

УДК 621.438-253:621.452.3-226.2:669.14.018.44

Биметаллические блиски турбин с бандажированными лопатками для газотурбинных двигателей

Магеррамова Л. А.¹, Васильев Б. Е.^{1,*}

[*b_vasilyev@ciam.ru](mailto:b_vasilyev@ciam.ru)

¹Центральный институт авиационного моторостроения
имени П.И. Баранова, Москва, Россия

С целью повышения газодинамических и прочностных характеристик рабочих колес турбин газотурбинных двигателей и уменьшения их массы спроектированы турбинные биметаллические блиски с бандажированными лопатками. Разработана технология их изготовления с помощью соединения лопаток с дисковой частью методами горячего изостатического прессования. Сравнительный анализ статической прочности рабочих колес с замковым соединением лопаток с диском и биметаллических блисков показал преимущество последних, как по массе, так и по прочностным характеристикам. Результаты представлены как для рабочих колес турбин высокого давления и низкого давления.

Ключевые слова: биметаллические блиски, моноколеса, бандажные полки

Введение

Увеличение коэффициента полезного действия (КПД) турбин авиационной и ракетной техники, которое так же необходимо, как и уменьшение массы рабочих колес может быть достигнуто в том числе путем увеличения числа лопаток и уменьшением диаметра диска. Рабочие колеса с разъемными соединениями диска и лопаток часто не позволяют разместить необходимое по газодинамической эффективности количество лопаток из-за конструктивных и прочностных ограничений.

Задачи повышения ресурса, длительной прочности, циклической долговечности, вибрационной прочности и облегчение конструкции рабочего колеса высокотемпературных турбин газотурбинных двигателей, в том числе предназначенных для длительной эксплуатации, может быть достигнуто за счет исключения замковой части.

Использование в конструкции авиационных двигателей блисков турбины является перспективным для двигателей, предназначенных для гражданской и военной авиации. По данным фирмы Пратт-Уитни увеличение частоты вращения ротора турбины, необходимое для реализации у нее достигнутой повышенной напорности компрессоров, сдерживается в

настоящее время присутствием замковых соединений лопаток с диском. Концентрация напряжений в межпазовых выступах ограничивает ресурс, а сами выступы являются «мертвым грузом» для диска. Беззамковое соединение лопаток с диском создает возможности повышения ресурса ступени на 9 – 10% за счет устранения концентраторов напряжений, а также снижение ее веса примерно на 15% [1].

Биметаллические и триметаллические блиски из разных сплавов были предложены для учета требования к материалам. Такие блиски разрабатывались различными фирмами [2-4].

Соединение лопаток, в том числе охлаждаемых, из жаропрочного сплава с дисковой частью из гранулируемого сплава в единую деталь интегрального блиска может быть осуществлено методом горячего изостатического прессования (ГИП) [5 – 7].

Метод горячего изостатического прессования (ГИП), основанный на уплотнении материала за счет обработки высоким давлением, позволяет повысить сопротивление мало- и многоцикловой усталости и характеристики длительной прочности материалов [8].

К недостаткам блисковых конструкций можно отнести отсутствие демпфирования в элементах замковых соединений, которое может быть компенсировано конструктивными мероприятиями [9]. Кроме того, пока не разработаны методы ремонта лопаток блиска.

В настоящее время разработаны способы изготовления биметаллических блисков турбин с небандажированными неохлаждаемыми и охлаждаемыми лопатками [10 – 11].

Бандажные полки для лопаток турбомашин применяются для увеличения КПД, в частности для уменьшения перетечек газа в рабочих колесах турбин, и для повышения вибрационной надёжности длинных рабочих лопаток. Для эффективного решения этих задач рабочие колеса должны быть спроектированы таким образом, чтобы обеспечивать надёжный контакт по рабочим граням бандажных полок, но при этом не приводить к недопустимым напряжениям особенно в тонких подполочных сечениях лопаток. Для обеспечения гарантированного контакта сборку рабочего колеса с замковым соединением лопаток с диском осуществляют с монтажным натягом по рабочим граням бандажных полок. Обеспечить необходимое взаимодействие бандажных полок лопаток в блисках при их изготовлении и в рабочих условиях является сложной задачей.

В настоящее время ведутся разработки блисков, которые предполагается использовать в конструкциях высокоскоростной турбины низкого давления (ТНД). Такими работами занимается DREAM консорциумом для двигателя с открытым ротором (рис. 1, а) [12]. Проект блиска с бандажированными лопатками ведет фирма MTU в рамках программы CleanSky для перспективной высокоскоростной турбины низкого давления (рис. 1, б).

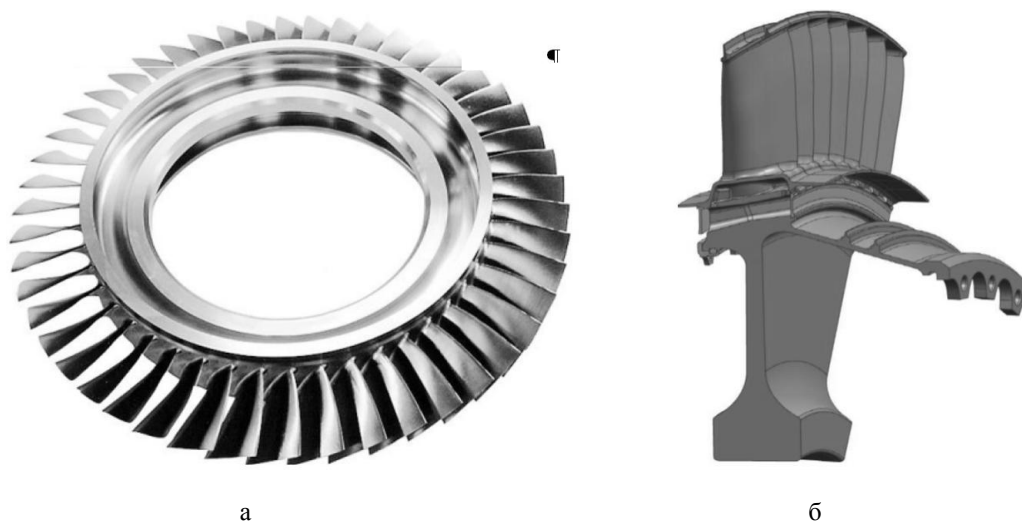


Рис. 1. - Проекты блисков для высокооборотных ТНД: DREAM консорциума (а) и блиск с бандажированными лопатками MTU (б)

