

«Мосэнерго». В 2007 г. на ТЭЦ-23 ОАО «Мосэнерго» были введены в эксплуатацию еще две детандер-генераторные установки ДГА-5000. В последние годы в России наметился существенный интерес к турбодетандерам; в работе [6] представлены турбодетандеры нового поколения мощностью до 1 МВт и капсульный вариант турбодетандера мощностью до 300 кВт.

В целом, внедрение детандеров на ГТС Украины и России идет пока чрезвычайно медленными темпами, что обусловлено нерешенными проблемами подачи (продажи) вырабатываемой электрической энергии в электрическую сеть.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патон Б.Е., Халатов А.А. Какие промышленные газотурбинные двигатели нужны украинской ГТС? // Зеркало Недели.–№ 26 (705).–12 июля 2008 г.
2. Патон Б.Е., Халатов А.А., Костенко Д.А., Письменный О.С. Промислові газотурбінні двигуни для газотранспортної системи України: су-

часний стан і проблеми розвитку // Енергетика та електрифікація.–№ 7.–2008.

3. Патон Б.Е., Халатов А.А. Помогут ли газовые турбины преодолеть проблемы энергосистемы Украины? // Зеркало Недели.–№ 47 (726).–12 декабря 2008 г.

4. Патон Б.Е., Халатов А.А., Костенко Д.А., Письменный О.С. Концепція (проект) Державної науково-технічної програми створення промислових газотурбінних двигунів нового покоління для газової промисловості та енергетики // Вісник Національної академії наук України. – № 4. – 2008.

5. Gailloro G. Mechanical Drive Order Survey // Diesel & Gas Turbine Worldwide.–December 2008.

6. Гуров В.И. Циам – плацдарм инноваций // Газотурбинные технологии.–Сентябрь/2009, №7(78).

Получено 27.10.2009 г.

УДК 532.516; 536.24.01

Халатов А.А.,¹ Романов В.В.,² Дашевский Ю.Я.,² Письменный Д.Н.²

¹Институт технической теплофизики НАН Украины

²ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК

ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТД

Часть 1. Современное состояние

У статті наведено перспективи підвищення температури газу перед турбіною в енергетичних ГТД. Розглянуто також конструкції охолоджуваних лопаток сучасних високотемпературних двигунів.

В статье представлены перспективы повышения температуры газа перед турбиной в энергетических ГТД. Рассмотрены конструкции охлаждаемых лопаток современных высокотемпературных двигателей.

This report presents prospects of the inlet temperature growth in gas turbines for power plants. The air cooled blades & vanes design features for the modern and perspective high performance engines are considered.

D_h – гидравлический диаметр канала;
 e – высота ребра;
 f – коэффициент трения;
 m – коэффициент вдува;

Nu – число Нуссельта;
 P – шаг ребер в направлении течения;
 Re – число Рейнольдса;
 T – температура;

s – эквивалентная ширина щели;
 x – текущая координата;
 α – угол наклона ребра;
 θ – относительная глубина охлаждения.

Индексы нижние:

s – гладкий канал;
 Γ – газ на входе в турбину;
 $гр$ – греющий газ;
 $охл$ – охлаждающий воздух;
 $ст$ – стенка.

Сокращения:

ВМ – вихревая матрица;
 ГТД – газотурбинный двигатель;
 МК – монокристаллическое (литье);
 НК – направленная кристаллизация;
 ПГУ – парогазовая установка;
 РЛ – рабочая лопатка;
 СЛ – сопловая лопатка;
 ТВД – турбина высокого давления;
 ЦНИОКР – центр научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

