

УДК 621.452 : 539.4

А.Л. МИХАЙЛОВ, А.В. ВОЛГИН

ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДИСКА ГТД СРЕДСТВАМИ ANSYS

Рассмотрены новые подходы в расчетном определении разрушающих частот вращения диска ГТД. Для выполнения требований безопасности при эксплуатации ГТД необходимо обеспечить при аварийной раскрутке ротора локализацию фрагментов разрушения деталей внутри двигателя. Предлагается при проектировании применить ранжирование запасов прочности диска для предотвращения разрушения диска по меридиональному сечению.

газотурбинный двигатель, ротор турбины, ранжирование запасов статической прочности диска

Введение

Для обеспечения требований нормативных документов (АПЗЗ, FAR и др.) в подтверждение надежности авиационных ГТД требуется проведение многочисленных натурных спец. испытаний с моделированием аварийных ситуаций. Для сокращения времени и затрат на эти испытания целесообразно расширение и совершенствование расчетных методов проектирования деталей и узлов двигателя. Одним из требований при проектировании турбин ГТД является обеспечение локализации фрагментов разрушившихся деталей внутри двигателя, чтобы предотвратить катастрофические последствия при несанкционированной раскрутке ротора турбины.

1. Формулирование проблемы

Наличие вероятности возникновения аварийной ситуации с несанкционированной раскруткой ротора турбины, например, при обрыве вала, требует гарантированной локализации фрагментов разрушения деталей внутри двигателя.

Локализация фрагментов при обрыве лопаток обеспечивается достаточной прочностью корпуса. При разрушении дисков, как правило по меридио-

нальному сечению, их фрагменты обладают очень большой энергией и не удерживаются корпусами, поэтому ставится задача исключения раскрутки ротора до разрушающих по меридиональному сечению частот вращения дисков, путем целенаправленного проектирования диска турбины таким образом, чтобы разрушение произошло по цилиндрическому сечению в ободной части диска. Такое проектирование целесообразно ввиду того, что фрагменты разрушения диска по цилиндрическому сечению имеют меньшие размеры и соответственно обладают меньшей энергией, что позволит локализовать фрагменты разрушения внутри двигателя. Из-за особой ответственности обеспечения безопасности работы ротора турбины, на первое место в связи с этим встает вопрос точности расчетного определения частоты вращения, при которой произойдет разрушение деталей ротора.

Простой и наиболее распространенный в настоящее время метод расчета разрушающей частоты вращения дисков основан на теории предельного равновесия в предположении идеального жесткопластического поведения материала, то есть полного выравнивания напряжений в сечении диска к моменту разрушения и равенство их значения пределу прочности материала [1]:

$$\sigma_1 = \sigma_e,$$

где σ_1 – напряжение во всех сечениях диска;

σ_e – предел прочности материала.

Этот метод с достаточной точностью позволяет рассчитывать на одномерных расчетных моделях диски простой формы – постоянной толщины, конические, гиперболические, равного сопротивления. Такие диски разрушаются, как правило, по радиальному направлению от действия тангенциальных напряжений [2].

Считается, что погрешность расчета разрушающей частоты вращения дисков по одномерной модели не превышает 10%.

Однако, как показал анализ результатов разгонных испытаний дисков, существующие методы прогнозирования несущей способности не всегда и не в полной мере позволяют оценить их работоспособность с учетом конструктивных и технологических особенностей. Отсутствует надежная методика оценки прочности дисков, имеющих сложную геометрию. В то же время требования к повышению надежности авиационных ГТД, тенденция к снижению весовых характеристик приводит к необходимости совершенствования методов расчета, использованию более точных расчетных моделей, выбору минимальных запасов прочности.

В данной работе для оценки разрушающей частоты вращения и определения зоны начала статического разрушения дисков ротора турбины ГТД использован метод конечных элементов ANSYS, который позволил определить трехмерное НДС дисков с учетом реального теплового состояния, особенностей геометрии и взаимодействия с сопряженными деталями. За момент статического разрушения здесь принята частота вращения, при которой эквивалентная суммарная деформация в наиболее напряженной точке диска достигает некоторого предельного значения, равного относитель-

ному удлинению гладкого стандартного образца, вырезанного из данного диска, при соответствующей температуре в зоне с $\varepsilon_{i\max}$ [3]:

$$\varepsilon_i = \delta^t. \quad (1)$$

Переход от объемного НДС к размаху продольной деформации гладкого образца выполнен по формуле:

$$\varepsilon_i = \frac{3}{2(1+\mu)} \cdot \varepsilon_i^e + \varepsilon_i^p, \quad (2)$$

где $\mu = 0,5$ – коэффициент Пуассона, принятый при расчете в области больших деформаций;

