

Д.В. Карелин¹, П.В. Чупин^{1, 2}, Ю.Н. Шмотин¹

ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия (1)

РГАТА, Рыбинск, Россия (2)

ВЫБОР МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ НА ПОВЕРХНОСТИ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ

АННОТАЦИЯ

Рассмотрены методы определения коэффициентов теплоотдачи на поверхностях лопаток турбин. Расчеты выполнены на базе методик, основанных на критериальных зависимостях и интегрировании осредненных уравнений Навье–Стокса. Оценка достоверности методик расчета выполнена на экспериментальных данных, полученных при продувке плоского пакета лопаток на установке СТ-2 института фон Кармана (Бельгия).

1. ВВЕДЕНИЕ

Тенденция роста температуры газа перед турбиной, вызванная увеличением удельной мощности газотурбинных двигателей (ГТД) и их экономичности, накладывает большие ограничения на ресурс лопаток турбин. Так как темпы повышения жаропрочности сплавов для газовых турбин существенно отстают от роста температур газа, единственным реальным путем обеспечения работоспособности лопатки остается применение высокоэффективного охлаждения. Наиболее распространенной практикой является их охлаждение воздухом, отбираемым из-за компрессора. Отбор воздуха на охлаждение понижает эффективность газотурбинного цикла, поэтому основной задачей при проектировании ГТД является обеспечение его минимального расхода.

Точность расчета температур, потребных расходов охлаждающего воздуха, тепловых потоков, потерь от охлаждения существенно зависит от достоверности закладываемых в расчет граничных условий теплообмена со стороны газа. Расчеты могут выполняться как на основе полуэмпирических зависимостей, так и с использованием осредненных уравнений Навье–Стокса. Полуэмпирические методы базируются на большом объеме экспериментальных данных и содержат посредством корреляционных коэффициентов основные физические явления в пограничном слое. Методы, основанные на решении дифференциальных уравнений должны отслеживать эти явления самостоятельно.

Сегодня моделирование течения в межлопаточном канале турбины с помощью уравнений Навье–Стокса в стационарной трехмерной или квазитрехмерной постановке является обычной практикой проектирования и доводки турбин. Использование такого подхода позволило повысить качество проектирования и понимания физических процессов в турбомашине. Важным шагом в развитии численных методов остается процедура их верификации.

Объектом исследования данной работы является профиль пера рабочей лопатки турбины высокого

давления RS1S. Экспериментальные коэффициенты теплоотдачи получены в плоском пакете лопаток на установке СТ-2 института фон Кармана (Бельгия). Работа выполнена для оценки достоверности и точности методов и подходов определения коэффициента теплоотдачи.

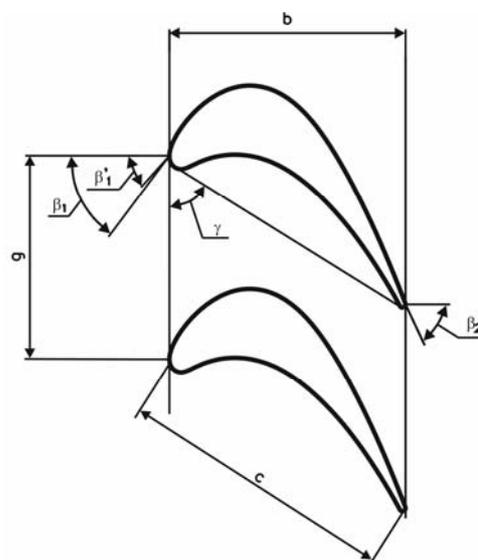
2. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследуемый профиль RS1S разработан фирмой SNECMA и характеризуется поворотом потока в межлопаточном канале на 119 градусов, он спроектирован на числа Маха и Рейнольдса на выходе 1.11 и $1.0075 \cdot 10^6$. Экспериментальное исследование профиля выполнено в институте гидродинамики фон Кармана в Бельгии [1]. Плоский пакет состоял из шести лопаток (пять межлопаточных каналов), третья из которых была препарирована датчиками измерения статического давления и теплового потока.