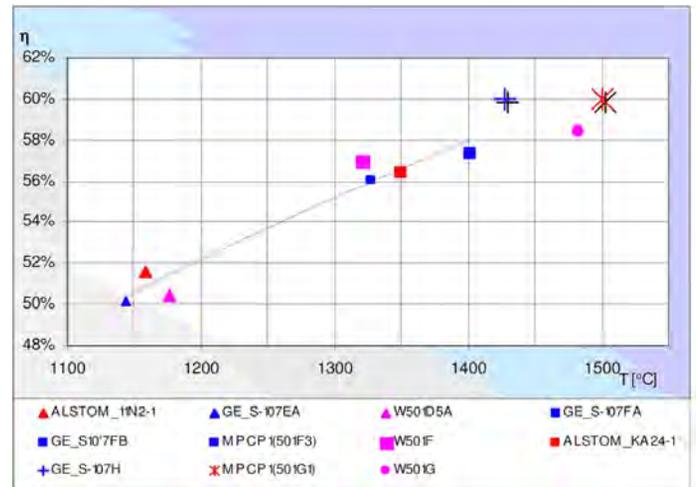
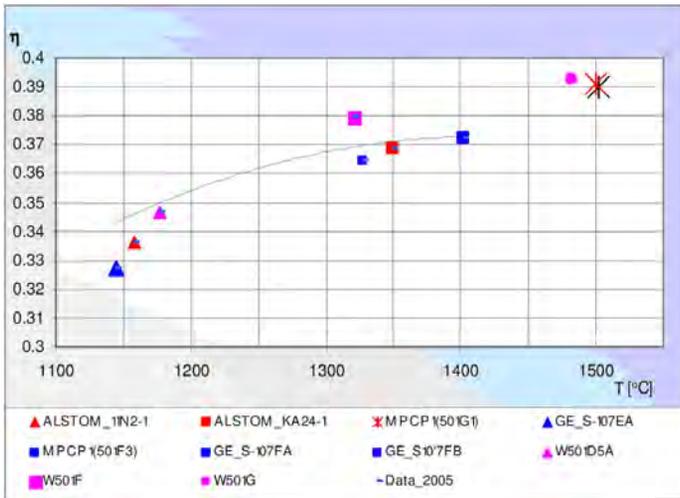
1. Уровень параметров современных энергетических ГТД и проблемы разработки для них охлаждаемых лопаток

Наиболее перспективным способом применения ГТД в энергетике в настоящее время считается их использование в парогазовом (комбинированном) цикле в составе парогазовых установок (ПГУ). Это позволяет повысить термический КПД установки по сравнению с простым циклом примерно в 1,4...1,5 раза. В то же время, одним из главных способов повышения КПД ГТД и ПГУ является повышение температуры газа перед турбиной (T_r), что может быть проиллюстрировано данными, приведенными на рис. 1 [1]. В наиболее высокотемпературных ГТУ уже достигнут КПД около 40 % в простом цикле и 60 % в парогазовом.

В конце 90-х годов XX в. в зарубежных энергетических ГТД большой мощности (свыше 200 МВт), таких как M501G, M701G, M701H фирмы «Мицубиси», MS7001G, MS9001G, MS9001H фирмы «Дженерал Электрик» и ряде других были достигнуты T_r на уровне 1500 °С, что, как показано на рис. 2, соответствовало уровню T_r авиационных двигателей [2], разработанных к тому времени. В 1999 г. в открытой печати появились первые публикации о перспективных разработках стационарных двигателей для энергетики с величиной T_r на уровне 1700 °С. В частности, фирма «Мицубиси» с 2004 г. принимает участие в «Японском национальном проекте» по созданию двигателей такого класса. При этом ожидается, что терми-

ческий КПД таких ПГУ (по низшей теплотворной способности топлива) достигнет 62...65 %. Кроме того, при создании таких установок ставится задача уменьшения выбросов CO_2 в атмосферу. На сегодняшний день в энергетических ГТД средней и малой мощности (30 МВт и менее), по целому ряду причин, реально достигнутые значения T_r ниже: порядка 1250 °С на входе в ротор турбины, однако тенденция к ее росту сохраняется и для этих двигателей.

Освоение столь высоких T_r стало возможным, в основном, за счет совершенствования систем охлаждения двигателей в целом и лопаток турбин, несмотря на то, что обеспечение достаточной глубины охлаждения деталей турбинной части, и, особенно, сопловых лопаток (СЛ) и рабочих лопаток (РЛ) первой ступени является одной из наиболее сложных проблем. В этом плане весьма показателен график, представленный на рис. 3 [3, 4], из которого видно, что температура лопатки осталась на прежнем уровне, несмотря на весьма значительный прирост температуры газа. Разумеется, для высокотемпературных двигателей создаются и новые, более жаропрочные сплавы, однако улучшение их свойств значительно отстает от роста T_r , что может быть проиллюстрировано на рис. 4 [5]. Указанные на рисунке температуры соответствуют пределу ползучести при нагрузке 138 МПа и ресурсе 50000 часов. Повышение жаропрочности сплавов достигается в основном за счет высокого содержания трения (в современных сплавах до 6 % и более) или



Простой цикл

Комбинированный цикл

Рис. 1. Зависимость КПД некоторых зарубежных ГТД от температуры газа на входе в ротор турбины.

