

На правах рукописи

НАЗАРЕНКО Андрей Владиславович

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СОСТАВНЫХ ПРОНИЦАЕМЫХ ОБОЛОЧЕК
В СОПЛОВЫХ ЛОПАТКАХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН С ПРОНИКАЮЩИМ
ОХЛАЖДЕНИЕМ

Специальность 05. 04. 12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Санкт – Петербург - 2008

Работа выполнена на кафедре “Турбинные двигатели и установки” ГОУ
ВПО “Санкт-Петербургский государственный политехнический университет”

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор Кортиков Николай Николаевич

Официальные оппоненты:

доктор технических наук Зейгарник Юрий Альбертович

доктор технических наук, профессор Вохмянин Сергей Михайлович

Ведущая организация: ОАО “НПО ЦКТИ”, г. Санкт-Петербург

Защита состоится ____ мая 2008 года в 16 час. 00 мин. на заседании
диссертационного совета Д 212.229.06 при ГОУ ВПО “Санкт-Петербургский
государственный политехнический университет” по адресу: 195251, Санкт-
Петербург, Политехническая ул., д. 29, Главное здание, ауд. ____

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке
ГОУ ВПО “Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет”.

Автореферат разослан “__” _____ 2008 года.

Ученый секретарь диссертационного совета,

доктор технических наук,

профессор

Кортиков Н.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Главными задачами современного газотурбостроения являются повышение экономичности и надежности работы газотурбинных установок (ГТУ) всех типов. Основным способом совершенствования экономических показателей ГТУ является повышение начальных параметров термодинамического цикла, прежде всего – начальной температуры газа. Если учесть, что начальная температура газа перед турбиной современных стационарных энергетических ГТУ достигает $1500 \div 1700\text{K}$, в то время как максимальная допустимая температура используемых в настоящее время материалов с приемлемыми пределами жаропрочности находится на уровне $1100 \div 1200\text{K}$, то становится очевидной необходимость охлаждения горячих деталей проточной части турбины ГТУ. Это в первую очередь относится к лопаткам соплового аппарата (СА) первой ступени турбины, которые работают в условиях сложного термонапряженного состояния.

Вначале наибольшее распространение получили способы внутреннего конвективного охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин (ВГТ) воздухом, отбираемым за ступенями компрессора ГТУ и движущимся по внутренним каналам в охлаждаемых лопатках. В этом случае средняя безразмерная глубина охлаждения при относительном расходе охлаждающего воздуха на уровне в 4% не превышает 0,45. Применение перфорированных лопаток с воздушным охлаждением позволяет повысить эффективность охлаждения и довести до уровня 0,5 – 0,55.

Использование пористых материалов в качестве оболочек сопловых лопаток резко повышает эффективность их охлаждения, доводя безразмерную глубину охлаждения до уровня 0,7 - 0,8. Однако в условиях эксплуатации газовых турбин с лопатками из пористых материалов происходит окисление материала каркаса и закупоривание пор в пористом материале. Это негативно сказывается на показателях ресурса и надёжности лопаточного аппарата турбины в условиях указанных высоких температур газа на входе в турбину.

Одним из направлений устранения негативных последствий применения пористых материалов, имеющих значительную контактную поверхность теплообмена, является применение составных проницаемых оболочек (СПО), которые занимают промежуточное положение между перфорированными стенками и пористыми материалами.

Результаты опытных исследований теплогидравлических характеристик СПО, полученные в отечественных организациях: МАИ, МВТУ, КАИ и зарубежных - NASA и Detroit Diesel Allison (DDA), Rolls-Royce Limited (RR), свидетельствуют о достаточно высокой эффективности охлаждения лопаток ВГТ на основе СПО. Однако в ходе исследований установлено, что отсутствуют научно - обоснованные рекомендации по выбору структурно - геометрических характеристик СПО. Попытки же описания течения и

теплообмена в СПО, в частности с дугообразными каналами, с помощью упрощенных методов оказались неудачными из-за невозможности учёта отрывных и вихревых течений, связанных с движением охладителя.

Поэтому создание расчетных моделей лопаток газовых турбин с проницаемой системой охлаждения на базе СПО, верифицированных на основе экспериментальных исследований систем охлаждения такого типа, является актуальной задачей.

