

УДК 004.65

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНФИГУРАЦИИ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК ЛОПАТОК ТУРБИН ПЕРСПЕКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Б. Е. ВАСИЛЬЕВ<sup>1</sup>, Л. А. МАГЕРРАМОВА<sup>2</sup>

<sup>1</sup> b\_vasilyev@ciam.ru, <sup>2</sup> mag@ciam.ru

<sup>1,2</sup> ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения имени П. И. Баранова»  
(ФГУП «ЦИАМ им. П. И. Баранова»)

Поступила в редакцию 30 июня 2015 г.

**Аннотация.** Изучено влияние некоторых конструктивных особенностей бандажных полок рабочих лопаток высокотемпературных турбин газотурбинных двигателей (угла между рабочей гранью и окружающим направлением и угла между рабочей и смежной гранью) на напряженно-деформированное состояние зон полки, лимитирующих ее долговечность. На примере частной оптимизации названных углов бандажной полки рассмотренной рабочей лопатки турбины показана возможность увеличения длительной прочности и уменьшения вытяжки.

**Ключевые слова:** бандажные полки; лопатки турбин; газотурбинные двигатели; вытяжка; напряженно-деформированное состояние.

Для повышения газодинамической эффективности и вибрационной надежности длинных рабочих лопаток обычно используются бандажные полки. Полки проектируют таким образом, чтобы с одной стороны обеспечивать надежный контакт по рабочим граням, с другой стороны – не приводить (с учетом всех эксплуатационных нагрузок) к недопустимым, с точки зрения длительной статической прочности, напряжениям в подполочных сечениях.

Высокие значения температуры в периферийной части газового тракта и частоты вращения, в частности турбины высокого давления (ТВД), осложняют получение требуемой прочностной надежности. Кроме того, наличие бандажной полки приводит к повышению уровня напряжений и без того в высоко нагруженной профильной и замковой части лопатки. Эти проблемы обусловили преимущественное применение небандажированных лопаток для первых высокотемпературных ступеней турбины [1, 2]. Однако ряд компаний продолжает применять на первых ступенях турбин высокого давления бандажированные рабочие лопатки [1, 2].

Данная работа является продолжением [3], в которой изложены материалы по исследованию влияния монтажного положения бандажных полок на напряженно-деформированное состояние (НДС) лопатки.

На примере рассмотренной лопатки турбины высокого давления проведены исследования

влияния некоторых геометрических параметров бандажной полки на ее НДС и проведена оптимизация этих параметров с целью снижения напряжений в зонах бандажной полки, ограничивающих ее долговечность.

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК ЛОПАТОК ТУРБИН ПЕРСПЕКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Вид бандажной полки лопатки турбины во многом определяется положением лопатки в тракте. Так, для лопаток первых ступеней ТВД, характеризующихся большой жесткостью на кручение и относительно короткой профильной частью, угол наклона контактных поверхностей бандажных полок по отношению к окружающему направлению (в дальнейшем обозначен как  $\alpha$ ), как правило, выбирается малым ( $\alpha \leq 15^\circ$ ).

Для обеспечения гарантированного контакта бандажных полок в процессе эксплуатации полки проектируют таким образом, чтобы при сборке лопаток в колесо их можно было поворачивать, создавая монтажный натяг. За величину натяга можно принять перемещение контактной грани полки или угол предварительной закрутки. Чем меньше жесткость профильной части лопатки на кручение, тем больше должен быть монтажный натяг.

На рис. 1 показаны бандажные полки лопаток разных ступеней турбин высокого и низкого давления. Угол  $\alpha$  может изменяться от 5 до 60°.

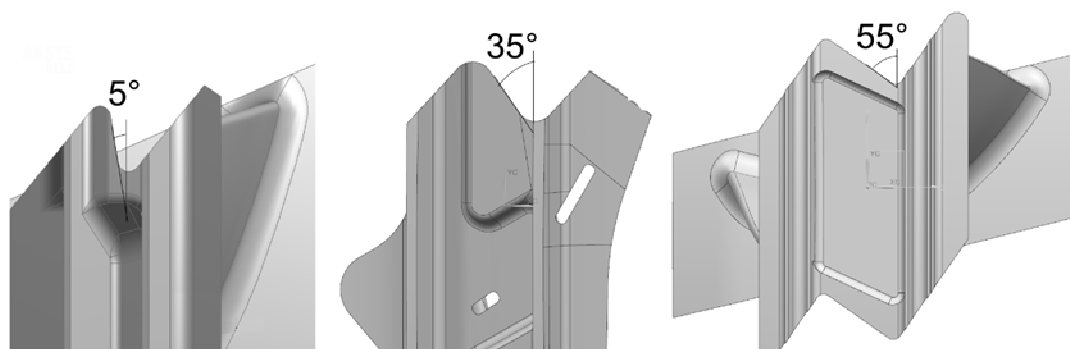


Рис. 1. Вид бандажных полок лопаток первой и второй ступеней ТВД и 2-й ступени ТНД (слева направо)