Основные геометрические данные профиля лопатки приведены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики профиля

Параметр	Значение
C , мм	35.906
g , мм	27.314
h , мм	50.017
γ , градус	58.38
β_1 , градус	53.36
β_2 , градус	-65.00



Испытания лопатки проведены в диапазоне изменения изоэнтропного числа Маха на выходе (0.8 –

1.3) и числа Рейнольдса ($5 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$), интенсивности турбулентности на входе (1 – 6%) и углах атаки ($-14 - +11^\circ$). Данный набор тестовых случаев отражает все возможные процессы, происходящие в турбинах авиационных двигателей, поэтому он выбран для оценки и сравнения методик расчетов, применяемых в процессе проектирования.

Подробное описание и принцип действия экспериментальной установки аэродинамической трубы СТ-2 изложен в работе [2].

Установка обеспечивает независимое изменение числа Маха и Рейнольдса на выходе из решетки, а также отношение температуры стенки и газа. В качестве рабочей среды используется воздух. Время проведения эксперимента приблизительно 500 мс.

Локальные тепловые потоки получены записью показаний платиновых термопар, установленных в среднем сечении лопатки. Коэффициент теплоотдачи определялся по формуле:

$$\alpha = q / (T_0^* - T_w). \quad (1)$$

Погрешность измеряемых величин: давления $\pm 0.5\%$, температуры ± 1.5 К, коэффициента теплоотдачи $\pm 5\%$.

3. МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ

3.1. Критериальные зависимости

Коэффициент теплоотдачи может быть определен при расчете течения из критериального уравнения:

$$Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^m \cdot \Psi_t, \quad (2)$$

которое справедливо не только для течений в трубах, но и для случая обтекания пластин, поперечно-го обтекания цилиндров и т.д.

Различие условий течения учитывается с помощью коэффициента A и показателей степени при числах Рейнольдса и Прандтля. Температурный фактор определяется по формуле:

$$\Psi_t = \left(T_0^* / T_w \right)^k, \quad (3)$$

где коэффициент k для нагреваемых сред 0.4, для охлаждаемых – 0.2.

Учет интенсификации теплообмена в связи с криволинейностью линий тока в межлопаточных каналах турбин при различных углах атаки осуществляется введением в критериальное уравнение соответствующих поправочных множителей, и, приняв степень при числе Рейнольдса $n=0.66$, получаем уравнение для средней теплоотдачи по профилю [3]:

$$Nu = 0.206 \cdot B \cdot Re^{0.66} S_T^{-0.58} \Psi_t f(i), \quad (4)$$

$$\text{где } S_T = \frac{\sin \beta_0}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2 \cdot b}{t \cdot \sin(\beta_0 + \beta_2) \cdot \cos^2 \frac{\beta_0 - \beta_2}{2}}} - 1$$

критерий геометрического подобия.

Фактор $f(i)$, учитывающий изменение коэффициента теплоотдачи при углах атаки отличных от ну-

ля, вследствие перераспределения скоростей по обводу профиля, определяется как:

$$f(i) = 0.97 + 0.78 \cdot (i - 0.2)^2. \quad (5)$$

Выражение (4) применимо для расчета средней теплоотдачи как неподвижных, так и вращающихся решеток. Распределение коэффициента теплоотдачи на поверхностях разрежения и давления регламентируется коэффициентом B , который для поверхности давления соответствует ~ 1.1 , для поверхности разрежения — ~ 0.95 .

При турбулентном режиме течения в пограничном слое по всему обводу профиля предложена эмпирическая формула [4]:

$$Nu = 0.0198 \cdot Re_b^{0.8}. \quad (6)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи в точке разветвления потока на входной кромке примем зависимость [5]:

$$\alpha = \frac{\lambda_{z0}}{d_0} Re_d^{0.5}. \quad (7)$$

Среднее значение по обводу входной кромки профиля:

$$\alpha = 0.635 \cdot \frac{\lambda_{z0}}{d_0} Re_d^{0.5}. \quad (8)$$

Характерными параметрами для зависимостей (7) и (8) являются параметры на входе в решетку и диаметр входной кромки профиля.

Средний по обводу выходной кромки коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = 3.25 \cdot 10^{-3} \frac{\lambda_{r2}}{d_2} Re_d^{0.93}. \quad (9)$$

Характерными параметрами являются параметры на выходе из решетки и диаметр выходной кромки. Область действия зависимости (9) распространяется на расстоянии $0.1c$ от выходной кромки.

Данная методика использовалась и применяется в настоящее время (может быть с небольшими изменениями) в практике проектирования турбин в России.