Цель работы состоит в повышении экономичности и надежности охлаждаемых газовых турбин за счет применения в конструкциях сопловых лопаток СПО с дугообразными каналами.

Задачи исследования:

1. Провести анализ результатов имеющихся опытных исследований теплового состояния и методов расчета теплогидравлических характеристик составных проницаемых оболочек, эффективности охлаждения лопаточных аппаратов с проникающим охлаждением на базе СПО.

2. Разработать технологию и конструкцию лопатки с оболочкой из СПО с дугообразными каналами. Получить опытные данные по эффективности охлаждения сопловой лопатки ГТЭ – 150 с СПО и сравнить их с данными конвективной системы охлаждения.

3. Предложить трехмерный численный метод расчета характеристик СПО и апробировать путем сравнения с опытными данными.

4. Разработать метод расчета теплового состояния многослойной оболочки лопатки с включением *CFD* - пакета *FLUENT* и верифицировать его на опытном материале.

5. Спроектировать СА 1-й ступени ВГТ с оболочкой с дугообразными каналами при начальной температуре газа 1800К на ресурс в 10^4 часов.

Научная новизна:

1. Предложен метод численного расчета течения и теплообмена проницаемой вафельной конструкции, в том числе на основе модели пористого материала.

2. Обобщены расчетные и опытные данные внутреннего теплообмена в СПО с дугообразными каналами.

3. Получены опытные данные теплового состояния многослойной оболочки лопатки с проникающим охлаждением для условий близких натурным.

4. Разработан алгоритм расчета и реализован с привлечением коммерческого пакета *FLUENT* метод прогнозирования теплового состояния проницаемой оболочки лопатки.

5. Изучены возможности проникающего охлаждения (на базе СПО с дугообразными каналами) по обеспечению работоспособности лопаток перспективных стационарных ГТУ с начальной температурой газа 1800К.

Практическая значимость. Разработанные методики расчета позволяют рассчитать систему проницаемого охлаждения с СПО, благодаря чему можно сократить трудоемкий и дорогостоящий процесс создания и доводки ГТУ. Полученные экспериментальные данные и зависимости создают основу для совершенствования характеристик системы воздушного проникающего охлаждения сопловых лопаток, повышения их эксплуатационной надежности и ресурса.

Достоверность результатов и справедливость разработанных методик подтверждаются: результатами наладочных опытов; оценкой точности результатов измерений и получаемых опытных данных; совпадением в сопоставимых условиях результатов настоящего исследования с результатами других авторов; совпадением результатов расчетов с экспериментом.

Личный вклад автора определяется участием в постановке задачи, подготовке и проведении опытов, обработке и анализе экспериментальных данных, разработке программ и методик расчета, анализе расчетных данных, проектировании лопатки СА 1-й ступени ВГТ.

Автор защищает:

1. Опытные данные теплового состояния и эффективности проникающего охлаждения сопловой лопатки первой ступени турбины ГТЭ –150 ПО ЛМЗ с оболочкой из СПО.

2. Результаты численного моделирования течения и теплообмена в СПО, собранной из слоев с чередующимися круглыми отверстиями и дугообразными каналами.

3. Результаты обобщения данных по внутреннему теплообмену в СПО и их сравнительный анализ по отношению к другим пористым структурам.

4. Метод расчета теплового состояния многослойной оболочки охлаждаемой сопловой лопатки.

5. Результаты прогнозирования работоспособности сопловой лопатки с СПО перспективной ГТУ с температурой газа на входе в турбину 1800К.

Реализация результатов работы. На основе материалов настоящей работы спроектирована и показала высокую эффективность охлаждаемая сопловая лопатка первой ступени турбины ГТЭ –150 ПО ЛМЗ с СПО.

