

УДК 621.438.13.662

ОСОБЕННОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Халатов А.А.^{1,2}, академик НАН Украины, Коваленко А.С.¹, канд. техн. наук, Резник С.Б.³¹Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03580, Украина²НТУУ «Киевский политехнический институт», пр. Победы, 37, Киев, 03056, Украина³ГП «Ивченко – Прогресс», ул. Иванова, 2, Запорожье, 69068, Украина

Розглянуто особливості випуску охолоджувального повітря у міжлопатковий канал високотемпературних газових турбін при плівковому охолодженні. Досліджені можливості його локального розподілу по обвіду входної крайки перфорованих лопаток. Наведені розрахунки доводять, що істотне збільшення ефективності охолодження може бути досягнуто за рахунок створення каналів малого розміру у стінці лопатки.

Рассмотрены особенности выпуска охлаждающего воздуха в межлопаточный канал высокотемпературных газовых турбин при пленочном охлаждении. Исследованы возможности его локального распределения по обводу входной кромки перфорированных лопаток. Представленные расчеты показывают, что существенное увеличение эффективности охлаждения может быть достигнуто за счет создания каналов малого размера в стенке лопатки.

The features of the release of the cooling air in the interscapular channel high temperature gas turbines at the film cooling are considered. Possibilities of its local distribution on contour of an entrance edge of the perforated blades are investigated. The presented calculations show that the substantial increase in the cooling efficiency can be attained due to channels of small dimension in the blade wall.

Библ. 12, рис. 7.

Ключевые слова: высокотемпературная турбина, охлаждающий воздух, конвективно-пленочное охлаждение, входная кромка лопатки.

Обозначения:

 F – площадь; G – расход; i – угол атаки; k – показатель адиабаты; m – параметр выдува; R – газовая постоянная; p – давление; $\bar{p} = p_i / p_1^*$ – относительное давление; c – скорость; $\bar{s} = s_i / s$ – относительная координата поверхности лопатки; T, t – температура; $q(\lambda)$ – плотность тока; α – коэффициент теплоотдачи; δ_0 – толщина динамического пограничного слоя; η – КПД; $\theta = T_z^* / T_n^*$ – степень подогрева воздуха в цикле; λ_{2ad} – адиабатная скорость на выходе из решетки; μ – коэффициент расхода; π – степень повышения давления рабочего тела в цикле; $\pi_{охл}$ – степень расширения охладителя в плоской решетке; ρ – плотность; $\sigma_{к.ст.}$ – коэффициент восстановления давления в камере сгорания ;

Введение

Повышение максимальной температуры цикла газотурбинного двигателя (ГТД), при соответствующем росте давления воздуха за компрессором ведет, как известно [1], к более эффективному использованию теплоты, подводимой к потоку в камере сгорания. С точки зрения

 φ – коэффициент скорости.

Нижние индексы:

 v – воздух; $вк$ – вход в компрессор; $г$ – газ; сечение перед турбиной; e – энергетический; $л$ – лопатка; $н$ – сечение в невозмущенном потоке; $отб$ – отбор; $охл$ – охладитель; c – сжатие; p – расширение; t – топливо; $ут$ – утечки; i – локальный параметр; $i-l$ – параметр выше по потоку; 1 – вход в плоскую решетку; Σ – суммарный.

Верхние индексы:

• –затороженный поток.

Сокращения:

ГТД – газотурбинный двигатель;

КПД – коэффициент полезного действия.

тепловой машины это означает увеличение полезной работы цикла и, соответственно, коэффициента полезного действия (КПД) цикла (рис. 1). В результате, несмотря на различный характер дальнейшего использования этой работы, гарантировано улучшаются все удельные параметры ГТД: расход топлива, мощность (тяга)

и вес. Особенно ощутимо увеличение экономичности проявляется, когда полезная работа цикла расходуется главным образом не на создание реактивной тяги, как в одноконтурном или двухконтурном турбореактивном двигателе, а на получение механической работы для последующего применения в различных целях (турбовинтовой двигатель, наземная газотурбинная установка для привода компрессора или электрогенератора).

Однако рост параметров рабочего процесса возможен только в условиях надежной работы элементов газового тракта, в первую очередь лопаток турбины. На практике это обеспечивается как повышением их жаропрочности, так и применением систем охлаждения. При этом, в качестве охладителя в рассматриваемых двигателях используется воздух, отбираемый на выходе из собственного компрессора или промежуточных его ступеней.

Вместе с тем необходимое повышение напорности компрессора, связанное с ростом максимальной температуры цикла, вызывает снижение потенциальных возможностей охладителя из-за падения его хладоресурса. Кроме того у авиационных ГТД наличие скоростного напора на входе также ведет к дополнительному росту температуры охладителя. Поэтому для некоторых из них (например, двухконтурных), в случае необходимости, применяется предварительное охлаждение охладителя воздухом внешнего контура.

