

УДК 629.735

**В. Г. НЕСТЕРЕНКО<sup>1</sup>, В. В. НЕСТЕРЕНКО<sup>1</sup>, А. А. МАТУШКИН<sup>1</sup>,  
С. А. МАСЛАКОВ<sup>1</sup>, А. АСАДОЛЛАХИ ГОХИЕХ<sup>2</sup>, А. РЕВАНТ РЕДДИ<sup>1</sup>**<sup>1</sup> *Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет) МАИ, Россия*<sup>2</sup> *Гражданский авиационный технологический колледж, И.Р. Иран*

## ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ГТД

*Рассматриваются результаты расчётных и экспериментальных исследований системы воздушного охлаждения ГТД, с целью разработки новых конструктивных решений, обеспечивающих возможность применения высоких температур газа на выходе из камеры сгорания, совершенствование системы охлаждения лопаток статора и ротора турбины высокого давления ГТД, при условиях допустимого увеличения количества охлаждающего воздуха, потребляемого этой системой охлаждения, улучшения эффективности его использования и обеспечения высокого КПД турбины, уменьшения уровня вторичных потерь энергии газа и паразитных втеканний воздуха в проточную часть турбины.*

**Ключевые слова:** *газо-турбинный двигатель, конструкция узла или детали, газогенератор, охлаждение, турбина, камера сгорания, температура, лопатка, лабиринтное уплотнение, коэффициент расхода.*

### Введение

Конструктивные схемы воздушного охлаждения лопаток турбин считаются высокоэффективными, если они обеспечивают высокую степень охлаждения, определяемую уровнем требуемого понижения их температуры при минимальных затратах охлаждающего воздуха и сохранения высокого уровня КПД ступени; высокие показатели надёжности и технологичности конструкций деталей всей турбины при их изготовлении и эксплуатации. Как известно, увеличение степени повышения температуры цикла ГТД, которая определяется отношением величины среднemasсовой температуры газа на выходе из камеры сгорания  $T_g^*$  к температуре воздуха на входе в двигатель  $T_{в}^*$ , всегда приводит к росту работы цикла. Поэтому исторически имеет место непрерывный рост максимальных величин  $T_g^*$ , выбираемых при проектировании, от одного поколения ГТД к другому. Также очевидно, что рост максимальных величин температуры газа требует непрерывного совершенствования всей системы охлаждения и, главное, конструкций самих лопаток турбины. В настоящее время появились так называемые системы «суперохлаждения», сочетающие повышенную эффективность внутреннего конвективного и наружного плёночного охлаждения. Интенсивность плёночного охлаждения увеличивается при снижении диаметральных размеров каналов, расположенных в стенках лопаток, через которые охлаждающий воздух подводится к их наружным поверхностям, и при оптимизации формы этих каналов при

одновременном увеличении их числа, а также плотности их расположения на единицу охлаждаемой поверхности и при значительном увеличении суммарного количества охлаждающего воздуха. Эффективность плёночного охлаждения наружных поверхностей лопаток турбин также можно улучшить за счёт обеспечения безотрывного обтекания их профильных частей, создания условий максимального прилегания охлаждающего воздуха к охлаждаемым поверхностям. Таким образом, поскольку лопатки турбин высокого давления (ТВД) ГТД работают при максимальных значениях температур газа, омывающих их поверхности, расположенные в проточной части турбины, совершенствование системы их охлаждения и повышение её эффективности особенно актуально и имеет важное научное и практическое значение.

### 1. Конструктивные схемы газогенераторов современных ГТД, системы охлаждения ТВД, методы обеспечения эффективности охлаждения и высокого КПД турбины

Конструктивные схемы турбин современных ГТДТРД (ТРДДф) выполняются с одноступенчатой (ТРДДф) или двухступенчатой (ТРДД) ТВД. При этом критериями выбора одного или другого числа ступеней ТВД является уровень возможного максимального КПД, с одной стороны, с другой – требуемое количество деталей и стоимость жизненного

цикла ГТД, возможность достижения максимальных значений температур газа перед турбиной и т.д. Рассмотрим несколько конструктивных схем газогенераторов и схемы охлаждения турбин современных ГТД (ТРДДф и ТРДД), решаемые этими системами задачи, с целью повышения КПД и охлаждения деталей статора и ротора ТВД и их эффективность.

С точки зрения формирования экономичной системы охлаждения конечно проект одноступенчатой турбины является более предпочтительным, поскольку надо охлаждать лопатки только одной ступени. Кроме того, необходимо отметить, что достижение высокого уровня КПД турбины в целом нельзя связывать только с ростом высот лопаток рабочих колес в двухступенчатой ТВД и снижением их аэродинамической нагруженности. Так, например, одноступенчатая ТВД располагается на большем диаметре, поэтому диффузорность переходного канала к турбине ТНД в этом случае уменьшается, и это должно также учитываться при выборе окончательного решения. Для достижения высокого КПД турбины также важно наличие и относительная толщина стоек в переходном канале между ТВД и ТНД, которые требуется проектировать утолщёнными из-за необходимости подвода и отвода масла от опоры ТВД. В конструкции, представленной на рис. 1, эта задача решена оптимально, т.к. сопловой аппарат ТНД выведен из силовой схемы турбины, он не является несущей конструкцией и не передаёт усилие от массы ротора на статор турбины.

При проектировании ТВД применяются все возможные способы повышения их КПД. Так, например, в представленной на рис. 1 конструктивной схеме одноступенчатой турбины современного двухвального ТРДД реализовано активное управление радиального зазора над лопатками рабочего колеса этой турбины с помощью электронной системы управления, также, как это выполнено в семействе ТРДД CFM 56-5. Лопатки рабочего колеса ТВД, высота которых в современных ГТД значительно уменьшается из-за применения высоких степеней сжатия в компрессоре, целесообразно выполнять с бандажной полкой и лабиринтом, установленным на её наружной поверхности для снижения утечек газа в радиальном зазоре. Однако бандажная полка требует дополнительного охлаждения и это надо обязательно учитывать при оценке её газодинамической эффективности.

Очень важно минимизировать втекание воздуха в проточную часть ТВД из осевого зазора между сопловым аппаратом (СА) этой турбины и рабочим колесом, поскольку экспериментальные данные, приведенные в [1, 3], показывают, что один процент втекающего в этом критичном месте турбины воздуха в корневую зону её проточной части может

привести к трём процентам снижения КПД ступени турбины и т.д.

Система воздушного охлаждения турбины является частью воздушной системы всего двигателя, при её проектировании следует стремиться к минимально возможным расходам охлаждающего воздуха, отбираемого от компрессора, их утечкам в газовый тракт проточной части турбины. Кроме того, её конструктивные особенности во многом влияют на максимально возможную аэродинамическую эффективность всей турбины.