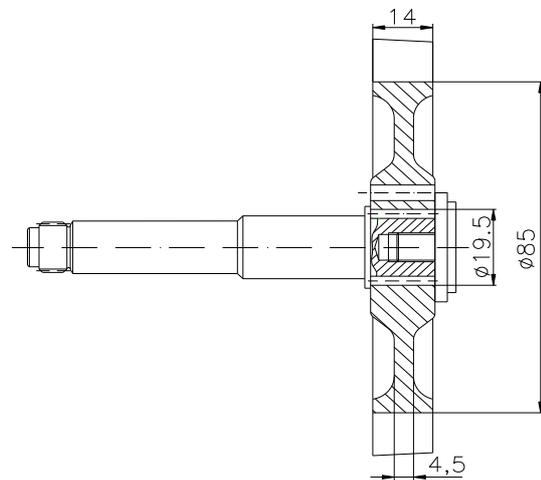
$$\varepsilon_i^e = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sqrt{(\varepsilon_{11}^e - \varepsilon_{22}^e)^2 + (\varepsilon_{22}^e - \varepsilon_{33}^e)^2 + (\varepsilon_{33}^e - \varepsilon_{11}^e)^2} + \frac{3}{2} \cdot \left((\varepsilon_{12}^e)^2 + (\varepsilon_{23}^e)^2 + (\varepsilon_{13}^e)^2 \right)$$

– интенсивность упругих деформаций;

$$\varepsilon_i^p = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sqrt{(\varepsilon_{11}^p - \varepsilon_{22}^p)^2 + (\varepsilon_{22}^p - \varepsilon_{33}^p)^2 + (\varepsilon_{33}^p - \varepsilon_{11}^p)^2} + \frac{3}{2} \cdot \left((\varepsilon_{12}^p)^2 + (\varepsilon_{23}^p)^2 + (\varepsilon_{13}^p)^2 \right)$$

– интенсивность пластических деформаций.

С целью исследования влияния концентраторов напряжений на несущую способность дисков были проведены в частности разгонные испытания натурального диска ротора турбостартера изделия «ТВД-1500



(рис. 1).

Рис. 1. Конструкция ротора турбостартера

Заготовка диска – штамповка. Лопатки изготовлены за одно целое с диском.

Материал диска – алюминиевый сплав АК4-1. Механические свойства материала диска при $t=20^\circ\text{C}$: предел прочности $\sigma_B = 37 \text{ кг/мм}^2$;

$\sigma_{0,2} = 28 \text{ кг/мм}^2$; относительное удлинение – $\delta = 6\%$; поперечное сужение – $\psi = 21\%$. Расчетная разрушающая частота вращения по теории предельного равновесия (ТПР) $n = 85012 \text{ об/мин}$.

Экспериментальная разрушающая частота вращения $n_{\text{экс}} = 75683 \text{ об/мин}$. Разрушение произошло по меридиональному сечению с началом разрушения от отверстия в ступичной части диска. Фотография разрушенного диска представлена на рис. 2.

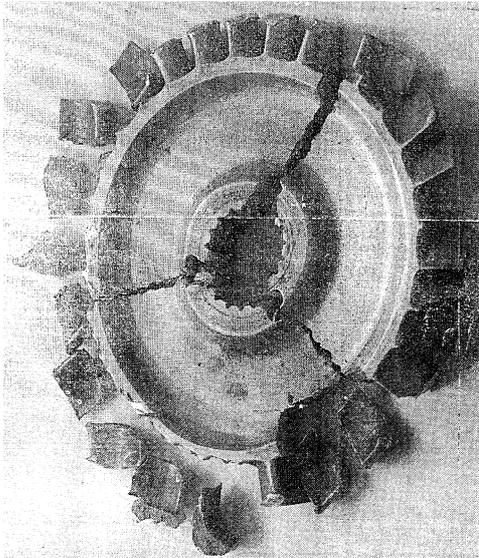
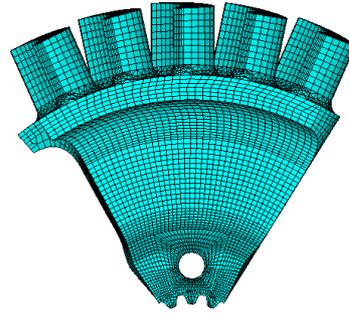


Рис. 2. Разрушенный диск

Погрешность расчета $\frac{n_{\text{разр}} - n_{\text{экс}}}{n_{\text{экс}}} \cdot 100\%$ составила 11% (табл. 1).

Для расчетного определения разрушающей частоты вращения диска на основе деформационного критерия (1) были проведены упругопластические расчеты на объемной конечно-элементной модели с постоянно повышающейся частотой вращения по методике [4]. Расчеты проводились с учетом больших перемещений и деформаций. Для создания модели диска в качестве конечного элемента использовался восьмиузловой структурный элемент SOLID 45 с тремя степенями свободы UX, UY, UZ. В силу угловой симметрии конструкции диска рассматривался сектор диска с углом при вершине $360^\circ/6 = 60^\circ$. Математическая трехмерная модель

диска, на которую наложена конечно-элементная



сетка, и результаты расчета эквивалентных суммарных деформаций приведены на рис. 3 и 4.