Апробация работы. Основные материалы диссертации доложены на X Всероссийской конференции по проблемам науки и высшей школы “Фундаментальные исследования в технических университетах” (Санкт-Петербург, 2006), Национальной конференции по теплоэнергетике (Казань, 2006), 5-ой Балтийской конференции по теплообмену (Санкт-Петербург, 2007), объединенном семинаре кафедр “Турбинные двигательные установки” и “Теоретические основы теплотехники” СПбГПУ (Санкт-Петербург, 2007).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы, приложения. Работа содержит 161 страницу текста, 75 рисунков, 18 таблиц и список литературы из 87 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В главе 1 представлен обзор и анализ результатов опытных исследований и методов расчета теплогидравлических характеристик составных проницаемых оболочек (СПО), теплового состояния и эффективности охлаждения лопаточных аппаратов с проникающим охлаждением.

Обзор литературы показывает, что СПО характеризуется более значительными скоростями фильтрации (в отличие от пористых структур), при которых становятся существенными инерционные эффекты. Гидравлическое сопротивление проницаемой матрицы может быть представлено в форме суперпозиции вязкостной αu и инерционной $\beta \rho u^2$ составляющих уравнения Дарси, где $u = g/\rho$ - скорость фильтрации, α и β - вязкостный и инерционный коэффициенты сопротивления пористого материала с размерностями $1/m^2$ и $1/m$ соответственно; μ - вязкость и ρ - плотность. Для СПО характерны и другие особенности: гидравлическое сопротивление больше, чем у пористых сетчатых материалов (ПСМ) той же пористости; повышенная стойкость к окислению; пропускная способность СПО достаточна для дозированного охлаждения лопаточного аппарата турбин.

Теплообмен охладителя при течении через СПО определяется тремя процессами: внутренним объемным теплообменом, поверхностным со стороны втекания воздуха в отверстия оболочки и внешним, когда за счет вдува формируется газовая завеса. Коэффициент теплоотдачи со стороны втекания воздуха в отверстия СПО характеризуется промежуточным значением относительно пористой и перфорированной поверхностей. Тепловая завеса за вставкой из СПО менее эффективна, чем за тангенциальной щелью или за вставкой из пористого материала. При наклонном вдуве эффективность за СПО оказывается выше, чем за двумя рядами шахматно - расположенных отверстий перфорации, при вдуве по нормали - имеет место обратное.

К настоящему времени данные по внутреннему теплообмену не систематизированы и наблюдается расслоение экспериментальных точек для образцов СПО различной толщины и диаметра отверстий в случае использования в качестве характерного размера - β/α , V/F_B и гидравлического диаметра поперечного сечения дугообразных участков микроканалов СПО. Здесь V - объем образца; F_B - внутренняя поверхность теплообмена СПО (рис.1). Отмечается, что интенсивность теплообмена для 41 - слойного СПО практически не отличается от теплообмена в пористом материале.

Расчет теплогидравлических характеристик СПО (Щукин А.В., Вилков Б.В., Додонов М.В., Файзуллин М.К.) строится в рамках одномерного подхода с использованием эмпирических соотношений по коэффициентам теплоотдачи и гидравлических сопротивлений. Для определения подогрева теплоносителя при его проходе по внутренним каналам СПО выделяют ряд характерных участков теплообмена, например, участок подхода теплоносителя к входным отверстиям, участок цилиндрического канала в первом слое, участок натекания струи теплоносителя на внутреннюю поверхность следующего слоя и т.д. Расчетная методика (Галицкий Б.М., Совершенный В.Д., Формалев В.Ф., Черный М.С.) позволила провести оптимизацию внутренней структуры СПО для двухслойной СПО, при этом эффективность охлаждения была увеличена на 16%.

Внедрение СПО типа Lamelloy впервые выполнено компанией DDA (А.Кaufman, Н.Helms) на рубеже 1960/70-ых годов. Перспективность использования Lamelloy в качестве оболочки сопловой лопатки подтверждено в RR (F.Bayley, J.Jones), NASA (Nealy D.A., Anderson R.D). Значения средней по обводу контура профиля безразмерной глубины охлаждения лопатки $\theta = (T_{\Gamma} - T_{\text{Л}})/(T_{\Gamma} - T_0)$ в зависимости от относительного расхода охлаждающего воздуха $\bar{G}_0 = G_0/G_{\Gamma}$ находились в пределах 0.6 - 0.7. Лопатки с СПО проигрывали по эффективности охлаждения лопаткам с ПСМ только при больших относительных расходах охладителя. При относительных расходах охладителя 3%, что наиболее характерно при охлаждении лопаточных аппаратов ВГТ, эффективности охлаждения лопаток с обоими рассмотренными типами проницаемых оболочек оказались одинаковыми. Однако СПО по сравнению с ПСМ обладают лучшей сопротивляемостью окисления и, стало быть, более надежны с точки зрения эксплуатации.

