

Л. А. МАГЕРРАМОВА

## ПРИМЕНЕНИЕ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ БЛИСКОВ, ИЗГОТАВЛИВАЕМЫХ МЕТОДОМ ГИП ИЗ ГРАНУЛИРУЕМЫХ И ЛИТЕЙНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СУПЕРСПЛАВОВ, ДЛЯ УВЕЛИЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И РЕСУРСА ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Конструирование рабочих колес высокотемпературных газовых турбин, основанное на применении замковых соединений лопаток с диском, ограничивает возможности совершенствования конструкций в направлении повышения ресурса, уменьшения массы и эффективности двигателя в целом. Решение проблемы заключается в создании на основе технологии соединения разнородных материалов в процессе горячего изостатического прессования (ГИП) неразъемной конструкции – блиска. Проведено сравнение статической прочности классической замковой конструкции с предлагаемой, показаны проблемы проектирования и перспективы применения биметаллических блисков. *Биметаллический блиск; газовые турбины; горячее изостатическое прессование; прочность и ресурс*

### ВВЕДЕНИЕ

Рабочие колеса турбин работают в условиях неравномерного нагрева и нагружения, поэтому требования к материалам диска и лопаток различны. Материал диска должен обладать высоким сопротивлением малоциклового усталости и развитию трещин при умеренной температуре, а в ободной части, работающей при более высокой температуре, кроме того, и длительной прочности. Материалы лопаток подвержены температурам до 1100 °С и должны иметь прежде всего высокое сопротивление ползучести и многоциклового усталости.

Применение в конструкции турбины биметаллических блисков – беззамковых конструкций, получаемых соединением монокристаллических лопаток с формируемой в процессе ГИП гранулируемой дисковой частью, позволяет:

- создать составные конструкции с встроенными лопатками (в том числе монокристаллическими), работающие в оптимальных для каждого из материалов температурно-силовых условиях и обладающие достаточной прочностью и надежностью зоны соединения,
- устранить такие сложные конструктивные соединения, как замковые, фланцевые, а также сварные и паяные, и связанные с использованием этих соединений проблемы обеспечения прочностной надежности.

### ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Важную роль играет проектирование зоны соединения лопаток и диска в блиске. Испытания биметаллических образцов (порошковый

жаропрочный суперсплав + монокристаллический лопаточный сплав) [1] показали, что их прочность зависит от схемы напряженного состояния (НДС). Поэтому, исходя из реального НДС в ободке блиска, возможна оптимизация конструкции зоны соединения с упрощенной формой хвостовика лопатки. Конструкция соединения лопатки с диском выбирается на основании расчета НДС в условиях эксплуатации с учетом деформационных, прочностных характеристик и физических свойств материалов соединяемых деталей.

Задача проектирования биметаллических неразборных колес турбины с охлаждаемыми лопатками усложняется необходимостью обеспечения подачи охлаждающего воздуха во внутренние полости лопаток. Отсутствие конструкционного демпфирования, которое имеет место в замковом соединении, в конструкции блиска приводит к повышению динамической напряженности лопаток. Один из основных путей обеспечения вибрационной прочности блисков турбин – повышение эффективности демпферов сухого трения, расположенных под трактовыми полками лопаток, за счет увеличения относительной длины ножки лопатки, оптимизации массы и жесткости демпфера.

В данной работе изучаются вопросы прочности и ресурса блисков турбины с неохлаждаемыми лопатками. С целью выявления преимуществ и недостатков биметаллических блисков турбин по сравнению с рабочими колесами с замковыми соединениями проведен сравнительный анализ нескольких вариантов на примере рабочего колеса малоразмерной высокооборотной турбины с неохлаждаемыми лопатками [2].

### МОДЕЛИРОВАНИЕ БЛИСКОВ ТУРБИНЫ

Рассматривались следующие варианты конструкций:

**A** – цельнолитой блиск из сплава ВЖЛ12У,

**B** – «классическое» разборное (замковое) рабочее колесо: лопатки из сплава ЖС32<001> и диск из сплава ЭП741НП соединены трехзубым замком типа «елочка» (рис. 1, слева),

**C** – биметаллический блиск. Сплавы лопаток и дисковой части аналогичны **B** (рис. 1, справа).

Вариант колеса **C** варьировался с целью оптимизации конструкции и применения различных сплавов для лопаток. В исходной конструкции блиска **C** хвостовик лопатки представлял собой заготовку под замок. Поверхность соединения материалов проходит по хвостовику и нижней полке лопатки.