Технологические аспекты изготовления бандажированных моноколес из разнородных сплавов

Заранее изготовленные лопатки, например из монокристаллического сплава, устанавливаются в специальной фиксирующей их положение специальной кольцевой оснастке. В капсуле располагается кольцевая оснастка с лопатками и центральная дисковая часть. В имеющийся зазор между дисковой частью и кольцевой оснасткой с лопатками засыпается порошок дискового сплава. В процессе ГИП происходит усадка порошка, спекающего лопатки с дисковой частью, и, соответственно, уменьшение наружного диаметра колеса. Поэтому для обеспечения усадки порошка необходимо при сборке лопаток в оснастке обеспечить зазор между рабочими гранями бандажных полок и трактовыми полками лопаток. Капсула с собранными деталями помещается в газостат для спекания ножек лопаток с дисковой частью, что происходит при высоком давлении и температуре.

Однако в процессе эксплуатации рабочие грани бандажных полок должны быть соединены с натягом для обеспечения возможности демпфирования колебаний лопаток. При этом прочность самой полки и подполочных зон не должна ограничивать долговечность конструкции.

Проведенные исследования влияния монтажного положения бандажных полок рабочих колес на прочность в процессе их эксплуатации [13, 14] позволили разработать методику выбора монтажного положения бандажных полок.

Таким образом, монтажный зазор между рабочими гранями бандажных пол должен быть выбран после изготовления блиска, а гарантированный натяг должен появляться в процессе эксплуатации. Величины монтажного зазора определяются расчетом усадки прослойки дискового порошка в процессе ГИП с помощью трехмерного моделирования и с учетом изменения напряженно-деформированного состояния и прочностных характеристик биметаллического блиска в процессе эксплуатации.

Сравнительный расчетный анализ статической прочности замковой и блисковой конструкции рабочих колес турбины низкого давления

Для оценки эффективности блисковой конструкции рассмотрено два исполнения рабочего колеса турбины низкого давления (ТНД):

- А** разборное (замковое) рабочее колесо (прототип): бандажированные лопатки из жаропрочного никелевого сплава и диск из гранулируемого сплава соединены двузубым замком типа «елочка»;
- В** биметаллический блиск в размерности исходного рабочего колеса **А**, содержащий бандажированные лопатки со специальной (рациональной) конструкцией хвостовика, в которой отсутствуют зубья под замок, и дисковая часть, соединенные методом ГИП в оптимальном с точки зрения условий эксплуатации месте. Лопатки и дисковая часть блиска из тех же сплавов, что и в конструкции **А**.

На рис. 2 показаны модели секторов рабочих колес с бандажированными лопатками конструкции прототипа **А** (а) и спроектированного биметаллического блиска **В** (б). Зона соединения ножки лопатки с дисковой частью помечена стрелкой

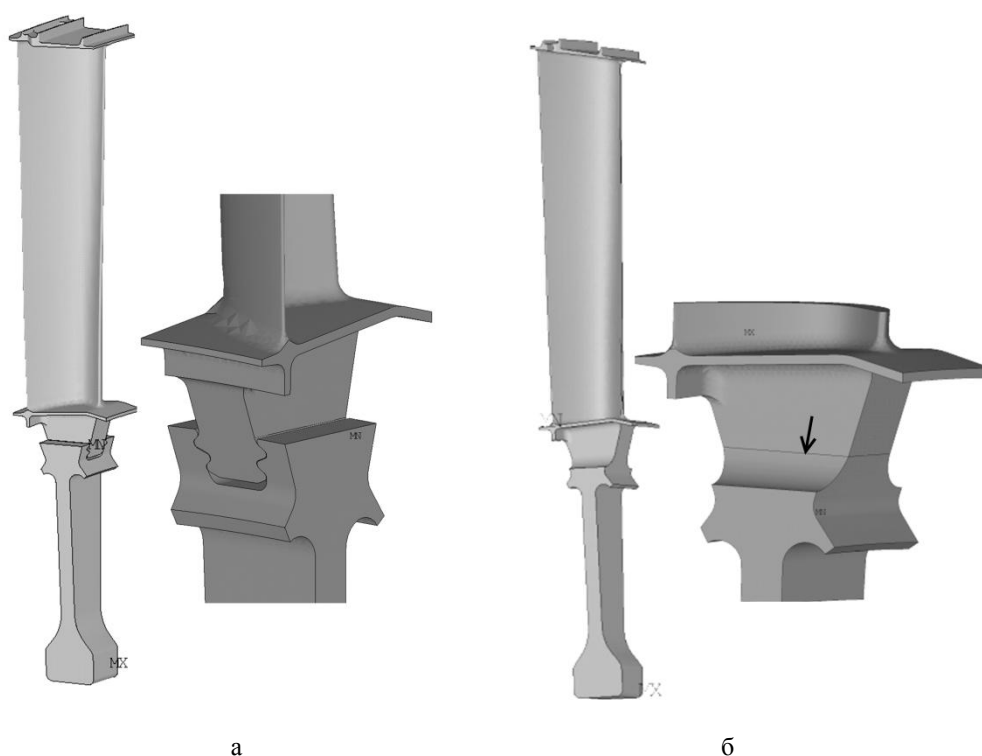


Рис. 2. Модели рабочих колес ТНД: (а) замкового прототипа, (б) биметаллического блиска

На рис. 3 показано температурное состояние расчетного режима. на рис. 4 – напряжения Мизеса и запасы статической прочности в элементах замкового соединения лопаток с диском конструкции прототипа.