Величина угла  $\alpha$  существенно влияет на прочностные характеристики бандажной полки и может быть оптимизирована, исходя из различных критериев. При уменьшении этого угла натяг может увеличиться даже при незначительной величине монтажного крутящего момента, прикладываемого к полке при сборке [2].

При проектировании бандажной полки желательно ее центр тяжести совмещать с центром тяжести верхнего сечения профильной части лопатки, учитывая, при этом, напряженное состояние корневого сечения. Кроме того, для уменьшения напряжений изгиба от центробежных сил кромки полки по возможности выполнять с минимальным «свисанием» относительно профиля. В лопатках высоконагруженных ступеней происходит интенсивная вытяжка. При этом, под действием центробежных сил, в наиболее удаленных от профильной части лопатки консольных частях полки может происходить интенсивная вытяжка, что, в свою очередь, может повлиять на величины радиальных зазоров лопаток со статорными деталями [1, 4].

Задачу уменьшения изгиба консольных частей бандажных полок необходимо решать и для лопаток ТНД, что особенно важно для двигателя с редукторным приводом вентилятора. Применение редуктора позволяет обеспечить оптимальную частоту вращения вентилятора при использовании высокооборотного бустера и малоступенчатой турбины низкого давления [5]. При повышении частоты вращения для уменьшения величины изгибающего момента, действующего на консольные части бандажной полки, целесообразно уменьшить массу полки. Это можно, например, достичь уменьшением консольных частей бандажной полки [1, 5]. Но при этом данная операция не должна приводить к уменьшению заданного уровня КПД турбины.

На рис. 2 проиллюстрированы эти изменения бандажной полки. В варианте конфигурации полки с подрезанными в области входной

кромки частями (б) величина напряжений в зоне галтели под полкой уменьшилась, по сравнению с исходным вариантом.

Однако такая конфигурация бандажной полки не отвечает требованиям газодинамической эффективности. В связи с этим полка модифицирована таким образом, чтобы перекрыть возможные перетечки газа в периферийной части лопатки у входной кромки со стороны спинки (в).

Такие изменения конфигурации полки наряду с увеличением радиуса галтели между рабочей и смежной гранями полки позволили добиться заданных значений долговечности и удовлетворить требованиям газодинамической эффективности.

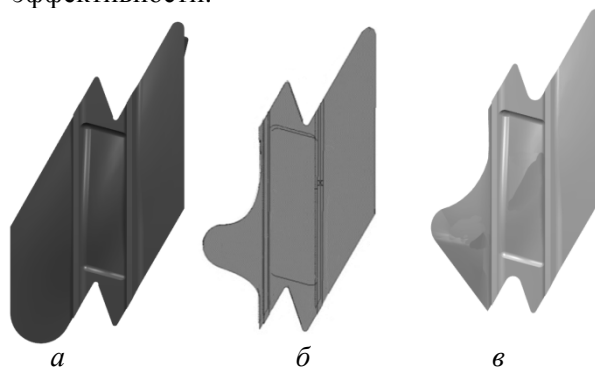


Рис. 2. Пример изменения облика бандажной полки для обеспечения долговечности при сохранении КПД

#### ИССЛЕДУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ БАНДАЖНОЙ ПОЛКИ

На примере рабочей охлаждаемой лопатки ТВД исследовано влияние некоторых геометрических размеров бандажной полки на НДС в, так называемых, «опасных» зонах бандажной полки, ограничивающих ее длительную прочность. Такими «опасными» зонами бандажной полки, как правило, являются галтели между рабочей и смежной гранями полки, а также между профильной частью лопатки и бандажной полкой.

Рассматриваемая лопатка находится в условиях действия центробежных сил и неравномерного температурного поля.

В качестве варьируемых приняты следующие параметры (рис. 3):

- $\alpha$  – угол между рабочей гранью и окружающим направлением;
- $\varphi$  – угол между рабочей и смежной гранями бандажной полки.

Кроме того, варьировалось давление на рабочие грани ( $P$ ) с целью учета контактного взаимодействия между полками.

В качестве исходных значений «входных» параметров для рассматриваемой конструкции полки заданы:  $\alpha = 25^\circ$ ,  $\varphi = 60^\circ$ .