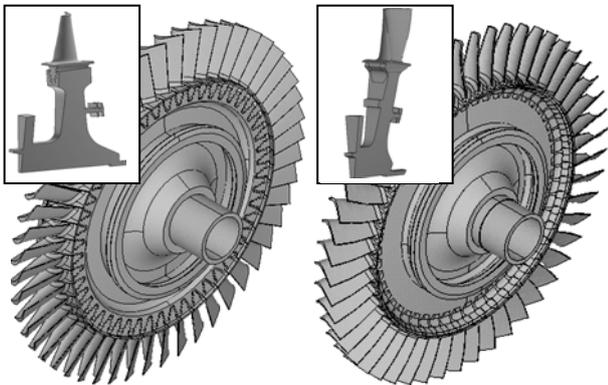


Рис. 1. «Классическое» рабочее колесо с елочным замком (слева) и цельнолитой блиск

Для оценки прочности конструкций использовался местный запас длительной статической прочности по интенсивности напряжений при 100 часах работы на исследуемом режиме ( $K_m$ ).

Сравнительный анализ блисков турбины различных конструкций с замковым колесом проведен на основе 3D анализа теплонапряженного состояния колес с учетом деформаций упругости, пластичности и запасов длительной статической прочности. Значения температур ( $T$ ), напряжений ( $\sigma$ ) в местах, соответствующих минимальным местным запасам длительной статической прочности ( $\text{Min}K_m$ ), приведены в табл. 1.

Цельнолитой блиск из сплава ВЖЛ12У (**A**) с малой плотностью обладает наименьшей массой (~3 кг), а  $\text{Min}K_m \sim 1,10$  ограничивают ресурс. В замковой конструкции (**B**) интенсивность напряжений увеличилась на 23,19%, однако температура в опасной зоне за счет продувки замковой части снизилась до 640 °С. Увеличение напряжений объясняется более высоким значением плотности сплава ЖС32<001>, чем ВЖЛ12У, и концентрацией напряжений во впадинах зубьев замкового соединения. Увеличение  $\text{Min}K_m$  при

данном уровне температур в замковом соединении объясняется тем, что пределы длительной прочности сплава ЭП741НП выше, чем сплава ВЖЛ12У. У блиска **C** запасы длительной статической прочности снизились по сравнению с блиском **A**, а температура в опасной зоне осталась на прежнем уровне из-за отсутствия возможности охладить ободную часть диска. Так как характеристики длительной прочности ЭП741НП в диапазоне температур от 650 °С до 750 °С ниже, чем у ЖС32<001> (зона обода диска), прочность конструкции лимитируется прочностью дисковой части.

Таблица 1

Напряжения, запасы прочности в дисковых частях и лопатках конструкций **A-C**

	Деталь	$T$ , °С	$\sigma$ , МПа	$\text{Min}K_m$
<b>A</b>	диск обод	734	706,3	1,10
<b>B</b>	диск обод	640	870,15	1,21
	лопатка	730	646,06	1,61
<b>C</b>	диск обод	734	867,1	1,00
	лопатка	750	640,26	1,62

### ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ БЛИСКОВ

Исходная конструкция биметаллического блиска **C** не обладает необходимой прочностью для рассматриваемых условий работы. Проведена оптимизация конструкции блиска. Конструкции **D** и **G** (рис. 2, 3) получены из **C** путем прорезания отверстий и щелей между ножками лопаток. В блиске **G**, кроме этого, добавлены прорезы и в дисковой части.

