

ОПТИМИЗАЦИЯ ТУРБИНЫХ ЗАМКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЛОПАТКА-ДИСК ТИПА «ЁЛКА»

© 2009 С. А. Букатый, И. Б. Андреев

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия
«НПО «Сатурн», г. Рыбинск

Рассмотрено напряженно-деформированное состояние (НДС) замкового соединения лопатка-диск типа «Елка» в состоянии зарождения микротрещины. Показано изменение жесткости напряженного состояния в зависимости от базовых углов замкового соединения. Установлена возможность оптимизации замкового соединения, обеспечивающей повышение трещиностойкости.

Напряжение, жесткость напряженного состояния, замковое соединение

Одно из основных требований, предъявляемых к конструкции замковых соединений лопатка-диск, заключается в обеспечении надежности соединения при минимальном весе. Наибольшее распространение в узлах турбин получили замковые соединения елочного типа. На рис. 1 представлена КЭ-модель половины хвостовика лопатки с двумя парами зубьев и указаны основные геометрические параметры, характеризующие соединение.

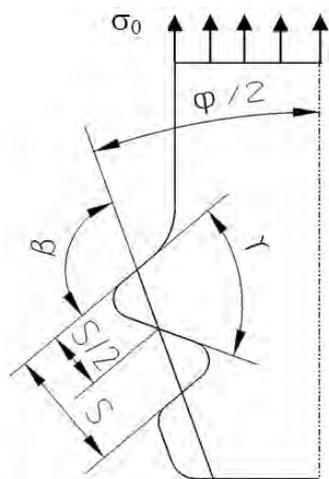


Рис. 1. Параметры замкового соединения типа «ёлка»

При традиционном подходе в расчёте на прочность такого соединения определяются напряжения смятия, среза и изгиба в зубьях замка. Зависимости напряжения от единичной силы на единицу длины зуба при толщине зуба, равной единице, приведены на рис. 2 для углов $\varphi = 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$; $\gamma = 45^\circ \dots 65^\circ$ и $\beta = 100^\circ \dots 130^\circ$ [1, с. 156].

Также определяют действующие напряжения растяжения по впадинам хвостовика лопатки и выступа диска. Трещиностойкость конструкции рассматривается в последнюю очередь, и лишь при неудовлетворительных результатах усталостных испытаний лопаток или эксплуатации турбины.

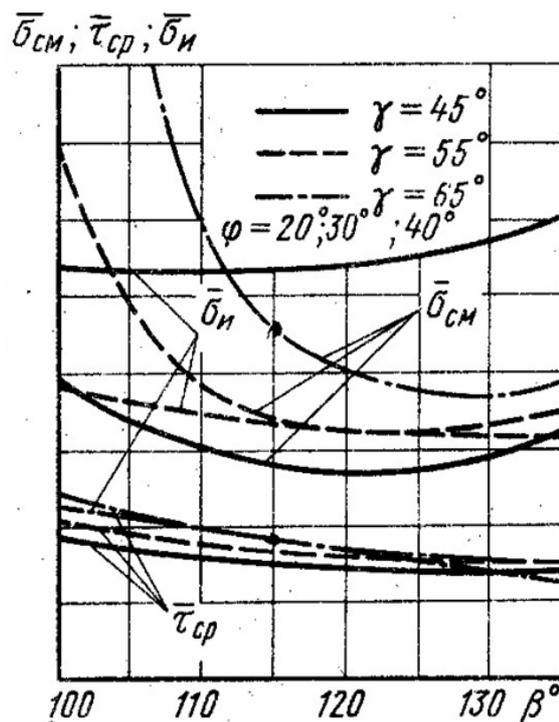


Рис. 2. Характер изменения удельных напряжений смятия, среза и изгиба

В основном дефекты в виде трещин появляются в этих соединениях в зонах между зубьями диска или хвостовика лопатки, т.е. в зоне концентрации напряжений происходит локальное разрушение конструкции. Известно, что характер разрушения (хрупкое или

вязкое) существенно зависит от типа напряжённого состояния (НС), для оценки которого используют понятие жёсткости НС. Жёсткость НС влияет на условия зарождения трещины, а дальнейший её рост до критических размеров зависит от трещиностойкости конструкции, определяемой коэффициентом интенсивности напряжений K_C . Величина K_C также зависит от типа НС: в условиях плоского деформированного состояния величина K_C значительно меньше, чем при плоском НС. Таким образом, оптимизация замкового соединения может быть основана на снижении жёсткости НС и повышении трещиностойкости путем приближения НС к плоскому типу.

