

Н.Г. Бураго¹, А.Б. Журавлев¹, И.С. Никитин²

¹Институт проблем механики РАН, г. Москва

²Московский авиационно-технологический институт

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКА КОМПРЕССОРА ГТД*

Разработана расчетная модель диска ГТД с учетом центробежных сил, распределенных аэродинамических нагрузок и нелинейных контактных условий. Изучено влияние различных факторов нагружения и контактных условий на формирование зон концентрации напряжений в окрестности соединения диска и лопатки.

Ключевые слова: расчетная модель, метод конечных элементов, аэродинамическая нагрузка, нелинейные контактные условия, концентрация напряжений.

Фрактографические исследования поверхностей разрушения элементов конструкций авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) показывают [1], что зарождение усталостных трещин часто происходит в окрестности ребер контактных поверхностей диска компрессора и лопаток. Определение очага зарождения и ориентации усталостных трещин необходимо для исследования их развития в процессе многоциклового эксплуатации. В данной работе построена полная конечно-элементная модель [2] диска с лопатками и иными реальными элементами конструкции (удерживающие штифты, бандажные полки) и модель сектора диска с одиночной лопаткой. Расчетная схема включает комбинацию внешних нагрузок с учетом центробежных сил, распределенных аэродинамических давлений на лопатки [3] и нелинейного контактного взаимодействия диска, лопаток и иных дополнительных элементов конструкции. Результаты расчетов на полной модели использовались при построении более точного решения на подробной сетке со сгущением для сектора с одиночной лопаткой.

Разрушения в ободной части дисков компрессоров из титановых сплавов могут приводить к образованию фрагментов, которые либо остаются в двигателе, либо выходят за его пределы. Во всех случаях трещины возникают в скруглениях малого радиуса соединения «ласточ-

* Данная работа выполнена в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы и гранта НШ-3288.2010.1.

кин хвост» (межпазовый выступ, рис. 1) и далее могут распространяться в двух направлениях: 1) вдоль радиуса диска, а далее, не доходя до ступичной части диска, возвращаются к ободу или останавливаются в отверстии в полотне диска; 2) развитие происходит по основанию межпазового выступа.



Рис. 1. Фотографии трещин в дисках компрессора

Описанные особенности зарождения трещины вдоль границы паза под лопатку указывают на существенную роль в разрушении диска на начальном этапе нагрузок, которые вызывались контактным воздействием лопатки. Определение очагов зарождения усталостных трещин в дисках и лопатках требует подробного описания полей напряжений и зон их концентрации. Расчетная модель, соответствующая циклу нагружения, должна учитывать два основных фактора нагружения: центробежную силу, соответствующую максимальной частоте вращения диска компрессора, аэродинамические нагрузки на лопатки, соответствующие максимальной (крейсерской) скорости полета, а также нагрузки контактного взаимодействия диска и лопаток.

Напряженно-деформированное состояние системы диск–лопатка определяется системой уравнений для тензора напряжений σ и вектора скоростей \mathbf{v} (или перемещений \mathbf{u} , $\mathbf{v} = d_t \mathbf{u}$) во вращающейся с угловой скоростью ω системе координат

$$\nabla \sigma + \rho \omega^2 \mathbf{r} = \rho d_t \mathbf{v} \quad d_t \sigma = \lambda (\mathbf{e}^e : \mathbf{I}) \mathbf{I} + 2\mu \mathbf{e}^e \quad \mathbf{e} = \mathbf{e}^e + \mathbf{e}^p,$$

где область решения имеет вид $V_t = \{(\mathbf{x}, t) : \mathbf{x} \in V, t \geq 0\}$, t – время, \mathbf{x} – лагранжев радиус-вектор, начало координат помещено на оси вращения, \mathbf{a} – единичный вектор оси вращения, $\mathbf{r} = \mathbf{x} - (\mathbf{x} \cdot \mathbf{a})\mathbf{a}$ – вектор нормали, опущенной из точки с радиус-вектором \mathbf{x} на ось вращения, d_t – оператор лагранжевой производной по времени, $\mathbf{e} = (\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T)/2$ – тензор скоростей деформации, \mathbf{e}^e и \mathbf{e}^p – тензоры скоростей упругой и неупругой деформации.