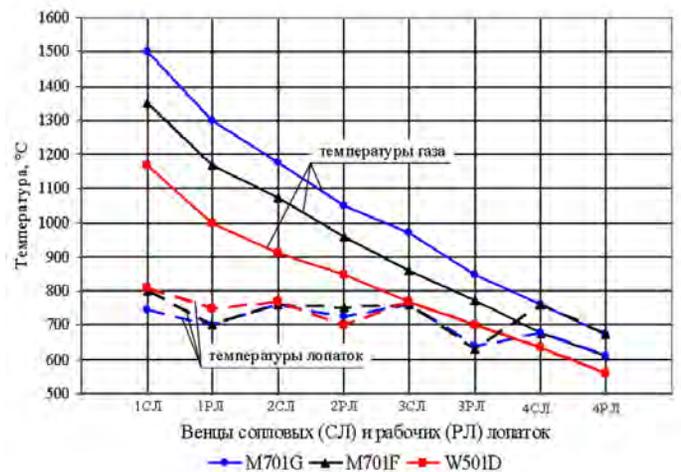
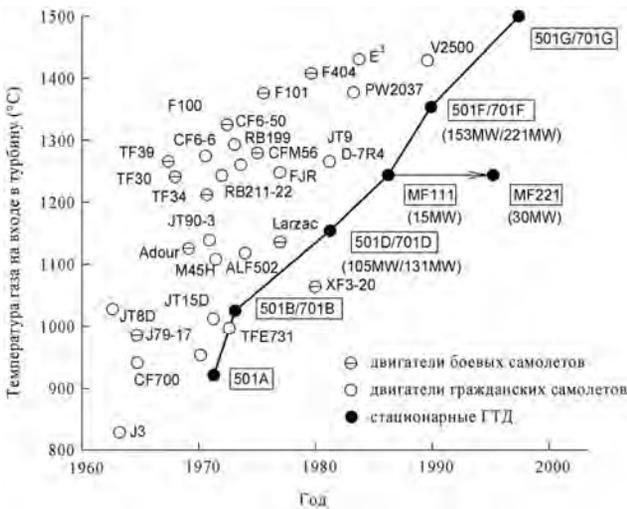


Рис. 2. Повышение температур газа на входе в турбину в некоторых зарубежных ГТД.

Рис. 3. Температуры газа и металла лопаток турбины.

вольфрама, а также редкоземельных элементов, что сопровождается их резким удорожанием.

Повышение жаропрочных свойств сплавов необходимо и для обеспечения ресурса лопаток на уровне современных требований, которые для энергетических ГТД составляют обычно от 30 до 50 тысяч часов. Значительное удорожание изготовления лопаток турбин обусловлено также применением технологии направленной кристаллизации (НК) и, особенно, монокристаллического (МК) литья. Например, фирма «Сименс»

по этой причине в своих новых ГТД большой мощности отказалась от применения МК литья и ограничилась технологией НК.

Важным направлением в освоении более высоких T_T является создание новых теплозащитных покрытий (ТЗП). В настоящее время наибольшее распространение получили двухслойные ТЗП. Внутренний слой – металлический, типа Металл-Cr-Al-Y, где «Металл» – никель или кобальт или и то и другое. Наружный слой – керамика на основе двуокиси циркония,

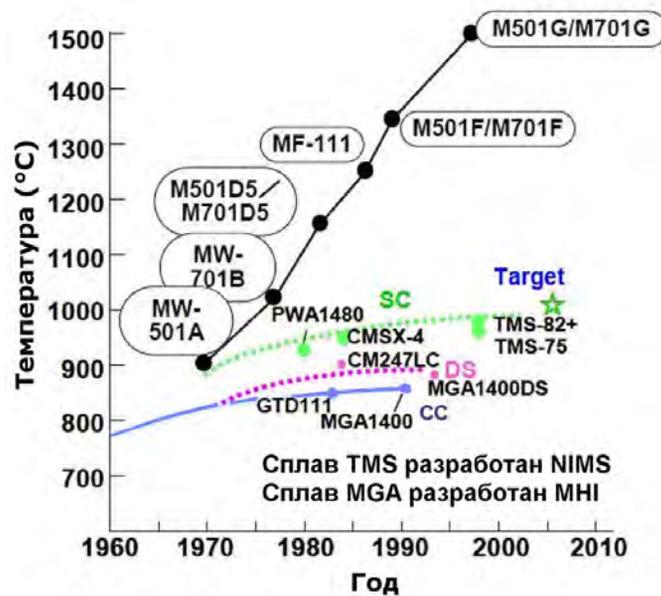


Рис. 4. Рост температуры газа на входе в турбину двигателей фирмы «Мицубиси» и тенденции повышения свойств лопаточных жаропрочных сплавов.

