

УДК 629.735.017.1.084

ВОЗМОЖНЫЙ ПОДХОД К РАСЧЕТНО-АНАЛИТИЧЕСКОЙ ОЦЕНКЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИНТЕНСИВНОСТИ НАПРЯЖЕНИЙ ЛОПАТКИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

А.Е. ШЕРЫШЕВ, Д.В. ТЕЛЬНОВ

Статья представлена доктором технических наук, профессором Никоновым В.В.

Статья посвящена одному из подходов расчета коэффициента интенсивности напряжений (КИН) лопаток газотурбинного двигателя (ГТД).

Ключевые слова: трещина, лопатка ГТД, расчет КИН, коэффициент интенсивности напряжений.

Введение

Известно, что одним из основных критериев хрупкого разрушения является коэффициент интенсивности напряжений, однако применение этого критерия для конкретных элементов силовых установок, в частности, лопаток ГТД в инженерной практике ограничивается сложностью учета конкретной геометрии профиля лопатки ГТД. В статье рассматривается один из возможных инженерных подходов к расчету КИН лопаток.

Расчетно-аналитическая методика расчета КИН лопатки ГТД

Зависимость коэффициента интенсивности напряжений первого рода для полуэллиптической трещины может быть определена при помощи следующей формулы

$$K_I = Q \cdot \sigma \cdot (\pi \cdot r)^{1/2}, \quad (1)$$

где Q – коэффициент, характеризующий геометрию тела; σ – напряжение в теле; r – размер трещины.

В работах [2; 5; 6] показано, что для конечного тела коэффициент Q может быть определен в виде

$$Q = \frac{(2)^{3/2} \cos(\theta) \cdot K}{\pi(1 - \sin(\theta/2)\sin(3\theta/2))}, \quad (2)$$

где θ – местная угловая координата; K – коэффициент, учитывающий изменение геометрии детали от полуплоскости.

Рассмотрим более подробно возможный способ определения коэффициента для лопатки ГТД. Для этого необходимо найти закономерности преобразования полуплоскости в профиль лопатки ГТД, выполнить конформное преобразование [4]. Эта задача решается в два этапа. На первом полуплоскость преобразуют в окружность, на втором этапе - окружность преобразуют в крыло Жуковского-Чаплыгина (профиль лопатки ГТД). Однако при этом возникает вопрос об особой точке в центре окружности на первом этапе преобразований, когда полуплоскость преобразуется в окружность, что ограничивает применение этого способа.

Существует и другой способ преобразования. Рассмотрим его более подробно. На первой стадии первого этапа ограничиваем полуплоскость, т.е. преобразуем ее в полосу с шириной H . Размер H найдем из следующих соображений: так как линии изохром распространяются по гиперболическому ряду [1], можно предположить, что напряжения от трещины будут затухать по такой же закономерности. Нагрузки, которые воспринимает отброшенная часть полуплоскости

можно учесть, добавив к напряжениям σ (1) поправку, учитывающую напряжения в отброшенной полуплоскости.

Во второй стадии преобразуем полученную полосу в прямоугольник с размерами по ширине H , по длине $2 \pi H$. Влияние отбрасываемых частей учтем в поправке к напряжениям в теле σ . Таким образом, получена развертка окружности радиуса H .

На втором этапе первой стадии заданный профиль лопатки ГТД аппроксимируем набором окружностей (рис. 1), что позволит получить таблицу вида (табл. 1).

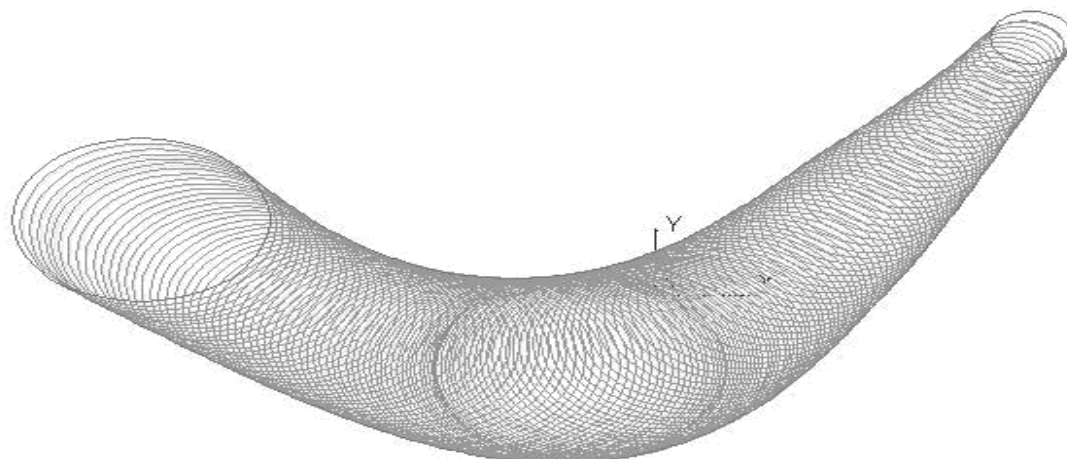


Рис. 1. Аппроксимация профиля лопатки ГТД набором окружностей

Таблица 1

№	t_i	X_{ti}	Y_{ti}	$X_{ци}$	$Y_{ци}$	R_{ti}
1	0	10	10	15	10	5
...
N	100	10	10	15	10	5

Более подробно рассмотрим формирование табл. 1.

