

Лекция № 14

Охлаждение деталей турбины

Система охлаждения является в настоящее время неотъемлемой частью конструкции любой современной турбины. В ТВД охлаждаются все лопатки, роторы, корпуса. В ТНД – роторы, корпуса и достаточно часто – лопатки первых ступеней.

Непрерывное совершенствование и усложнение технологий охлаждения является обязательным условием реализации конкурентоспособной конструкции турбины – конструкции, в которой при увеличении температуры перед турбиной расход воздуха на охлаждение не перекрывает выигрыш в удельных параметрах двигателя, а ресурс деталей турбины соответствует требованиям заказчиков.

Тепловое состояние элементов

Рабочие и сопловые лопатки турбины работают в непосредственном соприкосновении с высокотемпературным газом, при этом допустимая температура лопаточных сплавов ниже рабочих температур газа перед каждым венцом на 200...500°C. Наибольшую трудность представляет обеспечение надежности рабочих лопаток, особенно в турбине высокого давления. Они наряду с сопловыми лопатками подвержены термической усталости, вибрации, газовой коррозии и эрозии, действию газовых нагрузок. Кроме того, рабочие лопатки подвергаются действию центробежных сил. С учетом всего этого для надежной работы средняя температура металла лопаток не должна превышать 900...1000°C, а максимальный уровень - 1100°C. Уровень допустимых рабочих температур непосредственно зависит от характеристик применяемого материала лопаток.

Непосредственному воздействию газа подвержены также некоторые роторные и статорные детали турбины: корпуса, ободная часть дисков, лабиринты и другие, менее нагруженные детали. Для обеспечения их надежной работы в течение заданного ресурса применяются:

- специальные жаропрочные, жаростойкие и коррозионно-стойкие сплавы, способные сопротивляться сульфидно-оксидной коррозии;
- изготовление лопаток методом направленной кристаллизации или из монокристалла;
- покрытия для повышения жаростойкости материала (например, из окиси алюминия);
- металлические многокомпонентные покрытия для повышения коррозионной жаростойкости материала - например, покрытие из четырех компонентов (никель – хром – алюминий - иттрий);
- теплозащитные покрытия из керамических материалов с низкой теплопроводностью – для снижения теплового потока в металл лопатки;
- различные схемы воздушного (для промышленных турбин иногда даже парового) охлаждения.

Оптимальная с точки зрения стоимости жизненного цикла двигателя конструкция турбины подразумевает оптимальное сочетание всех перечисленных выше основных способов обеспечения работоспособности. Применение дорогостоящих жаропрочных сплавов увеличивает стоимость материала, но уменьшает потребность в охлаждении. Применение более сложной и эффективной системы охлаждения турбинной лопатки увеличивает ее себестоимость, но позволяет использовать менее дорогие материалы.

Проектирование оптимальной системы охлаждения предполагает последовательное нахождение обоснованного компромисса на всех стадиях реализации проекта.

Принципы

охлаждения

Наиболее популярной системой охлаждения современных турбин является схема открытого (с выпуском охладителя в проточную часть турбины) воздушного охлаждения. С точки зрения общей эффективности турбины в двигателе обычно необходимо проектировать систему охлаждения во-первых - с минимальным расходом охлаждающего воздуха, а во-вторых - с использованием по мере возможности отбора воздуха из-за

промежуточных ступеней компрессора.

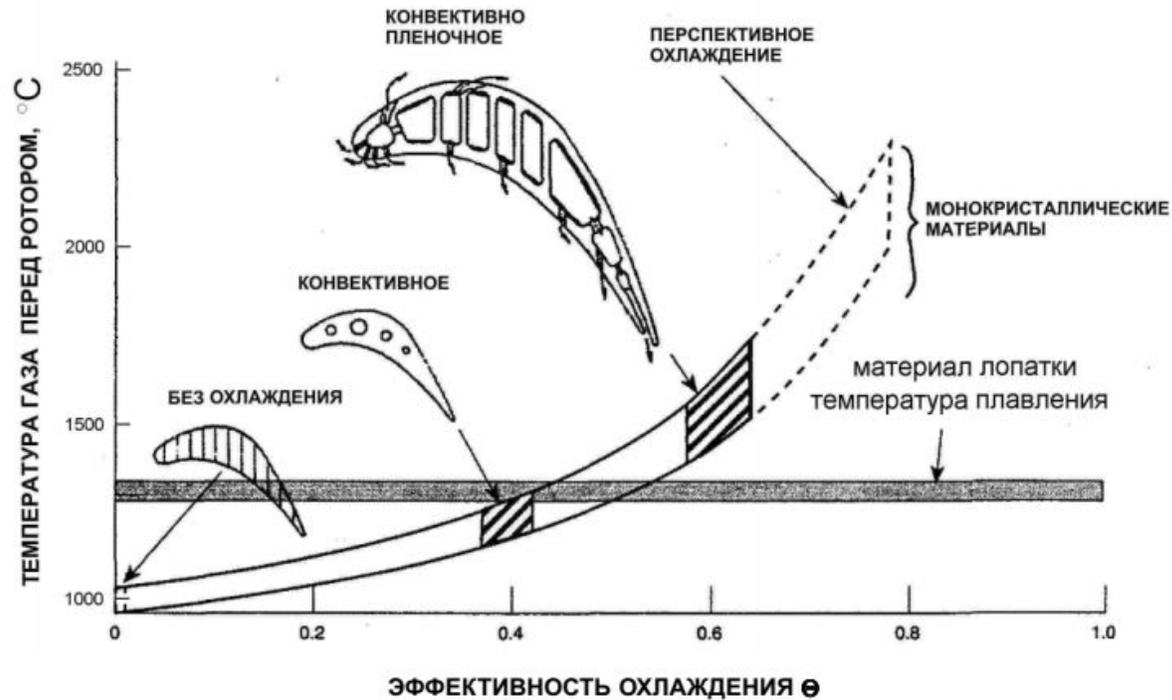
Уменьшение расхода воздуха на охлаждение турбины может быть достигнуто:

- формированием оптимальной радиальной эпюры температуры газа за КС;
- уменьшением окружной неравномерности температуры за КС;
- применением аппарата закрутки для закрутки воздуха в направлении вращения диска на входе в ротор турбины (при этом снижается температура охлаждающего воздуха);
- предварительным охлаждением воздуха в воздухо-воздушном теплообменнике;
- уменьшением утечек охлаждающего воздуха в проточную часть турбины;
- увеличением эффективности системы охлаждения лопаток;
- уменьшением потерь давления охлаждающего воздуха при подводе к лопаткам (это позволяет сохранить и эффективно использовать потенциал давления охлаждающего воздуха непосредственно в лопатках).

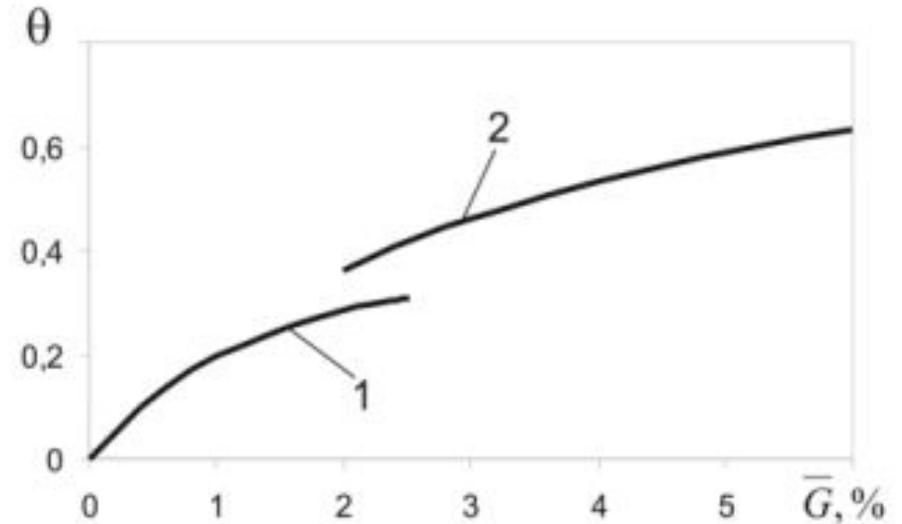
Существует общепринятая характеристика эффективности системы охлаждения – относительная эффективность охлаждения, оценивающая совершенство системы и позволяющая определить температуру лопатки при известном расходе воздуха. Относительная эффективность охлаждения является отношением реального понижения температуры металла лопатки ($T_{л}$) относительно газа $T_{г}$ к максимально возможному понижению - до температуры охлаждающего воздуха ($T_{в}$). Соответственно, относительная эффективность охлаждения определяется по формуле:

$$\theta = (T_{г} - T_{л}) / (T_{г} - T_{в}).$$

Принципы охлаждения



На данном рисунке приведены приближенные зависимости средней (по сечению лопатки) относительной эффективности охлаждения для конвективного и конвективно-пленочного охлаждения. Для больших расходов воздуха конвективная схема реализуется с трудом (из-за ограничений по пропускной способности лопатки). При малых расходах воздуха трудно реализовать пленочное охлаждение (из-за нехватки воздуха на пленку).



На данном рисунке представлен прогресс в области эффективности охлаждения (за счет конструктивного совершенствования схем охлаждения) и его решающий вклад в увеличение температуры газа перед турбиной в современных конструкциях.