модифицированной окисью иттрия. Такие покрытия в течение ряда лет применяют практически все ведущие фирмы-разработчики ГТД для защиты лопаток первых ступеней. В настоящее время некоторыми фирмами, в частности, «Мицубиси» производится разработка новых ТЗП, наружный слой которых состоит из пироксидной керамики. Ожидается, что такие покрытия будут обладать коэффициентом теплопроводности примерно на 20 % ниже [5], чем описанные выше, ведутся также работы по повышению надежности и срока службы ТЗП.

По заявлениям представителей фирмы «Мицубиси», повышение T_r с 1500 °C до 1700 °C будет достигнуто следующим образом: 50 °C за счет повышения жаропрочности лопаточных материалов, 50 °C за счет совершенствования ТЗП, а остальные 100 °C – за счет повышения глубины охлаждения лопаток, т.е. преимущественно за счет совершенствования их систем охлаждения.

Очень важно отметить то, что в подавляющем большинстве ГТД самого различного назначения системы охлаждения воздушные, открытые. Несмотря на обширные исследования, паровое охлаждение лопаточных аппаратов по-

прежнему применяется весьма ограниченно и только в стационарных ГТД большой мощности фирм «Дженерал Электрик», «Мицубиси», «Вестингауз» поколения «Н». В этих двигателях величина T_r составляет порядка 1500 °C, т.е. такая же, как у двигателей поколения «G», в которых применяется паровое охлаждение только смесителей жаровых труб (следует также отметить, что, например, в ГТД SGT5-8000H фирмы «Сименс», который также относится к поколению «Н», система охлаждения чисто воздушная [6]). Внедрение парового охлаждения приводит к резкому усложнению конструкции как ГТД, так и ПГУ в целом. При этом повышение КПД ПГУ по сравнению с поколением «G» по данным [7] составляет 1,3...2,0 %, а по сравнению с ПГУ с двигателями поколения «FB» – примерно 2,7 %, а по некоторым данным даже меньше. Кроме того, применение парового охлаждения в ГТД приводит к невозможности его эксплуатации в простом цикле, резко удлиняет процесс запуска, ухудшает маневренные характеристики.

В этом плане показательно, что в настоящее время фирмой «Мицубиси» создана моди-

фикация двигателя M501GAC (G Air Cooled), в котором паровое охлаждение смесителей жаровых труб заменено воздушным. В 2011 г. эта фирма планирует начать поставку двигателей следующего поколения «J», мощностью 320 МВт с $T_r = 1600$ °С, в которых предполагается применить ряд новых технических решений, разработанных в процессе разработки перспективного ГТД с $T_r = 1700$ °С [8]. Внедрение парового охлаждения лопаток турбины на двигателях поколения «J» пока не планируется.

Из всего сказанного выше следует, что совершенствование систем охлаждения лопаток турбин и, прежде всего, воздушных является в настоящее время безальтернативным направлением при создании новых высокоэкономичных ГТД и ГТУ для энергетики.

Еще одна проблема при освоении более высоких T_r заключается в том, что с повышением T_r растет и оптимальная степень повышения давления в цикле ГТД, которая в современных двигателях, предназначенных для работы в составе ПГУ, в ГТД поколения «H» достигает 23 и сохраняется тенденция к её повышению. Это приводит к росту температуры охлаждающего воздуха, что дополнительно усложняет достижение требуемой глубины охлаждения. В целом же необходимо отметить, что повышение T_r приводит к значительному усложнению систем охлаждения ГТД и увеличению количества воздуха, отбираемого на охлаждение. Например, в энергетических ГТД поколений «F», «G», «H» охлаждаются СЛ и РЛ первых трех ступеней турбины из четырех.

Как правило, величина расхода воздуха на охлаждение отдельных лопаточных венцов и двигателей в целом в открытой литературе не приводится. В то же время по косвенным оценкам и собственному опыту проектирования расходы воздуха на охлаждение профильных частей СЛ первой ступени в современных ГТД, ориентировочно, составляют 5...7 % от расхода воздуха на входе в компрессор, РЛ – 3,5...5,5 %. На охлаждение торцевых поверхностей СЛ первой ступени отбирается 1,5...2,5 %, на охлаждение бандажных полок РЛ первой ступени или вставок над ними – 2...3 %. Суммарный отбор воз-

духа на охлаждение лопаток турбины может превышать 20 % от расхода воздуха на входе в компрессор.