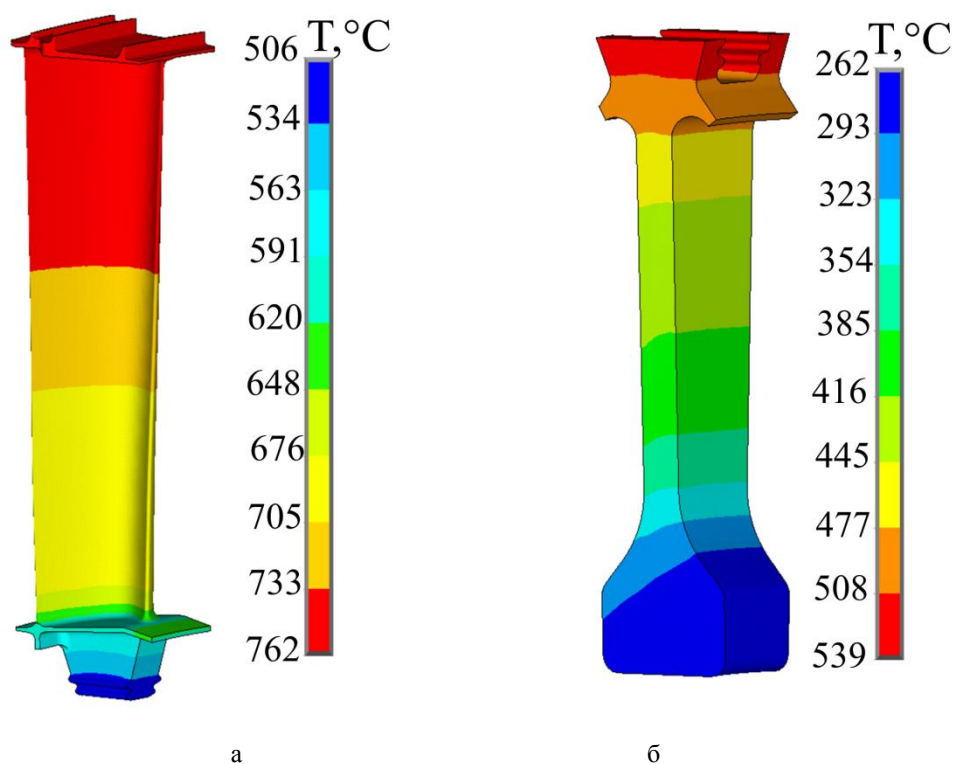


Рис. 3. Температурное состояние ($^{\circ}\text{C}$) лопатки (а) и диска (б)

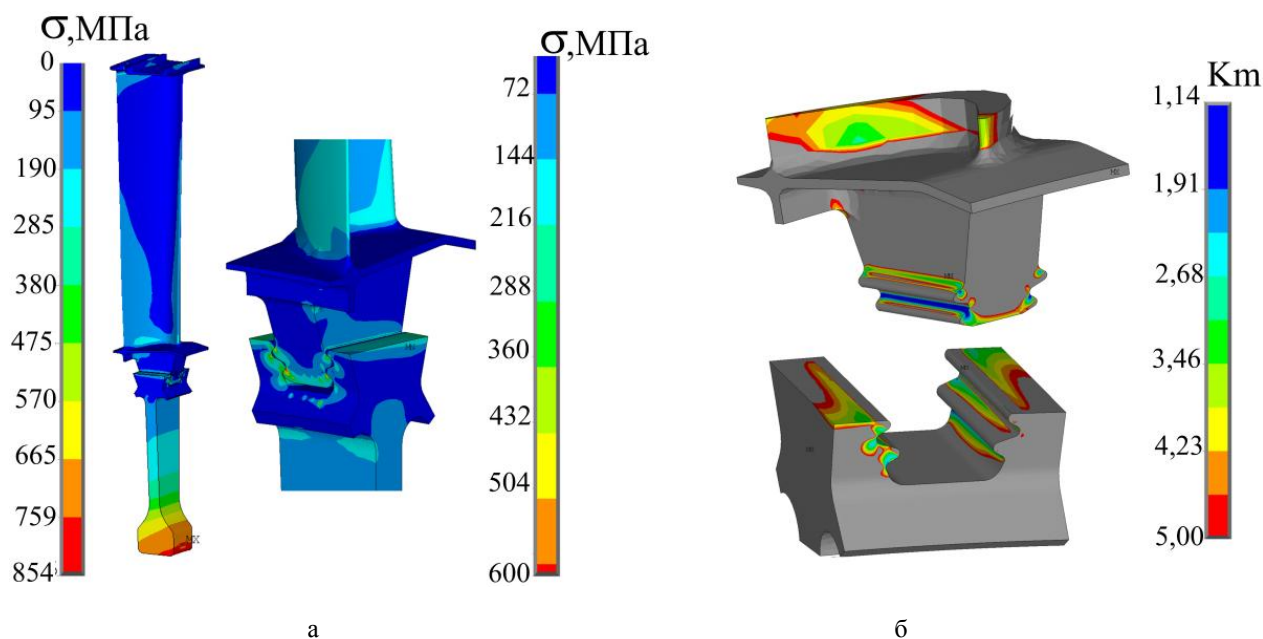


Рис. 4. Напряжения Мизеса (МПа) (а) и запасы статической прочности (б) в элементах замкового соединения лопаток с диском прототипа

Анализ результатов показал, что наиболее нагруженным являются элементы замкового соединения.