Относительная эффективность охлаждения для среднего сечения рабочей лопатки 1 – конвективное охлаждение; 2 – конвективно-пленочное охлаждение

Принципы охлаждения

Для ориентировочных расчетов может быть использована обобщающая формула для оценки эффективности охлаждения лопатки в зависимости от расхода охлаждающего воздуха:

$$\theta = G_{\text{ВО}} / (G_{\text{ВО}} + 3.5),$$

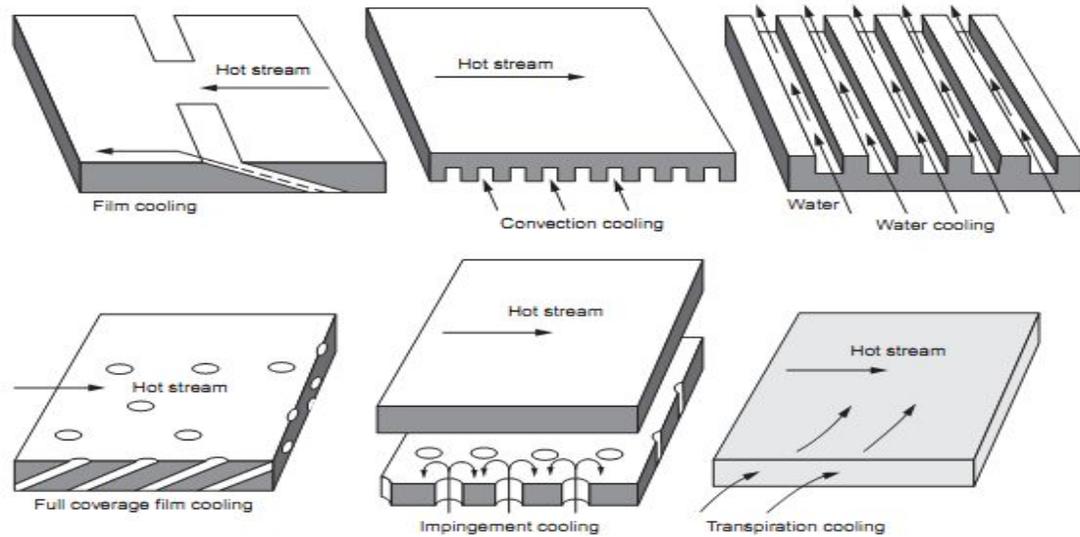
где $G_{\text{ВО}}$ – расход охлаждающего воздуха, %.

Относительная эффективность охлаждения может определяться для любого места профиля (например, для входной кромки) или как средняя величина по сечению профиля лопатки. θ определяется соотношением коэффициентов теплоотдачи от газа к лопатке и от лопатки к охлаждающему воздуху. На коэффициент теплоотдачи от газа повлиять довольно сложно, хотя повышение аэродинамического совершенства лопаток позволяет снизить уровень скоростей на профиле и коэффициент теплоотдачи к нему. Однако решающее влияние на относительную эффективность охлаждения оказывает интенсивность внутренней теплоотдачи лопатки – от металла к охлаждающему воздуху.

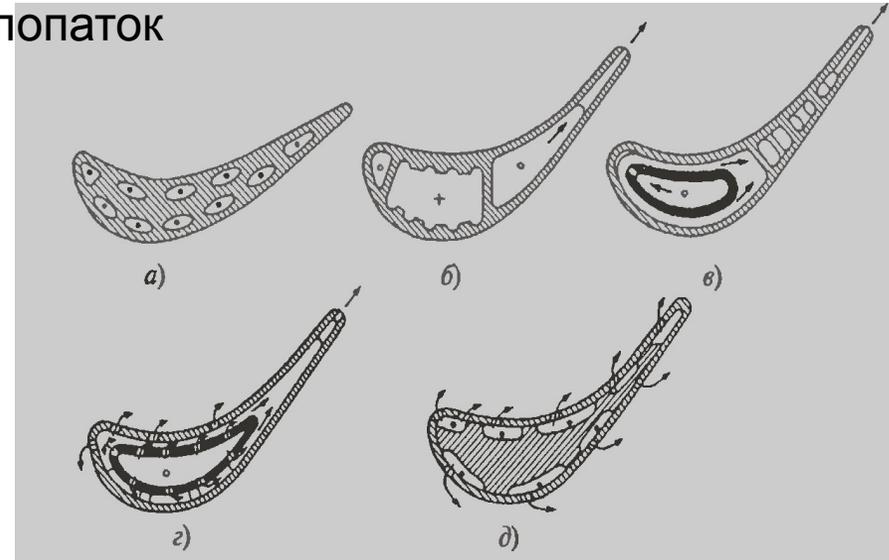
Расход охлаждающего воздуха в лопатку (как и на другие детали турбины) обычно измеряется в относительных величинах – в процентах от расхода воздуха на входе в компрессор. Сравнение различных конструкций лопаток наиболее информативно по относительной эффективности охлаждения при одинаковом относительном расходе охлаждающего воздуха.

Однако, всегда более высокая интенсивность внутренней теплоотдачи (которая обеспечивает более высокую эффективность охлаждения) достигается за счет более высоких потерь полного давления в самой лопатке. А увеличение давления на входе в лопатку всегда связано с увеличением паразитных утечек охлаждающего воздуха в системе подвода.

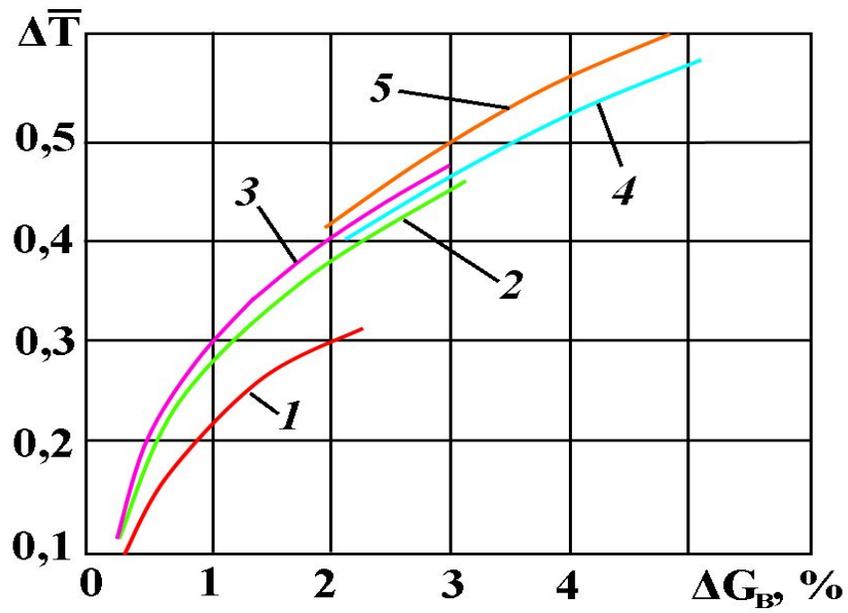
Способы охлаждения



Конструктивные схемы охлаждения лопаток



Зависимость относительной глубины охлаждения лопаточного аппарата от расхода охлаждающего воздуха



а – схема с радиальными канавками, б – петлевая схема охлаждения (направление течения охлаждающего воздуха показано знаками «о» - течение к периферии лопатки, «+» - течение к корневому сечению), в – схема с продольно поперечным течением воздуха, г – дефлекторная схема, д – схема гильзовой конструкции

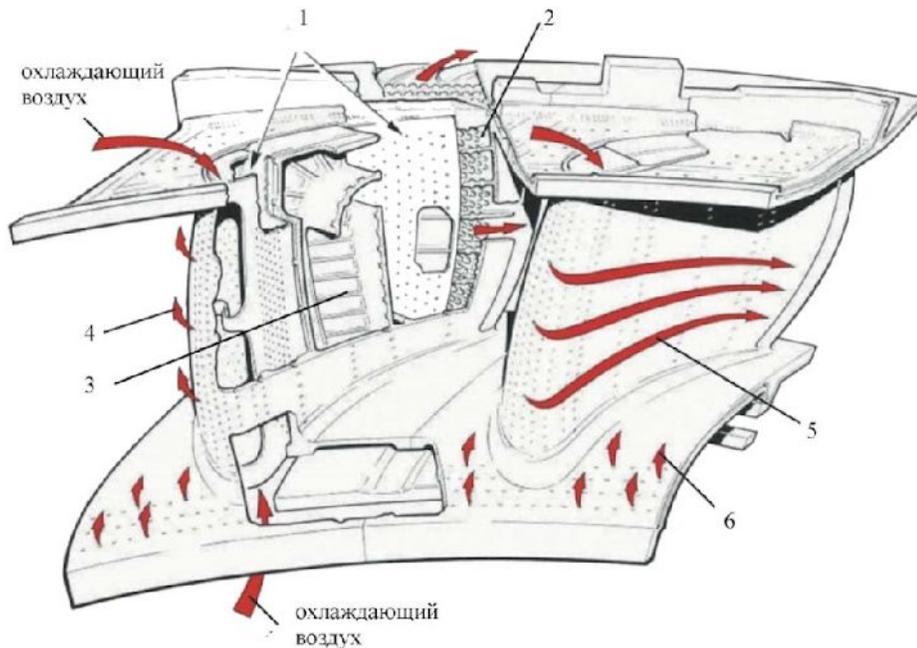
1 – лопатка с радиальными каналами; 2 – лопатка с петлевым течением охлаждающего воздуха; 3 – дефлекторная лопатка; 4 – сопловая лопатка с конвективно-заградительным охлаждением; 5 – рабочая лопатка с конвективно-заградительным охлаждением

Конвективное, пленочное и пористое охлаждение

Конвективное охлаждение деталей турбины реализуется путем съема тепла потоком воздуха с внутренних поверхностей охлаждающих каналов в лопатках и других деталях с последующим выпуском воздуха в проточную часть. Воздух обычно выпускается в проточную часть в зоны с относительно низким давлением газа (в области выходной кромки или в область верхнего торца лопатки за гребешками уплотнения). Поэтому конвективная схема допускает достаточно интенсивное использование запаса по давлению во внутренних каналах деталей и применение достаточно значительных гидравлических сопротивлений для интенсификации теплоотдачи на внутренних поверхностях деталей.

