

## Исследование эффективности различных систем охлаждения перспективных газотурбинных двигателей

© И.М. Малиновский<sup>1</sup>, В.Г. Нестеренко<sup>2</sup>, А.В. Стародумов<sup>1,2</sup>,  
А.М. Андреев<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ОКБ им. А. Льюльки — филиал ПАО «ОДК-УМПО», Москва, 129301, Россия

<sup>2</sup>Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, 125993, Россия

*Представлены результаты исследований конструкций систем охлаждения турбин зарубежных и российских авиационных двухконтурных турбореактивных двигателей с форсажной камерой сгорания. Для расчетного исследования и сравнительного анализа выбраны российский и зарубежный образцы перспективных турбореактивных двухконтурных двигателей с форсажной камерой сгорания, имеющей оптимальные технические характеристики, проведены расчеты газодинамических параметров систем их охлаждения на четырех критических режимах работы двигателя. Представлены результаты гидравлических расчетов различных схем подвода охлаждающего воздуха к сопловым и рабочим лопаткам турбины высокого давления. Приведен выполненный по результатам расчета сравнительный анализ эффективности конструкторских решений зарубежных и российских систем охлаждения посредством как мощностных показателей, так и экономичности газотурбинного двигателя. Дана оценка эффективности по таким параметрам, как отбор охлаждающего воздуха на режиме максимальных оборотов двигателя и на крейсерском режиме, утечки охлаждающего воздуха через осевые зазоры в проточную часть, изменение отбора охлаждающего воздуха (в процентах) от расхода через компрессор высокого давления при переключении с максимального режима на крейсерский (адаптивность системы охлаждения), температура охлаждающего воздуха в точке подвода к полостям охлаждения лопатки соплового аппарата или рабочей лопатки.*

**Ключевые слова:** подвод охлаждающего воздуха, адаптивность системы охлаждения, щетка

**Введение.** Современные авиационные двигатели развиваются в направлении увеличения их основных рабочих параметров: степени повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k$ , температуры воздуха за компрессором  $T_k$  и температуры газа перед турбиной  $T_T$  [1]. Кроме того, к перспективным двигателям предъявляются требования по улучшению динамических свойств с целью сокращения времени переходных процессов и времени выхода на максимальный режим с начала запуска [2]. Возросшие требования к мощностным и динамическим характеристикам перспективного двигателя приводят к существенному увеличению нагрузок в его конструктивных элементах. В частности, лопатку для эффективного противодействия им необходимо эффективно охлаждать [3].

Цель данной работы — представить сравнительный анализ эффективности различных конструктивных решений в системах охлаждения турбин, который позволит выявить и использовать преимущества каждой из них при проектировании перспективных двигателей, а также исключить рассмотренные недостатки этих систем. Такой анализ дает возможность создавать более эффективные элементы систем охлаждения, способные организовать оптимальное распределение охлаждающего воздуха в таких системах [4]. Для достижения данной цели необходимо выполнить гидравлический расчет нескольких разных систем охлаждения.

**Методика расчета элементов системы подвода охлаждающего воздуха.** Полная температура воздуха при относительном движении  $T_{w_0}^*$  на выходе из аппарата закрутки (АЗ) определяется по формуле

$$T_{w_0}^* = T_0 + \frac{w_0^2}{2c_p}, \quad (1)$$

где  $T_0$  — статическая температура охлаждающего воздуха на выходе из АЗ, °С;  $w_0$  — скорость охлаждающего воздуха на выходе из аппарата закрутки относительно вращающегося диска турбины высокого давления (ТВД), м/с;  $c_p$  — теплоемкость воздуха в данных условиях, Дж/(кг·К).

Полная температура охлаждающего воздуха при относительном движении на входе в отверстия подвода  $T_{w_1}^*$  рассчитывается так:

$$T_{w_1}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p}, \quad (2)$$

где  $T_1$  — статическая температура охлаждающего воздуха на входе в отверстия подвода, °С;  $w_1$  — относительная скорость охлаждающего воздуха на входе в отверстия подвода, м/с.

Степень повышения (коэффициент восстановления) давления  $\pi_{БД}$  в безлопаточном диффузоре (БД) определяется выражением

$$\pi_{БД} = \frac{P_{w_1}^*}{P_0}, \quad (3)$$

где  $P_{w_1}^*$  — полное давление охлаждающего воздуха на входе в отверстия подвода, кгс/см<sup>2</sup>;  $P_0$  — статическое давление охлаждающего воздуха на выходе из АЗ, кгс/см<sup>2</sup>.

Температура охлаждающего воздуха на входе  $T_{w_2}^*$  в полость охлаждения рабочей лопатки ТВД:

$$T_{w_2}^* = T_{w_1}^* + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2c_p}, \quad (4)$$

где  $u_2$  — окружная скорость в точке входа в полость охлаждения рабочей лопатки ТВД, м/с;  $u_1$  — окружная скорость диска в точке входа в отверстия подвода, м/с.

Приведенная температура  $\tau(\lambda_2)$  в точке входа в полость охлаждения рабочей лопатки:

$$\tau(\lambda_2) = \frac{T_1 + \Delta T_w^*}{T_1}, \quad (5)$$

где  $\lambda_2$  — приведенная скорость охлаждающего воздуха в точке входа в полость охлаждения рабочей лопатки.

Степень повышения давления в отверстиях подвода охлаждающего воздуха к полости охлаждения:

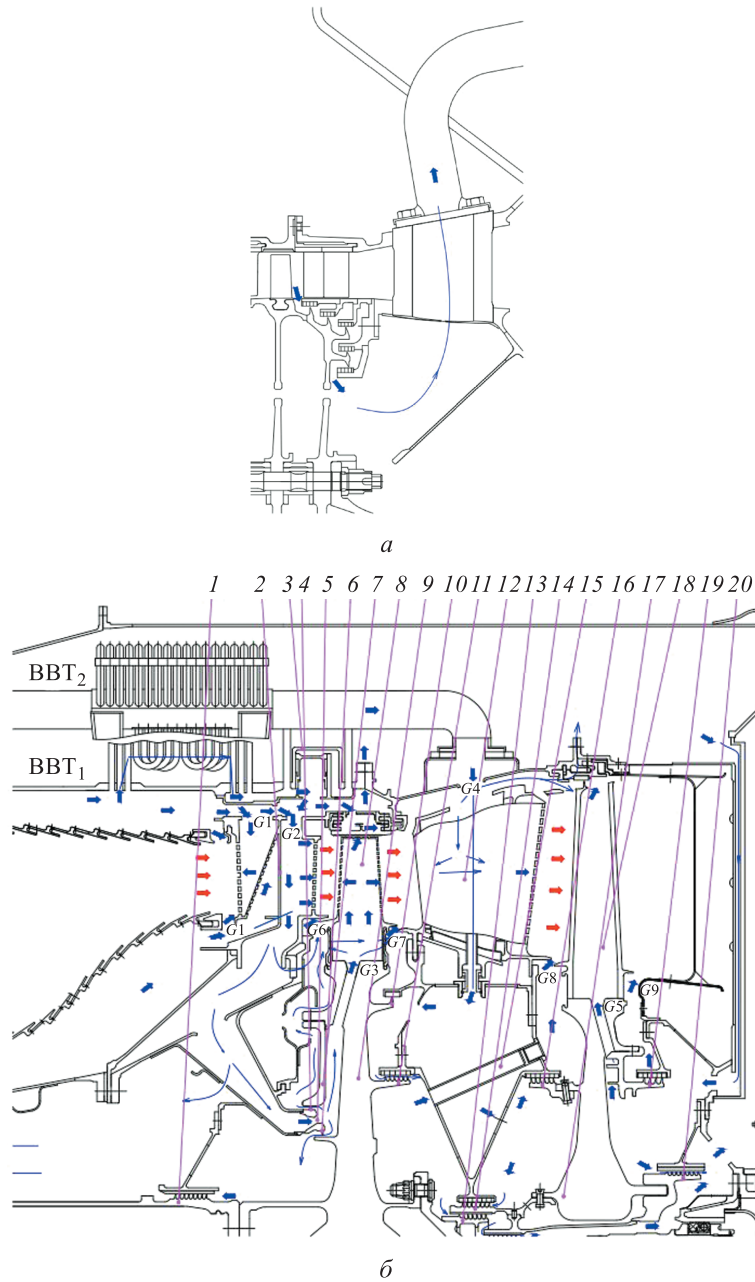
$$\pi_{\text{отв. под}} = \tau(\lambda_2)^{\frac{k}{k-1}} = \tau(\lambda_2)^{3,5}, \quad (6)$$

где  $k$  — показатель адиабаты,  $k = 1,4$ .