В данной работе в 2D постановке задачи показано изменение жесткости напряженного состояния в зоне впадины для угла конуса елочного соединения $\varphi = 40^\circ$ и различного сочетания углов $\gamma = 55^\circ \dots 65^\circ$ и $\beta = 105^\circ \dots 125^\circ$. При этом шаг S между зубьями остается постоянным.

Ввиду симметрии замкового соединения для построения расчетной модели используется $1/2$ соединения (рис. 3). Действие отброшенной части рабочей лопатки заменено эквивалентным ей напряжением σ_0 . Граничные условия и свойства материала: модуль упругости материала лопатки и диска одинаков; температура соединения постоянна; коэффициент трения по контактным граням равен 0,3; влияние газовых сил не учитывается (для исключения неравномерности

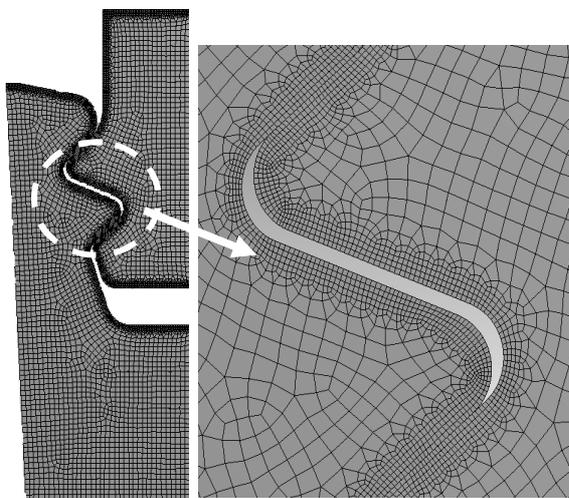


Рис. 3. Конечно-элементная сетка в зоне впадин

распределения напряжений в соединении); перемещения удовлетворяют условиям совместности деформаций.

Погрешность результатов расчета от размера элемента конечно-элементной сетки в зоне впадины оценивалась по следующим условиям [2]:

$$|\sigma_{\max}^m - \sigma_{\max}^c| > |\sigma_{\max}^f - \sigma_{\max}^c|,$$

$$|(\sigma_{\max}^f - \sigma_{\max}^m) / \sigma_{\max}^c| < \varepsilon,$$

где σ_{\max}^c - максимальное напряжение для грубой (coars) сетки; σ_{\max}^m - максимальное напряжение для средней (medium) сетки; σ_{\max}^f - максимальное напряжение для мелкой (fine) сетки; ε - погрешность расчета.

Согласно [3]: если $\varepsilon = 0,01$ – результат отличный; $\varepsilon = 0,05$ – результат хороший; $\varepsilon = 0,10$ – результат удовлетворительный. В приведенных расчетах значение погрешности ε составило менее 0,01.

Результаты расчетов показывают, что в замковом соединении величина жесткости НС неодинакова. Во впадинах между зубьями – зонах концентрации напряжений – возникают зоны с увеличенной жесткостью НС. При этом вторые главные напряжения достигают своего максимального значения в подповерхностном (на расстоянии $\sim 0,3$ мм) слое впадин. На рис. 4 приведена картина распределения вторых главных напряжений в зоне впадин.