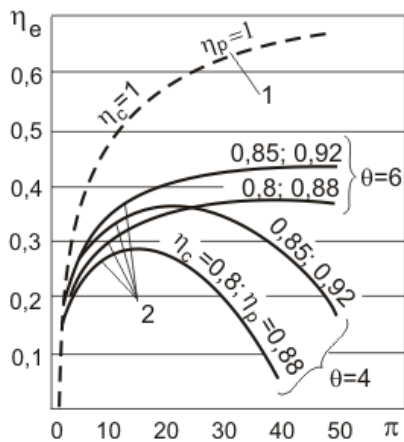


Рис. 1. Влияние параметров цикла $p = const$ и гидравлических потерь в нем на КПД цикла:
 1 – идеальный цикл ($k = 1,4; \eta_c = \eta_p$);
 2 – действительный цикл.

Использованный в открытой системе охлаждения воздух участвует в дальнейшем рабочем процессе. Однако его отбор, подмешивание к горячему газу и газодинамические потери при “сбросе” в проточную часть двигателя снижают положительный эффект повышения термодинамических параметров цикла. При этом, учитывая разнообразие применяемых схем охлаждения, этот эффект можно оценить лишь путем сравнения удельных параметров ГТД с охлаждаемыми элементами

и виртуального двигателя с такими же параметрами рабочего процесса, но без охлаждения.

Особенности применения конвективно-заградительного охлаждения

Общее количество воздуха, расходуемого на охлаждение турбинных лопаток, определяется, главным образом, эффективностью охлаждения наиболее теплонапряженных участков их профиля. У лопаток с конвективным охлаждением (без выпуска воздуха на профиль в межлопаточный канал) это связано (рис. 2), как известно, с характером развития на их поверхности пограничного слоя [2].

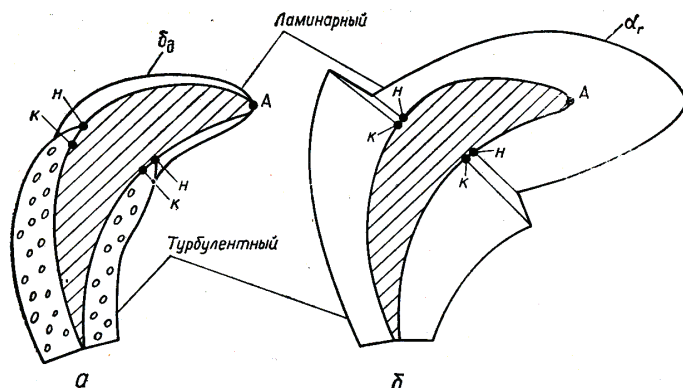


Рис. 2. Схема внешнего обтекания турбинной лопатки с конвективным охлаждением (внутренняя полость не показана):
 А – точка полного торможения потока;
 н и к – начало и завершение возникновения турбулентного пограничного слоя;
 а и б – соответственно схема развития пограничного слоя на профиле и распределение по его периметру локальных коэффициентов теплоотдачи.

При высокой температуре газа перед турбиной внутреннее охлаждение с различными методами интенсификации теплообмена (установка внутренних дефлекторов, струйный обдув стенок лопатки изнутри, местная турбулизация охладителя и т. д.) уже не могут обеспечить, при приемлемом расходе воздуха, необходимый уровень защиты отдельных участков лопатки. В качестве альтернативы, в первую очередь для первой ступени турбины, появились способы, предусматривающие локальный выдув охладителя на поверхность лопатки в наиболее опасных местах ее профиля.

Наибольшее распространение на практике получило так называемое конвективно-пленочное [2] или конвективно-заградительное (комбинированное) [3] охлаждение. Последний термин, на наш взгляд, более достоверно отображает при охлаждении физический смысл происходящих тепловых и газодинамических процессов. При этом способе воздух сначала проходит внутри лопатки по каналам различного поперечного сечения, охлаждая ее при помощи конвекции. Затем, че-

рез отверстия малого размера различной конфигурации (перфорация, щели) он выпускается в межлопаточный канал на поверхность лопатки и, смешиваясь с газом, образует защитную пленку (рис. 3). Такая схема применения охладителя позволяет полностью использовать его хладоресурс за счет максимального учета возможностей и независимой друг от друга интенсификации конвективной и заградительной составляющих данного способа охлаждения.

Анализ функциональных особенностей организации комбинированного охлаждения свидетельствует о множестве конструктивных и режимных факторов, влияющих как на соотношение между составляющими охлаждения, так и на его общую эффективность. При этом, по сравнению с чисто конвективным охлаждением, наблюдается несколько основных принципиальных последствий выпуска воздуха в межлопаточный канал.

Выдув охладителя в любом месте поверхности лопатки, изменяет параметры ее пограничного слоя ниже по потоку, характер течения в нем и, соответственно, условия теплообмена между потоком и лопаткой. В результате классическая картина распределения коэффициента теплоотдачи на поверхности лопатки (рис. 2) трансформируется. Изменяются, а чаще всего возрастают потери кинетической энергии потока: профильные, волновые, концевые, вторичные и веерные, а также появляются потери, связанные со смешением охладителя и газа.

Кроме того, органичное существование конвективной и заградительной составляющих в едином процессе охлаждения требует учитывать влияние параметров охладителя вследствие конвективного теплообмена на охлаждающую и изолирующую возможности его защитной пелены. В результате возникает проблема эффективного распределения хладоресурса между обоими составляющими комбинированного охлаждения.