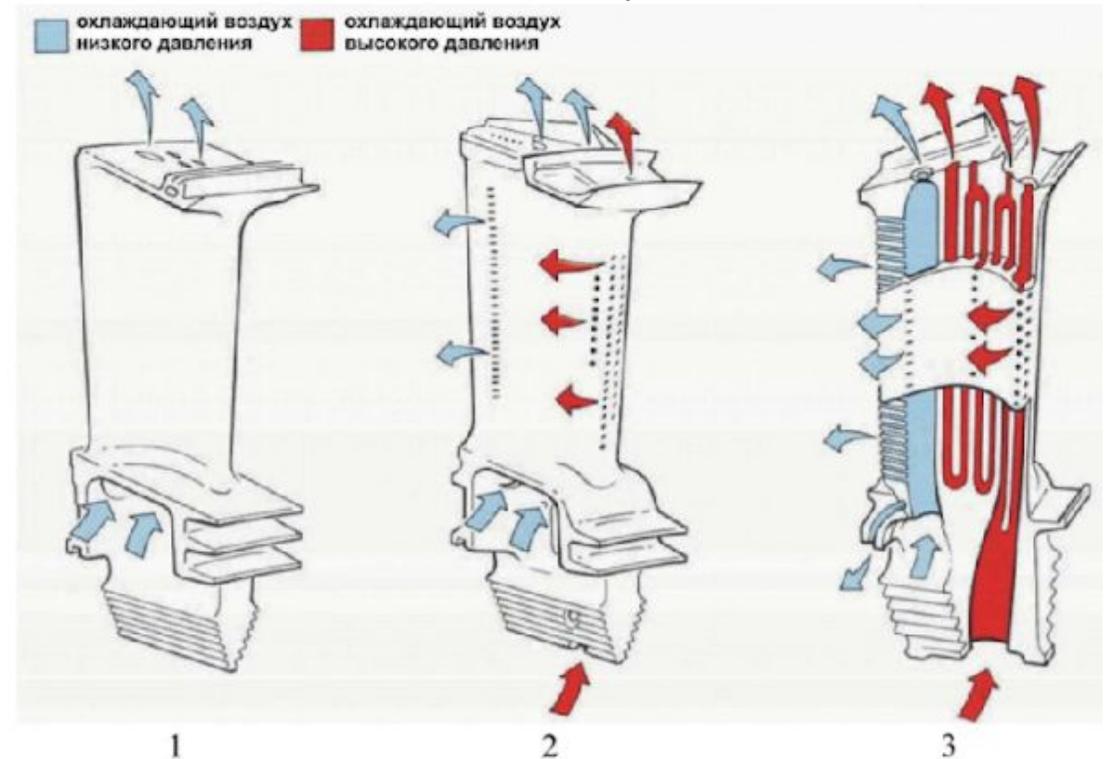
Конвективный теплообмен вносит важнейший вклад в эффективность системы охлаждения любой лопатки с интенсивным использованием пленки на наружной поверхности

Схема конвективно-пленочного охлаждения сопловой лопатки 1 ступени



1 - дефлекторы; 2 - штырьковая матрица; 3 - пристеночные ребра; 4 - входная кромка; 5 - корыто; 6 - нижняя полка

Развитие схем охлаждения рабочих лопаток ТВД фирмы Rolls-Royce

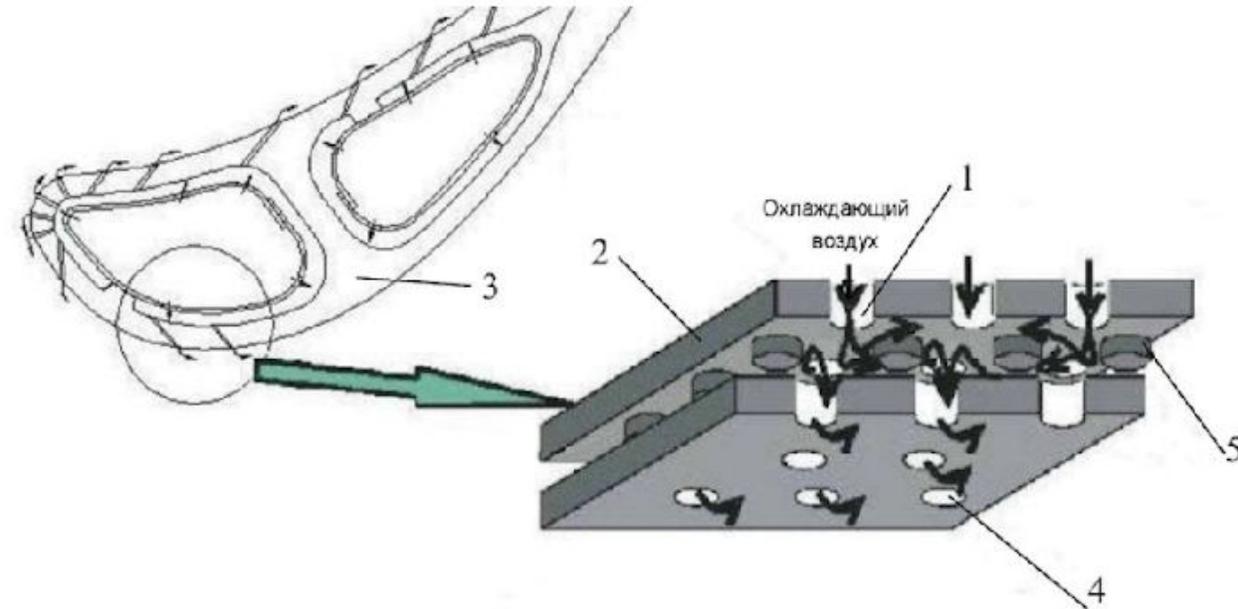


Конвективное, пленочное и пористое охлаждение

Наиболее эффективный метод конвективного охлаждения – струйный – когда струи из отверстий в промежуточной стенке или дефлекторе натекают на противостоящую поверхность и обеспечивают очень высокую теплоотдачу в пятне контакта. Хотя с удалением от центра струи теплоотдача быстро падает, в целом струйное охлаждение считается наиболее эффективным по сравнению с другими способами конвективного охлаждения. На данном рисунке показана типичная система охлаждения сопловой лопатки, в которой используются все основные виды охлаждения. Воздух, проходящий через отверстия 1 в дефлекторе 2, обеспечивает струйное охлаждение внутренней поверхности стенки лопатки 3. Оставшийся потенциал по давлению воздуха используется для организации пленочного охлаждения стенки через отверстия 4. Выступы 5 на дефлекторе удерживают его на требуемом расстоянии от стенок лопатки и одновременно создают штырьковую матрицу для турбулизации потока и увеличения конвективного съема тепла со стенки в полости между дефлектором и стенкой.

Увеличение интенсивности теплоотдачи за счет турбулизации потока в канале с помощью массива применяется как в сопловой, так и в рабочей лопатках. Недостатком штырьковой матрицы является относительно высокое гидравлическое сопротивление, так как она обеспечивает высокую теплоотдачу за счет создания гидравлического сопротивления для всего потока в охлаждающем канале.

Схема конвективно-пленочного охлаждения стенки сопловой лопатки



1 – отверстия в дефлекторе; 2 – дефлектор; 3 – стенка лопатки; 4 – отверстия в стенке лопатки; 5 – штырьки

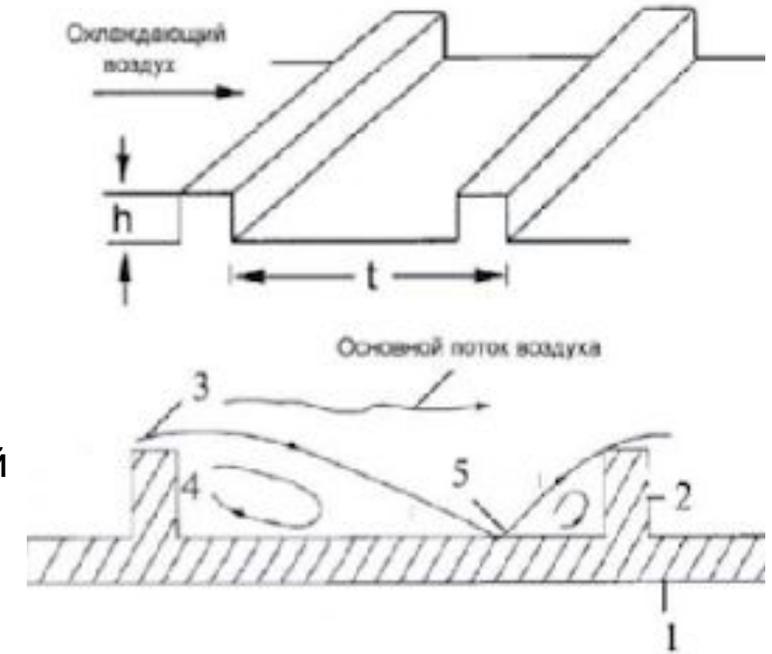
Конвективное, пленочное и пористое охлаждение

Однако наибольшее сопротивление теплообмену воздуха со стенкой лопатки оказывает пограничный слой, который имеет наименьшую скорость за счет торможения у стенки и, соответственно, наибольшее термическое сопротивление.