Для базовой модели идеальной упругопластичности с условием пластичности Мизеса тензор скоростей неупругой (пластической) деформации исключается из приведенных выше уравнений с помощью соотношений закона пластического течения:

$$\mathbf{e}^p = \Lambda \mathbf{s} \quad \mathbf{s} = \boldsymbol{\sigma} - (\boldsymbol{\sigma} : \mathbf{I}) \mathbf{I} / 3 \quad \Lambda > 0 : \mathbf{s} : \mathbf{s} = 2\tau_0^2 \quad \Lambda = 0 : \mathbf{s} : \mathbf{s} < 2\tau_0^2.$$

Основными искомыми функциями являются перемещения, скорости и напряжения. Начальные условия имеют вид

$$t = 0 : \mathbf{u} = 0, \quad \mathbf{v} = 0, \quad \boldsymbol{\sigma} = 0.$$

На границе ($S = S_\sigma \cup S_u \cup S_c$) задаются либо силовые граничные условия (участки S_σ), либо кинематические граничные условия (участки S_u), либо контактные условия (участки S_c).

Силовые граничные условия имеют вид

$$\mathbf{x} \in S_\sigma : p_n = p_{n^*}(\mathbf{x}, t) \quad p_{\tau\alpha} = p_{\tau\alpha^*}(\mathbf{x}, t) \quad (\alpha = 1, 2),$$

где $p_n = \mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}$ и $p_{\tau\alpha} = (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}) \boldsymbol{\tau}_\alpha$ ($\alpha = 1, 2$) – нормальная и касательные составляющие поверхностной нагрузки, выраженные через тензор напряжений, \mathbf{n} и $\boldsymbol{\tau}_\alpha$ ($\alpha = 1, 2$) – векторы нормали и касательных к граничной поверхности. При аэродинамических нагрузках считается, что касательные нагрузки отсутствуют, $p_{\tau\alpha} = 0$, а нормальная $p_n = p_*(\mathbf{x}, t)$ обусловлена аэродинамическим давлением.

Кинематические граничные условия на S_u имеют вид

$$\mathbf{x} \in S_u : \quad \mathbf{u} = \mathbf{u}_*(\mathbf{x}, t),$$

где $\mathbf{u}_* = \mathbf{u}_*(\mathbf{x}, t)$ – заданная функция координат и времени.

В простейшем случае контактные условия задавались в предположении идеального контакта (полного сцепления):

$$[u_n] = [u_\tau] = [p_n] = [p_\tau],$$

при котором смещения и поверхностные напряжения непрерывны. Здесь квадратные скобки использованы для обозначения скачков.

В общем случае контактные условия допускают проскальзывание с трением и отлипанием, а зона контакта (участки границы с нулевым скачком нормальных перемещений) является переменной во времени. В зоне контакта условия имеют вид

$$[u_n]=0, [v_\tau]=0 : p_n < 0, |p_\tau| \leq q|p_n|$$

$$[u_n]=0, [v_\tau] \neq 0 : p_n < 0, p_\tau = q|p_n|[v_\tau]/|[v_\tau]|.$$

В зоне отлипания контактные условия имеют вид

$$[u_n] > 0 : p_\tau = p_n = 0$$

При $q = 0$ имеем контакт с отлипанием и проскальзыванием без трения.

Для определения распределенных аэродинамических нагрузок на лопатки принимается гипотеза изолированного профиля [4]. Обозначим: ω – частота вращения диска, x – локальная продольная координата хорды сечения, β – угол между радиальной составляющей скорости и результирующим вектором скорости, $w = \sqrt{v_\infty^2 + \omega^2 r^2}$ – модуль результирующей скорости, $\gamma(r)$ – переменная крутка сечения, где r – радиальная координата сечения. Локальный угол атаки сечения $\alpha = \gamma(r) - \arctg \frac{v_\infty}{\omega r}$. Локальный шаг решетки $t = 2\pi r / N$, где N – число лопаток на диске. Формулы для перепада давлений в случае одной обтекаемой пластины и в случае обтекания решетки пластин, полученные с использованием методов ТФКП [5], имеют следующий вид:

распределение давлений по поверхности одиночной лопатки

$$\Delta p(r, x) = \rho (v_\infty^2 + \omega^2 r^2) \sqrt{\frac{a-x}{a+x+\delta}} \sin 2 \left(\gamma(r) - \arctg \frac{v_\infty}{\omega r} \right),$$

распределение давлений по поверхности лопатки в решетке

$$\Delta p(r, x) = \rho (v_\infty^2 + \omega^2 r^2) e^{-\frac{aN}{2r}} \sqrt{\frac{\operatorname{sh} \frac{N(a-x)}{2r}}{\operatorname{sh} \frac{N(a+x+\delta)}{2r}}} \sin 2 \left(\gamma(r) - \arctg \frac{v_\infty}{\omega r} \right).$$

Точные решения из-за острой передней кромки содержат особенность при $x = -a$, для снятия этой особенности в формулы введен малый радиус скругления передней кромки δ .

Сжимаемость газа можно учесть введением множителя Прандтля–Глауэрта $1/\sqrt{1-M^2}$, где $M = w/c = \sqrt{v_\infty^2 + \omega^2 r^2} / c$ – число Маха

набегающего потока, $p_{\pm}^c(r, x) = p_{\pm}(r, x) / \sqrt{1 - M^2}$, $\Delta p^c(r, x) = \Delta p(r, x) / \sqrt{1 - M^2}$, c – скорость звука. Данное рассмотрение справедливо при выполнении условия дозвукового обтекания $\sqrt{v_{\infty}^2 + \omega^2 r^2} < c$ для любого сечения лопатки. Полученные распределения давлений по поверхности лопатки можно использовать в качестве внешних нагрузок для расчета напряженно-деформированного состояния контактной системы диск–лопатка ГТД.

Для исследования выбран диск с лопатками компрессора двигателей серии Д30. Для этого объекта имеется наибольшее количество данных о происшествиях, дефектах и случаях разрушения, а также фрагментов, изученных методом фрактографии поверхностей излома, зон зарождения усталостных трещин, накопления усталостных бороздок и т.п.

Анализ напряженно-деформированного состояния контактной системы диск–лопатка ГТД с учетом дополнительных элементов конструкции требует создания полной геометрической и расчетной модели. Результат этого построения с использованием программного комплекса [2] представлен на рис. 2 и 3. Геометрическая полная модель с конечно-элементным разбиением приведена на рис. 4.

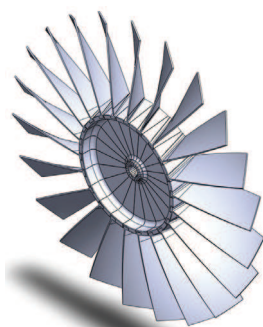


Рис. 2. Модель без бандажа

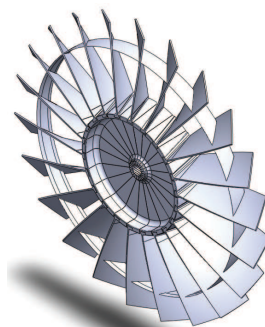


Рис. 3. Модель с бандажом

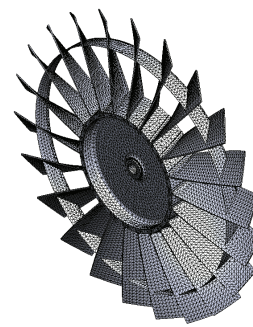


Рис. 4. Сетка

В представленных ранее [3] решениях задач о вращении диска компрессора со свободной лопастью лопатки (см. рис. 2) были получены высокие уровни перемещений конца лопатки, вызванные изгибом лопасти в результате внешних воздействий. Реальная конструкция снабжена так называемой бандажной полкой (см. рис. 3), которая должна препятствовать свободному изгибу лопастей, повышая жесткость конструкции.

