

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НАГНЕТАТЕЛЯ

Винокуров Т.С.

Научный руководитель – доцент А.В. Шадрина

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Одной из причин снижения ресурса центробежных нагнетателей (ЦБН) различных конструкций является возникновение и развитие поврежденной рабочей колеса (РК) в процессе эксплуатации, а также при их изготовлении. В большинстве случаев усталостные поломки возникают из-за интенсивных резонансных колебаний, происходящих вблизи наружного диаметра межлопаточного пространства основного и покрывного диска.

При проявлении различных дефектов или вырыве одной, или несколько частей диска на периферийной части РК на расстоянии от края не превышающий от 0,1D диска предлагается выполнять фрезерование типа «ромашка».

Целью данной работы является: определить возможности реализации фрезерования типа «ромашка» РК путем изучения напряженно-деформированного состояния (НДС). Для выполнения данной цели поставим следующие задачи:

- оценить основные нагрузки и воздействия на рабочее колесо;
- провести анализ напряженно-деформированное состояние рабочего колеса и лопаток;
- оценить результаты напряженно-деформированного состояния рабочего колеса с вырезами;
- сопоставить результаты рассчитанного рабочего колеса до и после выполнения вырезов.

Для реализации данного исследования применим численное моделирование с помощью метода конечных элементов. В общем случае последовательность численного моделирования ЦБН состоит из: профилирования и создания трехмерной геометрии РК ЦБН и создания сетки конечных элементов (СКЭ), настройки расчетной модели и программирования решателя, выполнения расчетов и анализа полученных результатов. Моделирование НДС РК возможно реализовать в программном комплексе Ansys Workbench в модуле Static Structural.

Для проведения исследования создадим модель РК закрытого типа. Для этого определим геометрические размеры создаваемой модели с помощью упрощенного расчета РК представленный научно-инжиниринговой группой «КВиХТ». Приняв исходные данные: давление воздуха на входе $P_0 = 3,2$ МПа, универсальную газовую постоянную $R = 519$ Дж/(кг*К) массовый расход газа на входе $m = 33,62$ кг/с, плотность газа при стандартных условиях $\rho_{ст} = 22,17$ кг/м³ и степени сжатия $\Pi = 1,25$, получим след значения:

Таблица 1

Основные геометрические размеры РК

Диаметр РК на выходе, м	0,423	Диаметр РК у входа, м	0,186	Частота вращения, об/мин	8100
Высота лопатки, м	0,0169	Ширина лопатки на входе, м	0,024	Толщина лопатки, мм	5
Угол наклона лопатки на выходе	49,65	Угол наклона лопаток на входе	52,38	Радиус закругления втулки, м	0,024
Диаметр втулки, м	0,127	Количество лопаток, шт.	16	Радиус покрывающего диска, м	0,032

Перед выполнением моделирования нужно принять некоторые допущения: пренебрежем в расчете влияние газодинамических сил и температур, т. к. по результатам исследования [1] влияние этих данных не превышает 10 %; толщину стенок покрывающего и основного дисков примем произвольно.

В рис.1 представлено эквивалентное напряжение модели РК при номинальном количестве оборотов равное 8100 об/мин. Максимальное значение напряжения мы наблюдаем в зоне соединения лопаток и стенок покрывающих дисков на входе в РК, которое равно 700 МПа. Данное значение выполняет условия прочности, однако запас прочности составляет всего 1,12 (при выборе стали марки 30ХН2МФА с пределом текучести 785 МПа), что достаточно низкий показатель. Для увеличения прочности применимы сварные галтели. После построения галтелей можно увидеть заметное уменьшение напряжение до 610 МПа.

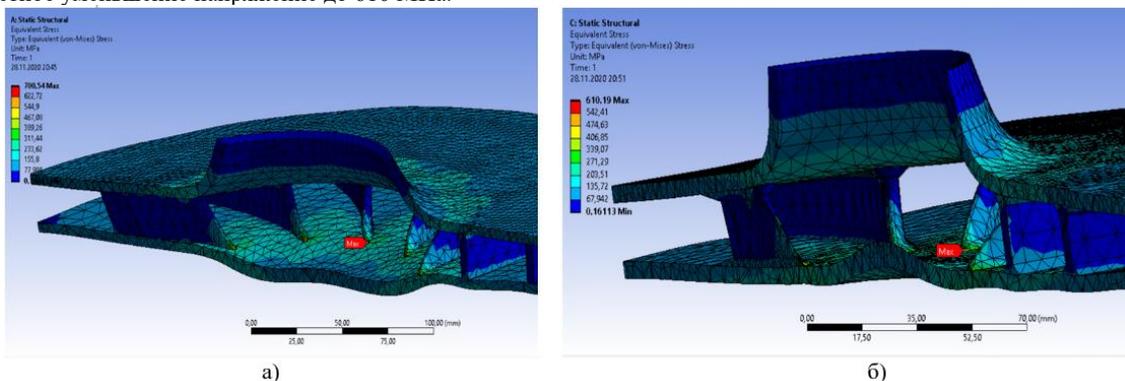


Рис. 1 Распределение напряжения по Мизесу: а) до галтелей; б) после галтелей

По рис.2 можно увидеть распределение эквивалентных напряжений на теле РК до и после вырезания периферийной части. По данным рисункам видно, что показатели напряжения у кромок покрывающего и основного диска значительно увеличились. Также можно выделить то, что максимальное значение эквивалентного напряжения и суммарного перемещения уменьшилось на 4,27% и на 6,43% соответственно.