На рис. 5 показаны напряжения Мизеса и запасы статической прочности в лопаточных и дисковых элементах биметаллического блиска.

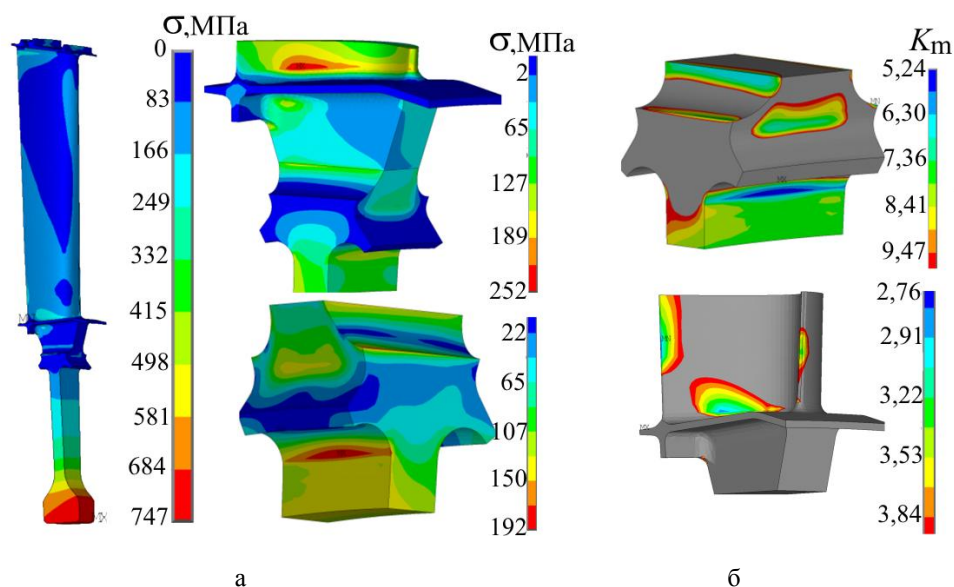


Рис. 5. Напряжения Мизеса (МПа) (а) и запасы статической прочности (б) в элементах биметаллического блиска

В таблице 1 приведены результаты сравнения напряжений Мизеса (σ , МПа) и запасов длительной статической прочности (K_m) двух конструкций.

Достигнуто уменьшение максимальных напряжений и увеличение минимальных местных запасов длительной статической прочности интегрального блиска ТНД (В) по сравнению с исходной замковой конструкцией (А) – более чем в 2 раза по лопатке и более чем в 3,5 раза по дисковой части за счет исключения замкового соединения, элементы которого являются концентраторами напряжений. В зоне ГИП соединения лопаток с дисковой частью интегрального блиска местные запасы длительной статической прочности более чем в 4,5 раза превышают запасы прочности в замковом соединении рабочего колеса ТНД. Это может позволить повысить частоту вращения ротора или уменьшить массу колеса

Таблица 1. Максимальные напряжения Мизеса (МПа) и запасы длительной статической прочности (на 500 часов) в зоне соединения лопаток с диском

Элемент колеса	Параметр	А Замковая конструкция		В Блис	
Лопатка	σ , МПа	650	во впадинах зубьев	250 ~80-100	в галтели между пером и нижней полкой в зоне соединения
	K_m	1,14		2,76 >5	в галтели между пером и нижней полкой в зоне соединения
Дисковая часть	σ , МПа	600		~230 110-130	в галтели между ободом и полотном в зоне соединения
	K_m	1,36		>5 (обод) >6	в галтели между ободом и полотном в зоне соединения

Видно, что даже без оптимизации дисковой части, исключение замкового соединения позволяет увеличить запасы длительной статической прочности в несколько раз.

Рабочее колесо высокооборотной турбины высокого давления

В ряде случаев для повышения КПД турбин высокого давления применяют бандажированные лопатки.

Ниже на примере рабочего колеса высокотемпературной турбины с неохлаждаемыми лопатками, изначально не имеющих бандажных полок и соединенных с диском с помощью замкового соединения «елочка», показаны преимущества спроектированного оптимизированного биметаллического блиска с бандажированными лопатками.

На рис. 6, а показана исходная конструкция замкового рабочего колеса ТВД ($^{\circ}\text{C}$) с замковым соединением и небандажированными лопатками из жаропрочного сплава изотропной структуры и диском из деформируемого сплава.

При проектировании биметаллического блиска с бандажированными лопатками место и конфигурация зоны соединения лопатки с дисковой частью определялось из условий минимизации массы колеса с соблюдением прочности в условиях заданного режима эксплуатации и возможностями технологического процесса. При этом конфигурация бандажной полки определялась с учетом обеспечения при сборке лопаток зазоров между контактными гранями полок для предотвращения их соединения в процессе проведения ГИП и одновременно с учетом вхождения полок в контакт в рабочих условиях и обеспечения достаточной прочности полки и подположной части лопатки.

На рис. 6, б показана конструкция спроектированного оптимизированного биметаллического блиска с бандажированными лопатками из монокристаллического сплава и диском из гранулируемого сплава (D).