3.2. Осредненные уравнения Навье–Стокса

Другой метод, исследованный в данной работе, основан на решении системы осредненных уравнений Навье–Стокса. Инструментом исследования является комплекс вычислительной газовой динамики ANSYS CFX-10.0. Данный программный продукт основан на методе конечных объемов с неявным алгоритмом интегрирования. Решение ищется на многоблочной неструктурированной сетке. Для замыкания системы уравнений применяется модель турбулентности $k-\varepsilon/k-\omega$ SST. Моделирование ламинарно-турбулентного перехода (ЛТП) пограничного слоя описывается критериями Abu-Ghannam&Shaw [6] и Menter&Langtry [7]. Эти критерии учитывают влияние интенсивности турбулентности свободного потока и градиента давления

на ламинарно-турбулентный переход. Коэффициент теплоотдачи вычисляется по (1).

4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Влияние угла атаки на входе на коэффициент теплоотдачи представлено на рис. 1. Угол атаки изменялся в диапазоне $-14...+5$ градусов. Условия эксперимента: $M_2=1.12$, $Re=1.05 \cdot 10^6$, $Tu=0.04$.

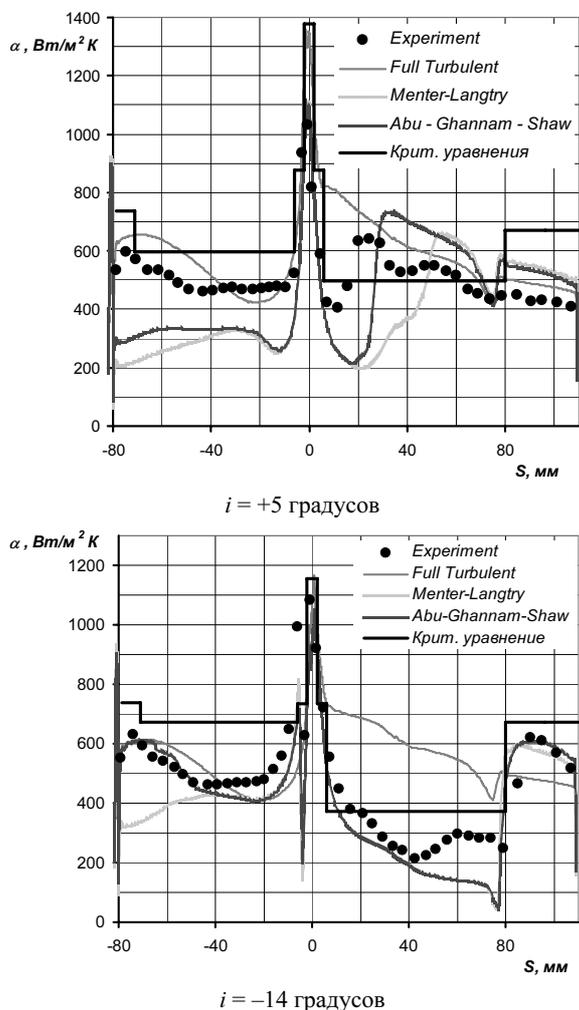


Рис. 1. Влияние угла атаки на коэффициент теплоотдачи

Экспериментальные данные показывают, что ранний переход пограничного слоя (ПС) на спинке ($s>0$) из ламинарного в турбулентное состояние происходит при положительных углах атаки. В тестах на корыте ($s<0$) переход ПС происходит практически сразу за область входной кромки. Сравнение результатов расчета по представленным методикам показало завышенные коэффициенты теплоотдачи со стороны корыта, полученные по критериальным уравнениям. В расчетах при моделировании уравнений Навье–Стокса области турбулентного и ламинарного слоя на спинке описаны достаточно точно за исключением точки перехода, которая расположена дальше, чем в эксперименте. На корыте используемые критерии ЛТП не чувствительны к положительному углу атаки, что привело к заниженным значениям коэффициента теплоотдачи. Критерий Abu-Ghannam&Shaw лучше описал ЛТП.

Влияние числа Маха на выходе из решетки на коэффициент теплоотдачи представлено на рис. 2. Условия эксперимента: $i=-5$ градусов, $Re=1.05 \cdot 10^6$, $Tu=0.04$.