На рис. 2 представлена конструктивная схема и система охлаждения турбин ТВД и ТСД трёхвального ТРДД [2], имеющая большое число конструктивных элементов, представляющих интерес с точки зрения анализа возможностей достижения высоких КПД и эффективности системы охлаждения деталей этой турбины. Интенсификация охлаждения корпуса 16 и «плавающих» вставок 14 этой турбины обеспечивается за счёт дефлектора 6, который обеспечивает концентрацию воздуха наружного контура вблизи корпуса турбины. Вторичный воздух камеры сгорания подаётся во внутреннюю полость корпуса турбины, образованную наружными и внутренними деталями конструкции, и через отверстия в плавающих вставках он отдельными струями направляется на бандажную полку для её охлаждения и обеспечения необходимых запасов прочности. Наш опыт показывает, что этот способ охлаждения бандажной полки рабочей лопатки турбины мало эффективен. Принципиально важным для системы охлаждения является требование использования малого количества охлаждающего воздуха, необходимого для охлаждения бандажной полки лопатки, поскольку он не участвует в совершении работы на лопатках турбины. В ТВД ТРДД RB 211-524 бандажная полка рабочего колеса турбины охлаждается воздухом, подводимым из внутренней полости лопатки через ряд отверстий малого диаметра. В этой конструкции охлаждающего воздуха требуется меньше, он подводится в пристеночный слой бандажной полки, непосредственно в места её крепления на лопатке, где возникают максимальные изгибающие напряжения, а не «размывается» по всей поверхности бандажной полки.

Далее, в переднюю полость лопатки соплового аппарата конструкции ТВД, представленной на рис. 2, воздух подводится с двух сторон, снизу и сверху, а не только с одной стороны. Благодаря этому появляется возможность реализовать подвод большого количества охлаждающего воздуха, который требуется для ГТД пятого поколения. Для этого в переднюю полость лопатки, может быть подведено суммарно до 10...12% охлаждающего воздуха, без значительного увеличения диаметрального размера входной кромки, в которой располагаются кана-

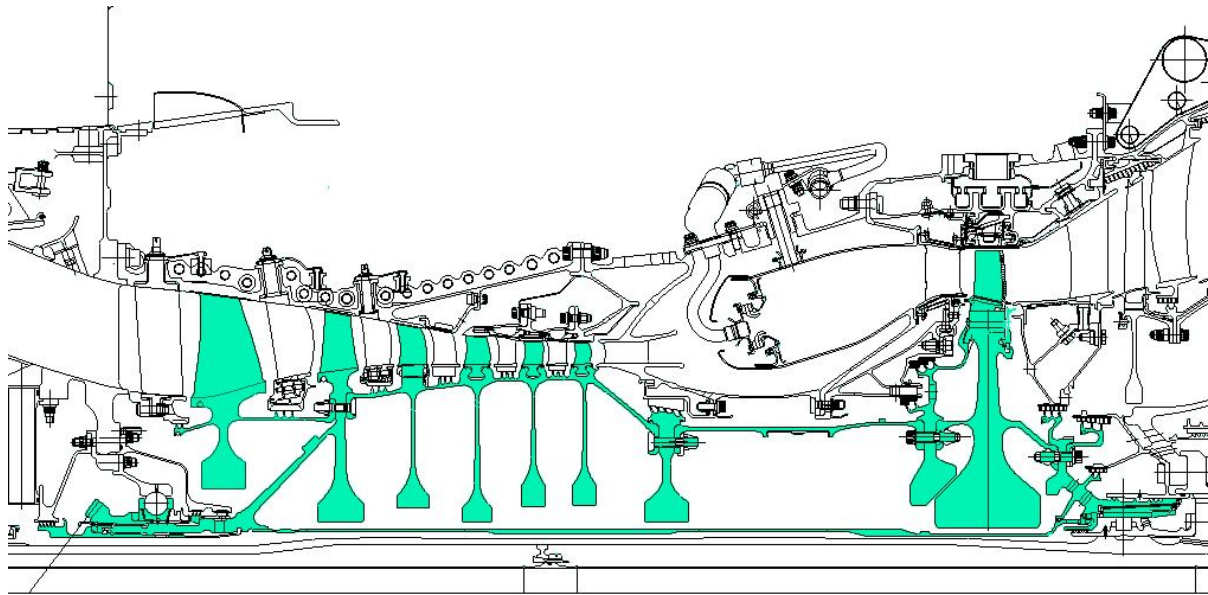


Рис. 1. Газогенератор ТРДД с одноступенчатой ТВД и активным управлением радиального зазора над рабочей лопаткой ТВД