Для уменьшения отбора воздуха применяют целый ряд специальных технических решений. Среди таких решений, которые не имеют непосредственного отношения к совершенствованию систем охлаждения лопаток, необходимо отметить: применение специальных охладителей для снижения температуры воздуха, отбираемого на охлаждение деталей турбин водой парового контура; применение воздуха из-за промежуточных ступеней компрессора для охлаждения второй и третьей ступеней турбин.

Следует также отметить уменьшение непроизводительных утечек за счет широкого применения наиболее совершенных уплотнений между деталями ротора и статора, в частности, щеточных уплотнений, а также газоплотных уплотнительных элементов между деталями статора. Задача снижения отборов охлаждающего воздуха стоит очень остро еще и из-за необходимости обеспечения низких выбросов NO_x , в соответствии с современными требованиями. Ввиду ограниченности объема статьи, далее будут рассмотрены только мероприятия, касающиеся лопаточных аппаратов.

Вместе с тем, увеличение расхода воздуха на охлаждение лопаток является необходимой мерой, но недостаточным условием для достижения достаточной глубины охлаждения: для этого необходима еще и максимальная интенсификация теплообмена со стороны охладителя.

Ниже рассмотрены конкретные технические решения, заложенные в конструкциях СЛ и РЛ, позволившие обеспечить допустимые температуры лопаток при максимально высоких температурах газа.

2. Схемы охлаждения, наиболее часто применяемые в лопатках современных ГТД

На рис. 5, взятом из работы [3], показана конструкция СЛ первой ступени двигателя M701G1, которая характерна для большинства современных высокотемпературных ГТД. Внут-

тренимая полость состоит из трех отдельных полостей, в каждой из которых установлен перфорированный дефлектор.

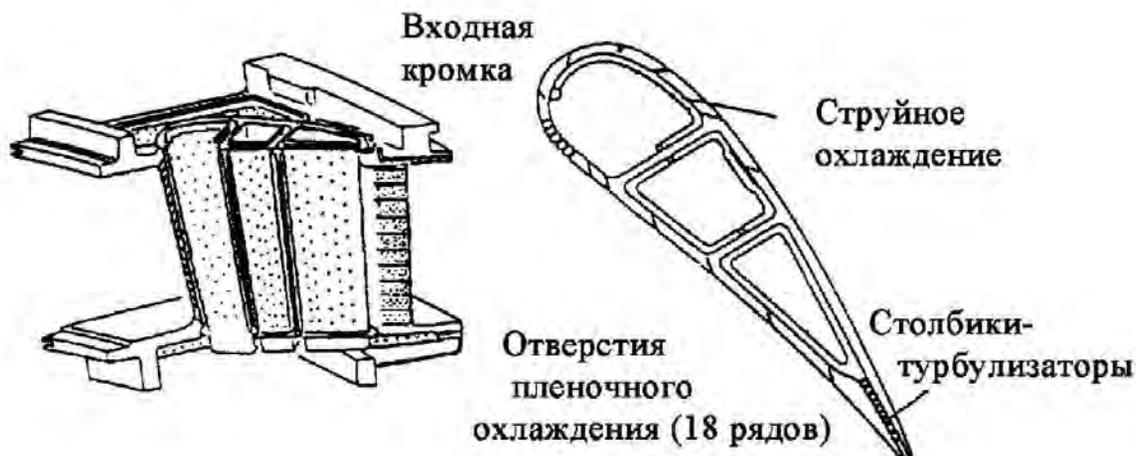


Рис. 5. Схема охлаждения СЛ первой ступени двигателя М701Г1.

Конвективное охлаждение лопатки обеспечивается струйным обдувом внутренних поверхностей стенок через отверстия в дефлекторах. Как видно из рисунка, участок струйного охлаждения отсутствует в районе входной кромки, т.е. присутствует только в зоне наиболее высокого противодавления со стороны газа. В данной конструкции лопатки конвективное охлаждение комбинируется с развитым пленочным охлаждением. Основное преимущество данного технического решения – относительная простота конструкции при весьма высокой интенсивности конвективного теплообмена. Судя по данным, представленным в открытой печати, лопатки аналогичной конструкции были разработаны еще в конце 80-х г.г. XX в. при создании ГТД поколения «F», однако использованные в них технические решения до настоящего времени применяются очень часто при разработке новых конструкций СЛ.

Аналогичные конструктивные решения характерны для многих СЛ первых ступеней современных авиационных ГТД, несколько упрощенные решения характерны и для стационарных ГТД малой и средней мощности.