Кроме того, органичное существование конвективной и заградительной составляющих в едином процессе охлаждения требует учитывать влияние параметров охладителя вследствие конвективного теплообмена на охлаждающую и изолирующую возможности его защитной пелены. В результате возникает проблема эффективного распределения хладоресурса между обоими составляющими комбинированного охлаждения.

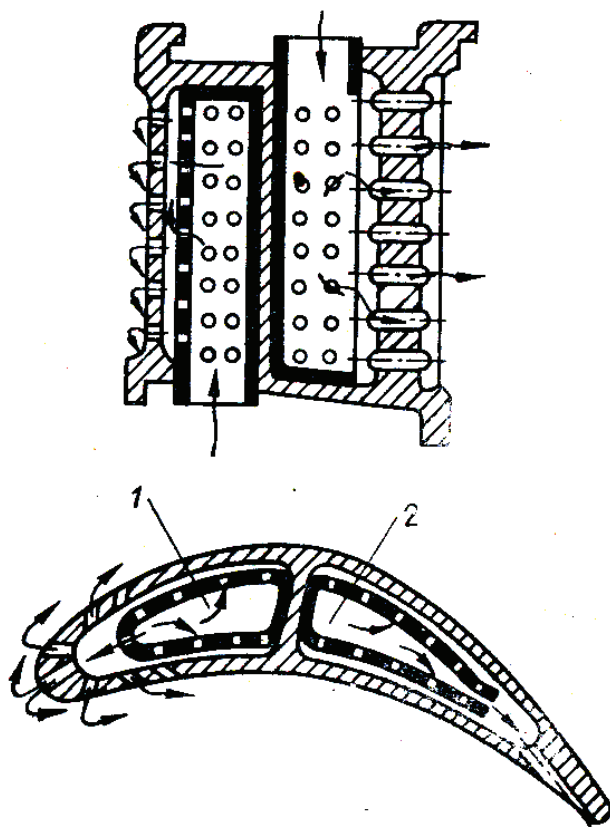


Рис. 3. Схема комбинированного охлаждения сопловой лопатки ГТД TF-39 (температура газа перед турбиной 1640 К, ресурс 15 000 ч.) самолета С-5 (США) [3]: 1 и 2 – дефлекторы.

Особенности функционирования конвективно-заградительного охлаждения характерны как для сопловых, так и для рабочих лопаток. Однако, вращение рабочего колеса и нестационарность течения на входе в него, существенно усложняют газодинамическую картину взаимодействия охладителя и потока и, естествен-

но, учет влияния выдува на эффективность охлаждения. Безвариантность подвода охладителя только со стороны корневой части рабочей лопатки также усложняет организацию охлаждения ее элементов, особенно входной кромки.

Связь характера обтекания лопатки и расхода выдуваемого охладителя

Обычно характер и глубину рассмотренных выше изменений связывают с относительной массой выпускаемого охладителя, которая для конкретной конструктивной схемы охлаждения определяется локальными параметрами воздуха и газа в области выдува из соотношения

$$\overline{G}_{\epsilon i} = \frac{G_{\text{вн}}}{G_{\text{гн}}} = \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{гн}}} \frac{\rho_{\epsilon i} c_{\epsilon i}}{\rho_{\text{гн}} c_{\text{гн}}}. \quad (1)$$

При исследовании эффективности комбинированного охлаждения [4, 5] степень влияния охладителя оценивается, как правило, параметром выдува, который можно просто рассчитать по расходным и геометрическим характеристикам системы охлаждения и проточной части межлопаточного канала

$$m_i = \frac{\rho_{\epsilon i} c_{i\epsilon}}{\rho_{\text{гн}} c_{i\text{г}}} = \frac{G_{\text{вн}} F_{\text{гн}}}{G_{\text{гн}} F_{\text{вн}}} = \overline{G}_{\epsilon i} \frac{F_{\text{гн}}}{F_{\text{вн}}}. \quad (2)$$

Несложно заметить, что связь между этими двумя параметрами носит неоднозначный характер из-за влияния конструктивного фактора исследуемого объекта. Вследствие этого оценка результатов исследования различных авторов затрудняет их адекватную интерпретацию.

Кроме того, расход основного потока и охладителя в районе выдува обычно рассматриваются в исследованиях независимыми друг от друга величинами. Однако с точки зрения реального термодинамического процесса это методически не совсем корректно.

Условие совместной работы компрессора и турбины ГТД предполагает, что на расчетном режиме работы двигателя расход газа в районе локального выдува охладителя должен учитывать отбор воздуха из компрессора на утечку, различные эксплуатационные нужды и охлаждение всех элементов горячего тракта. Кроме этого сюда необходимо также включить подвод газа вследствие сжигания топлива и охлаждающего воздуха после охлаждения этих элементов выше по потоку

$$G_{\text{гн}} = G_{\text{вк}} - G_{\text{ут}} - G_{\text{отб}} - G_{\text{охл}} + G_{\text{т}} + G_{\text{охл.и-1}}. \quad (3)$$

Естественно, обеспечить подачу охладителя через какую-то конкретную перфорацию или же увеличить локальный его расход можно только отобрав воздух из компрессора. Поэтому расход газа через сечение межлопаточного канала в районе локального выдува будет, естественно, меньший, чем воздуха на входе в компрессор В результате реальный относительный расход охладителя, а значит и параметр выдува будут несколько большими, по сравнению с величинами, принимаемыми в расчетах. Однако, это превышение в процентном отношении невелико. Оно соизмеримо с величиной реального относительного расхода охладителя и поэтому, как правило, не учитывается.