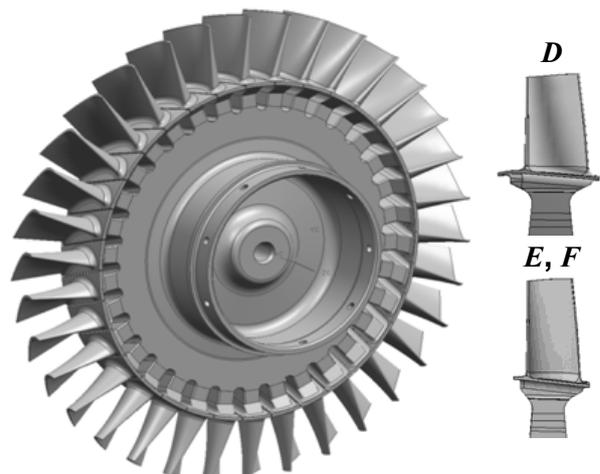
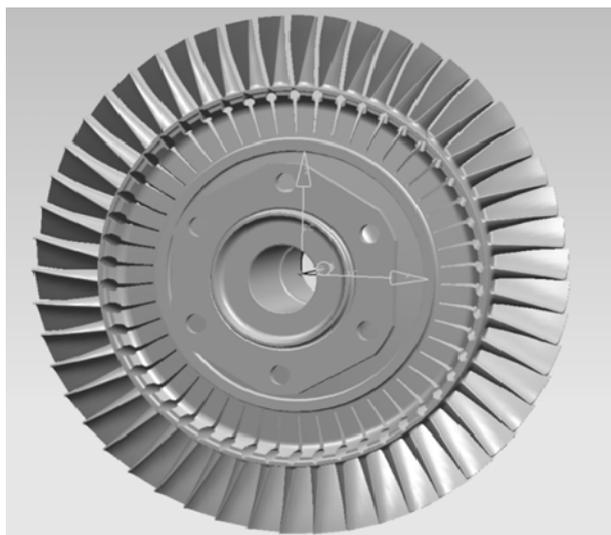


Рис. 2. Биметаллический блиск **D**. Лопатки с удлинительными ножками (варианты **D**, **E**, **F**)

При этом для конструкции **D** рассмотрены варианты лопатки (с исходной ножкой и оптимизированной). Материал лопатки для конструкций **D**, **E** – ЖС32<001>, **F**, **H** – ЖС26ВНК.

Рис. 3. Конструкция блиска варианта *G*

В этих конструкциях у лопатки имеется удлинительная ножка, кроме того, имеется полость под полкой, которая позволяет подвести охлаждающий воздух к ободной части диска и установить в случае необходимости демпфирующие элементы.

Расчеты показали (табл. 2), что в облегченной ободной части значительно уменьшились напряжения, а опасной оказалась зона ступицы с более низкой температурой. При этом минимальные значения  $MinK_m$  увеличились до 1,56 в дисковой части конструкции и до 1,72 – в лопаточной. В варианте *E* ножка сконструирована более тонкой, что привело к дальнейшему облегчению конструкции и увеличению полости под охлаждающий воздух. При этом максимальные напряжения в дисковой части несколько уменьшились по сравнению с *D*, а  $MinK_m$  увеличились до 1,66. Для блиска *F* с тонкой ножкой был применен более дешевый сплав ЖС26ВСНК с более низким значением плотности. Напряжения в дисковой части изменились незначительно, а в лопаточной – существенно. При этом  $MinK_m$  по дисковой части увеличился до 1,68, а в лопаточной части несколько уменьшился до 1,47.

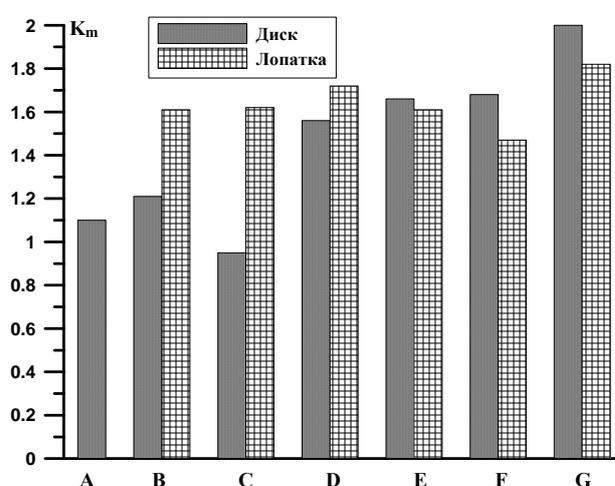
Таблица 2

Значения напряжений, запасов прочности  
в конструкциях *D - G*

	Деталь	$T$ , °C	$\sigma$ , МПа	$K_m$
<i>D</i>	диск ступица	523	775,1	1,56
	лопатка	750	603,4	1,72
<i>E</i>	диск ступица	523	752,0	1,66
	лопатка	750	644,4	1,61
<i>F</i>	диск ступица	525	741,25	1,68
	лопатка	750	538,1	1,47
<i>G</i>	диск ступица	542	624,2	2,00
	лопатка	738	570,0	1,82