Отечественные исследования теплового состояния лопаток с оболочками их СПО практически отсутствуют. Единичные опыты на сопловой лопатке со вставками из СПО для ГТН - 25 (Елифанов В.М., Золотогоров М.С.) показали, что использование интегральных соотношений пограничного слоя для пористой стенки и относительных законов трения и тепломассообмена Леонтьева А.И. – Кутателадзе С.С. приводит к различию расчетных и опытных значений температуры на наружной поверхности лопатки. Расхождение достигает 15 -20% в области выходной кромки со стороны спинки и корыта.

На основании изложенного анализа состояния вопроса поставлены цели и задачи настоящего исследования.

В главе 2 проведена классификация СПО с позиций определения режима течения охладителя. Отношение β/α выступает в виде линейного размера, который играет определяющую роль при анализе коэффициента гидравлического сопротивления в пористых материалах (ПМ) и СПО. На рис. 2 представлены опытные точки по изменению β/α в зависимости от пористости для 19 образцов СПО. Положение опытных точек (лежащих выше кривых 1 и 2

и заштрихованной области 3) указывает на преобладание инерционного режима течения (режим перемешивания) над вязкостным при движении охладителя через определенные типы СПО. С возрастанием пористости различие в пропускной способности СПО и ПМ уменьшается и при $\Pi > 0,4$ практически исчезает. Для большинства образцов СПО с дугообразными каналами (шесть из девяти) опытные точки для β/α находятся выше кривой 2, что указывает на преимущества СПО–МВТУ по сравнению с другими, в частности СПО - КАИ.

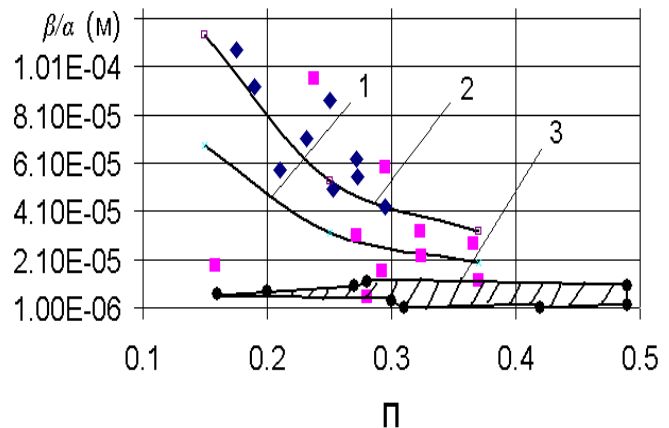
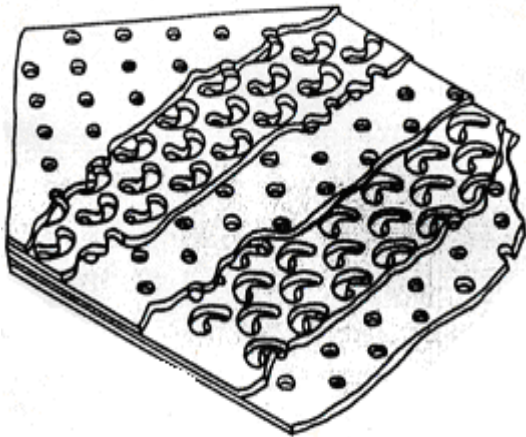


Рис.1. Внутренняя структура СПО-МВТУ

Рис. 2. Изменение β/α для СПО: МВТУ (точки - ромб); КАИ, RR и DDA (точки - квадрат) в зависимости от пористости Π

Численная модель течения и теплообмена в каналах СПО описывается системой стационарных трехмерных уравнений Навье – Стокса и энергии, осредненных по Рейнольдсу. Расчетная область, моделирующая систему проникаемого охлаждения, выбрана в виде периодически повторяющейся области и состоит из трех характерных областей (рис. 3): входная газовая область; твердотельная с отверстием сложной конфигурации; выходная газовая область. Общее число ячеек - 357 тысяч. Турбулентная вязкость определялась с помощью модели турбулентности SST – Ментера.