Из представленного видно, что оба рассматрива-

емые параметры для конкретной системы охлаждения лопатки ($F_{\text{вн}} = \text{const}$) данного лопаточного аппарата ($F_{\text{гн}} = \text{const}$) на выбранном режиме его работы ($c_{\text{гн}}; \rho_{\text{гн}} = \text{const}$) однозначно определяются только скоростью выдува охладителя. Ее изменение влияет как на интенсификацию конвективной составляющей теплообмена в районе выпуска воздуха, так и на потенциальные возможности пленки охладителя или его смеси с газом. При этом с ростом скорости выдува газодинамические явления, связанные с этим, усиливаются, провоцируя выброс охладителя в ядро потока с ослаблением или даже потерей его возможностей. для создания защитной пленки.

Поэтому минимизация газодинамических потерь в условиях требуемой защиты поверхности лопатки напрямую связана как с уменьшением нормальной составляющей скорости выдува воздуха, так и с согласованием ее тангенциальной составляющей со скоростью обтекания газом профиля и представляет собой одну из проблем повышения эффективности конвективно-заградительного охлаждения лопаток. Кардинально она может быть решена лишь при организации пористого охлаждения, причем такого, когда газ пограничного слоя лопатки полностью заменяется охладителем. Однако в силу технологических, конструктивных и эксплуатационных недостатков пористое охлаждение лопаток в серийном производстве применения пока не получило.

Понятно, что скорость выдува охладителя при неизменных, задаваемых системой охлаждения параметрах воздуха внутри лопатки и конкретной конструктивной схеме его выпуска определяется только статическим давлением на поверхности лопатки в области выдува и гидравлическим сопротивлением канала выпуска

$$c_{\text{вн}} = \varphi_i \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_{\text{в}}^* \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{\text{в}}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}. \quad (4)$$

Известный из практики и литературы [6] характер изменения статического давления газа по обводу профиля лопаток конфузорной решетки (в эксплуатационном диапазоне режимов обтекания) свидетельствует о резком его уменьшении вниз по потоку, особенно на выпуклой поверхности. В случае общего канала-распределителя воздуха (внутренняя полость перфорированной лопатки) это означает, что, при прочих равных условиях, локальная скорость выдува будет следовать изменению статического давления с общей тенденцией к возрастанию. При одинаковой, по обводу профиля, локальной площади выдува устанавливается крайне неравномерный расход охладителя через перфорацию: избыточный для области выходной кромки лопатки и недостаточный для входной. Попытка скорректировать его локальной площадью перфорации не изменяет величину и распределение скорости выдува по профилю, так как они определяются перепадом давления внутри и снаружи лопатки. На практике эта проблема решается путем разделения внутренней ее полости на несколько

секций с дифференцированием давления подводимого в них охладителя (рис. 3).

Для первой ступени турбины ситуация усугубляется тем, что максимальное давление воздуха на выходе из компрессора больше давления газа на входе в сопловой аппарат всего лишь на (4...7) % [1]. Для рабочего колеса эта разница за счет потерь в сопловом аппарате увеличивается всего лишь на несколько процентов. В этих условиях обеспечение надежного и экономного выдува охладителя через перфорацию входной кромки даже при дискретной подаче охладителя остается проблематичным. Аналогичные сложности возникают при использовании охлаждающего воздуха, отбираемого из промежуточных ступеней компрессора. Кроме того существующая в авиации практика автоматического выключения системы охлаждения при переходе на пониженные режимы работы двигателя ставит проблему оценки влияния такого мероприятия на тепловое состояние лопаток и возможных нежелательных последствиях. Подобные вопросы возникают и при работе на режимах прогрета наземных ГТУ.

Распределение охладителя по перфорации входной кромки

Анализ особенностей распределения охладителя по перфорации лопатки в рассмотренных выше случаях представим на примере ее входной кромки. Для этого на открытой аэродинамической трубе авторами было проведено исследование характера обтекания холодным

поток плоской сопловой решеткой, составленной из лопаток серийного двигателя. Локализация выпуска воздуха обеспечивалась выбором координат перфорации на профиле входной кромки, что позволяло привязать параметры потока к месту выдува охладителя (рис. 4)

Для расчетов воспользуемся уравнением неразрывности для обособленного участка системы охлаждения: “вход во внутреннюю полость лопатки – выход из перфорации входной кромки”

$$G_{B\Sigma} = G_{B1} + \dots + G_{B5}, \tag{5}$$

где локальный расход охладителя определяется с учетом газодинамической функции

$$G_{Bi} = \mu_i m_B F_{Bi} \frac{P_6^*}{\sqrt{T_6^*}} q(\lambda_B)_i. \tag{6}$$

Считая, что параметры охладителя внутри лопатки и в магистрали подвода остаются неизменными, коэффициенты расхода перфорации и входа во внутреннюю полость лопатки одинаковы, суммарная площадь перфорации равна площади входа, а режим течения на выходе из магистрали подвода близкий к критическому после некоторых преобразований получим:

$$\frac{1}{5} [q(\lambda_B)_1 + \dots + q(\lambda_B)_5] = 1, \tag{7}$$

где $q(\lambda_B)_i = f(p_i/p_B^*)$.