**Анализ конструкции воздушной системы модельного газотурбореактивного двигателя.** Для сравнительного анализа эффективности отечественных и зарубежных конструктивных решений в воздушной системе выбран российский газотурбореактивный двухконтурный двигатель с форсажной камерой сгорания (КС), имеющей очень хорошие значения технических параметров [5]. Конструктивная схема воздушной системы этого двигателя представлена на рис 1.

Особенностями рассматриваемой конструкции (рис. 1, б) являются отбор воздуха на охлаждение передней полости  $G1$  лопатки соплового аппарата 2 турбины высокого давления (ТВД) из вторичной зоны КС с выдувом на входную кромку, спинку и корыто [6]. Это позволяет избежать гидравлических потерь от подвода воздуха к полости охлаждения и обеспечить достаточное давление на выходе из перфорированных отверстий в лопатке соплового аппарата (СА), для того чтобы препятствовать втеканию в полости охлаждения горячего газа из проточной части, а также создавать эффективную защитную пленку на поверхности лопатки [7].

Воздух из вторичной зоны КС втекает в воздушно-воздушный теплообменник (ВВТ) — ВВТ<sub>1</sub>, откуда подается в заднюю полость  $G2$  лопатки СА, а также в транспортный канал, по которому он подводится на охлаждение диска 9 и рабочей лопатки ТВД 8. Этот воздух обладает несколько меньшим давлением, но имеет значительно более низкую температуру, чем воздух из вторичной зоны. Теплообменник



**Рис. 1.** Конструктивная схема воздушной системы отечественного газотурбореактивного двухконтурного двигателя:

*a* — схема отбора охлаждающего воздуха из думисной полости; *б* — схема системы охлаждения отечественного ГТД; ВВТ<sub>1</sub> — воздухо-воздушный теплообменник с отбором из вторичной зоны КС; ВВТ<sub>2</sub> — воздухо-воздушный теплообменник с отбором из думисной полости; 1, 4, 6, 10, 11, 13, 14, 16, 19, 20 — лабиринт; 2 — сопловой аппарат ТВД; 3 — клапанный аппарат отключения охлаждения; 5 — аппарат закрутки; 7 — покрывной диск; 8 — рабочая лопатка ТВД; 9 — диск ТВД; 12 — сопловой аппарат турбины низкого давления; 15 — устройство разгрузки осевых сил; 17 — диск турбины низкого давления; 18 — рабочая лопатка турбины низкого давления



первого типа ВВТ<sub>1</sub> при максимальных оборотах двигателя обеспечивает снижение температуры на входе в заднюю полость охлаждения  $G2$  соплового аппарата турбины высокого давления (ТВД) приблизительно на 140...150 °С относительно температуры во вторичной зоне КС, а на входе  $G3$  в полости охлаждения рабочей лопатки ТВД примерно на 100 °С [8]. Подвод воздуха на охлаждение диска ТВД и его рабочей лопатки реализует аппарат закрутки 5, что позволяет на максимальном режиме снизить температуру воздуха на входе в полость охлаждения рабочей лопатки  $G3$  примерно на 70...80 °С [9]. Из аппарата закрутки 5 воздух под покрывным диском 7 поднимается к отверстию подвода в полость охлаждения рабочей лопатки, откуда затем выдувается через перфорацию на входную кромку, на спинку, корыто и выходную кромку, формируя на наружной поверхности слой защитной пленки [10]. Воздухом из АЗ также наддуваются осевой зазор  $G6$  и думисная полость (рис. 2). Для снижения расхода охлаждающего воздуха, минимизации утечек в проточную часть через осевой зазор  $G6$  и уменьшения осевой силы, действующей на диск ТВД (см. рис. 1, б), между АЗ и покрывным диском установлен однозубый лабиринт 4. Кроме того, для снижения расхода охлаждающего воздуха под аппаратом закрутки установлены однозубый лабиринт 6 и на валу восьмизубый лабиринт 1. За коллектором, в который подается воздух из ВВТ<sub>1</sub>, находится клапанный аппарат отключения охлаждения (КАО) 3. При переключении системы охлаждения на режим минимального охлаждения поршень клапана опускается и частично отсекает подачу охлаждающего воздуха (в поршне сделано несколько маленьких отверстий, через которые проходит незначительное количество охлаждающего воздуха) в заднюю полость соплового аппарата ТВД и на рабочую лопатку ТВД [11].

В трубу (см. рис. 1, а) с интегрированным теплообменником ВВТ<sub>2</sub> утилизируется воздух из думисной полости (см. рис. 2), который подводится в полости охлаждения  $G4$  соплового аппарата турбины низкого давления (ТНД) 12 (см. рис. 1, б) и в междисковую полость, охлаждая обратную сторону диска ТВД 9 и переднюю часть диска ТНД 17, а также препятствуя втеканию горячего газа в осевые зазоры  $G7$  и  $G8$ .

Для минимизации утечек охлаждающего воздуха в осевой зазор  $G7$  и снижения расхода охлаждающего воздуха с задней стороны диска ТВД в верхней его части установлен однозубый лабиринт 10, а под отверстием подвода охлаждающего воздуха к задней части диска ТВД — шестизубый лабиринт 11, предназначенный для снижения расхода охлаждающего воздуха и уменьшения осевых сил, действующих на диск ТВД [12]. Под этим лабиринтом размещено устройство для разгрузки осевых сил 15, обеспечивающее переброску воздуха с меньшим давлением к диску ТНД. Кроме того, оно

локально снижает осевую силу, действующую на диск ТНД спереди, и создает наддув осевого зазора  $G8$  более низким давлением для снижения утечек в осевой зазор из-за уменьшения перепада давлений между воздушной полостью и проточной частью, а также обеспечивает расход в осевом зазоре, достаточный для того, чтобы препятствовать втеканию горячего газа из проточной части. В передней части диска ТНД под выходом из устройства разгрузки осевых сил установлен шестизубый лабиринт  $16$ , для уменьшения расхода охлаждающего воздуха, минимизации утечек воздуха в осевой зазор  $G8$ , а также для снижения осевой силы, действующей на диск ТНД. Лабиринт под устройством разгрузки осевых сил  $14$  отделяет воздух, охлаждающий диск ТНД, от воздуха, охлаждающего диск ТВД, что снижает расход охлаждающего воздуха и уменьшает осевую силу, действующую на диск ТВД. Лабиринт  $13$  разделяет поток охлаждающего воздуха и поток суфлирования предмасляных полостей. Также использование ВВТ<sub>2</sub> при максимальной частоте вращения роторов обеспечивает снижение температуры воздуха на  $90...100\text{ }^{\circ}\text{C}$  на входе в полость охлаждения лопатки СА ТНД  $G4$  и междисковую полость.