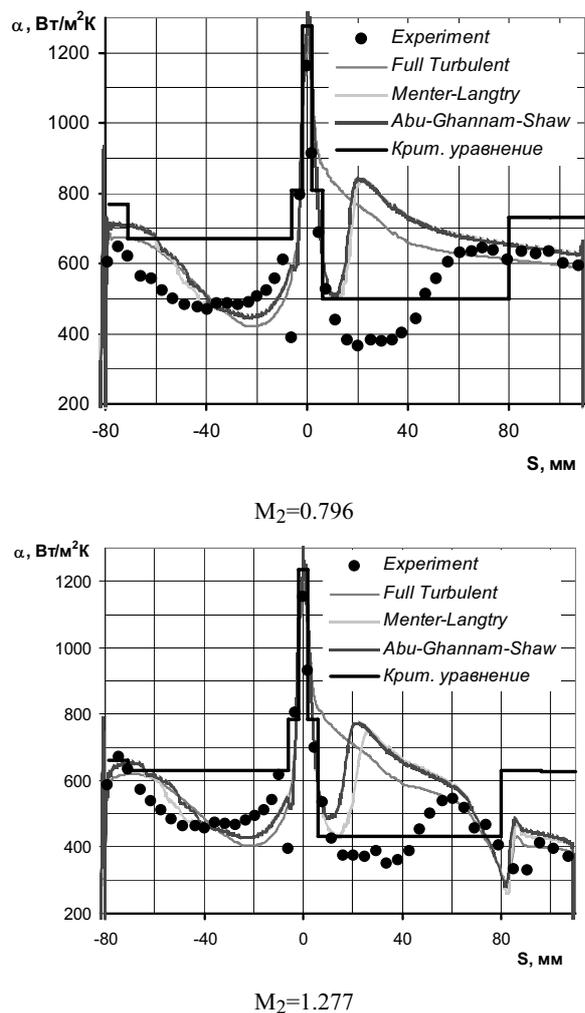
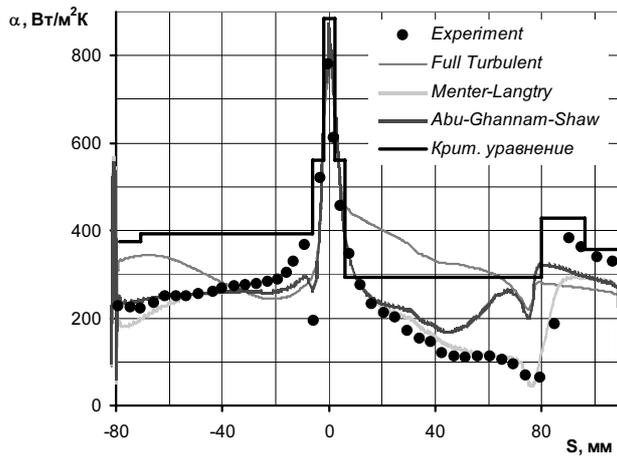


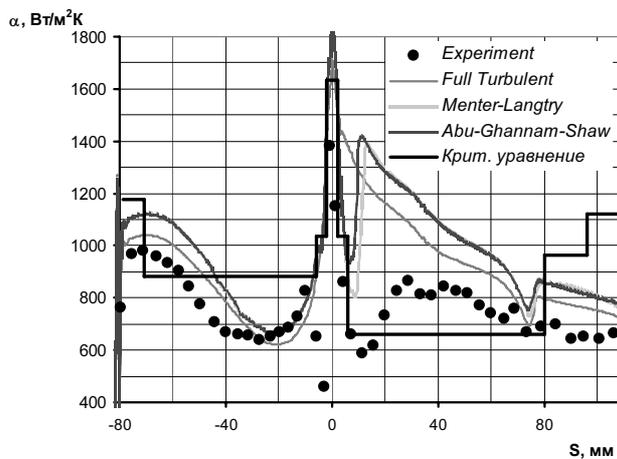
Рис. 2. Влияние числа Маха на коэффициент теплоотдачи

В эксперименте переход ПС со стороны спинки начинается при $s \approx 35$ мм. Различия в характере течения наблюдаются в задней части профиля, где при более высокой скорости возникает скачок уплотнения. Взаимодействие скачка и ПС в трансзвуковом и сверхзвуковом режимах происходит позже зоны перехода. На сверхзвуковом режиме за скачком хорошо заметен эффект дальнейшего ускорения потока и реламинизация ПС. Расчетные данные имеют расхождение с экспериментом. Критериальные уравнения завышают коэффициент теплоотдачи на корыте лопатки. Уравнения Навье–Стокса практически точно описали теплообмен в полностью ламинарном и турбулентном слоях, однако оба используемых критерия ЛТП раньше ($s=10$ мм) предсказали переход ПС на лопатке.