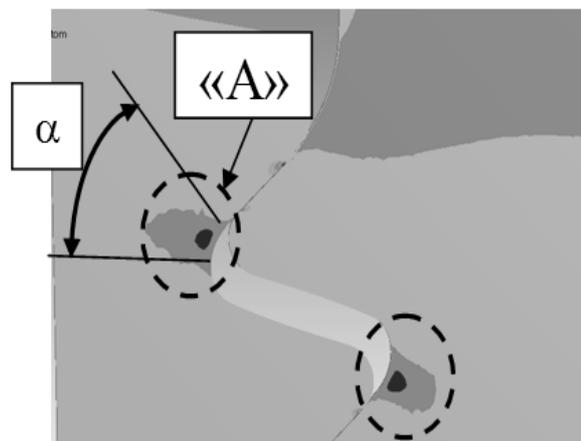


Рис. 4. Зоны положительных значений вторых главных напряжений

Оценку жёсткости НС замка во впадинах осуществляли по двум критериям:

Я.Б. Фрийдмана [3], [4] -

$$K_{\Phi} = \frac{\tau_{\max}}{\sigma_{\text{II экв}}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2[\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]};$$

и А.М. Агоджино [5], [6] -

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

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

Оба критерия показали одинаковую закономерность: очаги истощения пластичности и зарождения трещин должны располагаться в зонах с повышенной жёсткостью НС, таких как зона «А» на рис.4.

На рис. 5 представлен характер распределения жесткости НС по длине дуги радиуса скругления между зубьями соединения в зоне «А» (угол $\alpha=70^\circ$).

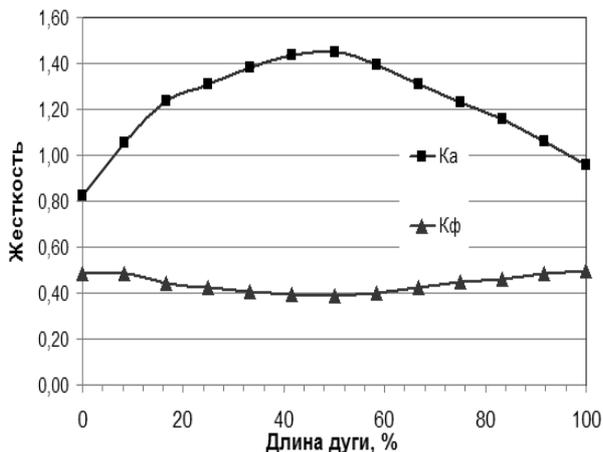


Рис. 5. Распределение жесткости НС по длине дуги «α» впадины в зоне «А» на глубине около 0.3мм от поверхности

Видно, что жесткость НС по длине радиуса скругления непостоянна. Максимальное значение жесткости НС во впадине достигается при угле α около 30...40 градусов, при этом $K_A = 1.45$; $K_{\Phi} = 0,39$.

На рис. 6 и 7 показано изменение максимального значения жесткости напряженного состояния в зоне впадины для замкового соединения с углом конуса $\varphi = 40^\circ$ и различным сочетанием углов $\gamma = 55^\circ \dots 65^\circ$ и $\beta = 105^\circ \dots 125^\circ$. При этом шаг S между зубьями остается постоянным. Зависимости на рис. 6 и 7 показывают, что с увеличением угла β со 105° до 125° величина экстремума жесткости НС уменьшается.