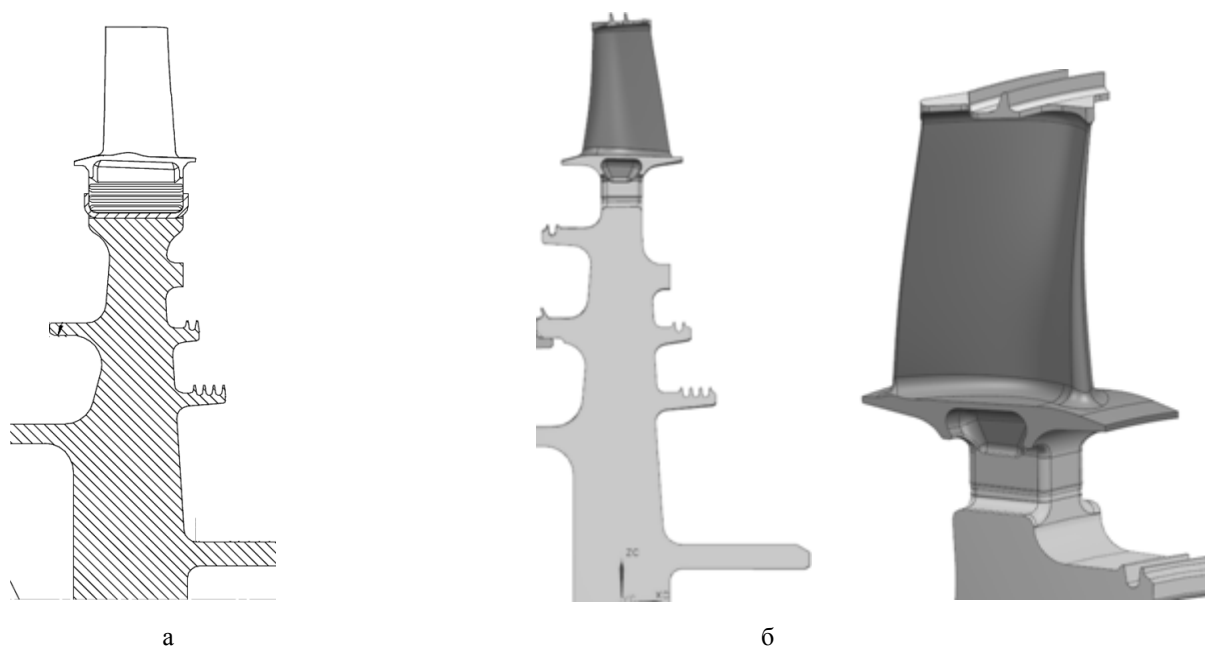


Рис. 6. Модели рабочих колес турбины высокого давления: (а) замкового прототипа, (б) биметаллического блиска с бандажированными лопатками

Видно, что в результате оптимизации ножка лопатки и дисковая часть блиска (в частности в ободной зоне) оказались значительно меньше в осевом направлении.

На рис. 7 слева показан вид сверху на бандажные полки с монтажными зазорами по контактными граням и фрагмент сформированного биметаллического блиска.

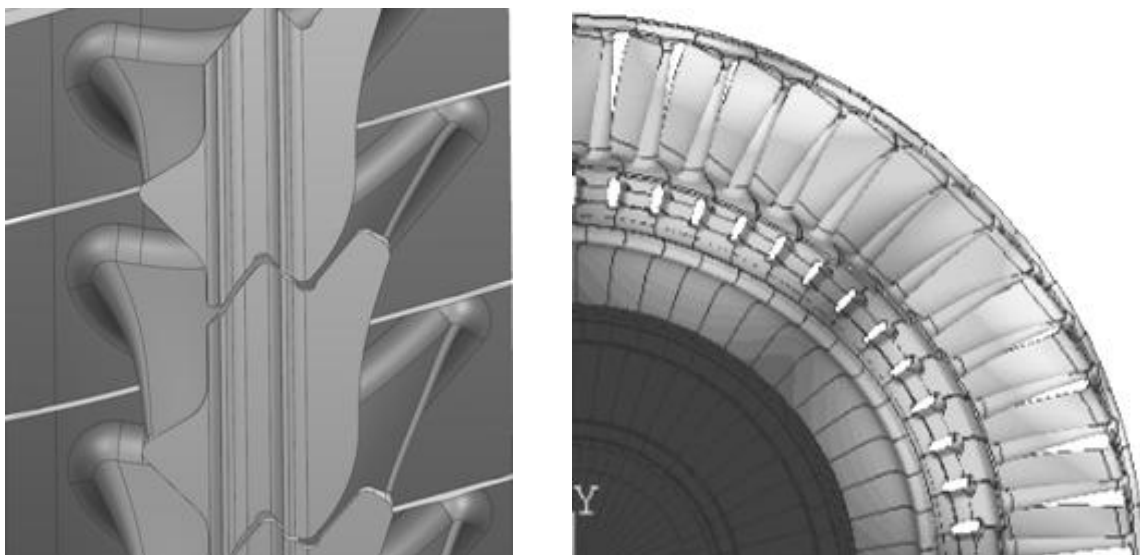


Рис. 7. Фрагменты биметаллического блиска с бандажированными лопатками

Температурные поля исходного колеса и биметаллического блиска на расчетном режиме практически идентичны (рис. 8).

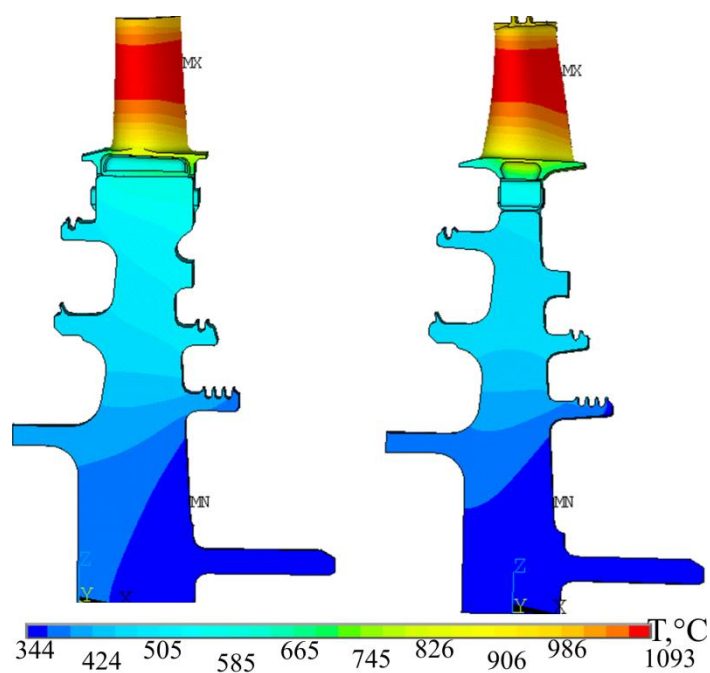


Рис. 8. Температурное состояние рабочего колеса на расчетном режиме: замкового колеса (слева) и биметаллического блиска (справа)