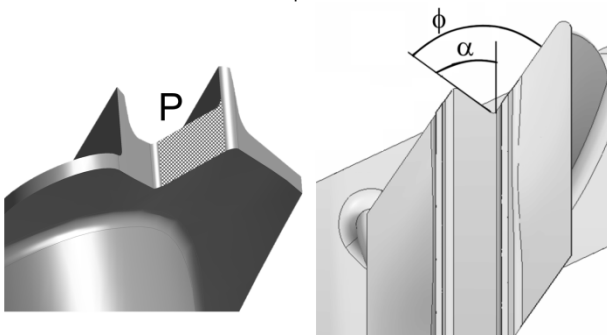


Рис. 3. Варьируемые параметры конфигурации бандажной полки

Проведенный анализ результатов расчета статической прочности при исходных размерах позволил выделить исследуемые («выходные») параметры (рис. 4):

- $\sigma_1$  – напряжение на галтели между рабочей и смежной гранями полки;
- $\sigma_2$  – напряжение на галтели между профильной частью лопатки и бандажной полкой с вогнутой стороны поверхности лопатки (положение точки с максимальными напряжениями несколько меняется при различных нагрузках по длине галтели);
- $U_z$  – максимальное радиальное перемещение частей бандажной полки.

В процессе расчетов определялись значения угла раскрутки бандажной полки ( $\psi$ ) свободной от контактного взаимодействия лопатки без приложения и с приложением давления ( $P$ ) по контактными граням. Зная угол раскрутки лопатки, можно определить величину давления  $P$ , соответствующую заданному углу предварительной закрутки. Величина угла предварительной закрутки обуславливается требованием обеспечения натяга в процессе эксплуатации и допустимым уровнем напряжения в «опасных» зонах. Для угла  $\psi$  направление против часовой стрелки принято положительным.

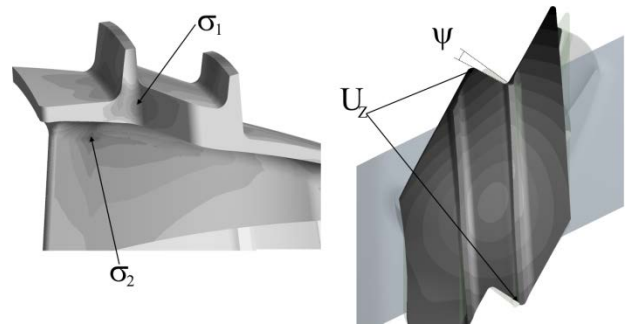


Рис. 4. Выходные параметры

Значения «выходных» параметров в рассматриваемом примере при заданных исходных размерах таковы:  $\sigma_1 = 763$  МПа;  $\sigma_2 = 817$  МПа;  $U_z = 0,96$  мм.

### ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ БАНДАЖНОЙ ПОЛКИ

Применение сложных моделей для конечно-элементного (КЭ) анализа приводит к существенному увеличению времени расчетов. Если выполнение одного численного эксперимента занимает несколько часов, то проведение сотен или даже тысяч экспериментов, например, при решении задач оптимизации, является нецелесообразным.

В качестве альтернативы проведению многочисленных расчетов все более широко используется метамоделирование [6, 7], целью которого является построение аппроксимирующей модели для определения приближенных значений «выходных» параметров на основе «входных» параметров из области допустимых значений, без необходимости проведения полных расчетов.

Точность построенной метамоделей зависит от множества факторов: сложность ландшафта аппроксимируемой поверхности, число точек проектирования и выбор алгоритма построения метамоделей.

В качестве плана проведения эксперимента выбран план Optimal Space-Filling Design [6]. Данный план обеспечивает однородное распределение точек проектирования во всей области допустимых значений «входных» параметров.

Значения рассматриваемых углов варьировались в широких пределах с учетом возможности построения бандажной полки.

Для каждого из вариантов сочетания углов бандажная полка устанавливалась таким образом, чтобы ее центр тяжести совпал с центром тяжести периферийного сечения. Далее с использованием гексагональных и тетраэдральных элементов второго порядка генерировалась КЭ модель и серией расчетов определялось значе-

ние давления по контактным граням, соответствующее углу предварительной закрутки  $0,5^\circ$ . Это значение давления задавалось для определения «выходных» параметров для рассматриваемого варианта.

В случае невозможности построения бандажной полки при исследуемом сочетании углов для «выходных» параметров задавались штрафные значения.