Рассматривались два образца СПО: трехслойный и пятислойный, где во втором и четвертом слоях происходит поворот потока в дугообразном канале. Вектора скорости (рис.4) при перепаде давления 8000 Па для пятислойного СПО показывают, что результате многократного изменения площади проходного сечения каналов при переходе от одного слоя к другому в СПО формируются струйные и вихревые течения в зонах отрыва. Поток, поступая в составной пятислойный канал, закручивается в нем и формирует на выходе отклоненную от оси отверстий систему струй с зонами рециркуляции

Уровень скоростей в каналах трехслойного СПО при прочих равных условиях больше в 1,32 раза по сравнению с пятислойным. Это способствует

более интенсивному теплообмену внутри микроканалов для трехслойного образца.

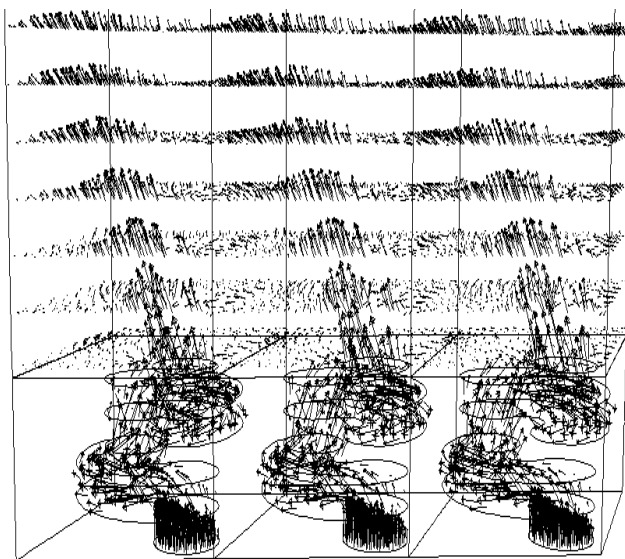
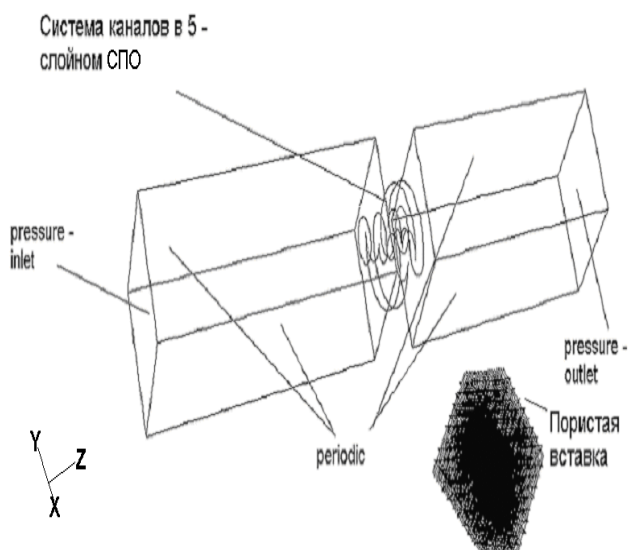


Рис.3. Расчетная схема и граничные условия Рис. 4. Вектора скорости через ряд отверстий СПО

При обработке результатов исследований теплообмена в СПО применяют объемный коэффициент внутренней теплоотдачи α_V , учитывающий суммарный подогрев охладителя при течении его через пронизываемый образец. Коэффициент теплообмена (в отличие от гидравлики) для различных образцов СПО зависит от двух параметров: числа Рейнольдса $Re = \frac{g\beta}{\alpha\mu}$ и отношения площадей наружного подвода охладителя и внутреннего теплоотвода F_H/F_B при его течении внутри СПО. Обработка результатов расчета и опытных данных представлена на рис. 5.