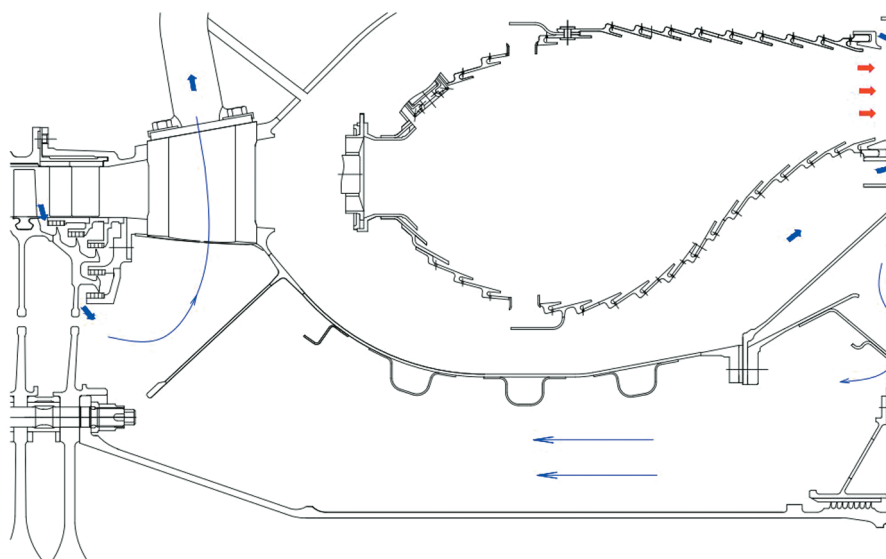


Рис. 2. Думисная полость

Думисная полость (см. рис. 2) расположена под КС за дисками компрессора высокого давления (КВД) [13]. Она используется для регулирования осевых сил, действующих на подшипники роторов. С задней стороны диска ТНД полость наддувается через стойку затурбинного устройства (ЗТУ), из которой воздух идет на охлаждение  $G5$  — рабочей лопатки ТНД  $18$ , на наддув осевого зазора  $G9$  через

лабиринт 19, минимизирующий утечки в осевой зазор, на наддув опоры турбины через лабиринт 20, снижающий расход охлаждающего воздуха [14].

К преимуществам такой системы относятся:

- эффективное использование думисного воздуха, достаточное для обеспечения требуемого уровня охлаждения междисковой полости турбины;

- снижение температуры охлаждающего воздуха с помощью теплообменников;

- обеспечение первым теплообменником на максимальных режимах снижения температуры на 140...150 °С на входе в заднюю полость охлаждения СА ТВД и примерно на 100 °С на входе в полости охлаждения рабочей лопатки ТВД;

- снижение температуры на входе в лопатку соплового аппарата турбины низкого давления примерно на 90...100 °С благодаря использованию трубы с интегрированным теплообменником;

- предотвращение утечек воздуха через осевой зазор в проточную часть турбины благодаря применению покрывного диска;

- возможность управления расходом охлаждающего воздуха за первым теплообменником в зависимости от режима работы двигателя;

- снижение с помощью аппарата закрутки температуры охлаждающего воздуха примерно на 70...80 °С путем придания ему окружной скорости, равной скорости вращения отверстия подвода охлаждающего воздуха в диске [15]. Разность окружных скоростей воздуха и отверстия подвода на диаметре, где расположены эти отверстия, обеспечит минимальные гидравлические потери при входе воздуха в полость охлаждения лопатки и снизит температуру этого воздуха.

Недостатки данной системы:

- наличие в проточной части наружного контура большого количества громоздких теплообменников;

- отключение последовательной подачи охлаждающего воздуха на заднюю полость лопатки СА ТВД, диск ТВД и ее лопатку, что приводит к снижению давления охлаждающего воздуха в полостях охлаждения и последующему втеканию горячего газа в отверстия на входной кромке и корыте рабочей лопатки, локальному прогару ее стенки, а также к попаданию горячего газа в осевой зазор, что не способствует обеспечению максимально возможного ресурса турбины;

- не самое оптимальное распределение воздуха;

- недостаточно высокая экономичность, так как при такой схеме лишь частично отключается охлаждение задней полости рабочих и сопловых лопаток, хотя было бы очень эффективно отключить охлаждение задних полостей сопловой и рабочей лопаток за счет

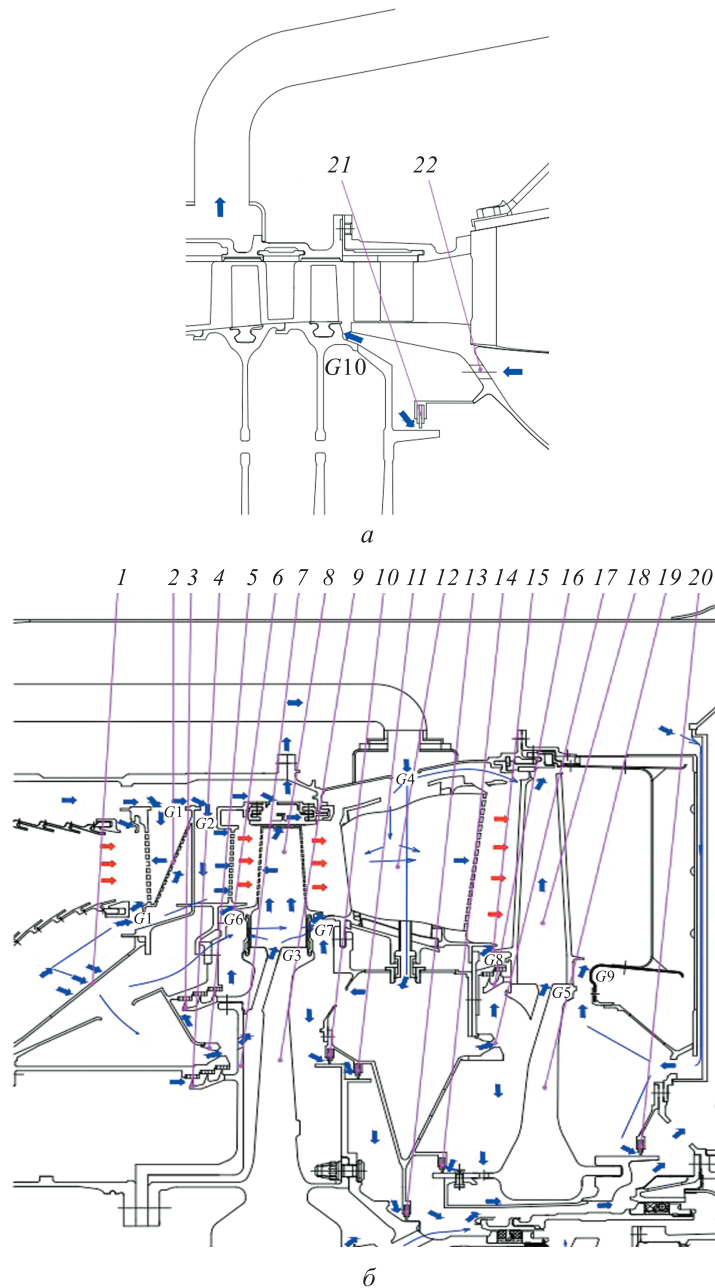
отсутствия угрозы втекания горячего газа в полость вследствие низкого давления за выходной кромкой лопатки, наличия зоны разрежения за выходной кромкой со стороны спинки лопатки [16] и большого подвода охлаждающего воздуха в заднюю полость лопатки, составляющему примерно 2,5...3 % расхода через КВД;

– использование покрывного диска в этой схеме подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам ТВД [17], что является очень существенным недостатком, так как подогрев воздуха под действием центробежных сил, возникающих в полости под покрывным диском, составляет примерно 30...40 °С на наиболее нагруженных режимах работы двигателя, что нивелирует снижение температуры с помощью аппарата закрутки практически вдвое.

