

Э.Б. Рейимова

(г. Казань, Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева - КАИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОЛЕСА КОМПРЕССОРА В СИСТЕМЕ ANSYS

INVESTIGATION OF THE STRENGTH OF A CENTRIFUGAL COMPRESSOR WHEEL IN THE ANSYS SYSTEM

Исследуется возможность проектирования центробежного колеса компрессора энергетической установки. Проектирование производилось с использованием пакета программ КОМПАС – 3D. Прочностные расчеты центробежного колеса компрессора были выполнены с использованием пакета программ ANSYS.

The article examines the possibility of designing a centrifugal compressor wheel for a power plant. The design was carried out using the KOMPAS - 3D software package. The strength calculations of the centrifugal compressor wheel were carried out using the ANSYS software package.

Ключевые слова: центробежное колесо, ANSYS, компрессор, SOLID187.

Keywords: centrifugal wheel, ANSYS, compressor, SOLID187.

В настоящее время компрессоры используются в различных областях техники, например, в авиадвигателестроении и дальнем газоснабжении. На компрессорных станциях магистральных газопроводов используются в качестве привода газоперекачивающих агрегатов.

Для проектирования и для прочностных расчетов были назначены следующие параметры:

- частота вращения - 14000 об/м;
- степень повышения давления в компрессоре – 3;
- диаметр центробежного колеса – 658,6 мм;
- радиус – 329,3 мм;
- материал центробежного колеса – ЭИ698-ВД (сплав жаропрочный на никелевой основе);
- плотность материала – 4800 кг/м³.

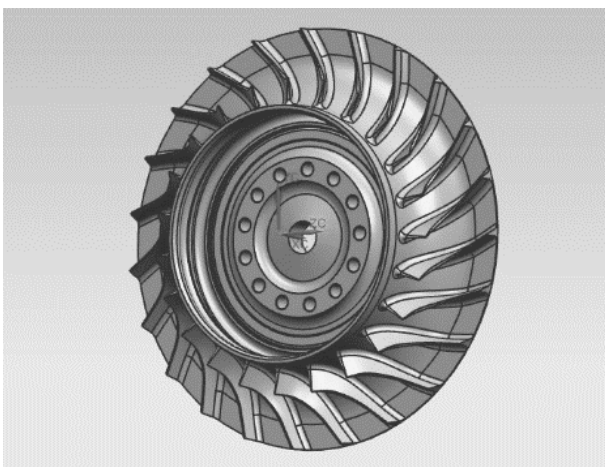


Рис. 1. 3D модель центробежного колеса

В полном соответствии с методикой, описанной в [1; 2; 3], с использованием пакета программ ANSYS были проведены прочностные расчеты.

В книге [3] указывается, что центробежные колеса компрессоров являются одними из наиболее ответственных деталей, так как при их разрушении может привести к опасным последствиям.

Напряжения в центробежных колесах возникают от сил инерции самого колеса и присоединенных к нему лопаток, от неравномерного нагрева колеса по радиусу, от натяга, создаваемого прессовой посадкой колеса на вал, если центробежное колесо соединено с валом таким способом.

Напряженность центробежного колеса определяется эквивалентным напряжением в соответствии с критерием прочности Мизеса-Губера-Генки:

$$\sigma_i = \sigma_{\max} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 \pm (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + \sigma(\sum x^2 y + \sum y^2 z + \sum z^2 x)}$$

Местный коэффициент запаса прочности по напряжениям:

$$K_M = \frac{\sigma_{\text{дл}}(T, \tau)}{\sigma_{\max}}$$

где $\sigma_{\text{дл}}(T, \tau)$ - предел длительной прочности материала центробежного колеса, зависящий от температуры T и длительности работы τ ;

$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{экв}}$ на данном радиусе колеса. Запас K_M вычисляется для всех радиусов центробежного колеса.