Поэтому столь широкое распространение в лопатках получил такой способ увеличения интенсивности конвективного теплообмена, как разрушение пограничного слоя с помощью пристеночных поперечных ребер. Поток воздуха вдоль стенки 1 охлаждающего канала натекает на ребра-турбулизаторы 2 с отрывом потока в точке 3 и образованием зоны возвратного течения 4. Поток вновь присоединяется к стенке в точке 5 и повторяет цикл отрыва на следующем ребре. Экспериментально установлены оптимальные соотношения высоты ребер h и шага ребер t для различной высоты канала и параметров потока (числа Рейнольдса).

Основной поток при этом не затрагивается и увеличение гидравлического сопротивления для всего потока вполне приемлемо. Максимально (судя по экспериментам на круглых трубах) коэффициент теплоотдачи может возрасти в 3 раза за счет пристеночной интенсификации. Следует иметь в виду, что во всех случаях коэффициент гидравлического сопротивления для потока в канале возрастет в большей степени, чем коэффициент теплоотдачи.

Ребра обычно выполняют под углом 30...45 градусов к направлению потока для уменьшения коэффициента гидравлического сопротивления (при этом реализуется наиболее выгодное соотношение между увеличением теплоотдачи и увеличением гидравлического сопротивления). Существуют оптимальные величины высоты и шага ребер для различной высоты канала и различных чисел Рейнольдса.



Интенсификация теплообмена с помощью турбулизующих ребер 1 - стенка; 2 - ребро; 3 - точка отрыва; 4 - зона возвратного течения; 5 - точка присоединения

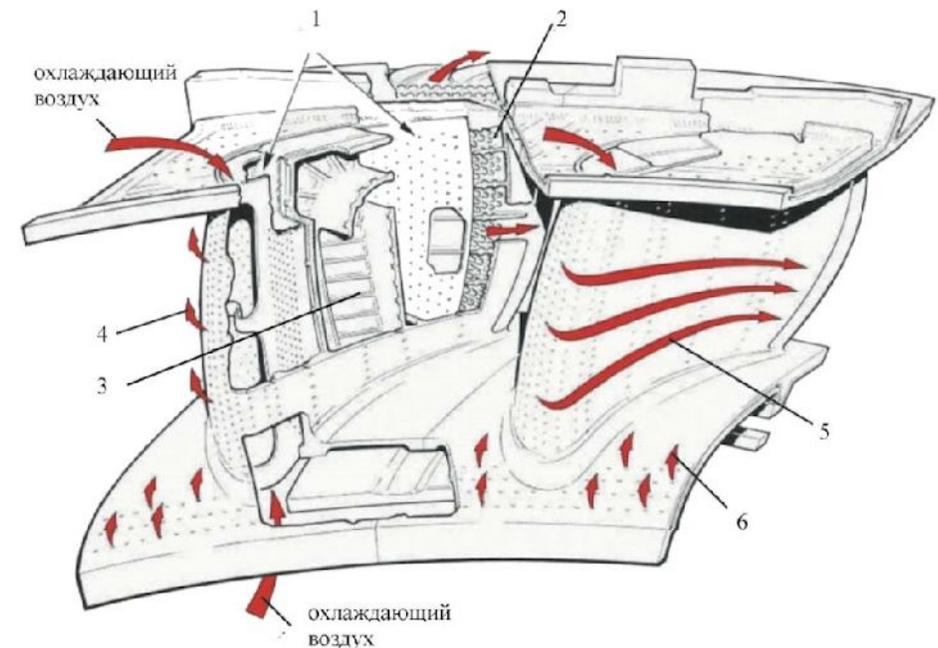
Конвективное, пленочное и пористое охлаждение

В основной на сегодняшний день схеме охлаждения рабочих лопаток – петлевой с многочисленными «ходами» охлаждающего воздуха (подробно рассмотренными в следующем разделе) используются оба основных способа конвективного охлаждения. Это струйное охлаждение внутренней поверхности входной кромки через литые отверстия во внутренней стенке и течение в длинных (с многочисленными поворотами на 180 градусов) внутренних каналах с поперечными пристеночными ребрами. Пленочное охлаждение деталей подразумевает вторичное использование воздуха после конвективного охлаждения – выпуск его на омываемую газом поверхность лопатки для создания защитной пленки между газом и металлом. Пленочное охлаждение наиболее эффективно при выпуске воздуха на наиболее нагретые поверхности лопатки – входную кромку, вогнутую поверхность рабочей лопатки и так далее. Выпуск воздуха в эти зоны требует сохранения достаточно высокого потенциала по давлению, т.е. умеренного использования его запаса по давлению конвективного охлаждения.

Схема конвективно-пленочного охлаждения сопловой лопатки 1 ступени

Сопловые лопатки 1 ступени ТВД обладают наиболее развитой системой конвективно-пленочного охлаждения. В конструкции сопловой лопатки использованы все типы конвективного охлаждения:

- струйное охлаждение стенок через дефлекторы 1 в передней и задней полостях;
- штырьковая матрица 2 в районе выходной кромки;
- поперечные пристеночные ребра 3 в центральном канале; а также пленочное охлаждение входной кромки 4, корыта 5 и нижних полок 6.



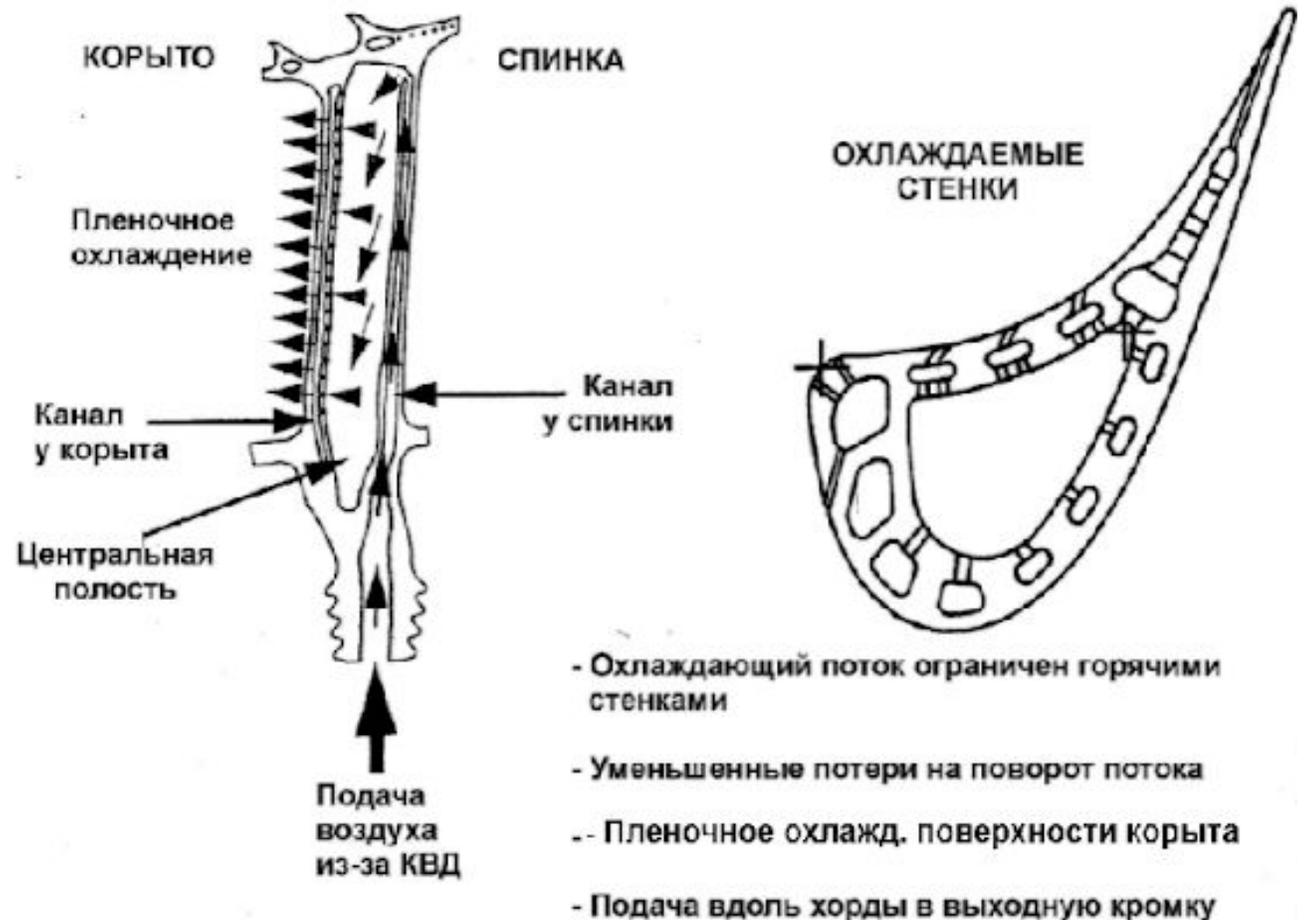
1 - дефлекторы; 2 - штырьковая матрица; 3 - пристеночные ребра; 4 - входная кромка; 5 - корыто; 6 - нижняя полка