**Анализ конструкции воздушной системы охлаждения с применением конструктивных решений воздушной системы зарубежного газотурбинного двигателя.** В качестве аналога российской воздушной системы охлаждения для сравнительного анализа была выбрана аналогичная система одного из серийных зарубежных турбореактивных двухконтурных двигателей — Eurojet EJ200 [18]. Для проведения гидравлического расчета воздушной системы необходимы такие исходные данные, как геометрические параметры двигателя, а также термогазодинамические и газодинамические параметры его проточной части [19]. Поскольку доступна только конструктивная схема двигателя, невозможно выполнить гидравлический расчет ГТД EJ200 [20]. Для того чтобы решить поставленную задачу, достаточно на базе российского двигателя спроектировать воздушную систему с элементами двигателя зарубежной конструкции (рис. 3).

Особенностями данного двигателя являются охлаждение соплового аппарата 2 (рис. 3, б) и рабочей лопатки 8 ТВД воздухом из вторичной зоны КС. В полости охлаждения лопатки соплового аппарата  $G1$  и  $G2$  воздух поступает через верхние и нижние отверстия подвода. Из полостей охлаждения через перфорированные отверстия в лопатке воздух выдувается на поверхность лопатки и образует на ней защитную пленку [21]. Температура охлаждающего воздуха на входе в заднюю полость охлаждения сопловой лопатки ТВД  $G2$  примерно на 130 °С выше, чем в отечественной воздушной системе.

Подвод воздуха к рабочей лопатке турбины высокого давления организован через отверстия 1 во внутренней части корпуса КС [22]. Из них охлаждающий воздух из вторичной зоны КС подается в полость перед аппаратами закрутки 5, которые ускоряют его по направлению вращения диска через отверстия под покрывной диск 7. Аппараты закрутки придают охлаждающему воздуху такую окружную скорость, при которой в момент входа потока охлаждающего воздуха в отверстие подвода она становилась бы была близка к окружной



**Рис. 3.** Схема воздушной системы охлаждения зарубежного газотурбореактивного двухконтурного двигателя:

*a* — схема отбора охлаждающего воздуха от промежуточной ступени компрессора;  
*б* — схема системы охлаждения зарубежного ГТД; 1 — отверстие подвода охлаждающего воздуха из вторичной зоны КС; 2 — сопловой аппарат ТВД; 3, 4, 6, 15, 16 — лабиринт; 5, 17 — аппарат закрутки; 7 — покрывной диск; 8 — рабочая лопатка ТВД; 9 — диск ТВД; 10, 11, 13, 14, 20, 21 — щетка; 12 — сопловой аппарат ТНД; 18 — лопатка ТНД; 19 — диск ТНД; 22 — отверстие для подвода охлаждающего воздуха из вторичной зоны КС

скорости отверстий подвода в полости охлаждения рабочих лопаток  $G3$  для снижения температуры охлаждающего воздуха [23].

Аппарат закрутки позволяет снизить температуру охлаждающего воздуха приблизительно на  $80^{\circ}\text{C}$ . Проходное сечение под покрывным диском имеет форму диффузора, что способствует повышению давления охлаждающего воздуха. Использование покрывного диска и отверстий подвода повышает температуру охлаждающего воздуха за счет разности скоростей вращения в точке входа под покрывной диск, в точке входа в отверстия подвода и в полость охлаждения [24]. Под покрывным диском на максимальном режиме подогрев составляет примерно  $30^{\circ}\text{C}$ , в отверстиях подвода — примерно  $20^{\circ}\text{C}$ . Под покрывным диском воздух подводится в отверстия подвода к полостям охлаждения  $G3$ , из которых через отверстия в корпусе рабочей лопатки воздух выдувается на ее поверхность и формирует защитную пленку.

Температура воздуха на входе в полость охлаждения лопатки  $G3$  в системе охлаждения зарубежного ГТД примерно на  $100^{\circ}\text{C}$  выше, чем в российской системе охлаждения. Лопатки охлаждаются конвективно-пленочным способом [25]. Для предотвращения утечек в проточную часть через осевой зазор  $G6$ , а также для снижения осевых сил, действующих на турбину высокого давления, над аппаратом закрутки установлен ступенчатый трехзубый лабиринт 3. За ним, для того чтобы снизить утечку воздуха в проточную часть турбины, в осевом зазоре  $G6$  установлен однозубый лабиринт 6, благодаря чему утечка в осевой зазор  $G6$  будет в 2 раза меньше, чем в российской воздушной системе, где в этот зазор выдувается  $0,2\%$  (в зарубежной системе —  $0,1\%$ ) расхода через КВД.

Под аппаратом закрутки 5 установлен ступенчатый трехзубый лабиринт 4 с целью препятствовать втеканию более горячего воздуха из полости между валом и КС и последующего смешения с воздухом из АЗ. Втеканию воздуха в осевой зазор за последним диском компрессора (рис. 3, а)  $G10$  препятствует отверстие 22 в корпусе КС, откуда подается воздух с большим давлением, чем в зазоре  $G10$ , и запирает его. Под отверстием установлена щетка 21 для минимизации утечки в полость между валом и корпусом КС [26].

От промежуточной ступени компрессора отбирается воздух для охлаждения соплового аппарата 12 турбины низкого давления (см. рис. 3, б) и наддува междисковой полости. Воздух подводится по трубе к коллектору, а далее распределяется в полости охлаждения сопловой лопатки  $G4$  и в транзитном канале, который передает охлаждающий воздух в междисковую полость. Температура воздуха на входе в полость охлаждения  $G4$  соплового аппарата ТНД примерно на  $40^{\circ}\text{C}$  выше, чем в российской системе охлаждения. В полости воздух распределяется на охлаждение ТВД и ТНД.

На охлаждение диска ТВД 9 воздух подается через ряд отверстий, а затем поднимается вверх вдоль диска, препятствуя втеканию в осевой зазор *G7* горячего газа из проточной части, а также течет вдоль диска вниз, к валу, через три ряда расположенных на разной высоте щеток *10, 11, 13*. Щетки нужны для снижения расхода охлаждающего воздуха и предотвращения его смешению с потоком суфлирования предмасляных полостей [27].

Воздух на охлаждение рабочей лопатки турбины низкого давления *18* подается через аппарат закрутки *17* из междисковой полости. Для снижения выброса воздуха в проточную часть турбины через осевой зазор *G8* на замке рабочей лопатки ТНД установлен ступенчатый двузубый лабиринт *16*, а в осевом зазоре — лабиринт *15*, что снижает выдув в осевой зазор *G8* по сравнению с выдувом в российской воздушной системе на 0,25 % расхода воздуха через КВД.

Воздух на входе в полость охлаждения *G5* рабочей лопатки ТНД горячее на 260 °С, чем в отечественной воздушной системе. В нижней левой части диска турбины низкого давления *19* установлена щетка *14*, которая также снижает расход охлаждающего воздуха и препятствует смешению охлаждающего воздуха с потоком суфлирования предмасляных полостей [28]. С правой стороны от диска ТНД подводится воздух из наружного контура для наддува осевого зазора *G9*. В нижней правой части диска ТНД установлена щетка *20* для уменьшения расхода воздуха и предотвращения смешению с потоком суфлирования.