По рассчитанным значениям «выходных» параметров для каждого из них строилась метамодель. Для этого применен алгоритм Kriging [6]. Для проверки корректности интерполяции использованы точки верификации [6], анализ результатов в которых показал приемлемое качество метамodelей.

В качестве примера, на рис. 5 представлена поверхность отклика на изменение углов  $\alpha$  и  $\varphi$  напряжения  $\sigma_1$ . Интенсивность цветовой заливки соответствует величинам напряжений. Чем меньше значения, тем темнее заливка. На рис. 5 звездочкой показано исходное сочетание исследуемых углов, белыми точками обозначены оптимальные сочетания.

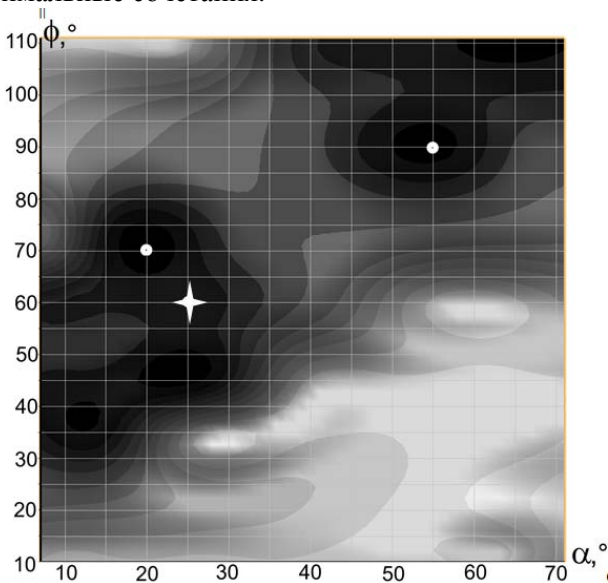


Рис. 5. Целевая поверхность  $\sigma_1$

На основе построенных метамodelей проведена оптимизация и определены несколько оптимальных сочетаний «входных» параметров.

Анализ результатов с учетом требований по повышению технологичности производства (выполнение угла между рабочей и нерабочей гранью равным  $90^\circ$ , является более простым) позволил выбрать в качестве оптимального сочетания углов:  $\alpha=55^\circ$  и  $\varphi=90^\circ$ .

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА ИСХОДНОЙ И ОПТИМИЗИРОВАННОЙ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК

Для двух лопаток с исходной конструкцией бандажной полки и после ее частной оптимизации проведены расчеты длительной статической прочности за 20000 ч с учетом упругих, пластических деформаций и деформаций ползучести.

На рис. 6 показаны запасы длительной статической прочности за указанное время эксплуатации на стационарном режиме для двух вариантов бандажной полки. Видно, что после оптимизации указанных углов запасы длительной статической прочности в «опасных» зонах рассмотренной конструкции полки увеличились почти на 6 %.

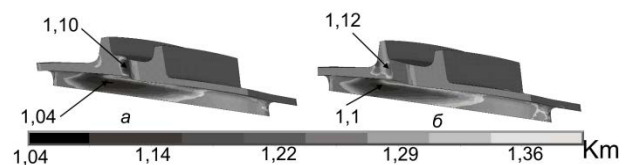


Рис. 6. Запасы длительной статической прочности по поверхности исходной (а) и оптимизированной бандажной полки (б)

При этом максимальные значения радиальных перемещений бандажной полки за рассматриваемый период времени уменьшились на 20 % (рис. 7).

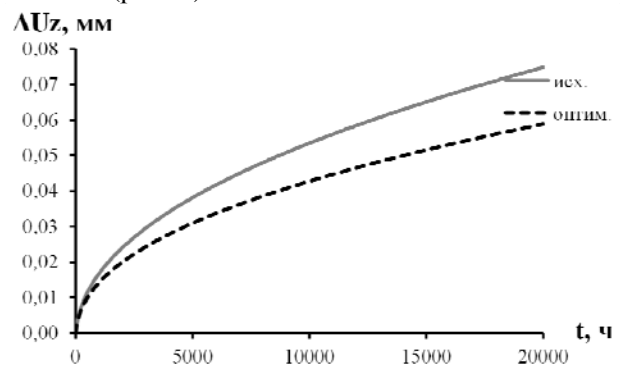


Рис. 7. Изменение максимального значения радиального перемещения исходной и оптимизированной бандажной полки