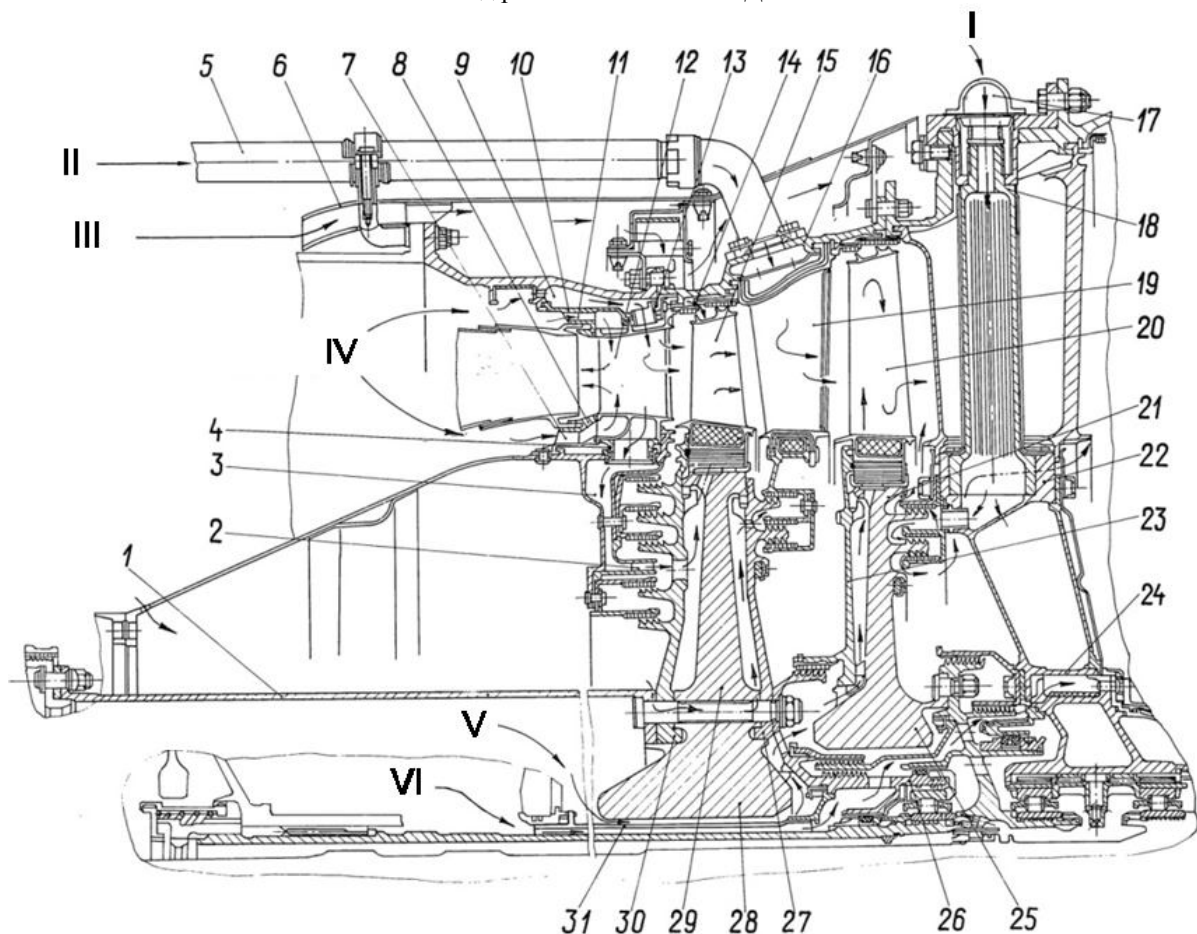


Рис. 2. Конструктивная схема и система охлаждения турбины трёхвальной ТРДДф:  
 I – подвод воздуха из-за двенадцатой ступени компрессора; II – воздух из разгрузочной полости за компрессором; III – воздух второго контура; IV – вторичный воздух камеры сгорания; V - воздух из-за двенадцатой ступени компрессора; VI - воздух из-за восьмой ступени компрессора;  
 1...31 – детали конструкции турбины

лы для плёночного охлаждения лопатки. Увеличение диаметрального размера входной кромки профильной части лопаток СА с односторонним подводом нежелательно не только с газодинамической точки зрения, но и потребует затрат большего количества охлаждающего воздуха вследствие роста её наружной поверхности, требующей охлаждения.

Рассмотрим особенности этой системы охлаждения далее. Воздух к закручивающей решётке 2 подводится через дефлектор, расположенный в задней полости лопатки СА, а затем он попадает в полость, образованную на нижней поверхности корневой полки, и через специальный патрубок направляется к закручивающей решётке 2. Принципиальным в этой конструкции является полость с охлаждаемым воздухом, которая примыкает к нижней полке сектора СА. Из этой полости осуществляется подвод охлаждающего воздуха к горячей поверхности нижней полки СА и её плёночное охлаждение.

Следующим важным элементом конструкции ТВД, представленной на рис. 2, является система лабиринтных уплотнений, установленных над закручивающей решёткой. Сравним их конструкцию с аналогичной системой лабиринтных уплотнений, показанных на рис. 1. В результате сравнительных исследований лабиринтов, выполненных авторами, следует, что эффективность ступенчатых лабиринтных уплотнений с поворотом потока на  $360^\circ$ , использованных в турбине рис. 2, существенно выше эффективности ступенчатых уплотнений с поворотом потока на  $180^\circ$ , которые применены над закручивающей решёткой в ТВД, показанной на рис. 1. Соответственно, коэффициенты расхода этих лабиринтов, рассчитанные по формуле А. Стодола [1, 3, 4], в среднем равны 0,5 и 0,7, т.е. отличаются примерно на 30%. К этому надо добавить влияние существенно большего числа зубьев, их пять вместо одного в каждой ступени этого ступенчатого лабиринта, показанного на рис. 2. Таким образом, суммарное число зубьев в сравниваемых конструкциях равно соответственно 20 и 4, что эквивалентно суммарному повышению эффективности этого лабиринта с поворотом потока на  $360^\circ$  в 2,2 раза.

В настоящее время обширные работы проводятся по исследованию эффективности щёточных и пальчиковых уплотнений, рассматривается целесообразность их применения в различных элементах конструкций ГТД [5,6,7,8]. В справочнике ЦИАМ [5] приводятся результаты испытаний щёточных уплотнений, установленных на модифицированном двигателе CFM56-5B, проведенных в рамках программы ТЕСН56, которые показали, что щёточные уплотнения, установленные вместо лабиринтных уплотнений, над закручивающей решёткой подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам этой

турбины (эта конструкция, аналогична той, которая изображена на рис. 1), обеспечивают снижение утечек охлаждающего воздуха примерно на 40%.

Актуальность совершенствования системы уплотнений в конструкциях ТВД, аналогичных конструкции CFM56-5B, заключается не только в снижении утечек охлаждающего воздуха из тракта охлаждения. В турбине, показанной на рис. 1, в рабочие лопатки ротора ТВД подводится около 4,7% охлаждающего воздуха. Одновременно с этим в осевой зазор втекает на крейсерском режиме примерно 1,8% этого воздуха. Именно эти втекания особенно негативны, они примерно на 3...3,5% снижают КПД этой ступени.

Как известно, щёточные уплотнения являются контактными конструкциями, щётки располагаются на статоре и касаются поверхности ротора. По сравнению с бесконтактными лабиринтными уплотнениями можно предположить, что их конструкции имеют меньшие ресурсы работы в часах и циклах, а также более интенсивное ухудшение расходных характеристик в авиационных ГТД, в связи с возможным износом щёток и перегревом «нитей» щётки при их установке в лабиринт и длительной работе этого узла. Поэтому приведенная выше конструкция контактного ступенчатого лабиринтного уплотнения, с поворотом потока на  $360^\circ$ , имеющего более высокие характеристики, чем щёточные лабиринты, установленные на модификации CFM56-5B по программе ТЕСН56, вполне может быть рекомендована для широкого использования, в том числе и в лабиринтном уплотнении, устанавливаемом на входе в разгрузочную полость за КВД.

На рис. 3 представлен пример конструктивных схем различных уплотнений I, II газовых полостей двухступенчатой турбины с использованием комбинации ступенчатых лабиринтов и поворотом потока на  $180$  и  $360^\circ$ , которые имеют максимальную эффективность.

Величины радиальных зазоров, указанные на рис. 3, являются, так называемыми, «холодными» зазорами, которые приводятся в сборочных чертежах узлов, должны контролироваться при сборке и указываться в паспорте этого узла.

Для определения величин утечек газа в лабиринтных уплотнениях необходимо оценить расчётом два параметра:

- величины так называемых «горячих» зазоров на критичном режиме работы ГТД, где он минимален, а также и на всех других режимах работы двигателя, в том числе и в процессе запуска, режиме максимальной экономичности и т.д.;

- перепад давления газа на входе и выходе газа из лабиринтного уплотнения, который во многом зависит от степени закрученности потока. Интенсивность закрутки воздуха зависит от частоты вращения ротора, объёма полости и диаметральных

размеров, на которых располагается лабиринт.