Преимущества конструктивных решений данной воздушной системы:

- простота и невысокая стоимость;
- отказ от думисной полости, что снижает действие осевых сил на подшипник ротора высокого давления;
- отказ от использования теплообменника, уменьшающий загромождение наружного контура, что повышает мощностные характеристики двигателя;
- размещение аппарата закрутки выше, чем у отечественного аналога, что уменьшает подогрев от центробежной подкачки в безлопаточный диффузор [29] по сравнению с отечественной воздушной системой, в которой подогрев под покрывным диском составляет примерно 30...40 °С на одном из самых высокотемпературных режимов;
- установка безлопаточного диффузора под покрывным диском позволяет повысить давление охлаждающего воздуха и препятствовать втеканию горячего газа в полости охлаждения лопатки из проточной части, а также обеспечивает более эффективное пленочное охлаждение на поверхности рабочей лопатки;
- размещение ступенчатых лабиринтов над аппаратом закрутки и под ним снижает давление в областях, прилегающих к нему, что

способствует уменьшению значения осевой силы, действующей на турбину высокого давления и снижает выброс охлаждающего воздуха в проточную часть, тем самым повышая коэффициент полезного действия турбины и сокращая общий расход охлаждающего воздуха;

- отбор воздуха на охлаждение турбины низкого давления от промежуточной ступени компрессора позволяет охлаждать сопловую лопатку и рабочую лопатку турбины низкого давления более холодным воздухом, что, естественно, эффективнее;

- отсутствие теплообменников уменьшает загромождение наружного контура и улучшает мощностные характеристики двигателя;

- использование щеток помогает оптимально распределить давление в полостях и обеспечить низкие значения осевой силы, действующей на турбину, а также позволяет разделить потоки охлаждающего воздуха и поток суфлирования предмасляных полостей [30];

- применение аппарата закрутки для охлаждения лопатки турбины низкого давления позволяет существенно снизить температуру на входе в полость охлаждения лопатки (примерно на 60 °С при работе на наиболее высокотемпературных режимах);

- установка лабиринтов в осевом зазоре над аппаратом закрутки в междисковой полости сокращает расход охлаждающего воздуха, а также снижает его выброс в проточную часть, что повышает коэффициент полезного действия турбины;

- отказ от системы управления охлаждением турбины, в отличие от российского аналога, позволяет благодаря постоянному наддуву всей системы охлаждения воздухом исключить всевозможные втекания горячего газа из проточной части в осевые зазоры и полости охлаждения лопаток.

Недостатки данной конструкции:

- отсутствие теплообменника, охлаждающего воздух для турбины высокого давления, причем справиться с этой проблемой крайне сложно, так как требуется повысить эффективность охлаждения без снижения температуры охлаждающего воздуха;

- подвод воздуха на существенном расстоянии от входа в полость охлаждения и использование покрывного диска в турбине высокого давления приводят к повышению температуры охлаждающего рабочего лопатку воздуха от центробежной подкачки;

- отсутствие адаптивности к различным режимам работы, а именно, нецелесообразно высокий расход охлаждающего воздуха на низкотемпературных крейсерских режимах, хотя в таких условиях эксплуатации будет достаточно менее интенсивное охлаждение либо даже его отсутствие, а при правильном распределении охлаждающего воздуха или при его частичном отключении есть возможность препятствовать втеканию горячих газов в полости охлаждения — пример такого решения приведен в работе [31].



**Сравнительный анализ эффективности конструктивных решений отечественных и зарубежных воздушных системах ГТД.** По результатам расчета суммарный отбор воздуха на охлаждение турбины в воздушной системе отечественного двигателя составляет примерно 23 % расхода воздуха через компрессор высокого давления на максимальном режиме работы.

В этот отбор входят:

7 % — из вторичной зоны камеры сгорания (ВЗ КС) в теплообменник ВВТ<sub>1</sub> на охлаждение задней полости СА ТВД с выдувом из выходной кромки, диска и рабочей лопатки ТВД с выдувами из входной и выходной кромки, с верхнего торца лопатки, на спинку и корыто;

12 % — из ВЗ КС на охлаждение передней полости СА ТВД с выдувами из входной кромки, на спинку и корыто, а также созданием защитной пленки на поверхности верхней и нижней полки СА ТВД;

2 % — из думисной полости на охлаждение СА ТНД с выдувом в проточную часть турбины из выходной кромки, правой стороны диска ТВД и левой стороны диска ТНД;

2 % — из наружного контура на охлаждение рабочей лопатки и правой стороны диска ТНД.

Выдувы охлаждающего воздуха в осевые зазоры:

0,2 % — в зазор между СА ТВД и рабочей лопаткой ТВД;

0,7 % — в зазор между рабочей лопаткой ТВД и СА ТНД;

0,4 % — в зазор между СА ТНД и рабочей лопаткой ТНД;

0,15 % — в зазор за рабочей лопаткой ТНД.

Температура охлаждающего воздуха на входе в полости охлаждения лопаток турбины:

665 °С — на входе в переднюю полость охлаждения лопатки СА ТВД, 545 °С — в заднюю полость;

535 °С — на входе в рабочую лопатку ТВД;

600 °С — на входе в лопатку СА ТНД;

360 °С — на входе в рабочую лопатку ТНД.

Двигатель оснащен системой управления охлаждением турбины, которая обеспечивает адаптивность системы охлаждения к разным условиям эксплуатации и уменьшение отбора охлаждающего воздуха на режимах с низкими температурами и оборотами двигателя, например при отсечке подачи части охлаждающего воздуха на крейсерском режиме.

Суммарный отбор воздуха на охлаждение при низкой частоте вращения ротора высокого давления и переключении на режим минимального охлаждения составляет примерно 19 %. Это экономит 4 % отбора на режиме полного охлаждения турбины, что обеспечивает значительное повышение коэффициента полезного действия двигателя и благотворно влияет на его экономические параметры.

Негативной стороной этой системы управления является не самое оптимальное распределение охлаждающего воздуха на режиме минимального охлаждения турбины, при котором горячий газ втекает в осевой зазор за сопловым аппаратом турбины высокого давления и в отверстия на входной кромке рабочей лопатки, это снижает ресурс лопатки и диска ТВД. В работе [31] приведен тщательный анализ воздушной системы с этим недостатком и предложено решение данной проблемы.

В зарубежной воздушной системе суммарный отбор воздуха на охлаждение турбины составляет примерно 21 % расхода воздуха через компрессор высокого давления.

Этот отбор содержит:

13% — из ВЗ КС на охлаждение СА ТВД с выдувом из входной и выходной кромки, спинки и корыта, а также с созданием защитной пленки на поверхности верхней и нижней полок;

4% — из ВЗ КС на охлаждение диска и рабочей лопатки ТВД с выдувами из входной и выходной кромки, из верхнего торца лопатки;

4% — из-за промежуточной ступени на охлаждение соплового аппарата ТНД с выдувом в проточную часть турбины из выходной кромки, рабочей лопатки ТНД с последующим выдувом из верхнего торца, правой стороны диска ТВД и левой стороны диска ТНД;

0,1% — из наружного контура на охлаждение правой стороны диска ТНД.

Выдувы охлаждающего воздуха в осевые зазоры:

0,1% — в зазор между СА ТВД и рабочей лопаткой ТВД;

0,65% — в зазор между рабочей лопаткой ТВД и СА ТНД;

0,15% — в зазор между СА ТНД и рабочей лопаткой ТНД;

0,1% — в зазор за рабочей лопаткой ТНД.

