

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ЛОПАТКА-ДИСК ТИПА «ЁЛКА»

Букатый А.С.¹, Букатый С.А.² Андреев И.Б.³,

¹Ярославский государственный технический университет

²Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А.Соловьёва

³ОАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск

THE DEVELOPMENT OF THE OPTIMIZATION METHODOLOGY OF THE TURBINE BLADE-DISK INTERLOCK OF THE TYPE “FIR TREE”

Bukaty A.S.¹, Bukaty S.A.², Andreev I.B.³ The methodology of the optimization of the interlock blade-disk of the type “fir tree” is examined within the bounds of this paper. The methodology is based on the method of the complex experiment. Agodjino criterion of the stress-state rigidity and the plasto-elastic deformation energy of the material are used as the optimization criteria.

Замковое соединение (ЗС) лопатки с диском типа «ёлка» является сложным и ответственным элементом конструкции лопатка–диск с концентрацией напряжений. В настоящее время не существует общих методик проектирования и выбора параметров ЗС типа «ёлка». За основу, как правило, принимают существующие конструкции и рекомендации в соответствии с [1]. При определении конкретных размеров руководствуются результатами моделирования и расчётов в системе ANSYS, точность которых в значительной мере зависит от точности построения модели и метода разбиения её на элементы. Следует отметить, что в настоящее время в зарубежных конструкциях наметилась тенденция к уменьшению числа зубьев в ЗС.

Поскольку ЗС отличается большой концентрацией напряжений, то наряду с автоматическим (машинным) разбиением применялось разбиение (рис. 1), основанное на принципах гидродинамической аналогии (ГДА). В расчёте задавалась угловая скорость вращения модели диска, а также использовались следующие граничные условия: СР-связи узлов на торцевых поверхностях сектора диска, ограничение перемещений ступицы в осевом и окружном направлениях, контактные пары на соприкасающихся поверхностях замкового соединения. Сравнительные расчёты показали, что наилучшие результаты по точности, трудоёмкости и времени расчёта показало разбиение на

основе ГДА, которое было принято для дальнейших КЭ-расчётов.

В работе [2] показано, что очаги истощения пластичности и зарождения усталостных трещин располагаются в зонах

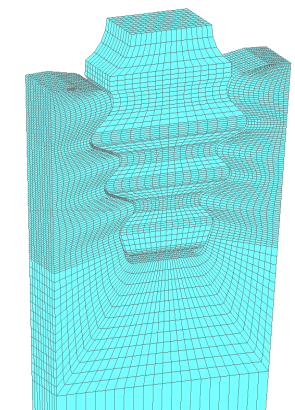


Рис. 1. Разбиение на принципах гидродинамической аналогии (ГДА).

с повышенной жёсткостью напряжённого состояния (НС), которая наилучшим образом оценивается критерием А.М. Агоджино [3]

$$K_A = \frac{3\sigma_0}{\sigma_i} = \frac{\sqrt{2}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)}{\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}},$$

где σ_0 – среднее напряжение, σ_i – интенсивность нормальных напряжений.

Следовательно, оптимизация замкового соединения может быть основана на снижении концентрации напряжений и жёсткости НС с использованием критерия K_A . Поскольку НС ЗС является объёмным, сни-

жение концентрации напряжений можно оценить с помощью удельной энергии упругих и пластических деформаций

$$U_0 = U_0^e + U_0^p,$$

где

$$U_0^e = \frac{E}{2(1-m-2m^2)} \left[(1-m)(e_1^{e2} + e_2^{e2} + e_3^{e2}) + 2m(e_1^e e_2^e + e_2^e e_3^e + e_3^e e_1^e) \right],$$

$$U_0^p = \frac{E}{1-m-2m^2} \left[(1-m)(e_1^{p2} + e_2^{p2} + e_3^{p2}) + 2m(e_1^p e_2^p + e_2^p e_3^p + e_3^p e_1^p) \right].$$

Для оптимизации параметров ЗС на основе K_A и U_0 использовались следующие интегральные характеристики

$$G = \int_{V_{ЗС}} K_A dV,$$

$$U = \int_{V_{ЗС}} U_0 dV,$$

где $V_{ЗС}$ – характеристический объём ЗС, выделяемый при разбиении модели на конечные элементы.

Построение уравнений-моделей напряжённого состояния ЗС осуществлялось на основе многофакторного планирования численных экспериментов. На основе предварительного анализа характеристик ЗС были выбраны следующие геометрические параметры (рис. 2)

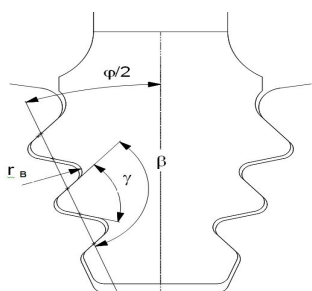
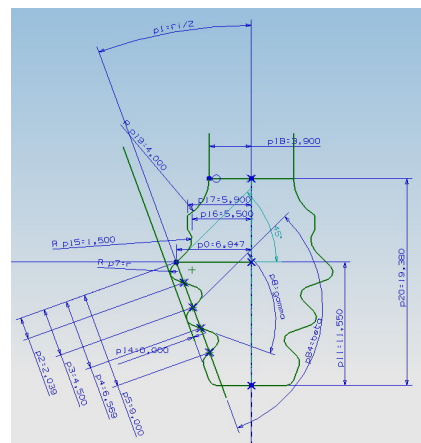


Рис.2. Геометрические параметры ϕ – угол между средними линиями гребенки; γ – угол между рабочей и нерабочей поверхностью зуба; β – угол между средней линией гребенки и рабочей поверхностью зуба; r_g – радиус впадины зубьев; q – число пар зубьев

В первом приближении использовались неполные квадратичные модели для построения которых применяли планы



2⁵. Реализация планов осуществлялась с помощью параметрической модели,

Рис.3. Параметрическая модель, созданная в системе Unigraphics

созданной в системе Unigraphics (рис. 3). Оптимизация величины параметров осуществлялась методом крутого восхождения. При этом условием оптимальности является $G \rightarrow \min$ и $U \rightarrow \min$.

В работе [2] было установлено, что для увеличения трещиностойкости замка (увеличения коэффициента интенсивности напряжений K_C) необходимо уменьшение напряжений вдоль оси замка за счёт уменьшения его длины l . При этом наблюдается уменьшение величины коэффициента K_A . Поэтому, после определения оптимальных параметров следующим этапом является уточнение величины l исходя из конструктивных требований и указанных выше условий.

Библиографический список

- ОСТ 1 10975-81. Отраслевой стандарт. Соединения лопаток с дисками ёлочного типа газотурбинных двигателей. Конструкция и размеры.
- Букатый, С.А. Оптимизация турбинных замковых соединений лопатка-диск типа «ёлка» / С.А. Букатый С.А., А.С. Букатый // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та, №3(19), 2009, Часть 2. –С. 22–27.
- Агоджино, А.М. Влияние надрезов, напряжённое состояние и пластичность / А.М. Агоджино. – Тр. Амер. о-ва инж.-мех. Пер. с англ. М.: Мир, 1978. №4. С. 12–19. (Теор. основы инж. расчётов).