Численное решение полномасштабной задачи не может быть получено с использованием современного персонального компьютера по следующим причинам. Расчетная модель сектора диска с одной лопаткой требует для удовлетворительного разрешения области концентрации напряжений (основание лопатки и крепежный вырез) создания расчетной сетки, содержащей до 100000 элементов. Время решения такой задачи, в основном за счет обработки контактных условий, составляет от 1 до 1,5 часов.

Таким образом, аналогичная сетка для полномасштабной задачи будет содержать $2 \cdot 10^6 \div 3 \cdot 10^6$ элементов. С учетом нелинейной зависимости времени вычислений от количества элементов решение вряд ли будет получено в обозримые сроки. Кроме того, объем оперативной памяти, необходимый для обработки такой задачи существенно превышает возможности персональных компьютеров. С учетом сказанного был реализован вариант решения задачи для отдельного сектора диска с одной лопаткой (рис. 5).

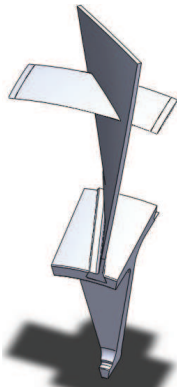


Рис. 5. Отдельный сектор диска с одной лопаткой

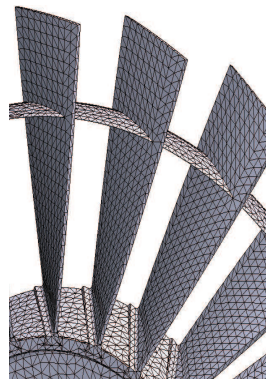


Рис. 6. Фрагмент сетки с лопаткой полной модели

В расчете отдельного углового сектора возникает проблема постановки граничных условий на левой и правой плоскостях, вырезающих этот угловой сектор. Корректная постановка задачи для отдельного сектора должна содержать фактические перемещения бандажной полки в качестве граничных условий на отсекающих сектор поверхностях. Эти перемещения могут быть получены только из решения полномасштабной задачи. Поскольку решение такой задачи на качественной сетке с учетом контактных условий пока технически невозможно,

расчет был выполнен на сетке без существенного сгущения и при условиях полного сцепления контактных поверхностей. Фрагмент сетки изображен на рис. 6.

Приведем результаты сопоставления решения с учетом бандажной полки с решением без учета бандажной полки. Предполагается, что диск компрессора ГТД, оснащенный лопатками, вращается в набегающем потоке с угловой скоростью $\omega = 300$ рад/с (2865 об/мин). Скоростной напор на бесконечности $\frac{1}{2}\rho \cdot V^2 = 20000$ н, что соответствует скорости потока 200 м/с при плотности 1 кг/м^3 . На рис. 7 и 8 представлены уровни перемещения на деформированной форме модели (для наглядности перемещения увеличены в 5 раз). Видно, что бандажная полка существенно препятствует изгибу лопаток.

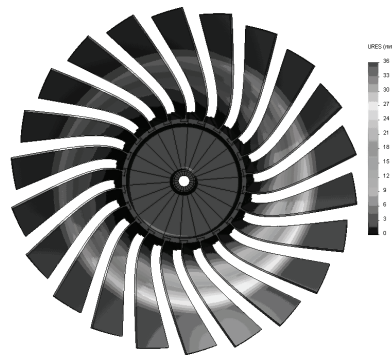


Рис. 7. Перемещения модели без полки

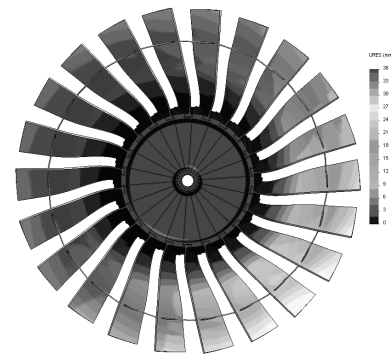


Рис. 8. Перемещения модели с полкой

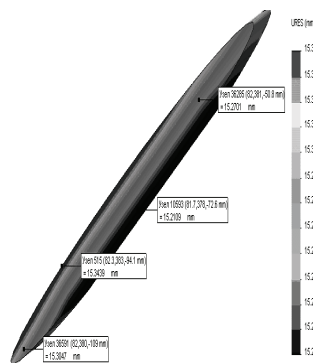


Рис. 9. Перемещения в сечении лопатки

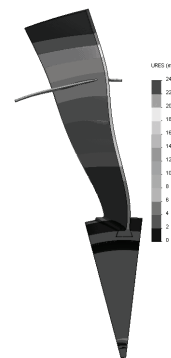


Рис. 10. Перемещения в секторе

Найдем перемещения бандажной полки в сечениях, соответствующих торцам отдельного сектора. Поскольку перемещения почти однородны по сечениям (рис. 9), искомые значения можно определить из их распределений вдоль круговой кромки бандажной полки.