Температура охлаждающего воздуха на входе в полости охлаждения лопаток турбины на режиме максимальной частоты вращения ротора высокого давления:

665 °С — на входе в лопатку соплового аппарата ТВД;

640 °С — на входе в рабочую лопатку ТВД;

635 °С — на входе в лопатку соплового аппарата ТНД;

620 °С — на входе в рабочую лопатку ТНД.

Система управления охлаждением отсутствует, поэтому на крейсерском режиме отбор охлаждающего воздуха (в процентах от расхода через КВД) пропорционален отбору на режиме максимальной частоты вращения ротора высокого давления (РВД).

Температура охлаждающего воздуха на входе в полости охлаждения лопаток турбины в обеих конструкциях и выдувы охлаждающего воздуха в осевые зазоры приведены в табл. 1 и 2 (обозначения выделенных точек  $G1$  —  $G9$  см. рис. 1 и 3).

**Температура охлаждающего воздуха на входе  
в полости охлаждения лопаток турбин**

Точка и место сравнения температур*	Температура при системе охлаждения, °С	
	российской	зарубежной
G1 — передняя полость лопатки СА ТВД	665	665
G2 — задняя полость лопатки СА ТВД	545	665
G3 — РЛ ТВД	535	640
G4 — лопатка СА ТНД	600	635
G5 — РЛ ТНД	360	620

\*Точки G1–G5 приведены на рис. 1 и 3.

Таблица 2

**Утечки охлаждающего воздуха в осевые зазоры турбины**

Место и точка сравнения расходов	Утечки $G_{ут}$ при системе охлаждения, %	
	российской	зарубежной
G6 — зазор между СА ТВД и РЛ ТВД	0,2	0,1
G7 — зазор между РЛ ТВД и СА ТНД	0,7	0,65
G8 — зазор между СА ТНД и РЛ ТНД	0,4	0,15
G9 — зазор за РЛ ТНД	0,15	0,1

*Примечания:*  $G_{квд}$  — расход воздуха через компрессор высокого давления, кг/с; величина утечек охлаждающего воздуха дана в процентах от  $G_{квд}$ :  $G_{отн} = (G_{ут}/G_{квд}) \cdot 100$  %. Точки G6–G9 приведены на рис. 1 и 3.

**Заключение.** Сравнительный анализ эффективности воздушных систем охлаждения газотурбинных двигателей помог выявить сильные и слабые стороны зарубежных и отечественных конструктивных решений. Использование их представленных преимуществ и учет недостатков позволяют создавать оптимальную и высокоэффективную систему с минимумом минусов.

Результаты представленного исследования показали, что при проектировании перспективных двигателей необходимо уделять особое внимание методам интенсификации процесса теплообмена в системе охлаждения. Большое значение имеет повышение адаптивности двигателя к различным режимам эксплуатации, а также существенными плюсами любой конструкции являются ее простота и низкая стоимость.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Никитин И.С., Магдин А.Г., Припадчев А.Д., Горбунов А.А. Повышение мощности турбореактивного двигателя с помощью охлаждения воздуха на входном устройстве. *Вестник Московского авиационного института*, 2021, № 3, с. 130–138.

- [2] Поткин А.Н., Крупин В.П., Козлякова И.С., Фадеев В.А. Опыт создания ГТУ по устранению заклинивания ротора охлаждаемой турбины турбокомпрессора. *Вестник СГАУ*, 2012, № 3, с. 319–325.
- [3] Didenko R.A., Karelin D.V., Ievlev D.G., Shmotin Y.N., Nagoga G.P. Pre-swirl cooling air delivery system performance study. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 2012, GT68342-2012, pp. 1–12.
- [4] Поткин А.Н., Белова С.Е., Карпов Ф.В., Орешкина М.Н., Фадеев В.А. Опыт применения наукоемких расчетных технологий для создания высокотемпературной турбины ГТД. *Вестник РГАТА имени П.А. Соловьева*, 2009, № 1 (15), с. 87–93.
- [5] Нестеренко В.Г., Нестеренко В.В., Асадоллахи Гохиех А. Исследование и анализ эффективности систем воздушного охлаждения лопаток турбин высокого давления ГТД. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2014, № 7, с. 83–93.
- [6] Диденко Р.А., Пиралишвили Ш.А., Шахов В.Г. Анализ характеристик потока между двумя вращающимися дисками в системе подвода воздуха к рабочей лопатке турбины на основе адаптированных критериев подобия. *Тепловые процессы в технике*, 2019, т. 11, № 10, с. 434–446.
- [7] Нестеренко В.Г. Аббаварам Р.Р. Improvement of the design and methods of designing tubular air-to-air heat exchangers cooling systems of gas turbines. *ICAS-2016*. URL: [https://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2016/data/papers/2016\\_0433\\_paper.pdf](https://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2016/data/papers/2016_0433_paper.pdf)
- [8] Minchenko A., Nesterenko V., Malinovsky I., Revanth Reddy A. Improving the Cooling Air Supply System for the HPT Blades of High-Temperature GTE. *Proceedings of the International Conference on Aerospace System Science and Engineering* 2019, pp. 55–65. [https://doi.org/10.1007/978-981-15-1773-0\\_5](https://doi.org/10.1007/978-981-15-1773-0_5)
- [9] Диденко Р.А., Пиралишвили Ш.А., Виноградов К.А. Проработка технологии выбора оптимального радиуса расположения аппарата закрутки в системе подвода воздуха к рабочей лопатке турбины. *Тепловые процессы в технике*, 2019, т. 11, № 11, с. 514–526.
- [10] Пиралишвили Ш.А., Пиотух С.М., Поткин А.Н., Крупин В.П. Решение комплексной задачи проектирования системы охлаждения рабочего колеса газовой турбины. *Вестник РГАТУ*, 2013, № 2 (25), с. 51–57.
- [11] Батурин О.В., Николалдэ П., Ткаченко А.Ю., Волкова А.С., Подгорнова А.С. Идентификация математической модели газотурбинного двигателя с учетом неопределенности исходных данных. *Вестник Московского авиационного института*, 2021, № 3, с. 374–375.
- [12] Диденко Р.А., Пиралишвили Ш.А., Шахов В.Г. Влияние отверстий в покрывном диске на характеристики системы подвода воздуха к рабочей лопатке турбины. *Тепловые процессы в технике*, 2020, т. 12, № 6, с. 271–281.
- [13] Диденко Р.А., Пиралишвили Ш.А., Виноградов К.А. Теория и расчет течения в системе подвода воздуха к рабочей лопатке турбины. *Тепловые процессы в технике*, 2020, т. 12, № 7, с. 314–324.
- [14] Кофман В.М. *Методология и опыт экспериментально-расчетного определения показателей газодинамической эффективности узлов ГТД по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков*. Монография. Уфа, УГАТУ, 2013, 400 с.
- [15] Кофман В.М. *Методология и опыт параметрической идентификации математических моделей газотурбинных двигателей и их узлов по результатам испытаний*. Монография. Уфа: УГАТУ, 2014, 182 с.