Для расчётной оценки величины перепада давления газа на лабиринте необходимо выполнить гидравлический расчёт всей воздушной системы, от

места отбора воздуха в систему охлаждения. Реальные величины давлений и температур газа в воздушных полостях турбины определяются на экспериментальном двигателе.

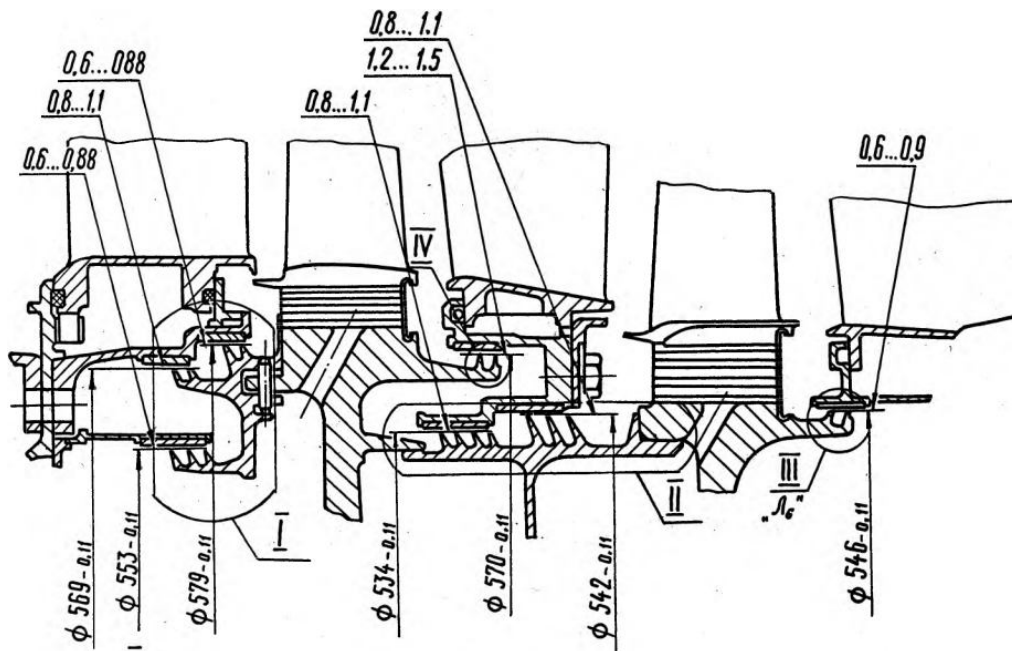


Рис. 3. Конструктивная схема уплотнений, расположенных в газовоздушных полостях двухступенчатой турбины. Уплотнение:

- I – зазора между СА и РК первой ступени турбины;
- II, IV – от перетечек газа в полости, разделяющей вход и выход газа из СА второй ступени ТВД;
- III – радиального зазора за РК второй ступени турбины

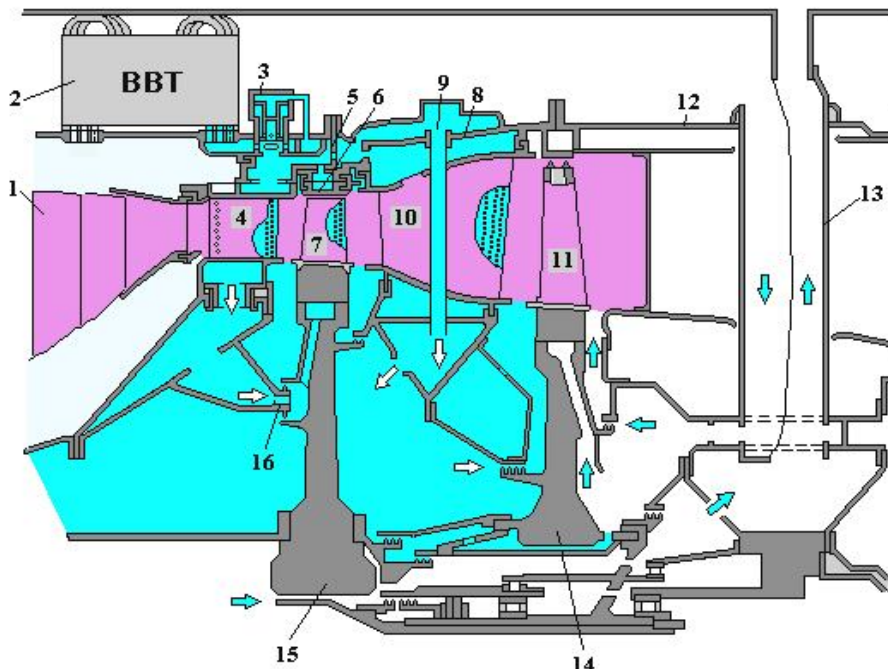


Рис. 4. Схема охлаждения турбины с воздухо-воздушным теплообменником (ВВТ):

- 1 – камера сгорания; 2 – воздухо-воздушный теплообменник; 3 – клапанный аппарат; 4 – лопатка соплового аппарата ТВД; 5 – наружное кольцо; 6 – сотовые вставки; 7 – лопатка рабочего колеса; 8 – обод;
- 9 – перепускная трубка; 10 – лопатка соплового аппарата ТНД; 11 – лопатка рабочего колеса ТНД;
- 12 – корпус опоры турбины; 13 – силовая стойка; 14 – рабочее колесо ТНД; 15 – рабочее колесо ТВД;
- 16 – аппарат закрутки

Уменьшение расхода охлаждающего воздуха может быть достигнуто путём предварительного снижения его температуры в воздухо-воздушном трубчатом теплообменнике (ВВТ), расположенном в наружном контуре ТРДД (ТРДДф). На рис. 4 показана схема охлаждения турбины с ВВТ, выполненном из тонкостенных титановых трубок толщиной 0,3, наружный диаметр которых равен 6 мм, охлаждается и через клапанный аппарат 3. Вторичный воздух через отверстия в корпусе камеры сгорания поступает в теплообменник, далее он идёт на охлаждение деталей рабочего колеса турбины. Матрица теплообменника многоходовая с перекрёстной схемой движения теплоносителей. Клапанный аппарат 3 предназначен для изменения расхода воздуха, идущего на охлаждение ротора турбины, в зависимости от режима работы двигателя. Он состоит из 32 клапанов-поршней с радиальными отверстиями и уплотнительными кольцами, корпуса седла и крышки с каналом подвода управляющего давления. Клапанный аппарат закреплен на корпусе с граненой наружной поверхностью. При отсечке охлаждающего воздуха на крейсерском режиме работы двигателя поршень клапанного механизма опускается вниз и отсекает подвод охлаждающего воздуха к рабочей лопатке ТВД. Вследствие влияния повышенной температуры газа лопатка удлиняется и радиальный зазор уменьшается. Таким образом, КПД турбины повышается вследствие влияния двух факторов: уменьшения величины радиального зазора и снижения отбора воздуха на охлаждение ТВД.