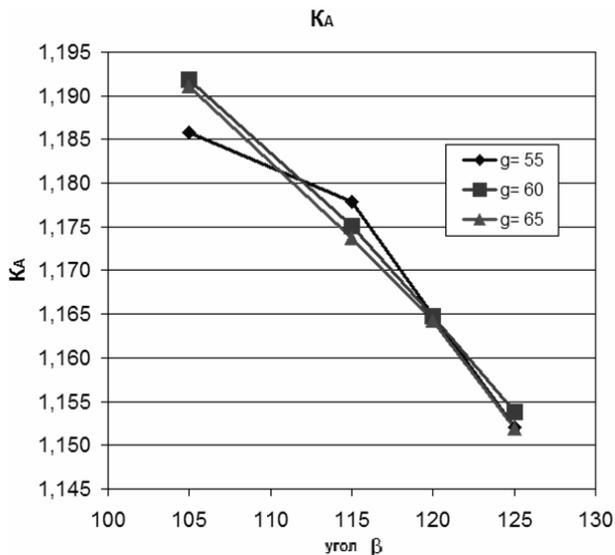


Рис. 6. Критерий А.М. Агоджино

Эти данные качественно согласуются с

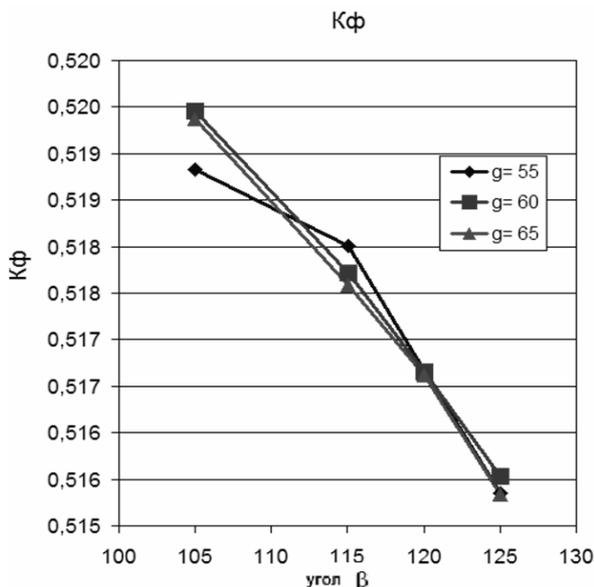


Рис. 7. Критерий Я.Б. Фрийдмана

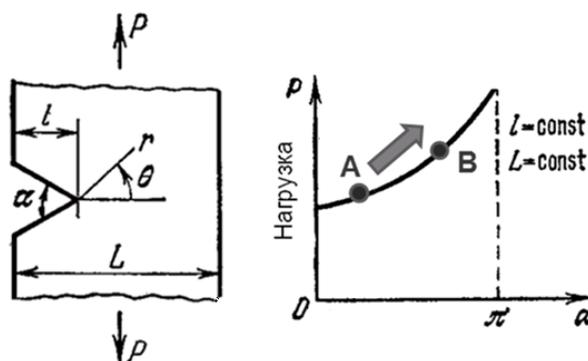


Рис. 8. Влияние угла надреза на величину передаваемой нагрузки [7]

теоретическими выкладками [7, с. 496] (рис. 8).

Расчёты показали, что в типовом замковом соединении возникает объёмное напряжённо-деформированное состояние. Наибольшие напряжения возникают во вторых впадинах замка. При этом величина и направление осевых и главных напряжений в

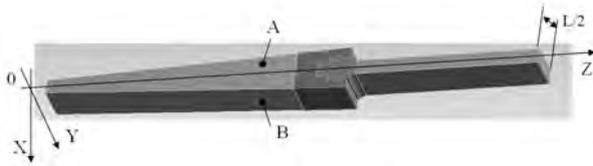


Рис. 9. Элемент диска с замковым соединением «ёлка»

соответствии с выбранной системой координат (рис. 9) находятся в следующих соотношениях: $\sigma_z \approx \sigma_1$ и $\sigma_y \approx \sigma_2$ (рис. 10, а), $\sigma_x \approx \sigma_3$ (рис. 10, б), и соответствуют наиболее опасному типу всестороннего растяжения. Здесь особого внимания заслуживает существен-