Значения столбцов имеют следующие смысловые значения: i – номер текущей точки; t_i – текущая координата периметра профиля лопатки; X_{ti} , Y_{ti} – декартовы координаты точки, соответствующие t ; $X_{ци}$, $Y_{ци}$ – декартовы координаты центра текущей окружности; R_{ti} – радиус текущей вписанной окружности.

Текущая координата периметра профиля лопатки определяется для спинки и корыта

$$t_{i+1} = t_i + ((X_{ti+1} - X_{ti})^2 + (Y_{ti+1} - Y_{ti})^2)^{0.5}, \tag{3}$$

а для особых случаев – входной и выходной кромок лопатки: $t_{i+1} = t_i + t_{вход}$ и $t_{i+1} = t_i + t_{выход}$. Величины $t_{вход}$ и $t_{выход}$ можно определить как длины дуг от первой точки, аппроксимирующей корыта, до первой точки, аппроксимирующей для спинки, и последней точки, аппроксимирующей корыта, до последней точки, аппроксимирующей спинку, соответственно.

При этом значения X_{ti} , Y_{ti} , $X_{ци}$, $Y_{ци}$, R_{ti} в первой и последней (N) точках должны совпадать.

На второй стадии второго этапа определяем связь между текущей координатой периметра профиля лопатки t_i и текущей длиной прямоугольника (полученной на первом этапе после преобразования полуплоскости), а также находим масштабный коэффициент для ширины $K_{ci} = H / R_{ti}$.

$$K_I = Q^* \cdot \sigma^* (\pi \cdot r)^{1/2}, \tag{4}$$

где Q^* – коэффициент, характеризующий геометрию лопатки; σ^* – напряжения в теле с учетом поправки.

Коэффициент, характеризующий геометрию лопатки, определяется

$$Q = ((2)^{3/2} \cos(\theta) * K_{ii}) / (\pi(1 - \sin(\theta/2)\sin(3\theta/2))). \quad (5)$$

Помимо K_I приходится учитывать КИН второго вида (K_{II}), т.к. влияние изгибающих сил по сравнению с центробежными нагрузками соизмеримы и могут достигать 20..30 % от центробежных [6]. Поэтому в работах [2; 6] был предложен комбинированный КИН K^* , учитывающий КИН первого и второго рода. Уравнение для нахождения его имеет вид

$$K^* = K_I + \alpha_0 K_{II}, \quad (6)$$

$$\text{где} \quad \alpha_0 = -(\operatorname{tg}(\theta/2) * (2 + \cos(\theta/2) * \cos(3\theta/2))) / (1 - \sin(\theta/2)\sin(3\theta/2)). \quad (7)$$