В качестве недостатка такого способа охлаждения следует отметить необходимость

выполнения в дефлекторах большого количества мелких отверстий, склонных к засорению, что особенно актуально для двигателей средней и малой мощности.

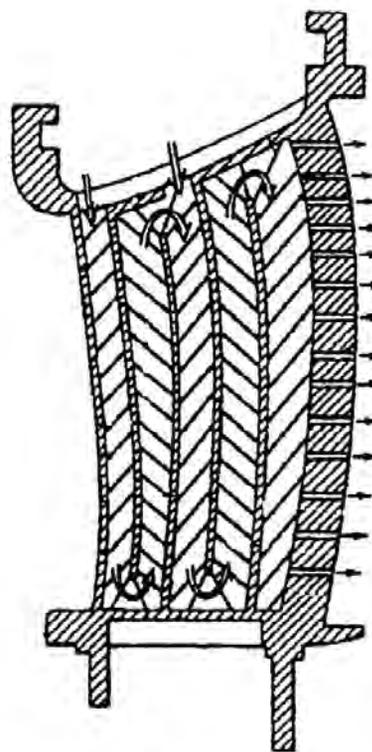


Рис. 6. Сопловая лопатка с петлевой схемой течения воздуха.

Переход на 3-D профилирование лопаточных аппаратов турбин затрудняет применение дефлекторных схем охлаждения лопаток вследствие появления криволинейных образующих пера лопатки. По этой причине в последнее время достаточно широко применяются петлевые схемы охлаждения, условно показанные на рис. 6, которые раньше были характерны в основном для РЛ. Как видно из этого рисунка, охлаждающие каналы лопатки снабжены ребрами-турбулизаторами, которые позволяют повысить интенсивность теплообмена у внутренних поверхностей профиля в несколько раз. Более подробно этот метод интенсификации теплообмена рассмотрен в разделе 3.

Как известно, возможности повышения температуры газа перед турбиной во многом определяются возможностями создания охлаждаемых РЛ первой ступени турбины с необходимой глубиной охлаждения. Для РЛ первых ступеней, которые разработаны в 60-70-е гг. XX в., также были характерны схемы охлаждения с внутренним дефлектором и струйным обдувом внутренних стенок пера лопатки через отверстия в дефлекторе. В РЛ такой конструкции удавалось

достигать достаточно высокой глубины охлаждения, как правило, большей, чем в лопатках с радиальными цилиндрическими каналами и в лопатках со штырьками-турбулизаторами, которые также широко применялись в те годы. Однако из-за целого ряда существенных недостатков конструктивного и технологического характера в настоящее время РЛ с такими схемами охлаждения не разрабатываются.

В настоящее время в ГТД, разработанных в странах бывшего СССР, достаточно широкое применение нашли, так называемые, «вихревые» лопатки, внутренние полости которых частично или полностью состоят из вихревых матриц (lattice cooling по англоязычной терминологии). Вихревая матрица (ВМ) представляет собой систему компланарных межреберных каналов, близких по форме к прямоугольной, пересекающихся под углом 2β , как показано на рис. 7. Потоки воздуха в этих каналах обмениваются вращательным моментом и количеством движения. Схемы вихревых турбинных лопаток различного конструктивного исполнения показаны на рис. 7.