Влияние числа Рейнольдса на выходе из решетки на коэффициент теплоотдачи представлено на рис.3. Условия эксперимента: $i=-5$ градусов, $M=1.12$, $Tu=0.04$.



$$Re_2 = 0.54 \cdot 10^6$$

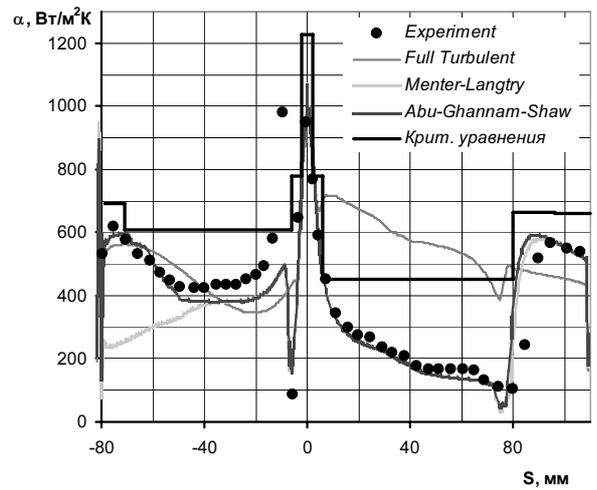


$$Re_2 = 1.84 \cdot 10^6$$

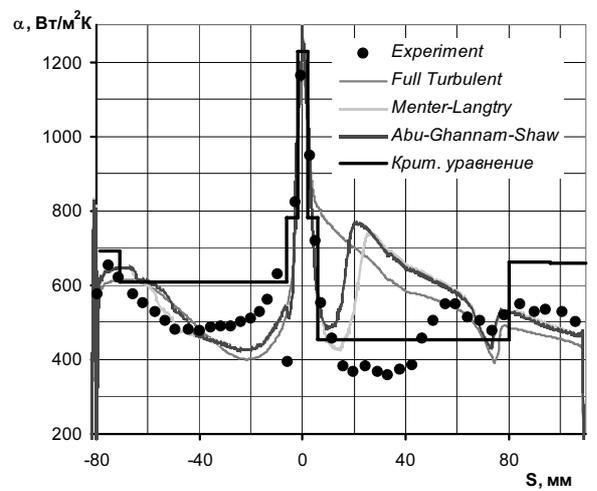
Рис. 3. Влияние числа Рейнольдса на коэффициент теплоотдачи

Уровень коэффициента теплоотдачи существенно зависит от числа Рейнольдса. При $Re = 0.54 \cdot 10^6$ переход ПС на спинке из ламинарного в турбулентный осуществляется в скачке ($s \approx 80$ мм). При более высоких Re уровень коэффициента теплоотдачи становится выше, а точка перехода сдвигается в сторону входной кромки. Для $Re = 1.84 \cdot 10^6$ переход начинается в точке $s \approx 10$ мм. При решении уравнений Навье-Стокса имеет место более ранний переход ПС на спинке из ламинарного в турбулентное состояние, в то время как на корыте оба критерия дают адекватное значение коэффициента теплоотдачи. Критериальные уравнения показывают завышенный уровень коэффициентов теплоотдачи на корыте, а также на спинке при низких значениях числа Рейнольдса.

Влияние интенсивности турбулентности на входе в решетку профилей на коэффициент теплоотдачи представлено на рис. 4. Условия эксперимента: $i = -5$ градус, $M = 1.12$, $Re = 1.04 \cdot 10^6$.