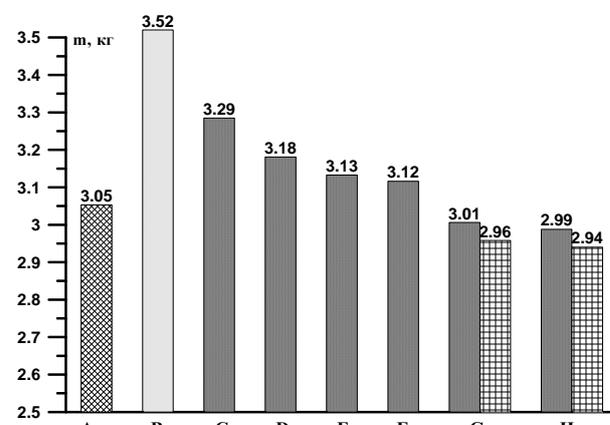
Такой вариант конструкции может быть применен для дальнейшей оптимизации. Вариант блиска с прорезями в дисковой части (*G*) приводит к дальнейшему облегчению конструкции и увеличению полости под охлаждающий воздух. Напряжения в ступичной части диска уменьшились, а  $MinK_m$  увеличились до 2,0, а в лопаточной части блиска в зоне соединения лопатки с диском  $K_m = 1,82$  (рис. 4).

Таким образом, у биметаллических блисковых конструкций с лопатками из жаропрочных никелевых суперсплавов с удлинительной ножкой  $MinK_m$  по дисковой части в  $\sim 1,3$ – $1,6$  раз выше по сравнению с замковой конструкцией колеса.

Рис. 4. Запасы прочности деталей конструкций *A-G* рабочих колес

### Сравнение конструкций рабочих колес по массе

Рассмотренные варианты конструкции блисков позволяют получить выигрыш в массе колеса (рис. 5).

Рис. 5. Масса рабочих колес конструкций *A-H*

Масса биметаллического блиска *D* меньше массы замкового колеса на  $\sim 9,6\%$ , а блиск с тонкой ножкой (*E*) легче на  $\sim 11\%$  по сравнению

с конструкцией **B**. При использовании более легкого сплава ЖС26ВСНК, можно получить выигрыш в массе до 11,5%. Оптимизированная конструкция **G** легче на 16%, а с легким сплавом на ~16,5%.

#### Зона соединения лопаток с диском

В замковом колесе **B** имеется резкое изменение напряжения во впадинах выступа диска, обусловленное резким изменением геометрии (коэффициент концентрации напряжений ~3,6). Максимальное напряжение во впадине выступа диска составляет 870,15 МПа (табл. 3).

Таблица 3

Интенсивность напряжений в зоне соединения лопатки с диском						
	$T, ^\circ\text{C}$	$\sigma$ , МПа	$K_m$	$\sigma$ , МПа	$K_m$	$\Delta\sigma$ , МПа
<b>C</b>	750	640	1,62	686	1,20	46
<b>D</b>	762	560	1,80	508	1,60	52
<b>E</b>	746	594	1,74	555	1,49	39
<b>G</b>	738	570	1,82	554	1,57	16

Зону соединения можно рассматривать как концентратор напряжений. Разница напряжений в двух сплавах с обеих сторон границы зоны соединения ( $\Delta\sigma$ ) незначительна (на 16–50 МПа). Это объясняется небольшим отличием свойств двух сплавов, а зона диффузионного срачивания материалов, несмотря на малую толщину, сглаживает эти различия. Проведенные ранее экспериментальные исследования на образцах и моделях показали, что разрушения происходят не по зоне соединения [2, 3].

Наиболее оптимальной с точки зрения статической прочности и массы оказалась конструкция **G** с удлиненной за счет дисковой части ножкой.

#### ОЦЕНКА ПРЕИМУЩЕСТВ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ БЛИСКОВ

Повышение запасов прочности при переходе от конструкций **A** и **B** к **C-G** позволяет увеличить такие параметры, как ресурс, частота вращения турбины или температура газа перед турбиной.

#### Исследование возможности повышения температуры газа перед турбиной

Оценка возможности повышения температуры газа на 50 К и 70 К была проведена для вариантов конструкций **D-F**.

Запасы статической длительной прочности конструкции **E** оказались несколько выше, чем замковой конструкции при исходной температуре газа 1410 К. Возможность дальнейшего повышения температуры ограничено свойствами сплава дисковой части ( $K_m = 1,33$ ) (рис. 6, 7).