Конвективное, пленочное и пористое охлаждение

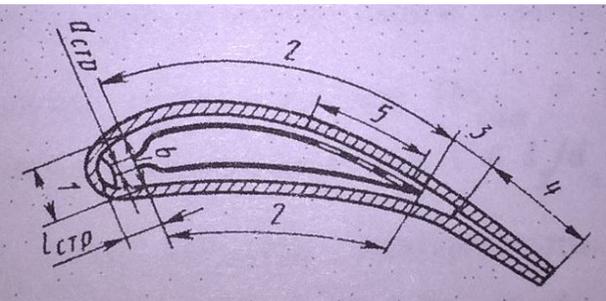
Пленочное охлаждение дополнительно интенсифицирует отвод тепла от металла за счет создания дополнительных поверхностей охлаждения в отверстиях для выпуска воздуха на поверхность лопатки. В сопловых лопатках первых ступеней высокотемпературных турбин применяется практически сплошное пленочное охлаждение. При этом дополнительный эффект от увеличения поверхности теплообмена за счет отверстий пленочного охлаждения может быть очень значительным (снижение температуры за счет этого фактора достигает $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и более).

Наибольший эффект от увеличения поверхности теплообмена теоретически может быть достигнут при пористом охлаждении лопаток. Пористая стенка подразумевает большую внутреннюю поверхность охлаждения и создание равномерной пленки на наружной поверхности. Реализация такой схемы в ее классическом понимании вряд ли возможна из-за трудностей изготовления и более чем вероятного засорения рабочих каналов в стенках лопатки. Поэтому в настоящее время реализуются более простые варианты пористого охлаждения – так называемый «ламиллой» (Rolls-Royce-Allison) и так называемая схема проникающего охлаждения или «лопатка с охлаждаемыми стенками».

Перспективная схема охлаждения «лопатка с охлаждаемыми стенками» фирмы Rolls-Royce

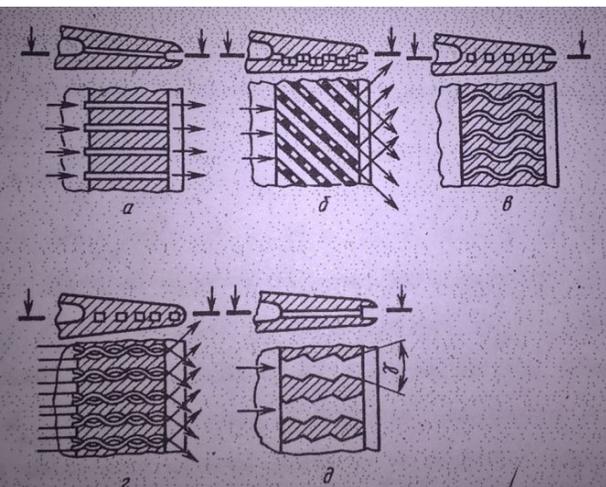


Теплоотдача в охлаждающих каналах сопловых лопаток



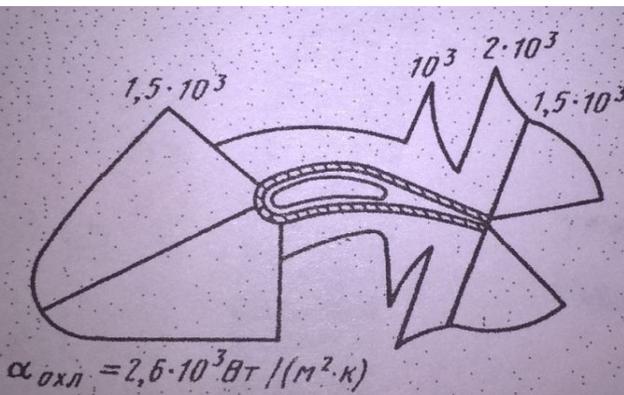
Принципиальная схема охлаждающих каналов в дефлекторной сопловой лопатке и основные обозначения:

1 – участок охлаждения входной кромки; 2 – корыта и спинки профиля; 3 – участок воздушной полости за кромкой дефлектора; 4 - участок выпускных каналов; 5 – участок струйного охлаждения через перфорированную стенку дефлектора



Схемы интенсификации теплосъема в охлаждающих каналах выходных кромок лопаток:

а – измельчение каналов; б – перекрещивающиеся прямолинейные каналы; в – зигзаг каналы; г – перекрещивающиеся зигзаг каналы; д – диффузорно-конфузорные каналы



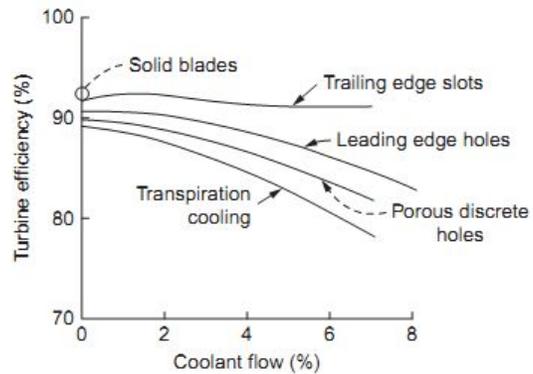
Типичное поле распределения коэффициентов теплопередачи по внутреннему контуру дефлекторной сопловой лопатки

Изготовление лопаток ГТУ

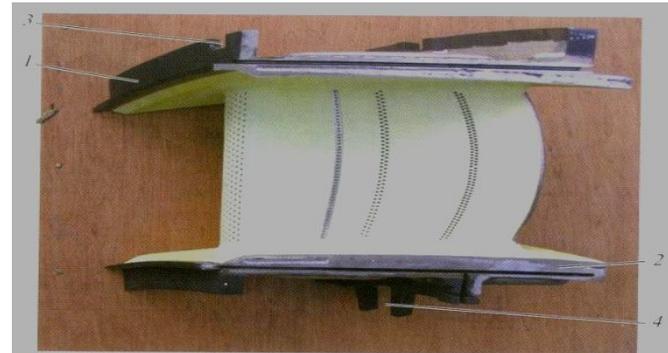
Для создания турбины с температурой 1650 °С, могут быть достигнуты сочетанием следующих разработок:

- Прогресс в системе охлаждения лопаток
- Технологии определения надежности и экономичности
- Усовершенствование процесса литья (монокристаллическая или направленная кристаллизация)
- Разработка и использования Рения ($Re < 6\%$) в жаропрочных никелевых сплавах с улучшенным термозащитным покрытием, в том числе полным покрытием профиля керамическим термозащитным покрытием

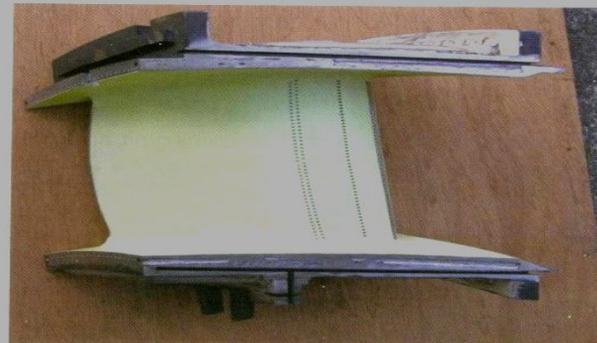
Влияние охлаждения на экономичность турбины



Термозащитное покрытие

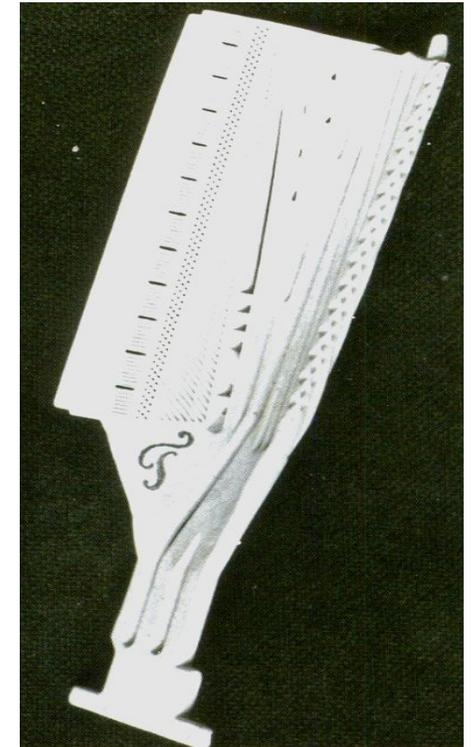


a)