На рис. 9 показано распределение местных запасов статической прочности и обозначены «опасные» зоны в рассматриваемых конструкциях рабочих колес. Под «опасными» здесь понимаются зоны с низкими запасами статической прочности. Серым цветом отмечены зоны лопатки, в которых величины местных запасов длительной статической прочности превышают 1,4.

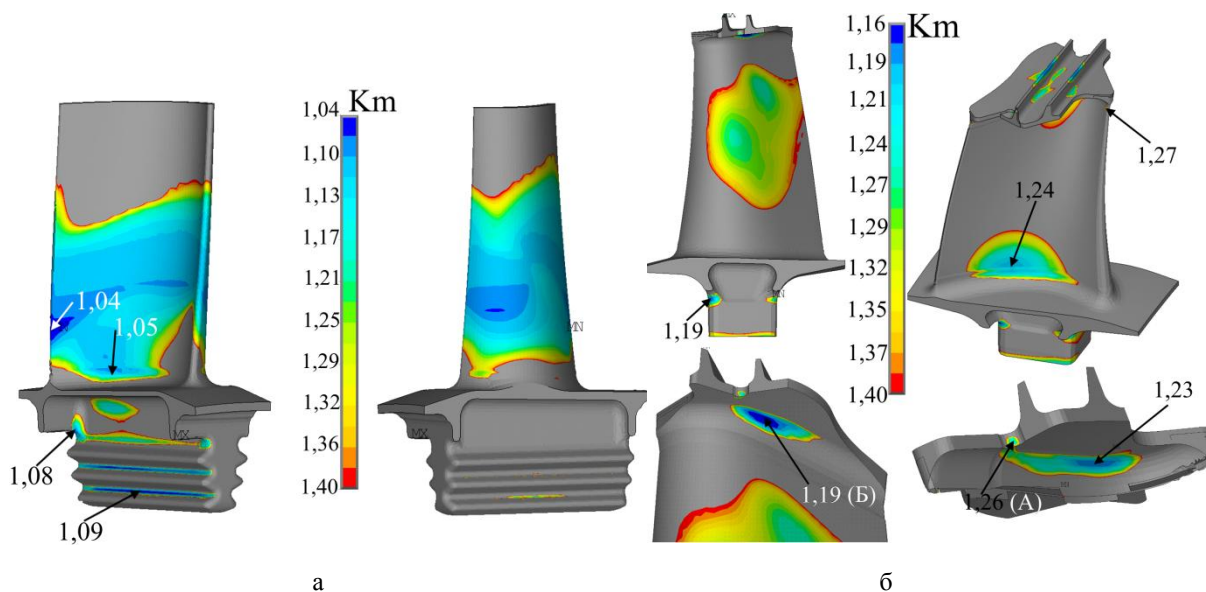


Рис. 9. Местные запасы кратковременной прочности рабочего колеса на расчетном режиме: (а) замкового прототипа, (б) биметаллического блиска с бандажированными лопатками

В зоне соединения ножек лопаток с дисковой частью местные запасы прочности выше значения 1,4.

В процессе изготовления блиска сложно выдержать необходимый зазор. При различных величинах зазора напряжения в «опасных» зонах различны. На рис. 10, а приведена для условий расчетного режима зависимость напряжений в зонах бандажной полки (в зоне Б (рис.10) – красной линией, А - черной линией) от величины монтажного зазора. При отсутствии зазора напряжения в зоне 7 максимальны, а в зоне 5 – минимальны. Величины местных запасов прочности (рис. 10, б) во всем рассматриваемом диапазоне изменения монтажного зазора достаточны.

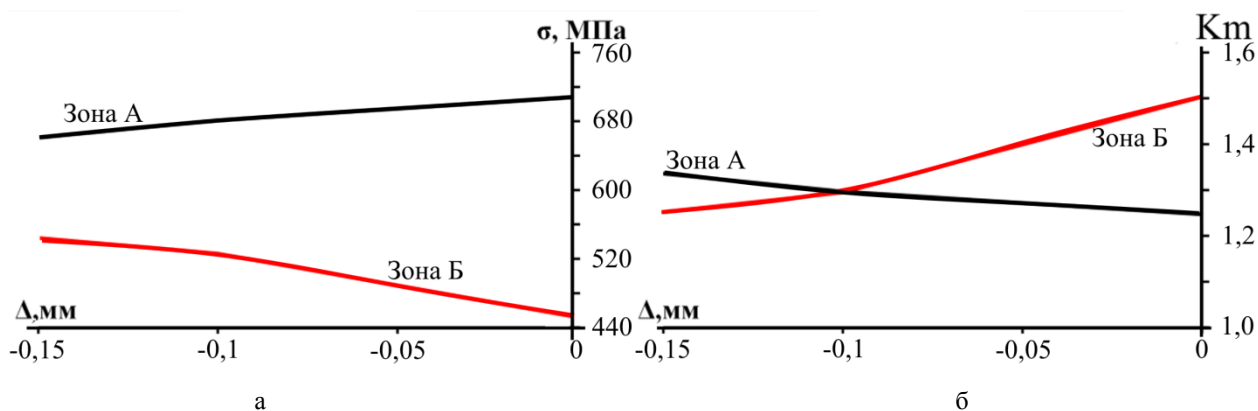


Рис 10. Изменение напряжений (а) и местных запасов статической прочности (б) в зависимости от величины монтажного зазора

На рис. 11 показана зависимость контактного давления и относительная площадь контакта бандажных полок при изменении режима работы двигателя (частоты вращения n) при величине монтажного натяга 0,1 мм. При частоте вращения около 25% бандажные полки данной конструкции входят в контакт. С увеличением частоты вращения контактное давление и площадь контакта увеличиваются.