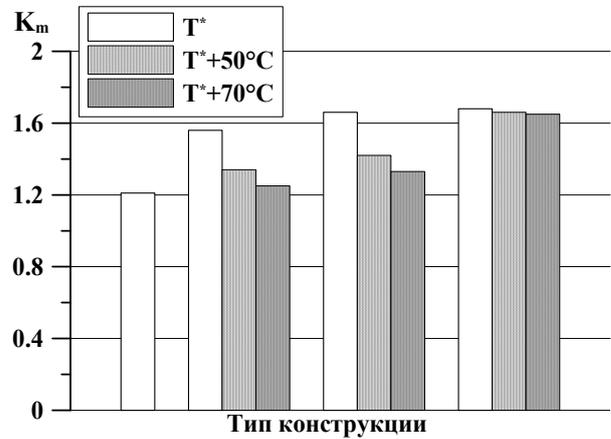


Рис. 6. Минимальные запасы длительной статической прочности дисковых частей блиска

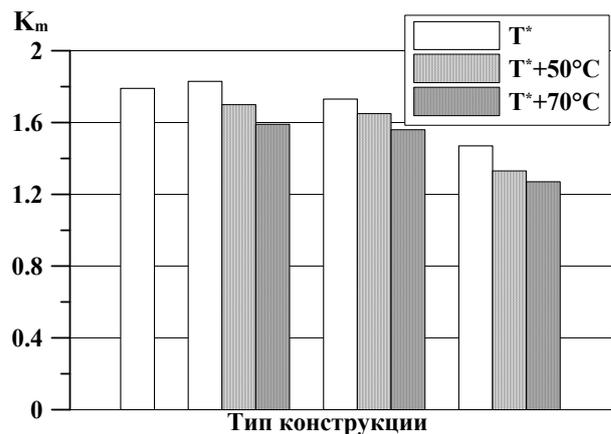


Рис. 7. Минимальные запасы длительной статической прочности лопаток блиска

Блиск с лопатками из сплава ЖС26ВСНК (**F**) работоспособен при повышении температуры газа на 70 К. Возможность дальнейшего повышения температуры газа ограничено свойствами сплава лопатки ( $K_m = 1,27$ ).

#### Исследование возможности повышения ресурса

Исследование возможности увеличения ресурса конструкций **A-F** проведено при исходной температуре газа перед турбиной 1410 К и заданном минимальном запасе статической длительной прочности ( $K_m = 1,2$ ). Блиск из ВЖЛ12У, из-за низких свойств сплава, имеет ресурс не более 25 часов. Использование оптимизированного биметаллического блиска (**E**)

позволяет увеличить ресурс от 100 часов у замковой конструкции до 6684 часов. Конструкция блиска **F** с лопатками из ЖС26ВСНК позволяет увеличить ресурс колеса до 536 часов (табл. 4).

Таблица 4

Сравнительная оценка статической долговечности конструкций **A-F**

	$T^{\circ}\text{C}$	$\sigma$ , МПа	$\tau_{\text{д}}$ , час	$T^{\circ}\text{C}$	$\sigma$ , МПа	$\tau_{\text{д}}$ , час	$\tau_{\text{общ}}$ , час
	диск			лопатка			
<b>A</b>	734	706,3	25	-	-	-	25
<b>B</b>	640	870,2	100	730	646,1	19630	100
<b>C</b>	734	867,1	1	750	640,3	6930	1
<b>D</b>	523	775,1	не ограничивает	750	603,4	2235	2235
<b>E</b>	523	752,0		750	664,4	6684	6684
<b>F</b>	525	741,2		750	538,1	536	536

Для исследуемых колес определены величины статического и циклического ресурса, отнесенные к минимальным значениям блиска **C** (рис. 8).