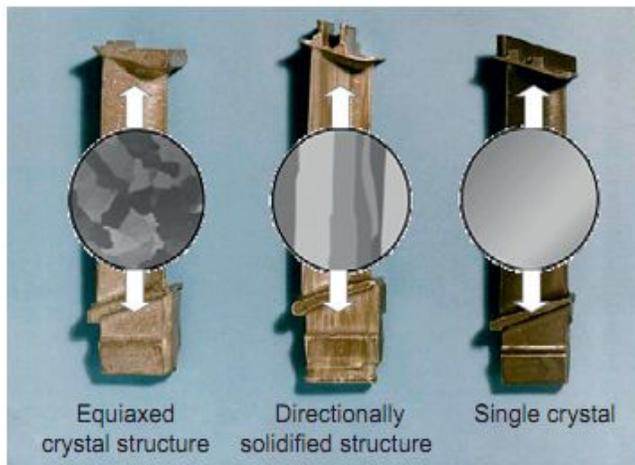


b)

Керамический стержень



Лопатки полученные различными методами литья

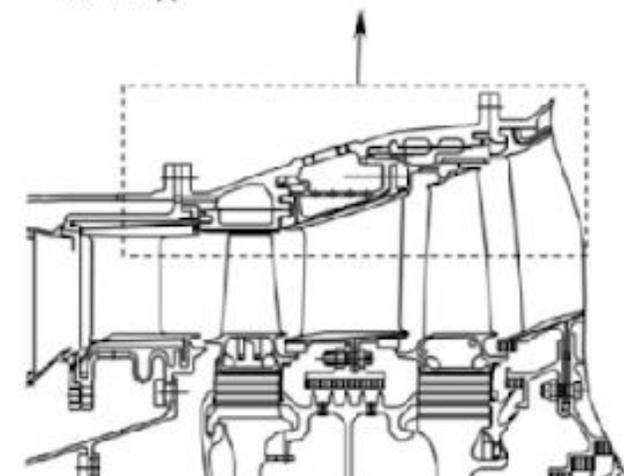
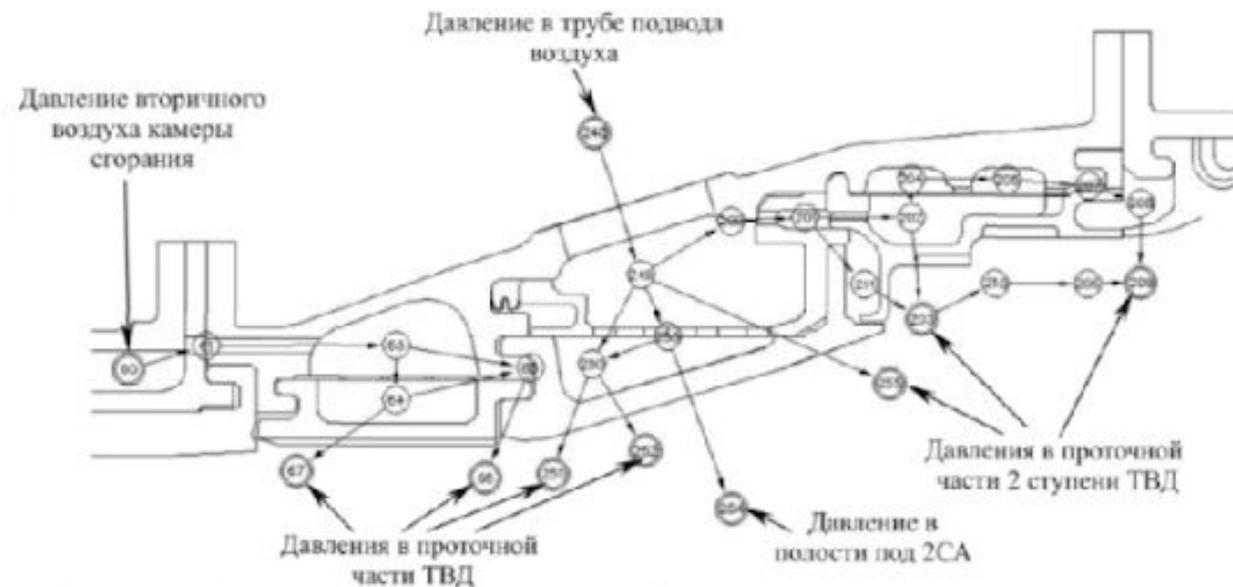


Гидравлический расчет систем охлаждения

Эффективность и надежность системы охлаждения турбины может быть обеспечена только применением достоверных идентифицированных методов аналитического моделирования ее гидравлических характеристик. Расчет системы охлаждения сводится к определению расходов, давлений и температур охлаждающего воздуха во всех элементах системы. На стадии проектировочных расчетов решается обратная задача, заключающаяся в выборе геометрических размеров каналов охлаждения, обеспечивающих требуемые расходы и давления и наиболее рациональное их распределение по элементам системы охлаждения.

Основные расчетные методы основаны на положениях гидравлики, в которой движение среды рассматривается в одномерной постановке, без учета пространственной структуры течения, и в качестве расчетных параметров фигурируют интегральные параметры потока. Система охлаждения газовой турбины состоит из разветвленной сети каналов, по которым протекает охлаждающий воздух. Поэтому ее можно представить в виде графа, ветви которого соответствуют характерным частям охлаждающих каналов, а узлы – местам соединения отдельных каналов в единую систему.

Здесь показан пример построения графа для системы охлаждения корпуса ТВД. Каждый кружок означает полость в системе воздушных коммуникаций, соединенную рядом гидравлических сопротивлений с соседними полостями. Двойными кружками обозначены источники подачи охлаждающего воздуха и конечные элементы гидравлической сети (полости, в которые сбрасывается охлаждающий воздух – проточная часть или окружающая среда).



Гидравлический расчет систем охлаждения

Для математического описания распределения расходов воздуха по каналам системы охлаждения (ветвям графа) используются соотношения, вытекающие из первого и второго законов Кирхгофа, а также дополнительное замыкающее соотношение. Согласно первому закону Кирхгофа, в каждом узле графа должно соблюдаться условие материального баланса, т.е. алгебраическая сумма

$$\sum_{i=1}^n G_i = 0$$

расходов должна равняться нулю:

Согласно второму закону Кирхгофа, в каждом замкнутом контуре алгебраическая сумма перепадов давлений в ветвях должна равняться нулю:

$$\sum_{j=1}^m \Delta P_j = 0$$

В качестве замыкающего соотношения используется зависимость, характеризующая для каждой ветви графа взаимосвязь между перепадом давлений, гидравлическим сопротивлением и $\Delta P_i = r_i \cdot G_i^2$

Гидравлическое сопротивление определяется по

$$r = \xi R T / 2 F^2 P$$

формуле: где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;

R – универсальная газовая постоянная;

F – площадь канала;

T – средняя температура в ветви;

P – среднее давление в ветви.

Коэффициент гидравлического сопротивления вычисляется как сумма из нескольких слагаемых, соответствующих сопротивлению на входе, выходе, сопротивлению трения, местного сужения (расширения), поворота, подогрева и так далее.

Коэффициент гидравлического сопротивления каждого участка вычисляется чаще всего по экспериментально полученным обобщенным критериальным зависимостям для различных типов каналов – на основе задаваемых в исходных данных геометрических параметров каналов и вычисляемых параметров потока.

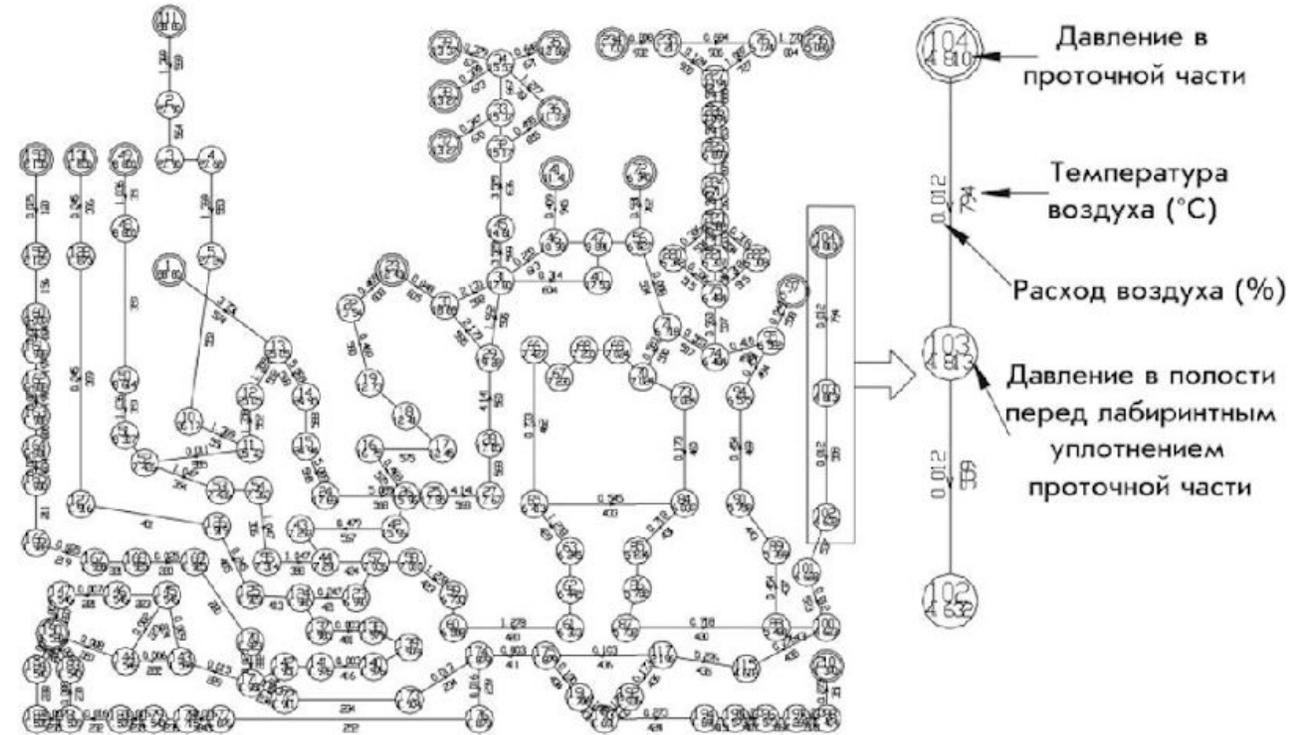
Гидравлический расчет систем охлаждения

Здесь показан пример расчетного графа системы охлаждения ротора ТВД. Кружочками обозначаются узлы графа с указанием номера узла и давления в нем, линиями со стрелками – ветви графа с указанием расхода и температуры среды.