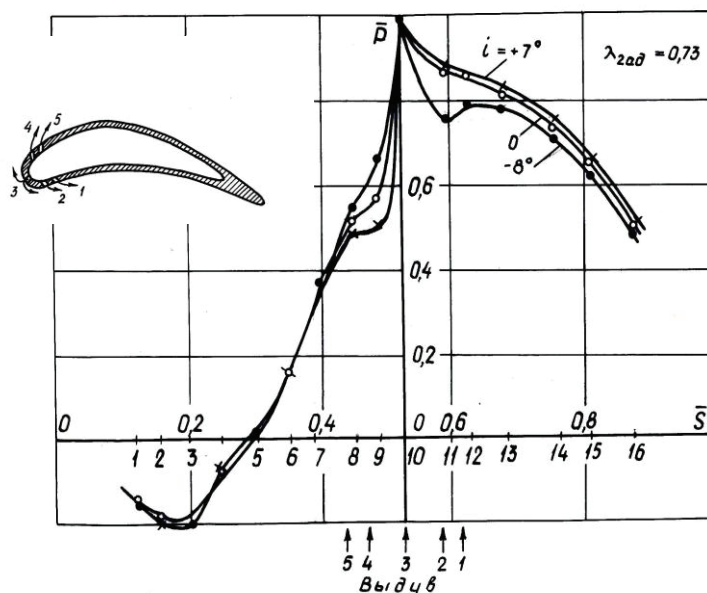


Рис. 4. Влияние угла атаки плоской сопловой решетки на характер обтекания лопатки: 1...5 – условное расположение перфорации входных кромок диаметром 0,6 мм; 1...16 – точки замера статического давления на профиле лопатки.

Расчеты, произведенные на околоскритическом режиме работы решетки ($\lambda_{2ад} = 0,73$) и нулевом угле атаки при переменном давлении воздуха внутри лопатки показали, что расход охладителя через перфорацию при

выдуве из общего канала-ресивера определяется только характером обтекания лопатки. Поэтому распределение охладителя через эту перфорацию происходит пропорционально относительной плотности его тока в районе

выдува. Однако при недостаточной подаче охладителя внутри лопатки этот принцип не соблюдается. В результате исследования обнаружено, что система охлаждения входной кромки, состоящая из нескольких продольных

рядов перфорации, в зависимости от потенциальных возможностей охладителя, может реализовать несколько вариантов своего функционирования (рис. 5).

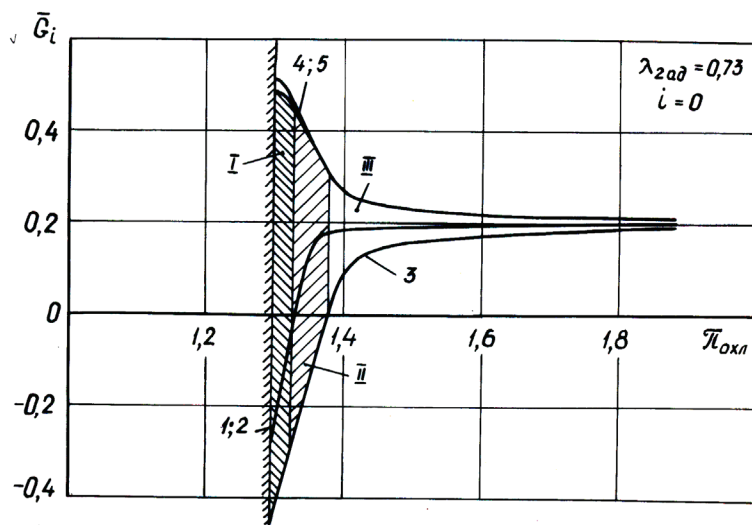


Рис. 5. Влияние давления охлаждающего воздуха внутри сопловой лопатки на распределение локального его расхода через перфорацию (1...5) входной кромки (расположение перфорации на рис. 4): I...III – характерные режимы работы перфорации.

В случае отсутствия охладителя (система охлаждения выключена) внутри лопатки циркулирует горячий газ, попадая туда со стороны лобовой линии натекания на профиль и корытца. Через перфорацию на спинке лопатки он выбрасывается в межлопаточный канал (режим I).

При недостаточной подаче в систему охладителя внутри лопатки циркулирует смесь горячего газа и охладителя. С увеличением давления охладителя доля газа постепенно уменьшается, благодаря последовательному, начиная с последнего по потоку ряда перфорации на корытце, купированию его втекания вовнутрь холодным охладителем (режим II).

Дальнейшее увеличение давления охладителя препятствуют попаданию газа внутрь лопатки вообще, что означает начало нормального функционирования системы охлаждения входной кромки (режим III).

Из представленных материалов нетрудно определить, что режим работы системы охлаждения входной кромки лопатки, соответствующий режиму обтекания исследуемой решетки в условиях реального двигателя. ($\sigma_{к.ст.} = 0,95$), устанавливается на уровне $\pi_{охл} = 1,46$. В результате расход охладителя через перфорацию на спинке лопатки оказывается примерно на 24 % больше, чем через перфорацию на ее корытце и на 40 % больше чем через перфорацию на лобовой линии натекания потока на профиль.