Рис. 3. Конечно-элементная модель диска турбостартера (42000 элементов, 44700 узлов)

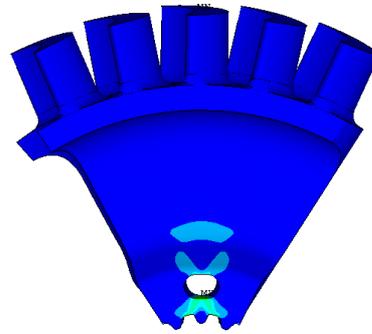


Рис. 4. Распределение эквивалентных суммарных деформаций в диске турбостартера при $n = 80000 \text{ об/мин}$

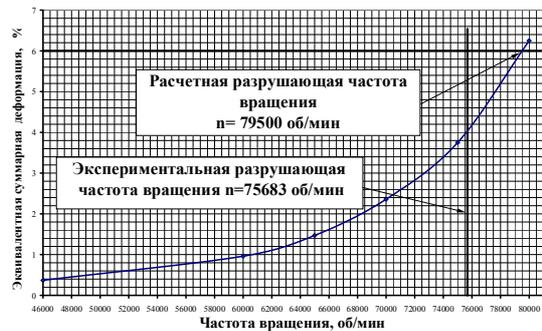
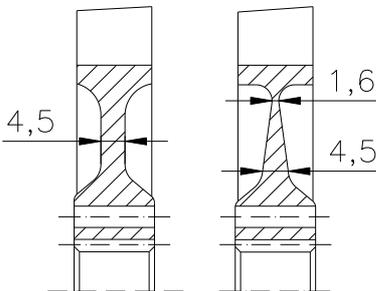


Рис. 5. Зависимость эквивалентных суммарных деформаций от частоты вращения диска в месте разрушения

Эквивалентная суммарная деформация в зоне отверстия в ступице диска достигает предельного значения относительного удлинения δ на частоте вращения 79500 об/мин . Погрешность расчета

$\frac{n_{\text{разр}} - n_{\text{экс}}}{n_{\text{экс}}} \cdot 100\%$ составила 5% (табл. 1).



Меньшая погрешность между расчетными величинами разрушающей частоты вращения, определенной с помощью деформационного критерия прочности, и экспериментальной величиной делает целесообразным использование деформационного критерия прочности (1) для оценки несущей способности дисков ГТД.

Таблица 1

Сравнение расчетных и экспериментальной разрушающей частоты вращения диска.

Материал	ТПР, об/мин	МКЭ, об/мин	Эксперимент, об/мин
$n_{разр}$	85012	79500	75683
$\frac{n_{разр} - n_{эксп}}{n_{эксп}} \cdot 100\%$	11	5	—

а	б
$n_{разр}$, Об/мин	$n_{разр}$, об/мин
85012	69000
По меридиональному сечению	По цилиндрическому сечению

Рис. 6. Исходный (а) и доработанный (б) варианты конструкции диска

2. Решение проблемы

Для обеспечения разрушения диска по цилиндрическому сечению была выполнена оптимизация конструкции диска с ранжированием запасов статической прочности по меридиональному и цилиндрическому сечениям, таким образом чтобы $K_{B1} > K_{B2}$. Геометрические размеры подобраны так, что разрушение диска произойдет по цилиндрическому сечению, в ободной части на незначительные фрагменты, локализующиеся внутри корпуса турбостартера, что позволит создать конструкцию минимальной массы.

Заключение

С использованием объемной конечно-элементной математической модели проведено исследование напряженно-деформированного состояния диска и определение разрушающей частоты вращения с помощью деформационного критерия прочности. Предлагаемая методика расчетного определения разрушающей частоты вращения диска обладает достаточной точностью и позволяет проектировать диски турбины с ранжированием запасов статической прочности. Разрушение диска по цилиндрическому сечению и последующее снижение частоты вращения гарантирует отсутствие нелокализованных фрагментов при разрушении вала турбины.

Литература

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – М.: Машиностроение. – 1979. – 702 с.
2. Демьянушко И.В., Биргер И.А. Расчет на прочность вращающихся дисков. – М.: Машиностроение, 1978. – 247 с.
3. Михайлов А.Л. Критерии несущей способности дисков ротора турбины ГТД на основе математического моделирования объемного НДС // Вестник двигателестроения. – Запорожье. – 2003. – № 2. – С. 105 – 110.
4. Михайлов А.Л., Воинов В.В. Расчетное определение запаса по разрушающей частоте вращения дисков ротора ГТД с использованием метода предельной суммарной деформацией. – Рыбинск: НПО «Сатурн», 2002. – Методика № 408-00-384-2002.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.Н. Вернигор,
Рыбинская государственная авиационная технологи-
ческая академия им. П.А. Соловьева, Рыбинск.