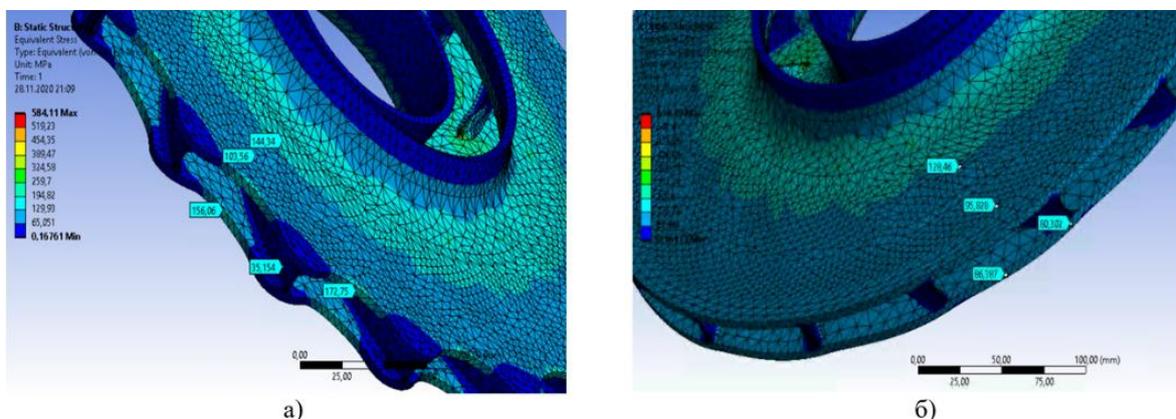


Рис. 2 Распределение напряжений на периферии РК
а) с вырезами; б) без вырезом

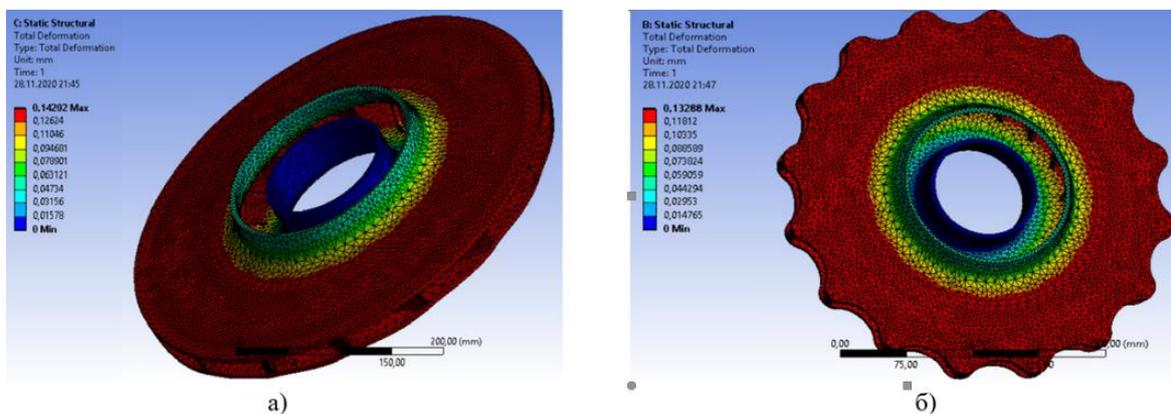


Рис. 3 Общее перемещение
а) без вырезом; б) с вырезами

Из результатов проведенной работы можно сделать вывод, что способ вырезания рабочего колеса при появлении трещин или разломов на периферии покрывного диска показал хорошие результаты. Максимальное эквивалентное напряжение уменьшилось на 4,27%, однако напряжения на периферии колеса увеличилось почти до 2-х раз. Исходя из результатов можно сказать, что, использования вырезания методом «оромашивания» при выявлении дефектов применимо в эксплуатации РК центробежного нагнетателя.

Литература

1. Жернаков В.С. Расчет напряженно-деформированного состояния центробежного колеса компрессора из титанового сплава / И. Н. Будилов, А. Н. Ермоленко – Уфа: ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ), 2019.
2. Зубков И. С. Численное моделирование течения в проточной части центробежного нагнетателя природного газа / И. С. Зубков, В. Л. Блинов. — Текст: непосредственный // Актуальные проблемы развития технических наук: сборник статей участников XXII Областного конкурса научно-исследовательских работ «Научный Олимп» по направлению «Технические науки». – Екатеринбург: Уральский федеральный университет, 2020. — С. 29-34.
3. Костюков А.В. Центробежные компрессоры транспортных ГТД: Учебное пособие – Москва: Московский Государственный Технический Университет «МАМИ», 2006.
4. Шуковский В.А. Каталог газодинамических характеристик ЦБК природного газа – Москва: Научно-исследовательский институт природных газов и газовых технологий (ООО «ВНИИГАЗ»), 2005.