- [16] Кофман В.М. Методология экспериментально-расчетного определения показателей эффективности основных камер сгорания ГТД по результатам их автономных испытаний на камерном стенде. *Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника*, 2016, № 46, с. 7–40.
- [17] Кофман В.М. Методика и программа на ЭВМ для идентификации математических моделей компрессоров и вентиляторов при их работе в системе. *Тезисы докладов IV Международной НТК «Авиадвигатели XXI века»*. Москва, ЦИАМ, 2015, с. 66–68.
- [18] Кофман В.М. Система методик и программ для экспериментально-расчетного определения показателей эффективности узлов ГТД по параметрам неравномерных воздушных и газовых потоков. *Тезисы докладов IV Международной НТК «Авиадвигатели XXI века»*. Москва, ЦИАМ, 2015, с. 349–350.
- [19] Tyacke J., Jefferson-Loveday R., Tucker P. On LES methods applied to seal geometries. *ASME Turbo Expo*. Copenhagen, Denmark, 2012. <http://dx.doi.org/10.1007/s10494-013-9480-x>
- [20] Zhang H., Zheng Q., Yue G. Qingfeng Deng. Unsteady numerical analysis of a whole ring of finger seal with grooves on finger pads. *ASME Turbo Expo*. San Antonio, TX, USA, 2013. DOI: 10.1115/GT2013-94514
- [21] Huang Shouqing, Shuang-fu Suo, Yongjian Li, Yuming Wang. Theoretical and experimental investigation on tip forces and temperature distributions of the brush seal coupled aerodynamic force. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, vol. 136, art. 052502–12 p. DOI: 10.1115/1.4026074
- [22] Temis J., Selivanov A., Dzeva I. Fluid-structural analysis of a non-contacting finger seal. *29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*. St. Petersburg, Russia, 2014. URL: [http://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014\\_0779\\_paper.pdf](http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0779_paper.pdf)
- [23] Pugachev A.O., et al. Structural dynamics optimization of rotor systems for a small-size turboprop engine. *Journal of Propulsion and Power*, 2015, vol. 31, no. 4, pp. 1083–1093. DOI: 10.2514/1.B35399
- [24] Pugachev A.O., et al. Segmentation effects on brush seal leakage and rotordynamic coefficients. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, vol. 138, no. 3, art. 032501–9 p. DOI: 10.1115/1.4031386
- [25] Schwarz H., Friedrichs J. Preliminary investigations for a pressure balanced back plate at low inclined brush seals. *ASME Turbo Expo*. Montreal, Canada, 2015. DOI: 10.1115/GT2015-42580
- [26] Schwarz H., Friedrichs J., Flegler J. Axial inclination of the bristle pack, a new design parameter of brush seals for improved operational behavior in steam turbines. *ASME Turbo Expo*, Dusseldorf, Germany, 2014. DOI: 10.1115/GT2014-26330
- [27] Ahmadi M., Khosravi F.A. CFD simulation of non-Newtonian two-phase fluid flow through a channel with a cavity. *Thermal Sci.*, 2020, vol. 24 (2B), pp. 1045–1054.
- [28] Ahmadi M., Mirjalily S.A.A., Oloomi S.A.A. RANS  $k-\omega$  simulation of 2D turbulent natural convection in an enclosure with heating sources. *IIUM Engin. J.*, 2019, vol. 20 (1), pp. 229–244.
- [29] Du C., Li L., Wu X., Feng Z. Effect of jet nozzle geometry on flow and heat transfer performance of vortex cooling for gas turbine blade leading edge. *Appl. Thermal Eng.*, 2015, vol. 48 (7). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.087
- [30] Horlock J., Watson D., Jones T. Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows. *J. Eng. Gas Turb. Power* 123 (3), *Energy Procedia*, 2015, vol. 75, pp. 3220–3229.

- [31] Malinovskiy I., Nesterenko V., Starodumov A., Epikhin V., Yusipov B., Belov K. Development of GTE turbine air-cooling system to increase its operating parameters. *Aerospace Systems*, 2021, no. 4, pp. 239–246.

Статья поступила в редакцию 14.04.2022

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Малиновский И.М., Нестеренко В.Г., Стародумов А.В., Андреев А.М. Исследование эффективности различных систем охлаждения перспективных газотурбинных двигателей. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2022, вып. 8. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2022-8-2203>

**Малиновский Иван Михайлович** — инженер-конструктор 3-й категории ОКБ им. А. Люльки — филиал ПАО «ОДК-УМПО»; аспирант Московского авиационного института (национального исследовательского университета).  
e-mail: driven95@gmail.com

**Нестеренко Валерий Григорьевич** — канд. техн. наук, доцент, старший научный сотрудник кафедры «Конструкция и проектирование ВРД» Московского авиационного института (национального исследовательского университета).  
e-mail: valerinesterenk@yandex.ru

**Стародумов Андрей Владимирович** — начальник расчетно-исследовательского управления ОКБ им. А. Люльки — филиал ПАО «ОДК-УМПО»; старший преподаватель Московского авиационного института (национального исследовательского университета). e-mail: star@yandex.ru

**Андреев Алексей Михайлович** — инженер-конструктор 1-й категории ОКБ им. А. Люльки — филиал ПАО «ОДК-УМПО». e-mail: shayl@mail.ru

## **Various cooling systems for advanced gas turbine jets: efficiency study**

© I.M. Malinovskiy<sup>1,2</sup>, V.G. Nesterenko<sup>2</sup>, A.V. Starodumov<sup>1,2</sup>,  
A.M. Andreev<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Lyulka Design Bureau, Moscow, 129301, Russia

<sup>2</sup>Moscow Aviation Institute, Moscow, 125993, Russia

*The paper focuses on foreign and Russian aviation bypass turbojets with an afterburner, studies the design of their turbine cooling systems, and introduces the research findings. For computational research and comparative analysis, we used Russian and foreign samples of advanced bypass turbojets with an afterburner with the most optimal technical characteristics, made calculations of the gas-dynamic parameters of their cooling systems in four critical jet operating modes. In this paper, we introduce the results of hydraulic calculations of various schemes for supplying cooling air to the nozzle and working blades of a high-pressure turbine. Relying on the results of the calculation, we comparatively analyzed the foreign and Russian cooling systems design, in terms of power indicators and efficiency of a gas turbine jet. To do this, we used the following parameters: cooling air bleeding value at maximum jet speed and cruising mode, value of cooling air leakage through the axial gaps into the flow path, the change in the cooling air bleeding value as a percentage of the flow rate through the high-pressure compressor when switching from maximum to cruising mode, i.e. adaptability of the cooling system, the temperature of the cooling air at the point of supply to the cooling cavities of the blade of the nozzle apparatus or the working blade.*

**Keywords:** cooling air supply, adaptability of the cooling system, brush seal

### REFERENCES

- [1] Nikitin I.S., Magdin A.G., Pripadchev A.D., Gorbunov A.A. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta — Aerospace MAI journal*, 2021, no. 3, pp. 130–138.
- [2] Potkin A.N., Krupin V.P., Kozlyakova I.S., Fadeev V.A. *Vestnik SGAU — Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, 2012, no. 3, pp. 319–325.
- [3] Didenko R.A., Karelin D.V., Ievlev D.G., Shmotin Y.N., Nagoga G.P. Pre-swirl cooling air delivery system performance study. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 2012, GT68342-2012, pp. 1–12.
- [4] Potkin A.N., Belova S.E., Karpov F.V., Oreshkina M.N., Fadeev V.A. *Vestnik RGATU im. P.A. Solovyova — Vestnik of P.A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University*, 2009, no. 1 (15), pp. 87–93.
- [5] Nesterenko V.G., Nesterenko V.V., Asadollakhi Gokhiekh A. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya (Aerospace engineering and technology)*, 2014, no. 7, pp. 83–93.
- [6] Didenko R.A., Piralishvili Sh.A., Shakhov V.G. *Teplovye protsessy v tekhnike (Thermal processes in technology)*, 2019, vol. 11, no. 10, pp. 434–446.
- [7] Nesterenko V.G., Revanth Reddy A. Improvement of the design and methods of designing tubular air-to-air heat exchangers cooling systems of gas turbines. *ICAS—2016*. Available at:  
[https://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2016/data/papers/2016\\_0433\\_paper.pdf](https://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2016/data/papers/2016_0433_paper.pdf)