Обращает на себя внимание незначительное различие, а то и полное его отсутствие в расходах охладителя через соседние ряды перфорации, что вполне логично объясняется характером обтекания лопаток. Кроме того

при достаточном увеличении давления охладителя внутри лопатки с исследуемой перфорацией входных кромок наблюдается практически полное выравнивание локальных расходов охладителя через исследуемую перфорацию независимо от ее расположения.

Анализ выражения для расхода охладителя (6) показывает, что на его величину влияют два независимых друг от друга фактора: газодинамический (параметры охладителя и газа) и конструктивный (площадь перфорации), а также некий комплексный (коэффициент расхода), который зависит от первых двух. На практике это, наряду с возможностью независимого совершенствования обеих составляющих комбинированного охлаждения, дает уникальную возможность гибкого управления локальным расходом охладителя, как по профилю лопатки, так и по ее высоте. Действительно, на конкретном режиме работы лопаточного аппарата большинство составляющих этого выражения, исключая площадь выпуска и коэффициент, зависимый от рода газа, так или иначе, связаны со скоростью выдува. Площадь же выпуска охладителя, при прочих равных условиях, напрямую воздействуя на локальный его расход, не влияет на эту скорость.

Следовательно, параметрами, способствующими снижению локальной скорости выпуска охладителя и, тем самым, повышению эффективности заградительной составляющей исследуемого охлаждения, являются полное его давление и температура внутри канала-распределителя лопатки, а также коэффициент расхода данной перфорации. При фиксированной температуре охладителя единственным фактором влияния на ско-

рость выдува и связанный с ней коэффициент расхода остается давление охладителя перед перфорацией.

Примеры его регулирования давно известны по исследованиям лопаток с пористой поверхностью [3], в которых необходимое давление охладителя обеспечивалось жиклерами в каналах локального его подвода. Впоследствии этот принцип был успешно использован при организации комбинированного охлаждения турбинных лопаток, особенно рабочих [7], когда температура газа перед ними близка к стехиометрической (1800... 2200 К).

Главной особенностью этого направления стало развитие идеи разделения внутренней полости лопатки на несколько секций, что отразилось в размещении индивидуальных каналов-ресиверов внутри ее стенок (рис. 6 и 7). Охладитель поступает в эти каналы, как через их корневую часть, так и через внутренние боковые стенки в спутный или же во встречный поток. Варьирование расходами поступающего в канал и выпускаемого из него охладителя позволяет обеспечивать необходимые условия выдува охлаждающего воздуха на поверх-

ности лопатки. Оставшаяся часть воздуха сбрасывается через торец лопатки или же общую полость на ее периферии в район выходной кромки.

Дополнительный, дискретный подвод охладителя из секции через внутреннюю стенку канала, восполняя убыль охладителя ниже по течению, обеспечивает требуемый уровень перепада давления охладителя вдоль канала на его внешней стенке [7, 8]. Как нетрудно заметить, предложенный характер подачи охладителя во внутрискрипный канал и организации течения в нем открывает обнадеживающие перспективы интенсификации конвективной компоненты комбинированного охлаждения, возможно даже большие, чем заградительной составляющей.

Поэтому подавляющая часть исследований, посвященных рассматриваемой модернизации комбинированного охлаждения уделяется в настоящее время вопросам газодинамики и теплообмена при струйном охлаждении стенок узкого канала в сносящем потоке [8, 9, 10, 11, 12].

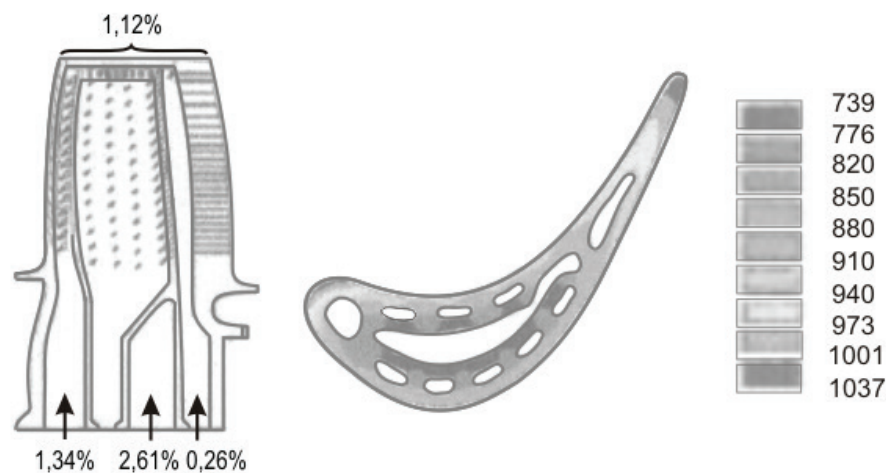


Рис. 6. Распределение охладителя по секциям и температур по сечению лопатки ГП «Івченко-Прогрес» ($T_r^* = 1720\text{K}$) с охлаждаемыми стенками (перфорация не показана) [7]: 1 – область wall-cooled system.