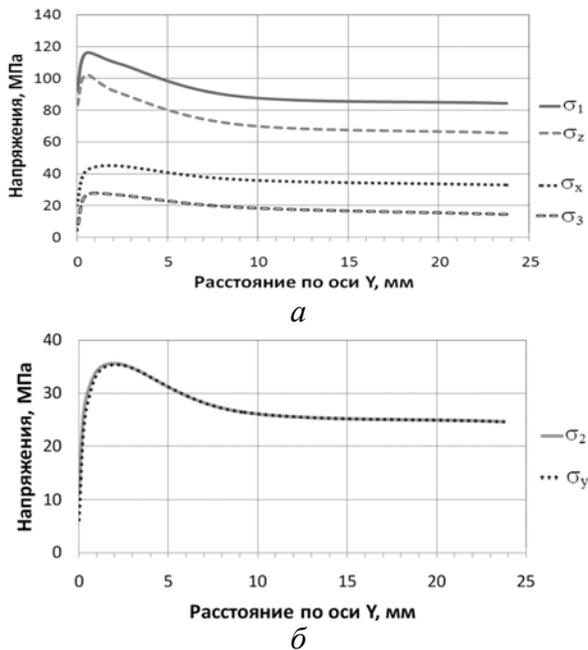


Рис. 10. Распределение осевых и главных напряжений во вторых впадинах замка

ное увеличение всех напряжений при небольшом удалении от торцев замка.

Распределение критериев жёсткости НС вдоль оси замка в наиболее опасном сечении показано на рис. 11. Учитывая, что при уменьшении жёсткости НС величина K_Φ увеличивается, а K_A уменьшается (до 0 при кручении), то оба критерия показывают оди-

наковую закономерность: на поверхности торцев замка жёсткость НС наименьшая, а наибольшая жёсткость наблюдается на некотором удалении от торцев. Следовательно, очаги истощения пластичности и зарождения трещин должны располагаться в зонах с повышенной жёсткостью НС. Это положение хорошо подтверждается на практике. Исследование изломов замков лопаток показывает, что очаги усталостного разрушения располагаются в подповерхностном слое на расстоянии 1,5 – 2 мм от поверхностей торцев замка лопатки. На практике в таких зонах возникает дополнительная концентрация напряжений из-за неравномерности центробежной нагрузки: влияние профильной части пера лопатки, изгибных и крутильных деформаций от газовых сил.

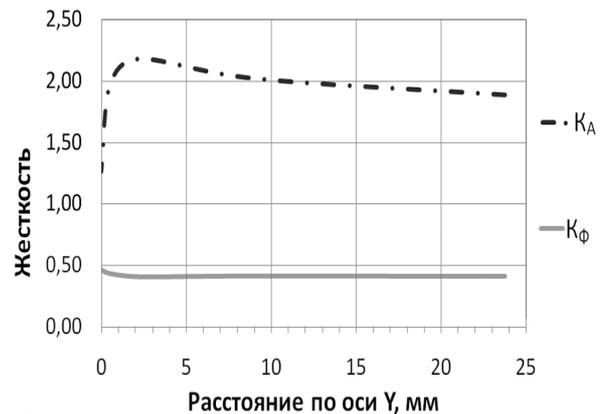


Рис. 11. Распределение жёсткости напряжённого состояния вдоль оси замка для половины соединения

Расположение зон с повышенной жёсткостью НС хорошо согласуется с расположением очагов зарождения и направлением развития трещин в реальных деталях. На практике во впадинах соединения возникает дополнительная концентрация напряжений из-за неравномерности центробежной нагрузки: влияние профильной части пера лопатки, изгибных и крутильных деформаций от газовых сил.

Из расчётов следует, что для увеличения трещиностойкости замка (увеличения коэффициента K_C) необходимо уменьшение напряжений вдоль оси замка за счёт уменьшения его длины l . При этом наблюдается уменьшение величины обоих коэффициентов K_Φ и K_A . Численный анализ связи жёсткости НС с характером изменения коэффи-

циентов показывает, что коэффициент K_A лучше характеризует способность конструкции сопротивляться зарождению и росту трещин. Таким образом, на основе коэффициентов K_A и K_C ($K_A \rightarrow \min$ и $K_C \rightarrow \max$) можно осуществлять оптимизацию параметров замковых соединений.

Библиографический список

1. Вьюнов, С.А. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки» / С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев, А.В. Карпов [и др.]; под общ. ред. Д.В. Хромина.– М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

2. Beisheim, J.R. On Three Dimensional Finite Element Analysis of Dovetail Attachments /J.R. Beisheim, G.B. Sinclair G.B. ASME TURBOEXPO, 2002, GT – 2002 – 30305.