Суммарная площадь поверхности теплообмена, включающей все модули ВВТ, расположенные на корпусе камеры сгорания, составляет 4,2 м<sup>2</sup>. При расходе охлаждающего воздуха 9,5 % и потерях давления 13 % снижение температуры воздуха в теплообменнике составляет 150°С на земле и 220°С в полете. Вес теплообменника 14 кгс. Его эффективность может быть и далее повышена за счёт уменьшения диаметрального размера трубок, примерно до 4 мм, увеличения осевой длины модуля ВВТ и интенсификации теплоотдачи со стороны воздуха наружного и внутреннего контура. Выполненные расчёты показывают, что в перспективных конструкциях с гладкими трубами гидравлические потери горячего воздуха ВВТ на высотном режиме работы двигателя могут быть уменьшены до 7%.

## **2. Особенности проектирования системы охлаждения лопаток СА и РК ТВД с развитым конвективно-плёночным охлаждением в перспективных ГТД**

Непрерывное повышение температуры газа перед турбиной ГТД и совершенствование конструк-

ции камеры сгорания требуют соответственного повышения интенсивности охлаждения и снижения гидравлических потерь охлаждающего воздуха. На рис. 5 показано изменение экспериментальных значений коэффициента эффективности охлаждения  $\theta = (T_{Г^*} - T_{Л}) / (T_{Г^*} - T_{ОХЛ.В.})$  от величины расхода охлаждающего воздуха для лопаток СА и РК при их конвективном «а» и конвективно-плёночном «б» охлаждении [4]. В лопатках с конвективно – плёночным охлаждением до недавнего времени ряды перфорации выполнялись с диаметром отверстий минимально 0,65...0,75 мм. В настоящее время технологически возможно выполнять перфорацию с диаметром отверстий, минимально до 0,3 мм, поэтому в перспективных лопатках количество отверстий перфорации может быть примерно в пять раз больше, при сохранении неизменной величины отбора воздуха на охлаждение лопаток турбины.

Для рабочего колеса турбины несущей частью конструкции является её срединная часть. Пропускная способность охлаждающего воздуха замковой части и корневых сечений профильной части лопатки рабочего колеса турбины, с относительной толщиной профиля 0,35%, равна примерно 4,5...5,0 %.

В лопатках соплового аппарата перспективных ТВД с конвективно-плёночным охлаждением возникают различные проблемы обеспечения работоспособности конструкции. Так, например, двухсторонний подвод, как это было показано выше, обеспечивает наличие большого количества охлаждающего воздуха, порядка 10...12%. Это возможно, при условии проектирования широкохордной лопатки СА

На рисунке 6 показаны повреждённая лопатка СА ТВД ТРДДф с конвективно-плёночным охлаждением. Входная кромка пера и нижняя полка имеют прогары, полученные вследствие повышенной температуры газа перед турбиной. Кроме того, в этой компоновке топливный коллектор был вынесен за пределы проточной части, на внешнюю поверхность корпуса камеры сгорания, с целью повышения эксплуатационной технологичности камеры сгорания и снижения её гидравлического сопротивления. Вследствие повышения давления газа на входе в камеру сгорания перепад давления охлаждающего воздуха на входной кромке уменьшился до отрицательной величины, горячий газ вошёл во внутреннюю полость лопатки и прожёл входную кромку (рис. 6а). Для восстановления работоспособности плёночного охлаждения лопатки были внедрены мероприятия, уменьшающие потери давления охлаждающего воздуха на входе в её внутреннюю полость и обеспечивающие положительную величину перепада давления охлаждающего воздуха относительно давления газа на входной кромке лопатки.

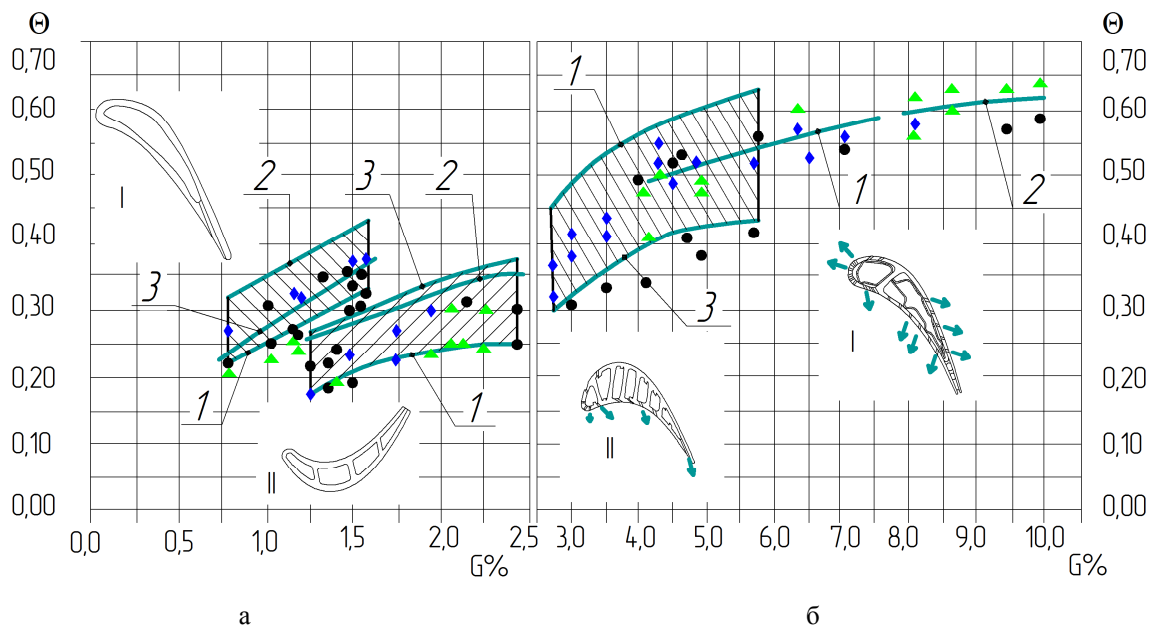


Рис. 5. Эффективность охлаждения  $\theta$  в характерных участках сопловых СЛ (I) и рабочих РЛ (II) лопаток СА и РК турбины при их охлаждении по конвективной «а» и конвективно - плёночной «б» схемам в зависимости от относительной величины расхода охлаждающего воздуха  $G$ . Здесь: 1 ( $\blacktriangle$ ) – входная кромка; 2 ( $\blacklozenge$ ) – средняя часть профиля; 3 ( $\bullet$ ) – выходная кромка



Рис. 6. Прогары лопаток СА ТВД с конвективно-плёночным охлаждением, выполненным из сплава ВКНА: а – на входной кромке; б – на выходной части полок