Обозначим u_r , u_θ и u_z проекции перемещений в цилиндрической системе координат, связанной с осью вращения. Граничные перемещения $u_{r1} \approx u_{r2} \approx 0,4$ мм, $u_{\theta 1} \approx u_{\theta 2} \approx 15,2$ мм, $u_{z1} \approx u_{z2} \approx 5$ мм. Здесь индексы 1 и 2 выделяют перемещения, соответствующие левому и правому торцу. Граничные условия на левом и правом торцах отдельного сектора для компонент перемещений принимались в виде $u_k|_j = u_{kj}$ ($j = 1,2$).

На рис. 10 показаны уровни перемещения на деформированной форме модели (перемещения увеличены в 5 раз). Профиль имеет перегибы в нижней части лопасти (ниже бандажной полки). Это является следствием ограничения перемещения по радиусу.

Рассмотрим детально область концентрации напряжений. Увеличим развертку уровней до 100÷340 МПа и выполним зондирование значений в отдельных точках области (рис. 11, 12).

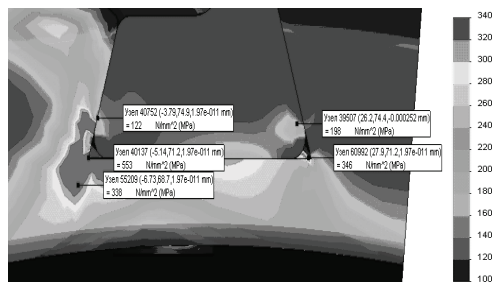


Рис. 11. Интенсивность напряжений

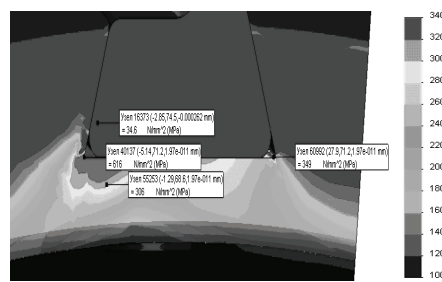


Рис. 12. Максимальное главное напряжение

Наибольшие напряжения развиваются в левом углу выреза. Их значения $\sigma_i^{\max} = 553$ МПа и $\sigma_1^{\max} = 616$ МПа сопоставимы с пределом текучести титанового сплава $\sigma_T^{\text{Ti}} = 937$ МПа. Напряжения в основании лопатки существенно ниже, однако в отдельных точках превосходят предел текучести алюминиевого сплава $\sigma_T^{\text{Al}} = 69$ МПа.

Хотя на основании значений напряжений в отдельных узлах нельзя делать вывод о возникновении зон разрушения, обнаруженные зоны концентрации напряжений являются потенциально опасными с точки зрения малоциклового усталости (для полетного цикла нагружения). Исследование напряженного состояния в этих зонах на основе критериев многоосного усталостного разрушения позволит оценить долговечность рассматриваемого элемента конструкции ГТД.

Библиографический список

1. Шанявский А.А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций: моногр. – Уфа: Монография, 2003. – 802 с.
2. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике: моногр. / Алямовский А.А. [и др.] – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 799 с.
3. Исследование напряженного состояния элементов конструкции ГТД / Н.Г. Бураго [и др.] – М.: ИПМех РАН, 2010. Препринт № 959. – 32 с.
4. Мхитарян А.М. Аэродинамика. – М.: Машиностроение, 1976. – 447 с.
5. Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика: в 2 ч. Ч. 1. – М.: Физматгиз, 1963. – 584 с.

Получено 21.03.2011