3. Фридман, Я.Б. Механические свойства материалов / Я.Б. Фридман. - М., Оборонгиз, 1952. - 566 с.

4. Кузнецов, Н.Д. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей / Н.Д. Кузнецов, В.Н. Цейтлин. - М.: Машиностроение, 1976.

5. Агоджино, А.М. Влияние надрезов, напряжённое состояние и пластичность / А.М. Агоджино. // Пер. с англ. Тр. Америк. общества инж.-мех. - М.: Мир, 1978. - №4. - С. 12–19. (Теор. основы инж. расчётов).

6. Мороз, Л.С. Механика и физика деформаций и разрушения материалов / Л.С. Мороз. - Л.: Машиностроение, 1984.

7. Черепанов, Г.П. Механика хрупкого разрушения / Г.П. Черепанов. Изд-во Наука. - М.: 1974 г. - 640 с.

References

1. Viunov, S. A. Construction and design of the aviation gas turbine engines: student's course for the speciality «Aviation engines and power gas turbine» / S.A. Viunov, U.I. Gusev, A.V. Karpov [etc.]; editor: D.V. Hronin.– М.: Mashinostroenie, 1989. – 368 p.

2. Beisheim, J. R. On Three Dimensional Finite Element Analysis of Dovetail Attachments /J.R. Beisheim, G.B. Sinclair G.B. ASME TURBOEXPO, 2002, GT – 2002 – 30305.

3. Fridman, J. B. Mechanical properties of the materials / J.B. Fridman. – М., Oborongiz, 1952. - 566 p.

4. Kuznetsov, N.D. Equivalent testing of the gas turbine engines / N.D. Kuznetsov, V.N. Ceitlin. – М.: Mashinostroenie, 1976.

5. Agodjino, A. M. Influence of the notches, stress state and plasticity. / A.M. Agodjino. // М.: Mir, 1978. - №4. - P. 12–19. (Theoretical basis of the engineer solutions).

6. Moroz, L. S. Mechanic and physics of the deformation and failure of the materials / L.S. Moroz. - М.: Mashinostroenie, 1984.

7. Cherepanov, G.P. The mechanic of the fracture failure / G.P. Cherepanov. Nauka. – М.: 1974. - 640 p.

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

© 2009 S. A. Bukaty, I. B. Andreev

Rybinsk state aviation technological academy
«NPO «Saturn» Corporation

The stiffness stress state in the interlock blade-disk of the type “fir tree” in the condition of crack birth is examined here. The changing of the stiffness of a stress state is considered in depending on the basic interlock angels. The approach for the interlock optimization provides the increase of the fracture strength.

Stress state in the interlock blade-disk, the optimization, turbine, stiffness of the stress state

Информация об авторах

Букатый Станислав Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов Рыбинской государственной авиационной технологической академии, директор Научно-коммерческой фирмы «СБК». Тел. (4855) 213-

964. E-mail: bukaty_sa@mail.ru. Область научных интересов: остаточные напряжения и деформации, упрочняющие технологии, малоцикловая усталость, механика разрушения.

Андреев Илья Борисович, инженер, начальник бригады, ОАО «НПО «Сатурн». Тел. (4855) 296-255. E-mail: andreev_ib@mail.ru. Область научных интересов: распределение напряжений в соединениях, упрочняющие технологии, механика разрушения.

Bukatyi Stanislav Alekseevich, Doctor of Science, Professor of the chair of theoretical mechanic and strength of materials of Rybinsk state aviation technological academy, LTD Scientific-business firm "SBK" Director. Phone: (4855) 213-964. E-mail: bukaty_sa@mail.ru. Area of research: Residual stress and strains, strengthening technologies, low-cycle fatigue, fracture mechanics.

Andreev Iliya Borisovich, инженер, chief of brigade, "NPO "Saturn" Corporation. Phone: (4855) 296-255. E-mail: andreev_ib@mail.ru. Area of research: in junction stress distribution, strengthening technologies, fracture mechanics.