Критериальное выражение (прямая 1, рис. 5) записывается в виде

$$Nu = [0,0028 + 0,09 \cdot (F_H / F_B)] Re, \quad (1)$$

где $Nu = \alpha_V (\beta / \alpha)^2 / \lambda_f$, λ_f - теплопроводность охладителя. Отношение F_H/F_B учитывает число участков с прямыми круглыми отверстиями и криволинейными каналами прямоугольного поперечного сечения, толщину отдельного слоя, внутренний радиус боковой поверхности дугообразного канала; ширину дугообразных отверстий в слоях; диаметр кругового отверстия, продольный и поперечные шаги отверстий СПО.

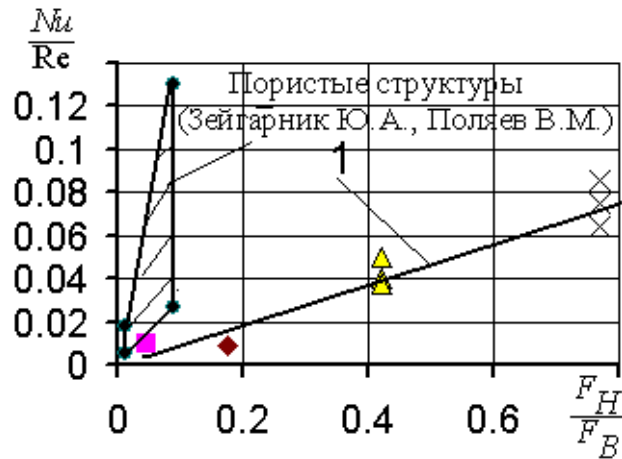


Рис. 5. Зависимость комплекса Nu/Re от геометрии СПО: ■ – опыт МВТУ (41 слой); ромб – опыт КАИ, ▲ – пятислойный образец (расчет); крест – трехслойный образец (расчет)

Появление отношения площадей F_H/F_B в (1) указывает на большее по сравнению с ПМ влияние на интенсивность внутреннего теплообмена в СПО геометрического фактора. Это связано с тем, что течение охладителя происходит на участках микроканалов, относительная длина которых меньше 50, что соответствует начальному участку в трубах. На рис. 5 также отмечается, что теплообмен в каналах СПО уступает по интенсивности теплообмену в пористых структурах (Зейгарник Ю.А., Поляев В.М.).

При подходе охладителя по нормали к проницаемой поверхности происходит его подогрев вследствие передачи теплоты от внутренней торцевой поверхности СПО. Это приводит к увеличению температуры от начальной температуры охладителя $T_{f,0}$ к температуре $T_{f,1}$ на входе проницаемой стенки.

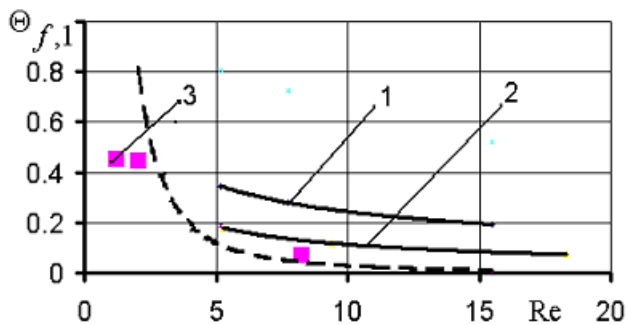


Рис. 6. Подогрев охладителя на входе СПО (1 – $\delta = 0,6$ мм, 2 – 1,0 мм, 3 – ■- опытные данные С.М. Романова при $\delta = 7,7$ мм; ---- - расчет Б.М. Галицейского для пористой стенки)

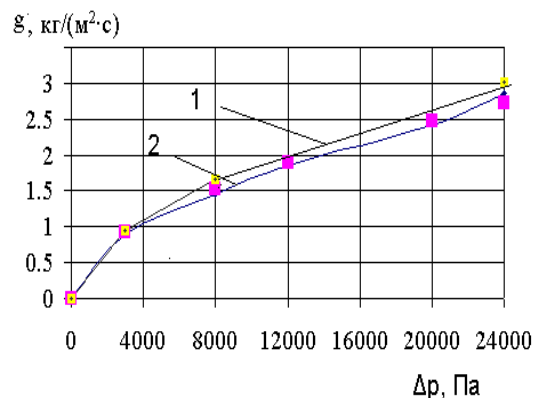


Рис. 7. Сравнение результатов расчета с опытными данными С.М. Романова (■); 1 – трехмерный численный расчет; 2 – модель пористого слоя