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенный анализ результатов показал целесообразность применения при проектировании бандажной полки, в т. ч. методов частной оптимизации для увеличения длительной прочности и уменьшения величин вытяжки бандажной полки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белоусов А. И., Наздрачев С. В. Дефекты банджированных лопаток высокотемпературных газовых турбин // Вестник СГАУ. 2013. № 3 (41). Ч 2. С. 15–21 [ A. I. Belousov, S. V. Nazdrachyov "Defects of shrouded blade platforms of high-temperature gas turbines," (in Russian), in *Vestnik SGAU*, no. 3 (41) part 2, pp. 15-21, 2013]
2. Иноземцев, А. А. Газотурбинные двигатели [Текст]: учебник для вузов в 5-ти т. /А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. М.: Машиностроение, 2008 [А. А. Inozemtsev, М. А. Nikhamkin, V. L. Sandratsky. М.: Mechanical engineering, 2008.]
3. Васильев Б. Е., Магеррамова Л. А. Влияние величины монтажного натяга на напряженное состояние рабочих лопаток турбин современных авиадвигателей // Двигатель. 2010. №4(70). С. 32–33. [ B. E. Vasilyev, L. A. Magerramova "Influence of contact tightness between turbine blade shrouds on stress state of turbine blades of modern engines", (in Russian), in *Dvigatel*, no 4(70), pp. 32–33, 2010]
4. Васильев Б. Е. Определение расчетной долговечности деталей турбин с помощью пользовательской модели ползучести в конечно-элементном комплексе ANSYS // Инженерный журнал: наука и инновации. 2012. № 10. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/energy/402.html>. [B. E. Vasilyev "User creep model in the ANSYS finite element software", (In Russian), in *Inzhenernyj zhurnal nauka i innovacii*, no 10, 2012, URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/energy/402.html>]
5. Riegler C., Bichlmaier C. The geared turbofan technology – opportunities, challenges and readiness status // Proc. 1st CEAS European Air and Space Conference, Berlin, Sept. – 2007. С 1–10. [C. Riegler and C. Bichlmaier. "The geared turbofan technology – opportunities, challenges and readiness status" in Proc. Proc. 1st CEAS European Air and Space Conference, Berlin, Sept. – 2007. – pp. 1-10.]
6. ANSYS, Inc, ANSYS Element Reference Guide, Release 12.1, 2010
7. Агалаков Ю. Г., Бернштейн А. В. Сокращение размерности данных в задачах имитационного моделирования // Информационные технологии и вычислительные системы. 2012. № 3. С. 3 – 17. [Yu. G. Agalakov, A. V. Bernstein "Data dimensionality reduction in simulation modeling", (in Russian), in *Informacionnye tekhnologii i vychislitelnye sistemy*, no 3, pp. 3–17, 2012.]

## ОБ АВТОРАХ

**ВАСИЛЬЕВ Борис Евгеньевич**, дипл. инж-конструктор (МГТУ им. Баумана), канд. техн. наук., ст. науч. сотр. ФГУП «ЦИАМ им. П. И. Баранова». Иссл. в области прочности лопаток турбин, в том числе из монокристаллических сплавов, а также аддитивных технологий.

**МАГЕРРАМОВА Любовь Александровна**, нач. сектора в отд. динамики и прочности авиационных двигателей ФГУП «ЦИАМ им. П. И. Баранова». Дипл. инж. – механик (МАИ, 1972). Д-р техн. наук по тепловым, электроракетным двигателям и энергоустановкам летательных аппаратов (ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», 2013). Иссл. в области прочности охлаждаемых и неохлаждаемых лопаток, в том числе из монокристаллических сплавов, биметаллических блисков турбин, а также аддитивных технологий.

## METADATA

**Title:** Investigation of the shroud configuration influence of advanced turbine blades engines on strength characteristics.

**Authors:** B. E. Vasilyev<sup>1</sup>, L. A. Magerramova<sup>2</sup>.

**Affiliation:**

<sup>1,2</sup> Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russia.

**Email:** <sup>1</sup> b\_vasilyev@ciam.ru, <sup>2</sup> mag@ciam.ru.

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 19, no. 3 (69), pp. 28-32, 2015. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** This paper provides the analytic investigation of the effect of some design shroud features of advanced turbine rotor blades on the stress-strain state. Study results demonstrate that the use of optimization methods is feasible in shroud design in order to reduce stresses and elongation.

**Key words:** Shroud, turbine blades, elongation, optimization.

**About authors:**

**Vasilyev Boris Evgenyevich**, PhD, Dept. of aviation motors strength, Investigations of turbine blades including plasticity, creep and anisotropy of single-crystal Ni-based superalloys as well as additive manufacturing.

**Magerramova Liubov Aleksandrovna**, Dr. of Tech. Sci., Dept. of aviation motors strength. Investigations of turbine blades, turbine blisks and additive manufacturing.