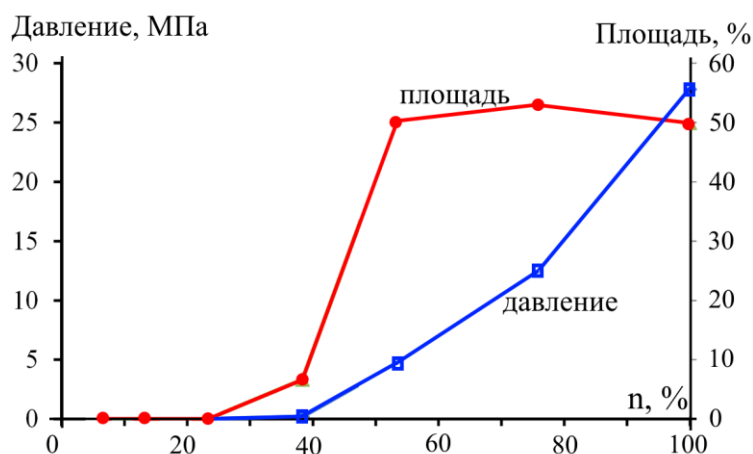


Рис. 11. Изменение контактного давления и относительной площади контакта в зависимости от n

В таблице 4 приведены результаты сравнительного анализа рабочих колес высокотемпературной турбины замкового прототипа и биметаллического блиска с бандажированными лопатками.

Видно, что даже несмотря на повышение массы лопаток (вследствие замены материала лопатки на сплав с большей плотностью и наличием бандажных полок) запасы прочности по несущей способности лопаток и дисковой части и местные запасы статической прочности биметаллического блиска возросли по сравнению с замковым прототипом. Повышение значение запасов прочности объясняется не только конструктивными изменениями, но и, конечно, повышением жаропрочности при переходе к новому сплаву.

Таблица 1. Плотность сплавов (ρ), минимальные запасы прочности по несущей способности лопатки (K_B) и диска (K_{B1} , K_{B2}) и минимальные местные запасы статической прочности лопатки (K_m) прототипа и биметаллического блиска

Элемент		Прототип	Биметаллический блиск	Увеличение на
Лопатка	жаропрочный	изотропный	монокристаллический	
	$\rho, \text{кг/м}^3$	8400	8760	4,3%
	K_B	1,18 в среднем	1,46 в среднем сечении	24%
	Min K_m	<1,09 в зубьях	>1,16 в галтели между	6,5%
Дисковая часть	сплав	деформируемый	гранулируемый	
	$\rho, \text{кг/м}^3$	8320	8350	0,4%
	K_{B1}	1,37	1,44	5,0%
	Min K_{B2}	1,25	1,36	8,8%
	Масса колеса			-5,0%

Кроме того, применение для рассмотренной высокотемпературной турбины малоразмерного ГТД биметаллического блиска с неохлаждаемыми бандажированными лопатками позволило повысить КПД турбины на 2% и уменьшить массу на 5% по сравнению с прототипом рабочего колеса с замковым соединением небандажированных лопаток с диском, выполненных из сплавов с меньшими значениями плотности.

Заключение

В результате сравнительного анализа замковых конструкций рабочих колес и биметаллических блисков с бандажированными охлаждаемыми лопатками установлены преимущества последних. Применение биметаллических блисков с бандажированными лопатками позволяет увеличить долговечность, уменьшить массу рабочего колеса турбины, а также повысить газодинамическую эффективность, что приводит к возможности повышения КПД.

Кроме того, преимуществом таких конструкций является возможное уменьшение количества деталей, исключение утечек и фреттинга, имеющих место в замковых соединениях, исключение дорогостоящих операций протяжки для изготовления замковых соединений и экономия металла диска.

Несмотря на отмеченные выше недостатки применение биметаллических блисков турбин с бандажированными лопатками весьма перспективно.

Список литературы

1. Васильев Б.Е. Разработка модели пластичности для монокристаллических материалов для проведения прочностных расчётов лопаток турбин перспективных двигателей // Технология легких сплавов. 2013. № 3. С. 90-100.
2. Ramaglia A.D., Villari P. Creep and Fatigue of Single Crystal and Directionally Solidified Nickel-Base Blades via a Unified Approach Based on Hill48 Potential Function: Part 1 — Plasticity and Creep // ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. Vol. 7A: Structures and Dynamics. Paper no. GT2013-94675. DOI: [10.1115/GT2013-94675](https://doi.org/10.1115/GT2013-94675)
3. Méric L. Single Crystal Modeling for Structural Calculations: Part 2 - Finite Element Implementation // Journal of Engineering Materials and Technology. 1991. Vol.113, no. 1. P. 171-182. DOI: [10.1115/1.2903375](https://doi.org/10.1115/1.2903375)
4. Каблов Е.Н. Жаропрочность никелевых сплавов. М.: Машиностроение, 1998. 464 с.
5. Naumenko K. Modeling of High-Temperature Creep for Structural Analysis Applications: Ph.D thesis. Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, 2006. 206 p.
6. Локощенко А.М. Кинетический подход исследования длительной прочности металлов при двухосном растяжении // Авиационно-космическая техника и технология. 2005. № 10. С. 128-135.

