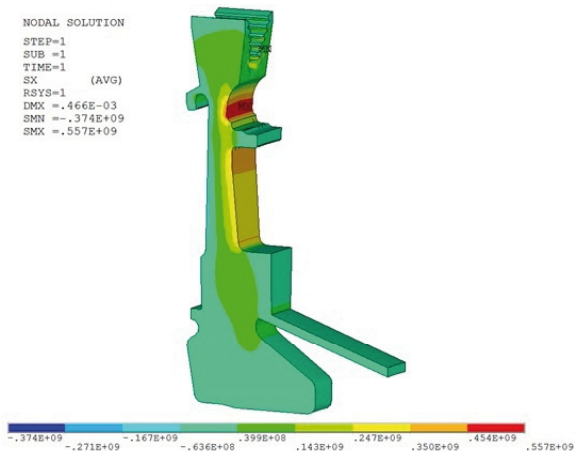


Рис. 13. Эквивалентные напряжения в диске турбины низкого давления

Аналогичным образом был проведен расчет на прочность рабочих колес свободной турбины. Результаты расчета представлены на рис. 14 и 15.

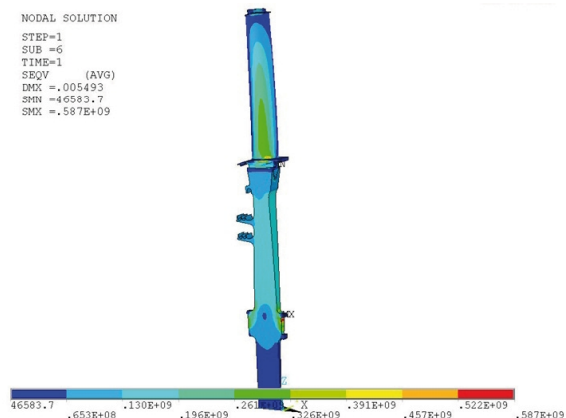


Рис. 14. Эквивалентные напряжения в первом рабочем колесе свободной турбины

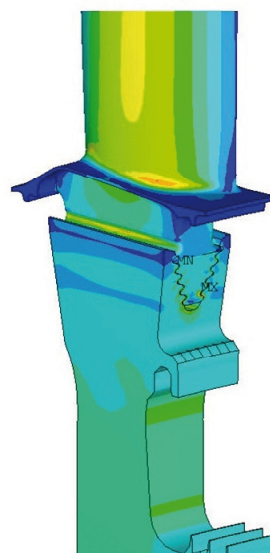


Рис. 15. Эквивалентные напряжения во втором рабочем колесе свободной турбины

Заключение

Разработанный алгоритм построения моделей позволил существенно сократить временные затраты на перестроение модели лопатки в случае изменения геометрии профилей ее сечений при проведении прочностных и газодинамических расчетов. Кроме того, совместная работа с программой для создания профилей позволила в автоматизированном режиме перестраивать модель за минимальное время. Проведенный расчет лопатки совместно с диском при приложении как центробежных, так и газовых сил подтвердил запасы прочности.

Литература

1. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя [Текст] / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.

2. ANSYS Theory Manual, 12th edn., SAS IP Inc., 15-65-15-66 (1999).

3. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст]: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1993 – 640 с.

Поступила в редакцию 30.05.2014

А.О. Шкловец, А.В. Урлапкин, К.В. Бояров. Міцнісне доведення робочих колес модернізованої газоперекачувальної установки НК-36СТ

Для модернізованої газоперекачувальної установки розроблені параметричні і непараметричні кінцево-елементні моделі робочих коліс компресора і турбіни низького тиску, а також вільної турбіни. Показаний метод побудови різних елементів моделі з накладенням на них впорядкованої і гібридної сітки кінцевих елементів з використанням пакета ANSYS Mechanical. Проведено розрахунки на статичну міцність при одночасній дії відцентрових і газодинамічних навантажень. Показано, що для досліджуваних робочих коліс виконуються вимоги по запасах міцності.

Ключові слова: газотурбінний двигун, лопатка, диск, робоче колесо, статична міцність, газове навантаження, характеристика міцності доведення, параметрична модель.

A.O. Shklovets, A.V. Urlapkin, K.V. Boyarov. Strength lapping of bladed disks of modernized gas pumping unit NK-36ST

For modernized gas compressor unit is designed parametric and non-parametric finite element model of the compressor impellers and low-pressure turbine, and a free turbine. Shows the method of construction of the various elements of the model superimposed on them and ordered the hybrid finite element mesh using the package ANSYS Mechanical. Calculations of static strength under the simultaneous action of centrifugal and gas-dynamic loads. It is shown that the test requirements are met impellers reserves of strength.

Key words: gas turbine engine, blade, disk, rotor wheel, static strength, gas force, strength lapping, parametric model.