Относительный подогрев охладителя на входе СПО определяется с помощью отношения $\theta_{f,1} = (T_{f,1} - T_{f,0}) / (T_{f,2} - T_{f,0})$, где $T_{f,2}$ - температура на внешней торцевой поверхности СПО. С уменьшением плотности расхода охладителя g (числа Рейнольдса) в большей степени происходит подогрев охладителя на входе в микроканал СПО. С увеличением расхода охладителя начальный подогрев охладителя уменьшается и, при $g > 2,6$ кг/(м²с) он не превышает 10%. На рис. 6 также отмечается, что уменьшение толщины проницаемой стенки приводит к увеличению относительного начального подогрева (кривые 1, 2).

Проектирование охлаждаемой лопатки турбины с СПО с помощью современного программного обеспечения сталкивается с трудностями в связи с тем, что СПО состоит из большого числа слоев с несколькими сотнями отверстий сложной геометрии. Это делает затруднительным расчёт трехмерного течения и теплообмена охладителя внутри проницаемого материала и на его поверхностях вследствие значительных вычислительных ресурсов. С целью их экономии в работе предложено использовать модель анизотропного пористого материала, когда СПО заменяется пористой вставкой той же толщины (см. рис. 3, правый нижний угол).

Течение однофазного теплоносителя для пористой среды в пакете *FLUENT* рассчитывается с помощью обобщенного закона Дарси с коэффициентами вязкостного α_{ij} и инерционного сопротивления β_{ij} , зависящими от направления течения. Уравнения движения и энергии для потока газа и пористой среды решаются единым кодом. На их общей границе выполняется равенство проекций скорости, давления, компонент напряжения трения, температуры и теплового потока. Число ячеек составляло 5830, модель турбулентности – Спаларта - Аллмараса.

Правомочность модели пористого материала демонстрируется на рис. 7, где наблюдается согласование расчетных и опытных данных по пропускной способности СПО при задании различных значений β_j в зависимости от направления декартовой системы координат. Расхождение опытных и расчетных данных не превышает 8 % при $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 0,427 \cdot 10^{11}$ (1/м²); $\beta_1 = \beta_2 = 0,395 \cdot 10^7$, $\beta_3 = 10^7$ (1/м).

В третьей главе описывается технология изготовления опытной лопатки с проницаемой оболочкой. Для проведения экспериментальных исследований выбрана сопловая лопатка первой ступени турбины высокого давления газотурбинной энергетической установки ГТЭ - 150. Лопатка имела следующие геометрические характеристики: высота профильной части лопатки $L=165$ мм; хорда профиля $B = 245$ мм; радиус входной кромки $r_{BX}=16.17$ мм; радиус выходной кромки $r_{ВЫХ.} = 2.5$ мм; максимальная относительная толщина профиля $c/B = 0.15$. Экспериментальная лопатка проектировалась на номинальный режим работы со следующими параметрами: температура газа $T_G^* = 1173K$;

давление газа перед турбинной решеткой $p_G^* = 0,17$ МПа; температура стенки лопатки $T_{СТ}=773$ К; температура охлаждающего воздуха $T_{o,в}^* = 373$ К.

Распределение охладителя по обводу профиля обеспечивалось с помощью оболочковой конструкции лопатки с силовым оребренным стержнем (рис. 8), при соединении которого с проницаемой оболочкой образовывались 34 канала системы охлаждения – 18 со стороны спинки и 14 со стороны корытца, а также каналы во входной и выходной кромках. СПО имела геометрические размеры: толщина $\delta = 1,0$ мм; толщина одного слоя $\delta_{СЛ} = 0,2$ мм; количество слоев $n = 5$; шаг отверстий $S_1 \times S_2 = 2,0 \times 1,5$ мм; ширина дугообразных каналов в нечетных слоях $b_d = 0,65$ мм; диаметр круглых отверстий в нечетных слоях $d_{КР} = 0,65$ мм.