Такая схема распределения охладителя, наряду с решением общей задачи повышения эффективности применяемого конвективно-заградительного охлаждения, обеспечивает также необходимый уровень защиты периферийной части рабочих лопаток, что в условиях одностороннего подвода охладителя, в отличие от сопловых лопаток, представляет собой одно из главных ее преимуществ. Кроме того, возможность управления перепадом давления охладителя на стенке лопатки не только по ее профилю, но и по высоте позволяет при организации охлаждения учитывать влияние радиальной эпюры температуры газа после камеры сгорания, а также вторичных течений, что особенно важно для коротких лопаток.

Расчетные исследования [8] показывают достаточно равномерное распределение температур по поверх-

ности лопатки в области, защищаемой по принципу охлаждаемой стенки (wall-cooled system), заметно отличающейся от входной и особенно выходной кромки, где воспользоваться подобным способом охлаждения не представляется возможным (рис. 6).

Исследования опытных образцов подобных лопаток, изготовленных литьем (толщина стенки 1,5 мм; ширина каналов 4,0 мм, глубина – 0,5 мм), показали [7], что при уровне теплового потока, соответствующем $T_r^* = 2000\text{K}$, относительная глубина охлаждения (эффективность охлаждения) на входной кромке оказалась равной 0,56, а на выходной – 0,50. Средняя же по сечению ее величина составила 0,72. При общем расходе охлаждающего воздуха на расчетном режиме около 5,8 % его экономия по сравнению со стандартным конвективно-заградительным охлаждением достигает 15...20 %.

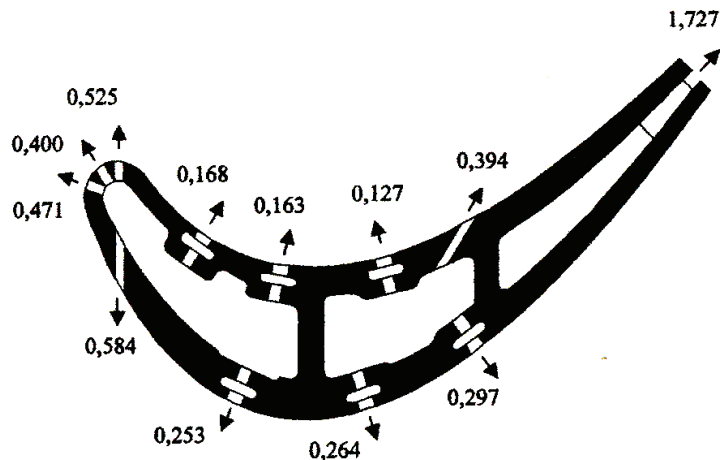


Рис. 7. Распределение относительного расхода воздуха через перфорацию профиля секционной лопатки с охлаждаемыми стенками (wall-cooled system) на расчетном ($T_2^* = 2000\text{K}$) режиме работы.

Выводы

Анализ организации конвективно-заградительного охлаждения лопаток турбины в условиях повышения температуры газа перед ней до уровня близкого к стехиометрической температуре (1800...2200 К) и результаты исследования распределения расхода охладителя через перфорацию входной кромки показали:

– решающим фактором обеспечения надежной тепловой защиты поверхности лопаток с одновременной минимизацией при этом газодинамических потерь является согласование скорости выпуска охладителя, как по величине, так и по направлению, со скоростью потока в районе выдува;

– величина и характер распределения локального расхода охладителя по поверхности лопатки на заданном режиме работы ГТД определяются коэффициентом расхода через канал выпуска охладителя, площадью канала и скоростью выдува;

– работа системы охлаждения при пониженной подаче в нее охладителя или его отсутствии приводит к попаданию горячего газа внутрь лопатки и возможному снижению эксплуатационного ресурса турбинных лопаток (особенно дефлекторного типа);

– изменение локальной площади выпуска охладителя при неизменных режимных параметрах газа и воздуха и гидравлическом сопротивлении канала выпуска не влияет на величину и характер распределения локальных скоростей выдува по поверхности лопатки;

– изменение характера обтекания лопаток на нерасчетных режимах работы ГТД (запуск, останов, переходные режимы) ведет, при прочих равных условиях, к перераспределению по профилю расхода охладителя, выдуваемого в поток через перфорацию из общего канала его подвода;

– регулирование локальной скорости выдува охладителя при организации комбинированного охлаждения поверхностей межлопаточного канала обеспечивается только индивидуализацией подачи охладителя к защи-

щаемым участкам;

– размещение каналов подвода охладителя внутри стенок межлопаточного канала открывает возможности интенсификации охлаждения внутри них, что, в свою очередь, позволяет более эффективно использовать хладоресурс охладителя за счет увеличения конвективной составляющей комбинированного охлаждения.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Теория воздушно-реактивных двигателей*. Под ред. Шляхтенко С.М. – М.: «Машиностроение», 1985. – 568 с.
2. *Венедиктов В.Д.* Газодинамика охлаждаемых турбин. – М.: «Машиностроение», 1990. – 240 с.
3. *Швец И.Т., Дыбан Е.П.* Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. – К.: «Наукова думка», 1974. 488 с.
4. *Goldstein R.J., Eckert E.R.G., Borggraf F.* Effects of hole geometri and density on three-dimensional film cooling // *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 1974. Vol. 17, №. 5. P. 011002-1 – 011002-11.
5. *Colban W.F., Thole K.A., Bogard D.A.* Fim-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface // *ASME J.of Turbomachinery*. 2011. Vol. 133, №. 1. P. 595 – 607.
6. *Дейч М.Е.* Техническая газодинамика. – М.: «Энергия», 19734. – 392 с.
7. *Научный вклад в создание авиационных двигателей*. В двух книгах. Книга 2/ Колл. авторов; Под общей научной ред.. Скибина В.А и. Солонина В.И. – М.: «Машиностроение», 2000. – 616 с.: ил.
8. *S. Riznyk, A. Artushenko.* Aeroengine high pressure turbine blade cooling system concept // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, GT 2013, San Antonio, Texas, USA*.
9. *Andrew C. Chambers, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Geoffrey Dailey.* The effect of initial cross flow on the cooling performance of a narrow impingement channel // *Journal of Heat Transfer*. – 2005. – Vol. 127, APRIL. – pp 358–364.