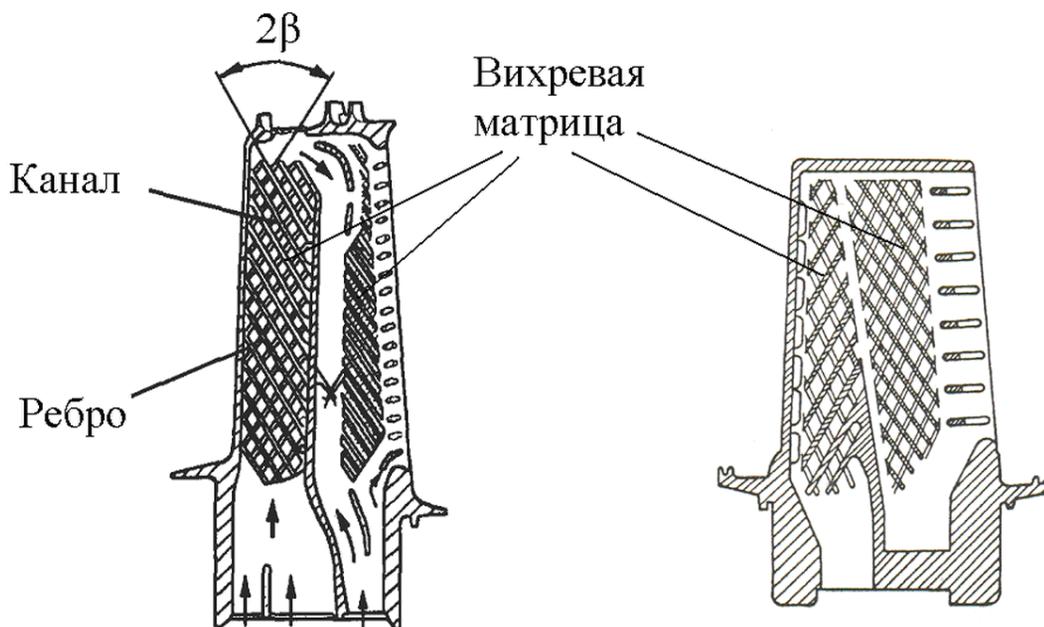


Рис. 7. Схемы вихревых рабочих лопаток.

Применение ВМ в условиях, характерных для лопатки газовой турбины ($\beta=30^\circ\dots60^\circ$), позволяет обеспечить весьма высокую глубину охлаждения при приемлемых потерях давления. Следует отметить, что необходимая глубина охлаждения в таких лопатках достигается, в основном, за счет эффекта оребрения.

Исследования, выполненные в работах [9, 10], показали, что применение ВМ в «хвостовой» части лопатки взамен штырькового охлаждения увеличило долговечность лопатки в 10 раз, а при замене ребер-турбулизаторов на поверхностях внутренних стенок в средней части лопатки на ВМ – в 3,4...4,2 раза. Число термочиклов до появления трещин на стороне давления около выходной кромки лопатки с ВМ оказалось на два порядка больше по сравнению со штырьковой системой охлаждения. Более чем тридцатилетний опыт эксплуатации подтвердил ее исключительную «живучесть» при работе в нерасчетных условиях, при запыленности потока, появлении микротрещин на поверхности лопатки и даже при повреждении посторонними объектами. ВМ успешно применяются также в

СЛ, где они обычно комбинируются с дефлекторными схемами.

Дальнейшее повышение теплообменных характеристик в ВМ ограничивается, в основном, невозможностью увеличения коэффициента оребрения выше определенного уровня, прежде всего, из-за причин технологического характера. Повышение глубины охлаждения в лопатках с ВМ сопровождается увеличением разницы температур оболочки лопатки и вершин ребер матрицы, что не всегда приемлемо.

Необходимо отметить, что данных о применении в зарубежных ГТД РЛ, внутренние полости которых состоят из ВМ, в открытой литературе не обнаружено. Но в то же время, ряд зарубежных фирм, например, «Дженерал Электрик» проводит научные исследования в этой области, что может служить подтверждением перспективности данного способа охлаждения [11, 12].

Обзор конструкций охлаждаемых лопаток современных ГТД различного назначения показал, что, независимо от мощности, абсолютное большинство РЛ имеет петлеобразную схему течения