Математическая модель системы охлаждения включает геометрические размеры каналов охлаждения, граничные условия (давление и температура среды в граничных узлах графа), температуру окружающих деталей (итерационно уточняется после тепловых расчетов).

Идентификация аналитической модели системы охлаждения конкретной попавки или турбины проводится в два этапа. На первом этапе для уточнения модели используются конкретные экспериментальные гидравлические характеристики каналов охлаждения лопаток и отдельных элементов корпуса и ротора (в том числе аппарата закрутки, целиком соплового аппарата или ротора).

Гидравлические испытания корпусов и роторов в собранном виде дают очень ценную информацию о гидравлическом сопротивлении отдельных каналов и особенно о величине утечек, обусловленных допусками, зазорами и качеством поверхностей реальной конструкции. На втором этапе для идентификации гидравлической модели системы охлаждения используются результаты испытаний ТВД в системе двигателя с измерением давлений в проточной части, в основных полостях статора и полостях, окружающих ротор. Измеряются все расходы охлаждающего воздуха, поступающего в турбину (за исключением 1СА, для которого это сделать затруднительно из-за относительно малых отношений давления охлаждающего воздуха в системе подвода).



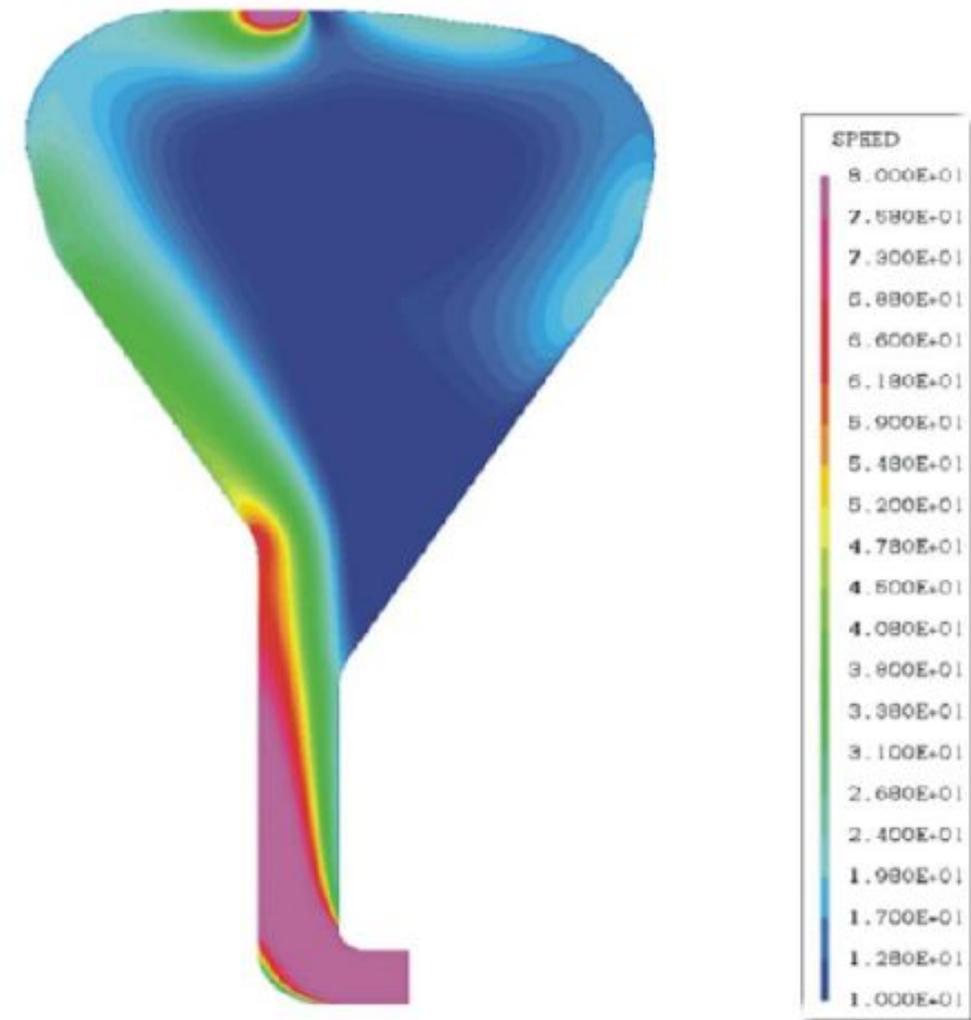
Гидравлический расчет систем охлаждения

Для более полной информативности испытаний проводится регулирование расходов охлаждающего воздуха в коммуникациях для настройки реакции модели на изменение расхода воздуха. Полученная модель далее используется для доводки и совершенствования турбины в течение всего ее жизненного цикла.

Одним из путей совершенствования расчетов систем охлаждения является проведение гидравлических расчетов в нестационарной постановке. Необходимость таких расчетов обусловлена тем, что на переходных режимах распределение расходов и давлений по элементам системы охлаждения может существенно отличаться от стационарного, в том числе за счет изменения зазоров в лабиринтных уплотнениях. Решение задачи в такой постановке требует проведения совместных расчетов гидравлики системы охлаждения, теплового и напряженно-деформированного состояния роторных и статорных деталей.

Кроме одномерных гидравлических расчетов системы охлаждения, возможен расчет течения в охлаждающих каналах в двумерной и трехмерной постановке методами вычислительной газовой динамики. При этом может быть получена наиболее полная информация о картине течения. Здесь приведены результаты расчета полости между двумя дисками в турбине. Расчеты такого рода весьма трудоемки и, при наличии принимаемых в расчетных моделях допущений, их результаты требуют экспериментальной проверки.

Достаточно достоверные результаты получаются лишь для простых каналов, а для наиболее сложных, таких, как каналы системы охлаждения лопаток, надежность таких расчетов в настоящий момент еще не соответствует требованиям практики и требует дальнейшего развития



Поле скоростей в полости между дисками турбины, полученное численным моделированием течения

Методология расчета температур основных деталей турбин

Корректное определение температурного состояния деталей турбины относится к числу наиболее важных задач на этапе проектирования.

Температурное состояние детали турбины определяется, в основном, конвективным теплообменом с внешней средой и контактным теплообменом с сопряженными деталями. Лучистым теплообменом в практических расчетах можно пренебречь вследствие его незначительности, кроме определения температуры сопловой лопатки первой ступени, где его доля может быть весьма значительна.

Основным способом определения теплового состояния деталей турбины в настоящее время является расчет по методу конечных элементов (МКЭ) в двумерной (поперечное сечение лопатки или осесимметричное сечение ротора) и пространственной постановке. Задача определения температуры тела сводится к решению уравнения теплопроводности (уравнения Фурье):

$$q = -l \operatorname{grad} T$$

где q – тепловой поток,
 l – теплопроводность материала,
 T – температура.

Для такого класса задач применяются граничные условия 2-го рода – задание на поверхности теплообмена коэффициента теплоотдачи и температуры среды. Интенсивность конвективного теплообмена в инженерной практике оценивается величиной коэффициента теплоотдачи α :

$$\alpha = q_w / (T - T_f)$$

где T – температура;

q_w – удельный тепловой поток в данной точке поверхности теплообмена.

Величина T_f должна быть задана по определению и обычно представляет собой температуру среды, омывающей поверхность теплообмена.

Основной проблемой при определении поля температур в деталях турбин является назначение корректных граничных условий. Коэффициенты теплоотдачи определяются либо по эмпирическим зависимостям, либо по результатам расчета параметров течения методами вычислительной газовой динамики. Для задания граничных условий в месте контакта сопряженных деталей применяется коэффициент теплообмена α_{const}

$$\alpha_{\text{const}} = q_w / (T_{b1} - T_{b2})$$

где T_{b1} и T_{b2} – температуры металла в данной точке поверхности теплообмена;

q_w – удельный тепловой поток.

Методология расчета температур основных деталей турбин

При проектировании комбинируются расчеты в 2D (осесимметричной) и 3D (пространственной) постановке.

При расчетах роторов и корпусов турбины, состоящих в основном из тел вращения, используются осесимметричные (2D) расчетные модели, позволяющие с некоторыми допущениями получить представление о тепловом состоянии узла в целом. Здесь показана осесимметричная расчетная модель ротора ТВД и трехмерная (3D) расчетная модель сектора диска первой ступени ТВД с лабиринтом и фланцем вала.