10. *Ioannis Ieronymidis, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Robert Kingstton.* Detailed heat transfer measurements in a model // Proceedings of GT2006 ASME Paper No.GT2006-91231, Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.

11. *Andrew C. Chambers, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Mark Mitchell.* Enhancement of impingement cooling in a high cross flow channel using shaped

impingement cooling holes // Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.

12. *Chi Zhang, Quanhong Xu, Mengneng Zhao, Yuzhen Lin and Gaoen Liu.* Effect impingement/effusion hole-area ratio on discharge coefficients of double cooling wall // Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.

FEATURES OF ORGANIZATION OF FILM COOLING OF HIGH TEMPERATURE GAS TURBINES BLADES

Khalatov A.A.^{1,2}, Kovalenko A.S.¹, Reznik S.B.³

¹Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Zhelyabova str., Kiev, 03580, Ukraine.

²NTUU «Kyiv Politechnic Institute», 37, Pobedy av., Kiev, 03056, Ukraine.

³SE IVCHENKO-PROGRESS, 2, Ivanova str., Zaporozhye, 69068, Ukraine

The analysis is given of the high-performance gas turbine blade convective-film cooling arrangement of organization of the convective-film cooling of blade apparatus. It is shown that one of the factors of the cooling growth efficiency is decrease in the normal component of the coolant speed of blowing-out the coolant. At the constant operating and design parameters of the cooling system the local coolant mass flow rate depends only on the speed of discharged coolant which is determined by the pressure drop inside and outside of the blade. On the example of the blade leading edge cooling it is shown that coolant velocity distribution over the blade profile is extremely nonuniform and at the insufficient coolant feed it is possible the hot gas coming inside the blade. The logic of investigations toward decrease in the local coolant due to speeds pressure control before coming out came to idea of separate sections inside blade cavity and separate channels in its wall. Investigations of the in-wallblade cooling opens promising prospects of the convective cooling augmentation of the combined cooling system that is even greater than the film cooling.

References 12, figures 7.

Key words: high temperature turbine, cooling air, convective-film cooling, front edge of blade.

1. *Theory of aerojet engines*. Edited Shlyakhtenko S. M., M.: «Mashinostroenie», 1985, 568 pp. (Rus.)
2. *Venediktow V.D.* Gas dynamics of cooled turbines.

M.: «Mashinostroenie», 1990. 240 pp. (Rus.)

3. *Shvets I.T., Dyban E.P.* Air cooling of gas turbine parts. K., «Naukova dumka», 1974. 488 pp. (Rus.)

4. *Deiths M.E.* Engineering gas dynamics. M., «Energia», 1973. 392 pp. (Rus.)

5. *Scientific contribution to creation of aircraft engines*. In two books. Book 2. A group of authors edited by Scibin V.A. and Sjolonin V.I. M., «Mashinostroenie», 2000. 616 pp.: (Rus.)

6. *Goldstein R.J., Eckert E.R.G., Borggraf F.* Effects of hole geometri and density on three-dimensional film cooling. *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 1974. Vol. 17, №. 5. P. 011002-1 – 011002-11.

7. *Colban W.F., Thole K.A., Bogard D.A.* Film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface. *ASME J. of Turbomachinery*. 2011. Vol. 133, №. 1. P. 595 – 607.

8. *S. Riznyk, A. Artushenko.* Aeroengine high pressure turbine blade cooling system concept. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, GT 2013, San Antonio, Texas, USA.*

9. *Andrew C. Chambers, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Geoffrey Dailey.* The effect of initial cross flow on the cooling performance of a narrow impingement channel. *Journal of Heat Transfer*. 2005. Vol. 127, APRIL, pp 358–364.

10. *Ioannis Ieronymidis, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Robert Kingstton.* Detailed heat transfer measurements in a model. *Proceedings of GT2006 ASME Paper No. GT2006-91231, Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.*

11. *Andrew C. Chambers, David R.H. Gillespie, Peter T. Ireland, Mark Mitchell.* Enhancement of impingement cooling in a high cross flow channel using shaped impingement cooling holes. *Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.*

12. *Chi Zhang, Quanhong Xu, Mengneng Zhao, Yuzhen Lin and Gaoen Liu.* Effect impingement/effusion hole-area ratio on discharge coefficients of double cooling wall. *Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8 –11, 2006, Barcelona, Spain.*

Получено 24.03.2017

Received 24.03.2017