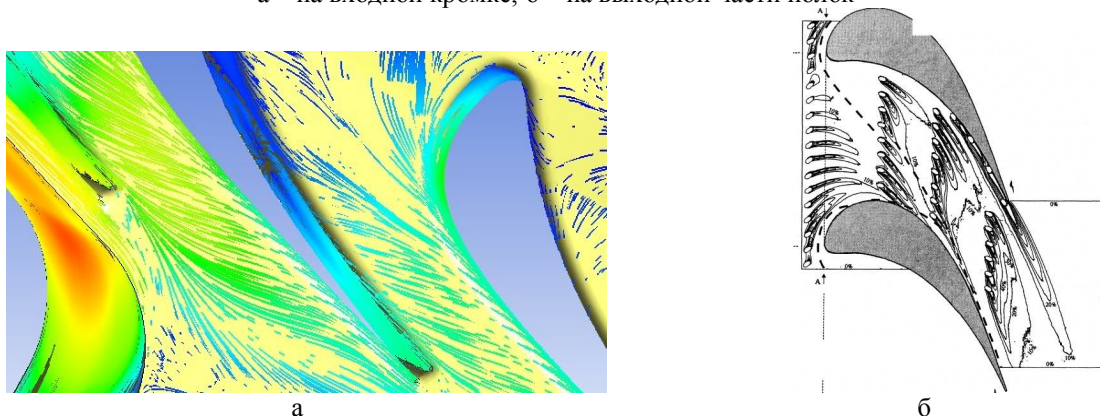


Рис. 7. Линии тока в межлопаточном канале на поверхности нижней полки СА ТВД: а – расчётные линии тока, полученные в пакете Ansys CFX, подтверждают наличие вторичных течений газа поверхности полки; б – струйное течение охлаждающего воздуха на торцевой поверхности межлопаточного канала. Экспериментальные точки на рис. 5 демонстрируют достигнутый уровень интенсивности охлаждения, равный примерно  $\theta = 0,55$ . Рассмотрим конструктивные возможности его повышения, при сохранении уровня расхода воздуха, отбираемого в систему охлаждения

Прогары нижней полки лопатки СА, показанные на (рис. 6 б), вызваны вторичными течениями газа (рис. 7 а и 7 б), которые «смывают» в срединной и выходной части полки в межлопаточном канале охлаждающий воздух в направлении спинки профиля, оставляя её выходную часть без охлаждения. На рис. 8 показана конфигурация торцевой поверхности межлопаточного канала СА, в котором вторичные течения гасятся из-за сферических уг-

лублений, образующих местные диффузорные участки (см. рис. 9).

Расчеты, выполненные в пакете Ansys CFX, подтверждают, что периодически расположенные сферические углубления, расположенные на полке СА ТВД, препятствуют распространению вторичных токов и нерациональному движению охлаждающего воздуха.

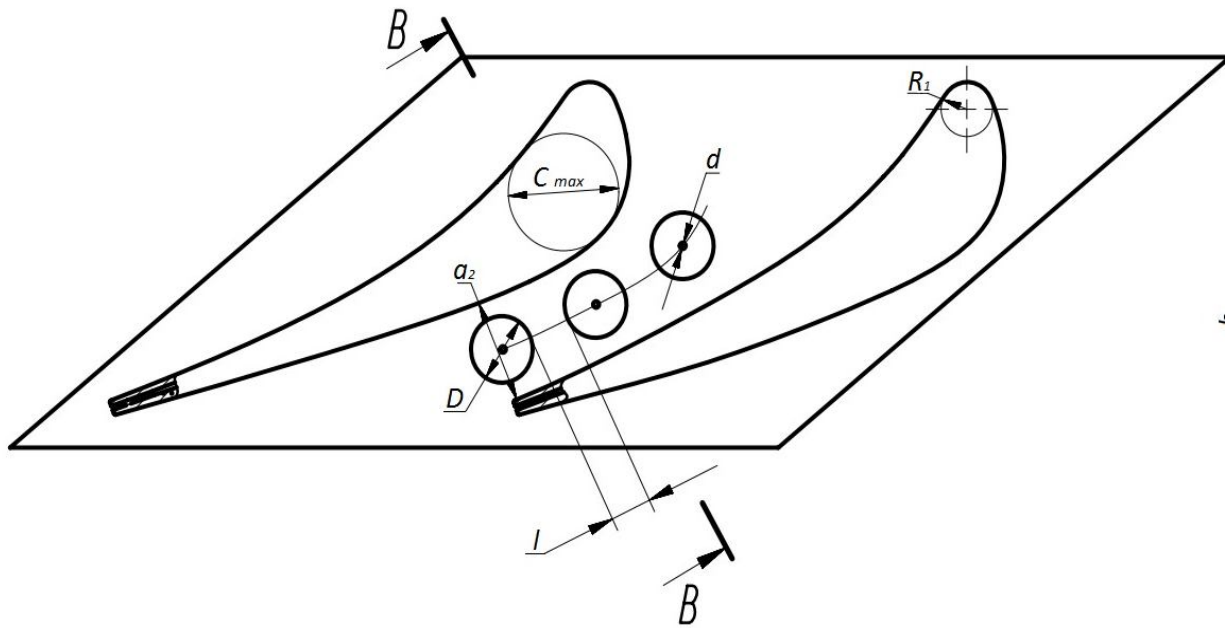


Рис. 8. Торцевая поверхность межлопаточного канала СА со сферическими углублениями, препятствующими образованию вторичных течений газа в пристеночном слое