7. Manu C.C. Finite element analysis of stress rupture in pressure vessels exposed to accidental fire loading: Ph.D thesis. Queen's University, 2008. 211 p.
8. Васильев Б.Е., Магерамова Л.А. Формирование уравнений ползучести сплавов для расчетов кинетики напряженно-деформированного состояния высокотемпературных лопаток турбин // Вестник Московского Авиационного Института. 2012. Т. 19, № 4. С. 99-107.
9. Vasil'ev В.Е. Определение расчетной долговечности деталей турбин с помощью пользовательской модели ползучести в конечно-элементном комплексе ANSYS // Инженерный журнал: наука и инновации. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 10. Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/energy/402.html> (дата обращения 25.02.2015).
10. Васильев Б.Е. Модель ползучести лопаток турбин из монокристаллического суперсплава на никелевой основе [программа ЭВМ]: свидетельство о государственной регистрации программы ЭВМ № 2014611870. 2014.
11. Allan C.D. Plasticity of nickel base single crystal superalloys: PHD thesis. Massachusetts Institute of Technology, 1995. 206 p.
12. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Термопрочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1975. 455 с.

Bimetallic Blisks with Shrouded Turbine Blades for Gas Turbine Engines

L.A. Magerramova¹, B.E. Vasilyev^{1,*}

[*b_vasilyev@ciam.ru](mailto:b_vasilyev@ciam.ru)

¹Central Institute of Aviation Motors n.a. P.I. Baranova, Moscow, Russia

Keywords: blisk, shrouds, blades

The paper discusses prospects of using blisks with shrouded blades. Increasing an engine life and efficiency as well as mass reduction can also be achieved by increasing blade numbers and decreasing disk diameter. But design engineers are faced with the problem of blade placement because of the disk size and root dimensions.

The problem of increasing life and cyclic durability, vibration strength, and lightweight design of the turbine gas turbine wheels, can be solved by an elimination of blade - disk locks.

The technology of manufacturing one-piece blisks by connecting the blades with the disc part using hot isostatic pressing was developed. This technology allows us to use blades with shrouds. It is necessary to increase efficiency and to improve high cycle fatigue performance of rotor blades.

One of the pressing problems is to ensure the necessary position of shrouds in relation to each other in the manufacturing process as well as in the service. Numerical studies of the influence of the shroud mounting position on blade strength during operation allowed us to develop a methodology of choosing a shroud mounting position.

Based on the two turbine wheels (LPT and HPT) calculations advantages of blisk design with respect to the lock-based design were shown. Application of bimetallic blisks with shrouded blades resulted in a lifespan increase and weight reduction.

In addition, other advantages of blisk design are as follows: possible reduction in the number of parts, elimination of leaks and fretting that take place in the blade - disk locks, exception of expensive broaching operations and disk alloy saving. The shortcoming is elimination of damping in root connection. In addition, there are no widely used repair methods.

Despite these disadvantages the usage of bimetallic turbine blisks with shrouded blades is very promising.

References

1. Vasiliev B.Ye. Development of Single Crystal Materials Plasticity Model to Conduct Strength Analysis of Turbine Blades for Advanced Engines. *Tekhnologiya legkikh splavov*, 2013, no. 3, pp. 90-100. (in Russian).
2. Ramaglia A.D., Villari P. Creep and Fatigue of Single Crystal and Directionally Solidified Nickel-Base Blades via a Unified Approach Based on Hill48 Potential Function: Part 1 — Plasticity and Creep. *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*. Vol. 7A: Structures and Dynamics, paper no. GT2013-94675. DOI: [10.1115/GT2013-94675](https://doi.org/10.1115/GT2013-94675)
3. Méric L. Single Crystal Modeling for Structural Calculations: Part 2 - Finite Element Implementation. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 1991, vol.113, no. 1, pp. 171-182. DOI: [10.1115/1.2903375](https://doi.org/10.1115/1.2903375)
4. Kablov E.N. *Zharoprochnost' nikelovykh splavov* [High-temperature strength of Ni-based alloys]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1998. 464 p. (in Russian).
5. Naumenko K. *Modeling of High-Temperature Creep for Structural Analysis Applications*. Ph.D thesis. Martin-Luther-Universitat Halle-Wittenberg, 2006. 206 p.
6. Lokoshchenko A.M. Kinetic approach of long-term strength investigation of metals under biaxial tensile. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2005, no. 10, pp. 128-135. (in Russian).
7. Manu C.C. *Finite element analysis of stress rupture in pressure vessels exposed to accidental fire loading: Ph.D thesis*. Queen's University, 2008. 211 p.
8. Vasilyev B.E., Magerramova L.A. Creep equations forming of alloys for calculations of stress-strain state kinetics of high temperature gas turbine blades. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2012, vol. 19, no. 4, pp. 99-107. (in Russian).
9. Vasiljev B.E. Determination of Turbine Components Design Life by Means of User Creep Model Developed by ANSYS Finite-Element System. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii = Engineering Journal: Science and Innovation*, 2012, no. 10. Available at: <http://engjournal.ru/catalog/machin/energy/402.html> , accessed 25.02.2015. (in Russian).
10. Vasil'ev B.E. *Model' polzuchesti lopatok turbin iz monokristallicheskogo supersplava na nikelvoi osnove* [Creep model of single crystal blades]. Certificate RF of state registration of computer program, no. 2014611870, 2014. (in Russian).
11. Allan C.D. *Plasticity of nickel base single crystal superalloys*. PHD thesis. Massachusetts Institute of Technology, 1995. 206 p.
12. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Termoprochnost' detalei mashin* [Thermal strength of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 455 p. (in Russian).