В качестве запаса прочности центробежного колеса принимается

$$K_M = \min(K_{M_i}); K_M > 1,45.$$

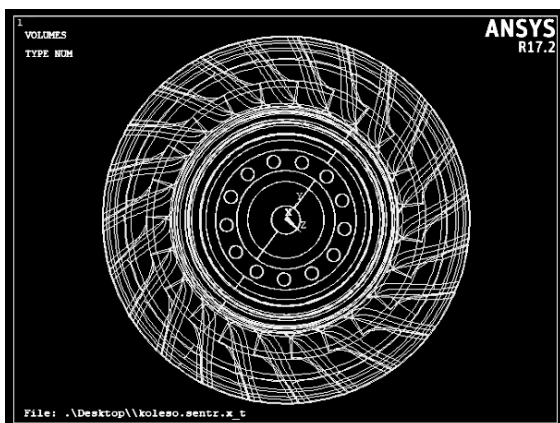


Рис. 2. 3D модель центробежного колеса

У каждого типа элементов обычно необходимо задать опции. Эти опции позволяют управлять различными параметрами элемента. Для центробежного колеса был выбран элемент SOLID187. Элемент SOLID187 (рис. 3) представляет собой трехмерный, 10-узловой конечный элемент. В каждом узле имеются три степени свободы: перемещения в направлениях осей x , y и z . Элемент обладает пластичностью, гиперэластичностью, ползучестью, большим прогибом и различными видами деформации. SOLID187 имеет квадратичную аппроксимацию поле перемещений и хорошо подходит для моделирования нерегулярных сеток (например, из различных систем CAD / CAM).

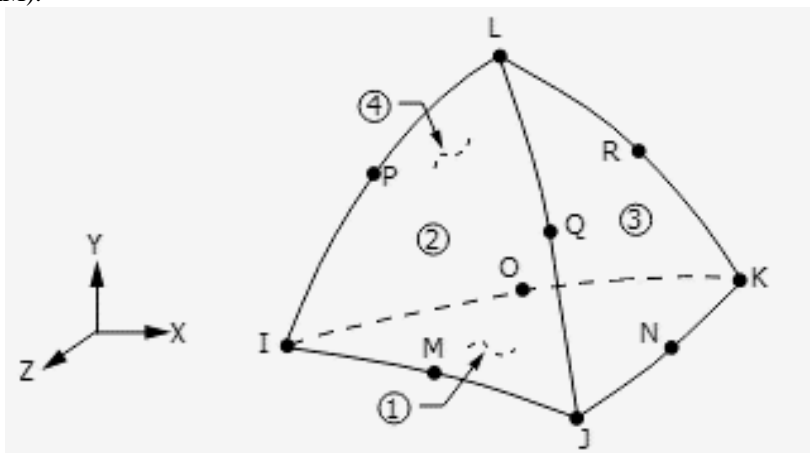


Рис. 3. Геометрия элемента SOLID187

Центробежное колесо рассчитывается в линейно-упругой подстановке, используя модель идеального упругого материала.

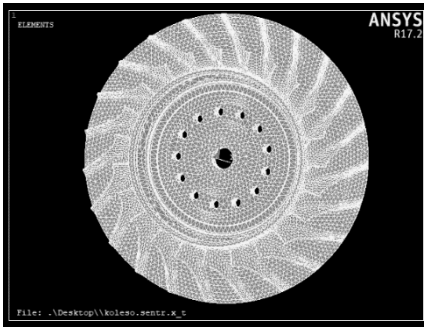


Рис. 4. Разбиение на конечные элементы SOLID187

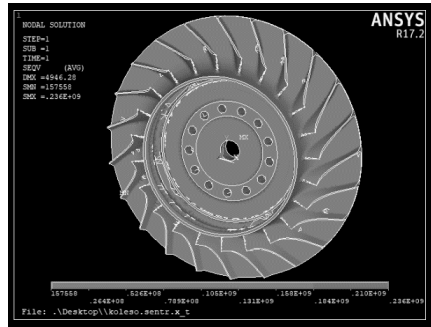


Рис. 5. Эквивалентные напряжения по теории прочности Мизеса-Губера-Генки

Местный коэффициент запаса прочности по напряжениям:

$$K_M = \frac{\sigma_{дл}(T, \tau)}{\sigma_{max}} = \frac{110 \cdot 10^7}{0,236 \cdot 10^9} = 4,66.$$

Условия прочностной надежности:

$$K_M = 4,66 > 1,45.$$

Условия прочностной надежности по местным напряжениям выполняется.

Список литературы

1. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Бондарчук, П.В. Прочностное проектирование лопаток и дисков ГТД в конечно-элементном комплексе ANSYS: учеб. пособие. / П.В. Бондарчук, С.В. Фалалеев. - Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 42 с.
3. Великанова, Н.П. Расчет на прочность основных деталей ГТД. Лабораторный практикум по дисциплине «Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок»: учеб. пособие. / Н.П. Великанова, Ф.К. Закиев, П.Г. Великанов. - Казань: Изд-во КГТУ им. А.Н. Туполева, 2008. - 83 с.

Материал поступил в редколлегию 12.10.20.