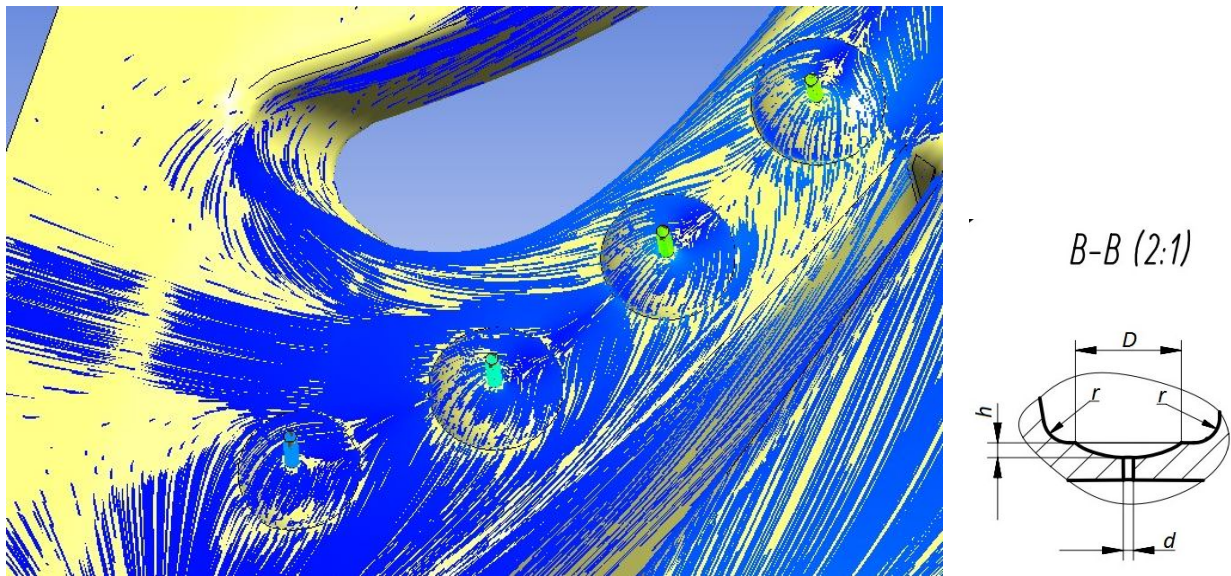


Рис. 9. Линии тока на полке СА при наличии периодических сферических углублений



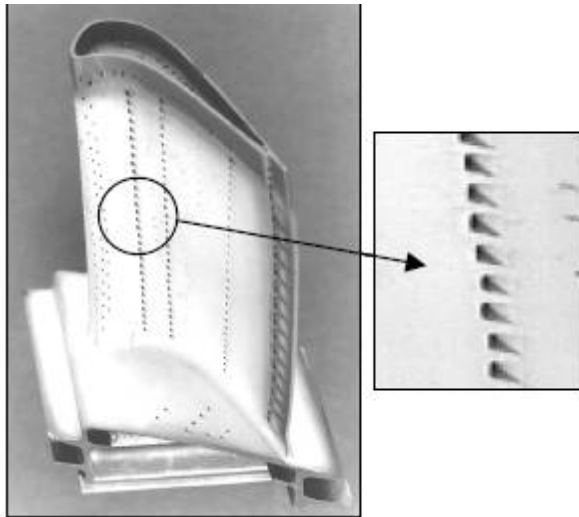


Рис. 10. Лопатка рабочего колеса турбины с конвективно-плёночным охлаждением

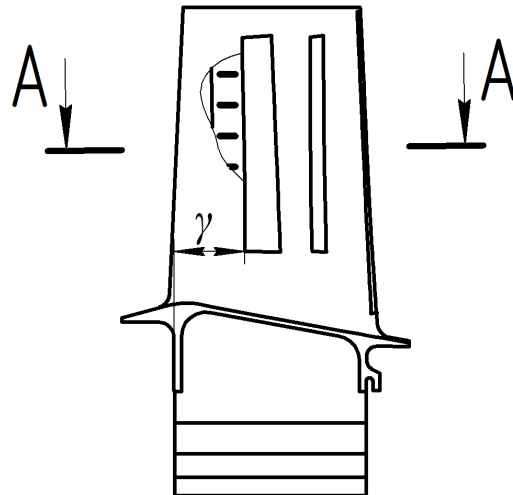


Рис. 11. Лопатка рабочего колеса турбины с щелевым охлаждением

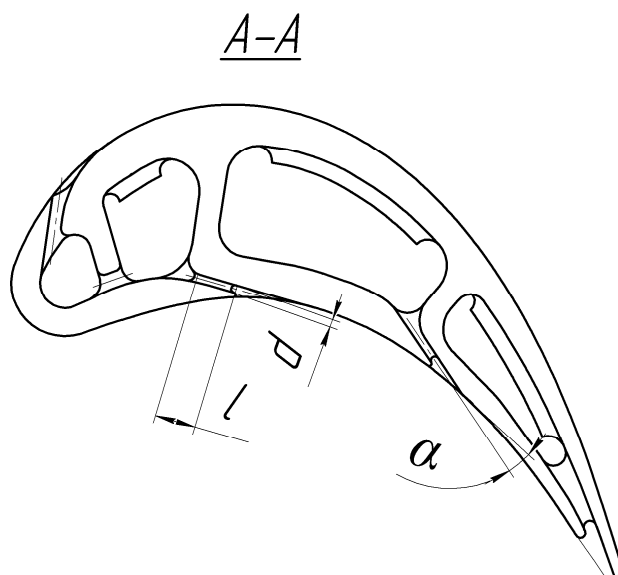


Рис. 12. Профиль сечения А-А пера лопатки с щелевым охлаждением

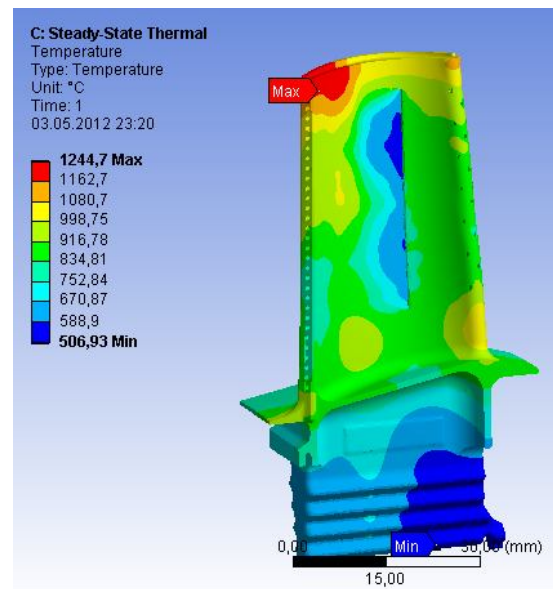


Рис. 13. Результаты расчёта на прочность

Таким образом, в модифицированной конструкции достаточно продлить воздушную полость до крайнего сечения на выходе газа из нижней полки СА и выполнить каналы с перфорацией, позволяющие выпустить охлаждающий воздух на поверхность полки.

Эффективность конвективно-плёночного охлаждения лопаток рабочего колеса ТВД (см. рис. 10), можно повысить, если отдельные локальные струи, направленные под углом к вектору скорости газа в межлопаточном канале, заменить щелевым охлаждением вогнутой части профиля, её несущей средней части (см. рис. 11). Как это видно из рис. 12,

охлаждающий воздух выпускается из первой щели под минимальным углом к основному потоку в пристеночный слой. Максимальное эквивалентное напряжение пера лопатки возникает в перемычках и составляет 250МПа, однако температура перемычек невысока, 690°С, поэтому параметр Миллера-Ларсена низкий,  $P=23$ , и коэффициент запаса прочности высокий,  $k \approx 4$ . Следует также указать на то, что на выходной кромке щели действуют низкие эквивалентные напряжения 63МПа, однако её температура составляет несколько большую величину 857°С. В этом случае параметр Миллера-Ларсена незначительно увеличивается.