Уравнение (6) можно привести к виду

$$K^* = K_I * G, \quad (8)$$

где

$$G = 1 + \alpha_0 * K_{II} / K_I. \quad (9)$$

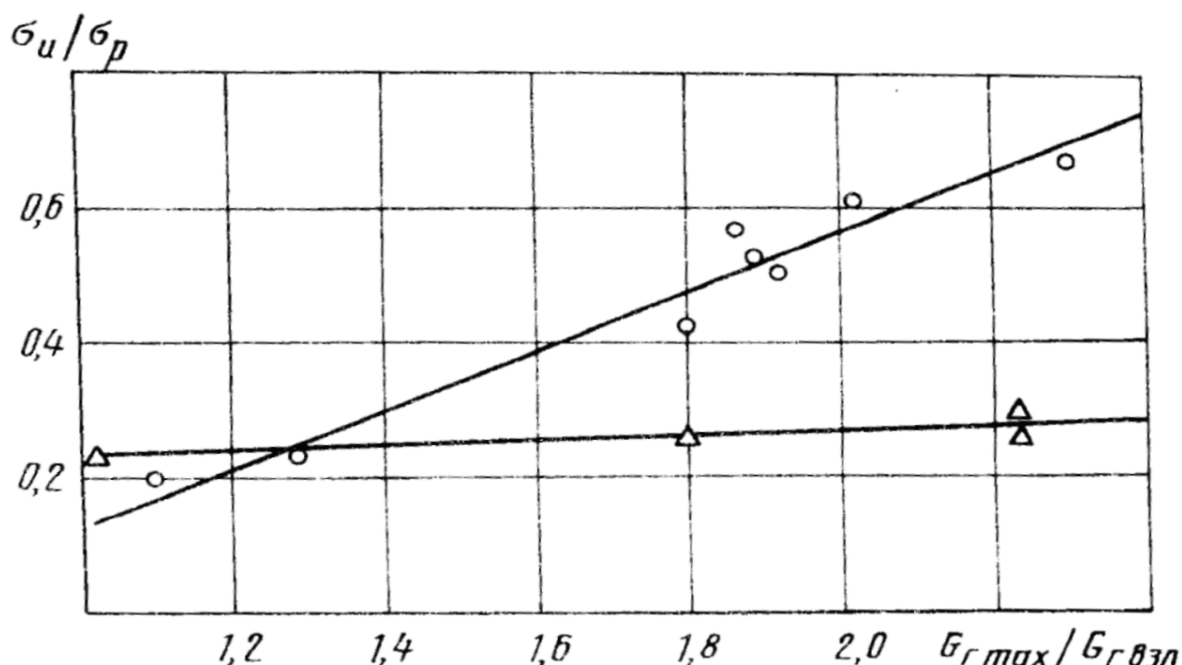


Рис. 2. Зависимость напряжений изгибающих и растягивающих от максимального расхода через турбину: Δ - работа лопатки с бандажными полками; \circ - без бандажных полок

Исследуем функцию G для лопатки турбины ГТД. Подставим в уравнение (9) уравнения для КИН первого и второго рода.

Тогда функция G примет вид

$$G = 1 - q * (2\theta + \pi + \sin(2\theta)) / (4\pi \cos(\theta) \cos(\theta/2)), \quad (10)$$

где q - отношение изгибающих и растягивающих напряжений,

$$q = \sigma_{\text{изг}} / \sigma_p. \quad (11)$$

Формула (11) согласно работе [3] является функцией от расхода топлива, варианта конструкции (рис. 2)

Значение КИН будет максимальным, когда G достигает единицы, т.е. K_{II} равно нулю, и минимальным, когда G стремится к нулю. Сравнения полученных результатов с экспериментальными исследованиями распространения усталостной трещины для смешанного типа I и II, ко-

торые производились авторами Ида и Кобаяши [7], подтверждают законы поведения КИН смешанного типа.

Заключение

1. По результатам обзора, анализа и использования работ [1 - 7] сформулирована и представлена методика расчета коэффициента, характеризующего геометрию лопатки ГТД, которая может быть использована при инженерных расчетах.

2. Отмечено, что значение КИН будет максимальным, когда G достигает единицы, т.е. K_{II} стремится к нулю. Этим можно объяснить, по чему трещины в основном растут в зонах перехода положительных и отрицательных изгибающих напряжений.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Безухов Н.И.** Основы теории упругости, пластичности и ползучести. - М.: Высшая школа, 1968.
2. **Зайцев Г.П., Шерышев А.Е.** Определение сроков эксплуатации по КИН: сб. тезисов докладов УМК "Геометрические аспекты проектирования и технологии КМ и конструкции". - М.: МАТИ (МГАТУ), 1996.
3. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей. - М.: Машиностроение, 1989.
4. **Лавреньев М.А., Шабат Б.В.** Методы теории функций комплексного переменного. - М.: Государственное изд-во физ. матем. литературы, 1958.
5. **Махутов Н.А.** Сопротивление элементов конструкций хрупкому разрушению. - М.: Машиностроение, 1973.
6. **Шерышев А.Е.** Несущая способность лопаток ГТД, изготовленных литьем по выплавляемым моделям: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. - М.: МАТИ, 1996.
7. **Iida S., Kobayashi A.S.** Crack propagation rate in 7075-T6 plates under cyclic tensile and transverse shear loading, J.Basic Eng., 1966. - P. 764-769.

POSSIBLE APPROACH TO COMPUTATIONAL AND ANALYTICAL CALCULATION OF THE STRESS INTENSITY FACTOR FOR THE BLADE OF THE TURBOJET

Sheryshev A.E., Telnov D.V.

This paper covers one stress intensity factor calculation method for the blades of the turbojet.

Keywords: crack, blade of the turbojet, calculation of the stress intensity factor, stress intensity factor.

Сведения об авторах

Шерышев Алексей Евгеньевич, 1964 г.р., окончил МАТИ (1986), кандидат технических наук, профессор кафедры информационных технологий МАТИ, автор более 70 научных работ, область научных интересов – моделирование сложных процессов в технической среде.

Тельнов Дмитрий Викторович, 1964 г.р., окончил МАТИ (1986), заместитель начальника отдела проверок департамента инвестиционного развития федерального имущества Министерства образования и науки России, область научных интересов – надежность энергетических установок.