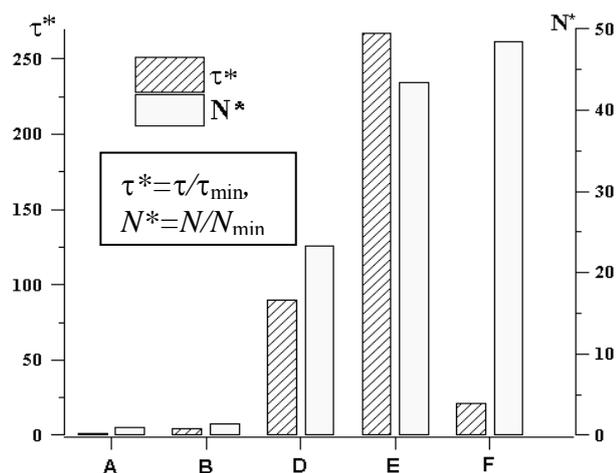


Рис. 8. Увеличение ресурса в часах и в циклах при изменении конструкции колеса от **A** к **F**

Применение оптимизированных биметаллических блисков позволяет увеличить циклическую долговечность конструкции более чем в 30 раз по сравнению с замковой конструкцией. Для оптимизированных блисков с увеличенной температурой газа до 1480 К циклическая долговечность выше, чем для колеса **B** в 25 раз.

#### Исследование возможности повышения частоты вращения

Возможность увеличения частоты вращения (36000 об/мин) биметаллических блисков **E** и **F** исследована при температуре газа 1410 К. При этом для 100 часов работы должно удовлетворяться условие  $1,2 < \text{Min}K_m < 1,3$ .

Расчеты показали, что для **E** частота вращения колеса может достигать 52000 об/мин.

Дальнейшее повышение частоты вращения ограничено свойствами сплава диска. Конструкция **F** может работать при 42000 об/мин. Дальнейшее повышение частоты вращения ограничено свойствами сплава лопаток.

Таким образом, по сравнению с исходной конструкцией «классического» замкового рабочего колеса **B** допустимое значение частоты вращения усовершенствованной конструкции блиска с лопатками из сплава ЖС32<001> (**E**) увеличилось на 44%, а блиска с лопатками из сплава ЖС26ВСНК (**F**) – на ~17%.

#### ВЫВОДЫ

Проведенные расчеты показали следующие преимущества применения конструкции биметаллических блисков по сравнению с традиционными замковыми рабочими колесами.

Основное преимущество блисков – возможность снижения на 20–30% массы рабочего колеса. Уменьшение массы колеса ведет к уменьшению инерционности ротора, улучшению его динамических характеристик, т.е. уменьшению времени приемистости, облегчению запуска. Уменьшение массы колеса и лопаток в целом можно использовать для отстройки от резонансных режимов лопаток ротора.

Переход к беззамковой конструкции рабочего колеса позволяет увеличить в несколько раз ресурс колеса за счет исключения концентраторов напряжений в замковых соединениях. Отсутствие замковых соединений решает проблему размещения лопаток на диске, т.е. позволяет оптимизировать густоту решетки по газодинамической эффективности, что может привести к повышению К.П.Д. и, соответственно, к выигрышу в топливной экономичности.

Применение биметаллических блисков с лопатками из жаропрочных сплавов, например для малоразмерных двигателей, может позволить повысить частоту вращения или температуру газа перед турбиной, что приведет к увеличению мощности (тяги), уменьшению удельного расхода топлива.

Таким образом, разработка новых технологий создания биметаллических блисков на основе процессов диффузионного соединения разнородных сплавов является перспективным направлением развития технологий для двигателей нового поколения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Перспективы применения технологии горячего изостатического прессования к изготовлению «блиск»-колес турбин из комбинаций порошковых и литейных жаропрочных никелевых сплавов / В. Н. Самаров, Е. П. Кратт, Л. А. Магеррамова, Т. П. Захарова // Новые технологические процессы и надежность ГТД науч.-техн. сб. М.: ЦИАМ, 1999. Вып. 1. Блиски и блинги турбомашин. С. 100–117.
2. Турбины с «блиском» и без / Л. А. Магеррамова, Т. П. Захарова, М. В. Громов, В. Н. Самаров // Научно-технический журнал «Двигатель», 1999. №2 (2). С. 32–33.
3. **Magerramova L. A., Shorr B. F., Melnikova G. V., Zakharova T. P.** Problems of dynamic characteristics and damping of bimetallic gas turbine blisks produced by HIP technology: Proceeding of international conference /HIP'05. Paris. 2005. С. 97.

## ОБ АВТОРЕ

**Магеррамова Любовь Александровна**, дипл. инж.-механик (МАИ), начальник сект. прочности лопаток ГТД в ЦИАМ им. П. И. Баранова, канд. техн. наук. (1980), ст. науч. сотр. (1985). Иссл. в области прочности высокотемпературных охлаждаемых и неохлаждаемых лопаток турбин, в том числе из монокристаллических сплавов.