Разработанная конструкция лопатки с щелевым охлаждением позволяет снизить неравномерность температурного состояния выпуклой и вогнутой стороны профильной поверхности лопатки. Численные расчёты качественно подтверждают сделанные выше выводы, однако для количественной оценки снижения температуры вогнутой поверхности лопатки необходимо провести экспериментальные исследования натуральных образцов этих лопаток. Использование лопатки с щелевым охлаждением даёт выигрыш по температуре газа на поверхности лопатки порядка 100...110°C и позволяет создать равномерно распределённую пелену охлаждающего воздуха. Кроме того, средняя протяжённость пелены охлаждающего воздуха при температуре газа на поверхности лопатки до 1060°C для лопатки с щелевым охлаждением вдвое больше, чем для лопатки с дискретными цилиндрическими каналами при одинаковой величине расхода охлаждающего воздуха.

### Заключение

1. При проектировании системы охлаждения перспективных высокотемпературных турбин ГТД необходимо использовать существенно больший отбор охлаждающего воздуха от компрессора газогенератора, который для лопаток соплового аппарата первой ступени ТВД должен быть не менее 10...13%, а для лопаток рабочего колеса 4...5%.

2. Использование большого количества воздуха высокого давления в системе охлаждения и эффективное уплотнение воздушных полостей ТВД требуют разработки и применения новых конструктивных решений, препятствующих увеличению утечек охлаждающего воздуха и их втеканию в проточную часть ТВД, способствующих повышению эффективности пристеночного охлаждения на профильных частях охлаждаемых лопаток, снижению всех видов потерь энергии газа, которые в комплексе могут обеспечить как сохранение достигнутого, так и возможность повышения уровня КПД ТВД, имеющегося в настоящее время.

3. Экспериментальная, прочностная и газодинамическая доводка конструкций перспективных

ТВД должна в большей степени производиться на экспериментальных двигателях, как в наземных, так и в полётных условиях, поскольку в этом случае будут проявляться все воздействующие факторы одновременно и может быть оценен реальный эффект от использования новых конструктивных решений.

### Литература

1. Иноземцев, А. А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. – 1175 с.
2. Нестеренко, В. Г. Атлас схемно-конструктивных решений узлов ВРД [Текст]: учеб. пособие / В. Г. Нестеренко, А. М. Любатуров. – М.: МАИ, 1999. – 88 с.
3. Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS технологий [Текст] / Н. Н. Сиротин, А. С. Новиков, А. Г. Пайкин и др. – М.: Наука, 2011-2012. – 2134 с.
4. Mattingley, J. D. Elements of gas turbines propulsion [Text] / J. D. Mattingley. – New York: McGraw-Hill, Inc. – 960 p.
5. Иностранные авиационные двигатели, 2005 [Текст]: Справ. ЦИАМ / под общей ред. В. А. Скубина, В. И. Солонина. – М.: Изд. дом «Авиамир», 2005. – 592 с.
6. Основные результаты научно-технической деятельности [Текст] // ЦИАМ 2001-2005; сб. науч. тр. в двух томах, Т. 1. – М.: ЦИАМ, 2005. – 472 с.
7. Резник, С. Б. Расчётно-экспериментальная оценка эффективности различных типов лабиринтных уплотнений [Текст] / С. Б. Резник, Е. А. Бандурко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 10(107). – С. 189-193.
8. Рублевский, Ю. В. Опыт применения щёточных уплотнений для улучшения параметров авиационных ГТД [Текст] / Ю. В. Рублевский, В. Н. Доценко // Энергетические и технологические процессы и установки. – 2012. – № 8. – С. 45-49.

Поступила в редакцию: 02.06.2014, рассмотрена на редколлегии 12.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., Генеральный директор М. К. Леонтьев, ООО «Альфа - Транзит», Москва.

**ДОСЛІДЖЕННЯ І АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ПОВІТРЯНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ  
ЛОПАТОК ТУРБІН ВИСОКОГО ТИСКУ ГТД**

*В. Г. Нестеренко, В. В. Нестеренко, А. О. Матушкин, С. О. Маслаков,  
А. Асадоллахи-Гохих, А. Ревант Редди*

Розглядаються результати розрахункових і експериментальних досліджень системи повітряного охолодження ГТД з метою розробки нових конструктивних рішень, що забезпечують можливість застосування високих температур газу на виході з камери згоряння, вдосконалення системи охолодження лопаток статора і ротора турбіни високого тиску ГТД, за умов допустимого збільшення кількості охолоджуючого повітря, споживаного цією системою охолодження, поліпшення ефективності його використання і забезпечення високого ККД турбіни, зменшення рівня вторинних втрат енергії газу і паразитних втік повітря в проточну частину турбіни.

**Ключові слова:** газотурбінний двигун, конструкція вузла або деталі, газогенератор, охолодження, турбіна, камера згоряння, температура, лопатка, лабіринтове ущільнення, коефіцієнт витрати.

**STUDIES AND ANALYSIS OF THE EFFECTIVENESS OF AIR COOLING SYSTEMS  
OF HIGH PRESSURE TURBINE BLADES OF GTE**

*V. G. Nesterenko, V. V. Nesterenko, A. A. Matushkin, S. A. Maslakov,  
A. Asadollahi Ghohieh, A. Revant Reddi*

The article comprises results of numerical and experimental studies of air cooling systems of GTEs aimed at developing new design solutions; enabling the use of high combustion chamber-exit temperatures; improving cooling system of stator and rotor high pressure turbine blades of GTE, taking into account the accepted increase of cooling air consumed by this cooling system, increasing the efficiency of its use and ensuring a high efficiency of the turbine, reducing the level of secondary energy losses and parasitic gas ingestion of air in the flow part of the turbine.

**Keywords:** gas turbine engine, part design, gas generator, cooling, turbine, combustor chamber, temperature, blade, labyrinth seals, coefficient of expense.

**Нестеренко Валерий Григорьевич** - канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры, «Московский авиационный институт (национального исследовательского университета)» (МАИ), Москва, Россия, e-mail: valerinesterenk@yandex.ru.

**Нестеренко Владислав Валерьевич** - ассистент кафедры, «Московский авиационный институт (национального исследовательского университета)» (МАИ), Москва, Россия, e-mail: vladnesterenko@gmail.com.

**Матушкин Антон Алексеевич** - канд. техн. наук, ассистент кафедры, «Московский авиационный институт (национального исследовательского университета)» (МАИ), Москва, Россия, e-mail: radon@inbox.ru.

**Маслаков Сергей Александрович** – аспирант кафедры, «Московский авиационный институт (национального исследовательского университета)» (МАИ), Москва, Россия, e-mail: smaslakov@yandex.ru.

**Асадоллахи Гохих Абдоллах** - канд. техн. наук, ассистент, Тегеранский гражданский авиационный технологический колледж, И.Р. Иран, e-mail: ghohieh@yahoo.com.

**Ревант Редди Аббаварам** - аспирант кафедры, «Московский авиационный институт (национального исследовательского университета)» (МАИ), Москва, Россия, e-mail: revman16388@gmail.com.