$$Tu = 0.008$$



$$Tu = 0.04$$

Рис. 4. Влияние интенсивности турбулентности на коэффициент теплоотдачи

Изменение ламинарной теплоотдачи при изменении интенсивности турбулентности можно просто оценить по уровню коэффициента на входной кромке и начальном участке спинки. При турбулентности 0.008 ПС полностью ламинарный до местоположения скачка на спинке ($s \approx 80$ мм). Отрыв ламинарного слоя со стороны корыта лопатки вызывает пик теплоотдачи в области входной кромки. При интенсивности 0.04 повышается уровень кинетической энергии турбулентности на профиле лопатки, что приводит к более ранней турбулизации потока у стенки лопатки. При решении уравнений Навье-Стокса расчетные данные показывают более ранний переход ПС на спинке ($s \approx 10$ мм) из ламинарного в турбулентное состояние при более высокой интенсивности турбулентности на входе. Критерий Abu-Ghannam&Shaw в данном случае оказывается более универсальным и позволяет адекватно предсказать значения коэффициента теплоотдачи на корыте лопатки. Критериальные уравнения показывают завышенный уровень коэффициентов теплоотдачи на корыте, а также на спинке при низких значениях интенсивности турбулентности. Положение

скачка в расчетах хорошо предсказано и заметно по изменению уровня коэффициента теплоотдачи.

На основании сопоставления расчетных и экспериментальных данных можно отметить, что средний уровень коэффициента теплоотдачи на корыте методика, основанная на решении критериальных уравнений, превышает на 18 – 28% на стороне давления и на 5–40% на стороне разряжения. Решение уравнений Навье–Стокса дает разброс осредненных коэффициентов на корыте от –10% до 5%, на спинке завышение до 20%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведены расчеты по различным методикам определения коэффициентов теплоотдачи на поверхности лопатки. Результаты сопоставления расчетных методик и экспериментальных данных показывают, что получено хорошее согласование на корыте лопатки, и удовлетворительное на спинке, где имеет место ЛТП.

Для проведения предварительных и проектных расчетов по определению коэффициентов теплоотдачи целесообразно использовать методы, основанные на решении критериальных уравнений. Для детальных и проверочных расчетов необходимо использовать метод, основанный на решении уравнений Навье–Стокса. По результатам проведенных расчетных исследований можно отметить, что критерий Abu-Ghannam&Shaw дает более точные результаты по сравнению с критерием Menter&Langtry.

Определение точки перехода и протяженности переходной зоны ПС является наиболее сложным процессом с точки зрения математического моделирования. Для более точного определения применимости используемых в данной работе критериев ЛТП необходима оценка влияния на процесс перехода другого параметра турбулентности – линейного масштаба L , что является предметом дальнейших исследований.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

M – число Маха;
 Nu – число Нуссельта;
 Pr – число Прандтля;
 Re – число Рейнольдса;

T – температура, К;
 Tu – интенсивность турбулентности;
 L – линейный масштаб турбулентности, м;
 b – ширина решетки, мм;
 c – хорда, мм;
 d – диаметр, мм;
 g – шаг решетки, мм;
 h – высота лопатки, мм;
 i – угол атаки, градус;
 q – тепловой поток, Вт/м²;
 s – длина профиля, мм;
 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² К);
 β – угол потока, градус;
 γ – угол установки профиля, градус;
 λ – теплопроводность, Вт/(м К).

Индексы:

0 – вход в решетку;
2 – выход из решетки;
* – параметр торможения;
 w – стенка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Arts T., Duboue J.-M., Rollin G. Aerothermal performance measurements and analysis of a two-dimensional high turning rotor blade // J. Turbomachinery. ASME. 1998. Vol. 120. P. 494–500.
2. Richards B.E. Heat transfer measurements related to hot turbine components in the von Karman Institute Hot Cascade Tunnel // Testing and measurement techniques in heat transfer and combustion, AGARD, CP 281.
3. Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Щукин В.А. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1985. 216 с.
4. Манушин Э.А., Барышников Э.С. Системы охлаждения турбин высокотемпературных газотурбинных двигателей. Т. 2. М.: Турбостроение, 1980. 265 с.
5. Жирицкий Г.С., Локай В.И., Максимова М.С., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1971. 620 с.
6. Abu-Ghannam B., Shaw R. Natural transition of boundary layers – the effect of turbulence, pressure gradient and flow history // J. of Mech. Eng. Science. Vol. 22. P. 213–228.
7. Menter F.R., Langtry R.B., Likki S.R., Suzen Y.B., Huang P.G., Völker S. A Correlation based Transition Model using Local Variables Part 1 - Model Formulation ASME-GT2004-53452, ASME TURBO EXPO 2004, Vienna, Austria. 2004.