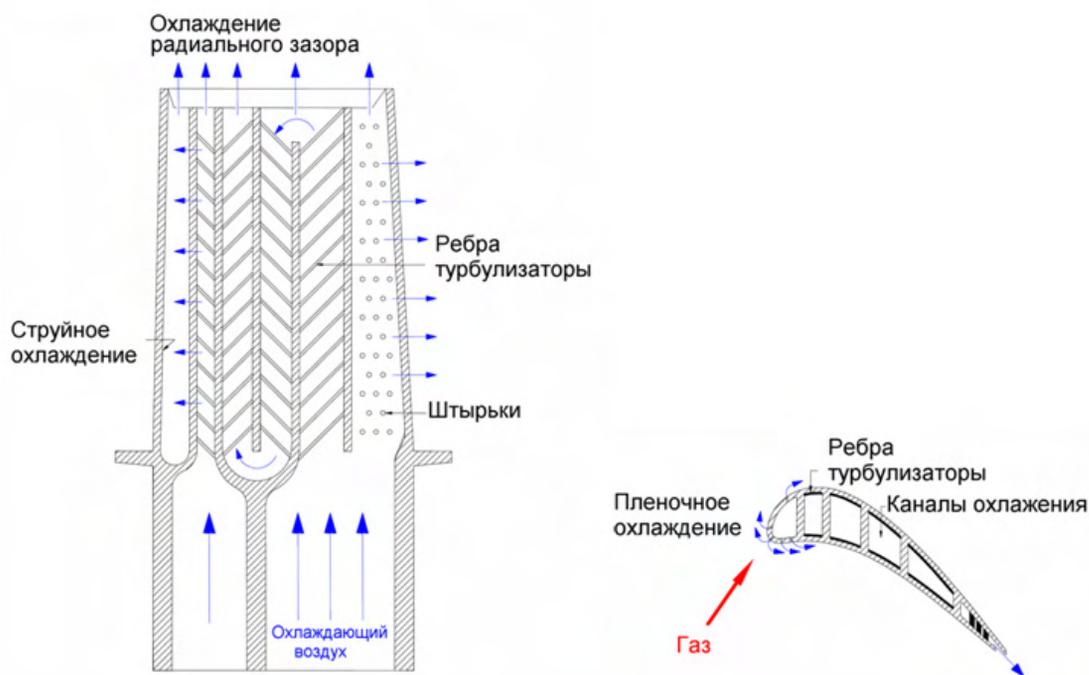


Рис. 8. Типичная схема охлаждения рабочей лопатки.

охладителя с ребрами-турбулизаторами малой высоты. Такие РЛ характерны, в частности, для двигателей фирм «Дженерал Электрик», «Роллс-Ройс», «Мицубиси», «Сименс-Вестингауз», ЗМКБ «Прогресс» и других. В охлаждающих каналах с ребрами-турбулизаторами интенсификация конвективного теплообмена достигается за счет постоянного разрушения пограничного слоя и дополнительной турбулизации потока охладителя у теплообменной поверхности.

В РЛ современных высокотемпературных ГТД петлевые схемы течения, как правило, комбинируются с пленочным охлаждением. Схема такой лопатки показана на рис. 8. Использование выпуска воздуха на пленку позволяет реализовать в таких лопатках многоконтурные схемы охлаждения. Такие схемы позволяют использовать в каждом из контуров весь располагаемый перепад давлений охладителя, что дает возможность достичь максимальной интенсивности теплообмена. Кроме того, при этом для охлаждения наиболее проблемных зон (обычно это входная и выходная кромки) могут быть осуществлены отдельные подводы воздуха с минимальными температурами. В плане конкретных конструктивных решений, такие РЛ отличаются количеством радиальных каналов, количеством отдельных контуров охлаждения, а также конфигурацией ребер-турбулизаторов и схемами их расположения в охлаждающих каналах.

Выводы

На основании выполненного обзора конструкций охлаждаемых СЛ и РЛ можно сделать следующие выводы:

– достигнутые в последние годы успехи в совершенствовании систем охлаждения лопаточных аппаратов позволяют применять чисто воздушные системы охлаждения в энергетических ГТД большой мощности при температурах $T_{\Gamma} = 1500 \dots 1600 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

– из перспективных схем конвективного охлаждения значительный практический интерес представляют циклонные, основанные на принципе закрученного потока в канале охлаждения, многощелевые; а также ряд схем с выпуском воздуха на поверхность;

– дальнейшее совершенствование систем охлаждения лопаток должно проводиться как по пути совершенствования систем внутреннего (конвективного) охлаждения, так и по пути совершенствования систем пленочного охлаждения.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Septimus van der Linden et al.*, Gas Turbine Development, More than 50 Years ago // ASME Paper № GT2005-68966.
2. *Takeishi K., et al.*, Development and Shop Test of a new 25-35MW Class Gas Turbine MF-221 // ASME Paper №96-GT-425.
3. *Aoki S, et al.*, Development of the Next Generation of 1500 °C-class Advanced Gas Turbine for 50 Hz Utilities // ASME Paper №96-GT-314.
4. *Скальцо А., Маклорин Л., Хауард Дж.* Новая высокоэкономичная газовая турбина мощностью 150 МВт. – Современное машиностроение, серия А. 1989, т.11.
5. *Ito E., Tsukagoshi K., et al.*, Development of Key Technologies for the Next Generation of 1700 °C-class Gas Turbine // ASME Paper № GT2009-59783.
6. *Rudolph R., et al.*, Innovative Design Features of the SGT5-800H Gas Turbine and Secondary Air System // ASME Paper № GT2009-60137.
7. *Ольховский Г.Г.* Разработки перспективных энергетических ГТД, Теплоэнергетика №4. – 1996.
8. *Gas Turbine World*, January-February 2009, V. 39, N1. – P.4.

Получено 26.10.2009 г.