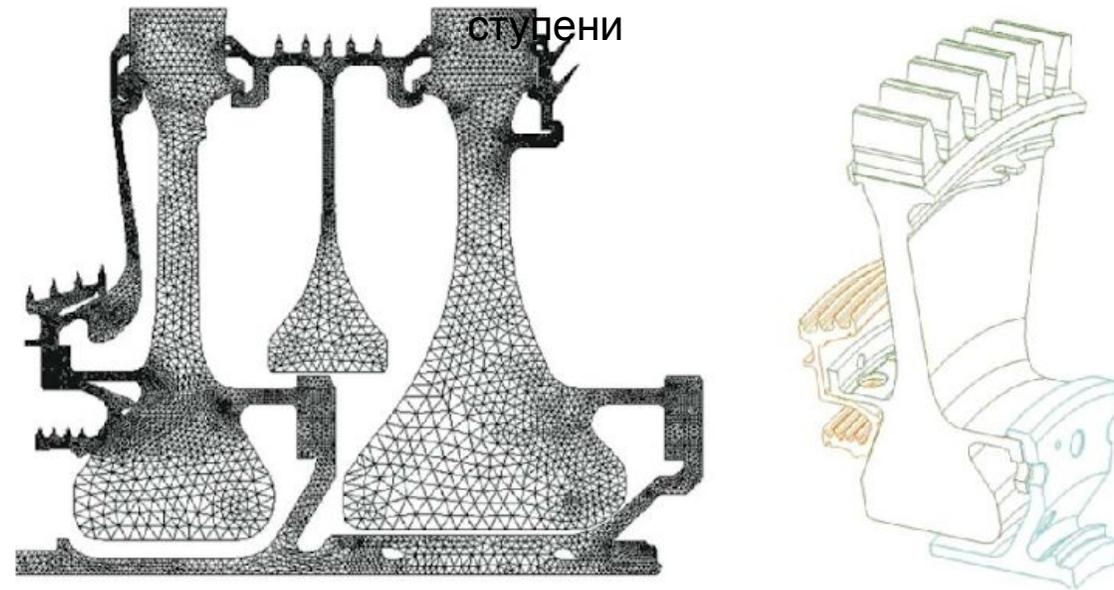
Для определения циклического ресурса и радиальных зазоров проводятся расчеты теплового состояния в нестационарной постановке. Для осесимметричной модели ротора турбины производится расчет нестационарного теплового состояния для определения напряженного состояния деталей турбины и выбора областей для проведения анализа в пространственной постановке.

По результатам расчета теплового состояния ротора и корпуса определяются их радиальные перемещения, необходимые для расчета радиальных зазоров в

соединениях. Осесимметричные расчеты ротора в целом и трехмерного анализа его наиболее критичных зон (детали с отверстиями подвода воздуха, замковые части дисков и т.п.) позволяет оптимизировать детали так, чтобы получить циклический ресурс всех частей турбины не ниже, чем в наиболее нагруженном месте ротора (обычно ступица диска), и обеспечить приблизительно равные запасы по материалу в наиболее нагруженных (2D/3D) расчетов позволяет значительно сократить трудоемкость и время проектирования турбины. При проектировании деталей ротора турбины требуется получить минимально возможные градиенты температуры, определяющие общий уровень температурных напряжений в детали. Для диска турбины это разница температур между ступицей и ободом диска. Наибольших величин температурные градиенты достигают на переменных режимах работы (взлет, снижение), что вызвано различными темпами прогрева и охлаждения разных частей ротора.

Необходимо избегать появления зон со значительными локальными температурными градиентами, обусловленными наличием застойных, невентилируемых зон, не иметь участков с увеличенной скоростью течения воздуха. Это требование не всегда выполнимо по конструктивным соображениям (например, для отверстий и каналов подвода охлаждающего воздуха), но необходимо конструктивными мерами минимизировать их влияние.

Расчетная схема ротора ТВД в осесимметричной постановке и выделенная из ротора 3D модель диска 1 ступени



Расчет полей температур в лопатках

Сопловые и рабочие лопатки турбины являются наиболее теплонапряженными деталями двигателя и потому практически определяют как межремонтный, так и общий ресурс двигателя. Наиболее информативным методом определения теплового состояния охлаждаемой лопатки является тепловой расчет в трехмерной постановке. Ввиду его сложности и трудоемкости, а также определенных методических проблем в достоверном определении граничных условий на стадии проектировочных расчетов в основном используются двумерные расчеты температурных полей в сечениях лопаток.

Конечно-элементная сетка сечения рабочей лопатки



В настоящее время основным методом численного решения тепловых задач является метод конечных элементов, позволяющий очень точно моделировать геометрию расчетной области и граничные условия. Математически задача сводится к решению уравнения теплопроводности в плоской двумерной постановке с граничными условиями третьего рода (температура среды и коэффициент теплоотдачи на границе расчетной области). В качестве расчетных сечений берутся плоские сечения пера лопатки на нескольких значениях радиуса (обычно от 3 до 7 сечений на пере). Конечно-элементная сетка на расчетной области обычно строится автоматически с использованием какого-либо готового пакета или программы.

Численное решение задачи теплопроводности методом конечных элементов к настоящему времени достаточно хорошо разработано и трудностей не представляет. При практическом решении конкретных задач основные сложности возникают при задании граничных условий – необходимо в каждом граничном узле сетки задать коэффициент теплоотдачи и температуру среды.

Расчет полей температур в лопатках

Различают внешние границы расчетной области со стороны газа и внутренние границы со стороны охлаждающего воздуха. Граничные условия со стороны газа задают по двум методикам. Первая заключается в получении локального распределения коэффициента теплоотдачи и температуры газа методами вычислительной газовой динамики и привязке их значений к граничным узлам сетки. Корректное вычисление этих параметров само по себе является сложной задачей и требует настройки расчетных моделей по результатам экспериментов и дальнейшего совершенствования расчетных методов. По второй методике, более простой и проверенной, границу со стороны газа разбивают на характерные зоны теплоотдачи (входная кромка, корыто, спинка, выходная кромка), в каждой из которых коэффициент теплоотдачи вычисляется по критериальным зависимостям, полученным в эксперименте. Их общий вид $Nu = A Re^n$

где Nu - число Нуссельта; Re - число Рейнольдса, A, n - коэффициенты, зависящие от геометрии лопаточной решетки. В пределах зоны коэффициент теплоотдачи может быть постоянным или изменяться по какойнибудь простой зависимости. Температура газа во всех зонах задается (по результатам аэродинамического расчета проточной части турбины) равной температуре на входе в лопаточный венец (так как именно через нее вычислялись экспериментальные коэффициенты теплоотдачи, входящие в критериальные зависимости).

Для рабочих лопаток температура газа на корыте задается больше, чем на спинке - с учетом эффекта сегрегации. Для сопловых и рабочих лопаток температура газа задается с учетом радиальной, а для сопловых - и окружной неравномерности температуры газа за камерой сгорания.

Внутренние границы расчетной области со стороны охлаждающего воздуха также разбиваются на характерные зоны, коэффициент теплоотдачи в которых вычисляется по критериальным зависимостям аналогичного вида. При этом используются зависимости для различных типов течения: струйный обдув входной кромки, гладкий канал, каналы с различного вида интенсификаторами теплообмена и другие.

Расчет полей температур в лопатках

Здесь показано расположение зон теплоотдачи в сечении рабочей лопатки.

Распределение расходов охлаждающего воздуха и его температуры по элементам внутренней полости лопатки, соответствующие зонам теплоотдачи, задается на основе результатов предварительного гидравлического расчета системы охлаждения лопатки.

Лопатки с пленочным (заградительным) охлаждением имеют свои особенности расчета. Наличие отверстий перфорации и теплосъем в них учитывается или введением дополнительных зон теплоотдачи внутри расчетной области в местах расположения рядов перфорации или заданием в этих местах стоков тепла. Влияние выдуваемого воздуха на теплоотдачу со стороны газа учитывается снижением температуры газа вблизи поверхности лопатки, которое численно характеризуется значением эффективности пленки:

$$\theta = (T_{\Gamma} - T_{\Gamma'}) / (T_{\Gamma} - T_{\Gamma'})$$

θ как функция параметров выдува и расстояния от ряда перфорации, может быть вычислена по эмпирическим формулам. Теплозащитное покрытие, наносимое на внешнюю поверхность лопатки, в расчете учитывается или непосредственно построением на нем конечноэлементной сетки или пересчетом коэффициента теплоотдачи со стороны газа по формуле:

$$\alpha' = (1 / \alpha + \delta / \lambda)^{-1}$$

где δ и λ - толщина и теплопроводность теплозащитного покрытия. Для определения температурного состояния лопатки на переходных режимах проводится нестационарный расчет. Граничные условия задаются такие же, как в стационарном расчете, но как функция времени. При этом не рекомендуется пользоваться квазистационарными граничными условиями, так как запаздывание температуры охлаждающего воздуха может достигать величины, соизмеримой с постоянной времени лопатки, а относительный расход охлаждающего воздуха на переменных режимах может отличаться от стационарного на 10...15%. Теплофизические свойства материала – теплопроводность и теплоемкость, задаются как функция температуры.

Расположение зон теплоотдачи в сечении рабочей лопатки



Температурное поле в сечении рабочей лопатки