- [8] Minchenko A., Nesterenko V., Malinovsky I., Revanth Reddy A. Improving the Cooling Air Supply System for the HPT Blades of High-Temperature GTE. *Proceedings of the International Conference on Aerospace System Science and Engineering*, 2019, pp. 55–65. [https://doi.org/10.1007/978-981-15-1773-0\\_5](https://doi.org/10.1007/978-981-15-1773-0_5)
- [9] Didenko R.A., Piralishvili Sh.A., Vinogradov K.A. *Teplovye protsessy v tekhnike (Thermal processes in technology)*, 2019, vol. 11, no. 11, pp. 514–526.
- [10] Piralishvili Sh.A., Piotukh S.M., Potkin A.N., Krupin V.P. *Vestnik RGATU im. P.A. Solovyova — Vestnik of P.A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University*, 2013, no. 2 (25), pp. 51–57.
- [11] Baturin O.V., Nikolalde P., Tkachenko A.Yu., Volkova A.S. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta — Aerospace MAI journal*, 2021, no. 3, pp. 374–375.
- [12] Didenko R.A., Piralishvili Sh.A., Shakhov V.G. *Teplovye protsessy v tekhnike (Thermal processes in technology)*, 2020, vol. 12, no. 6, pp. 271–281.
- [13] Didenko R.A., Piralishvili Sh.A., Vinogradov K.A. *Teplovye protsessy v tekhnike (Thermal processes in technology)*, 2020, vol. 12, no. 7, pp. 314–324.
- [14] Kofman V.M. *Metodologiya i opyt eksperimentalno-raschetnogo opredeleniya pokazateley gazodinamicheskoy effektivnosti uzlov GTD po parametram neravnomernykh vozdushnykh i gazovykh potokov* [Methodology and experience of experimental and computational determination of indicators of gas-dynamic efficiency of GTE units according to the parameters of non-uniform air and gas flows]. Ufa, USATU Publ., 2013, 400 p.
- [15] Kofman V.M. *Metodologiya i opyt parametriceskoy identifikatsii matematicheskikh modeley gazoturbinnnykh dvigateley i ikh uzlov po rezultatam ispytaniy* [Methodology and experience of parametric identification of mathematical models of gas turbine engines and their components based on test results]. Ufa, USATU Publ., 2014, 182 p.
- [16] Kofman V.M. *Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaya tekhnika — PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*, 2016, no. 46, pp. 7–40.
- [17] Kofman V.M. Metodika i programma na EVM dlya identifikatsii matematicheskikh modeley kompressorov i ventilatorov pri ikh rabote v sisteme [Methodology and computer program for identification of mathematical models of compressors and fans during their operation in the system]. *Tezisy dokladov IV Mezhdunarodnoy NTK «Aviadvigateli XXI veka»* [Abstracts of the IV International STC “Aircraft engines of the XXI century”]. Moscow, CIAM Publ., 2015, pp. 66–68.
- [18] Kofman V.M. Sistema metodik i programm dlya eksperimentalno-raschetnogo opredeleniya pokazateley effektivnosti uzlov GTD po parametram neravnomernykh vozdushnykh i gazovykh potokov [A system of methods and programs for the experimental and computational determination of the efficiency indicators of GTE units according to the parameters of uneven air and gas flows]. *Tezisy dokladov IV Mezhdunarodnoy NTK «Aviadvigateli XXI veka»* [Abstracts of the IV International STC “Aircraft engines of the XXI century”]. Moscow, CIAM Publ., 2015, pp. 349–350.
- [19] Tyacke J., Jefferson-Loveday R., Tucker P. On LES methods applied to seal geometries. *ASME Turbo Expo*. Copenhagen, Denmark, 2012. <http://dx.doi.org/10.1007/s10494-013-9480-x>
- [20] Zhang H., Zheng Q., Yue G. Qingfeng Deng. Unsteady numerical analysis of a whole ring of finger seal with grooves on finger pads. *ASME Turbo Expo*. San Antonio, TX, USA, 2013. DOI: 10.1115/GT2013-94514
- [21] Huang Shouqing, Shuang-fu Suo, Yongjian Li, Yuming Wang. Theoretical and experimental investigation on tip forces and temperature distributions of the



- brush seal coupled aerodynamic force. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, vol. 136, art. 052502, 12 p. DOI: 10.1115/1.4026074
- [22] Temis J., Selivanov A., Dzeva I. Fluid-structural analysis of a non-contacting finger seal. *29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*. St. Petersburg, Russia, 2014. Available at: [http://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014\\_0779\\_paper.pdf](http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0779_paper.pdf)
- [23] Pugachev A.O., et al. Structural dynamics optimization of rotor systems for a small-size turboprop engine. *Journal of Propulsion and Power*, 2015, vol. 31, no. 4, pp. 1083–1093. DOI: 10.2514/1.B35399
- [24] Pugachev A.O., et al. Segmentation effects on brush seal leakage and rotor dynamic coefficients. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, vol. 138, no. 3, art. 032501, 9 p. DOI: 10.1115/1.4031386
- [25] Schwarz H., Friedrichs J. Preliminary investigations for a pressure balanced back plate at low inclined brush seals. *ASME Turbo Expo*. Montreal, Canada, 2015. DOI: 10.1115/GT2015-42580
- [26] Schwarz H., Friedrichs J., Flegler J. Axial inclination of the bristle pack, a new design parameter of brush seals for improved operational behavior in steam turbines. *ASME Turbo Expo*. Dusseldorf, Germany, 2014. DOI: 10.1115/GT2014-26330
- [27] Ahmadi M., Khosravi F.A. CFD simulation of non-Newtonian two-phase fluid flow through a channel with a cavity. *Thermal Sci.*, 2020, vol. 24 (2B), pp. 1045–1054.
- [28] Ahmadi M., Mirjalily S.A.A., Oloomi S.A.A. RANS  $k-\omega$  simulation of 2D turbulent natural convection in an enclosure with heating sources. *IJUM Engin. J.*, 2019, vol. 20 (1), pp. 229–244.
- [29] Du C., Li L., Wu X., Feng Z. Effect of jet nozzle geometry on flow and heat transfer performance of vortex cooling for gas turbine blade leading edge. *Appl. Thermal Eng.*, 2015, vol. 48 (7). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.087
- [30] Horlock J., Watson D., Jones T. Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows. *J. Eng. Gas Turb. Power* 123 (3), *Energy Procedia*, 2015, vol. 75, pp. 3220–3229.
- [31] Malinovskiy I., Nesterenko V., Starodumov A., Epikhin V., Yusipov B., Belov K. Development of GTE turbine air-cooling system to increase its operating parameters. *Aerospace Systems*, 2021, no. 4, pp. 239–246.

**Malinovskiy I.M.**, 3<sup>rd</sup> category design engineer, Lyulka Design Bureau; post-graduate student, Moscow Aviation Institute. e-mail: driven95@gmail.com

**Nesterenko V.G.**, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Senior Research Fellow, Department of Air-Breathing Engines Design, Moscow Aviation Institute. e-mail: valerinesterenk@yandex.ru

**Starodumov A.V.**, Head of the Department of Calculation and Research, Lyulka Design Bureau; Assist. Professor, Moscow Aviation Institute. e-mail: star@yandex.ru

**Andreev A.M.**, 1<sup>st</sup> category design engineer, Lyulka Design Bureau. e-mail: shayl@mail.ru