Технология создания СПО из нескольких слоев исходного материала включает следующие основные этапы: графическое изображение рисунков отдельных слоев; нанесение рисунка на слой фоторезиста; травление листов по экспонированному рисунку; диффузионное сращивание в вакуумных печах пакетов из 3 - 5 листов протравленного материала. В качестве исходного материала была использована листовая сталь 12Х18Н10Т толщиной $\delta_1 = 0,2$ мм. Соединение слоев с протравленными отверстиями осуществлено методом диффузионной сварки в вакууме на специальных установках, имеющих индукционный нагрев и гидropriжим.

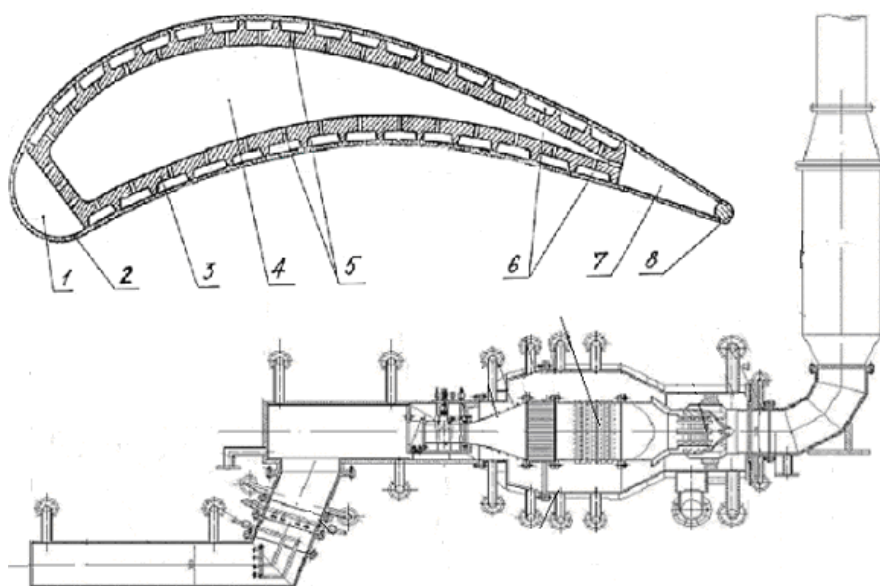


Рис. 8. Поперечное сечение профиля экспериментальной лопатки (а) и схема высокотемпературного стенда (б): 1 - охлаждающий канал во входной кромке; 2 - оболочка из СПО; 3 - силовой стержень; 4 - полость силового стержня; 5 - дозирующие отверстия; 6 - межреберные охлаждающие каналы; 7 - охлаждающий канал в выходной кромке; 8 - непроницаемая выходная кромка.

В главе 4 приводится описание высокотемпературного стенда, схемы измерений и методики обработки опытных данных. Основной задачей экспериментального исследования является определение зависимости эффективности проникающего охлаждения лопатки $\bar{\theta} = (T_{\Gamma}^* - T_{лон}) / (T_{\Gamma}^* - T_o^*)$ на различных режимах ее обтекание от изменения относительного расхода охлаждающего воздуха $\bar{G}_o = G_o / G_{\Gamma}$. В процессе эксперимента измерялись следующие параметры: T_{Γ}^* - температура газа; T_o^* - температура охлаждающего воздуха; $T_{лон}$ - локальная температура металла лопатки в местах определения эффективности охлаждения; G_o - расход воздуха; G_{Γ} - расход газа; p_d^* - давление в подводящей полости. Относительная погрешность измерения температуры составляет 1%, глубины охлаждения – 6% при $\bar{\theta} = 0,8$ и 15% при $\bar{\theta} = 0,3$.

На рис. 9 показано, что система проникающего охлаждения лопатки, в конструкции которой используется СПО, позволяет получить большую глубину охлаждения. Здесь для сравнения приведены результаты теплового исследования той же лопатки СА (первой ступени ГТЭ-150) дефлекторной и оболочковой конструкций с внутренней конвективной системой охлаждения, полученные в ЦКТИ, ЛМЗ, ВТИ, ЛПИ как расчётами, так и опытным путём.

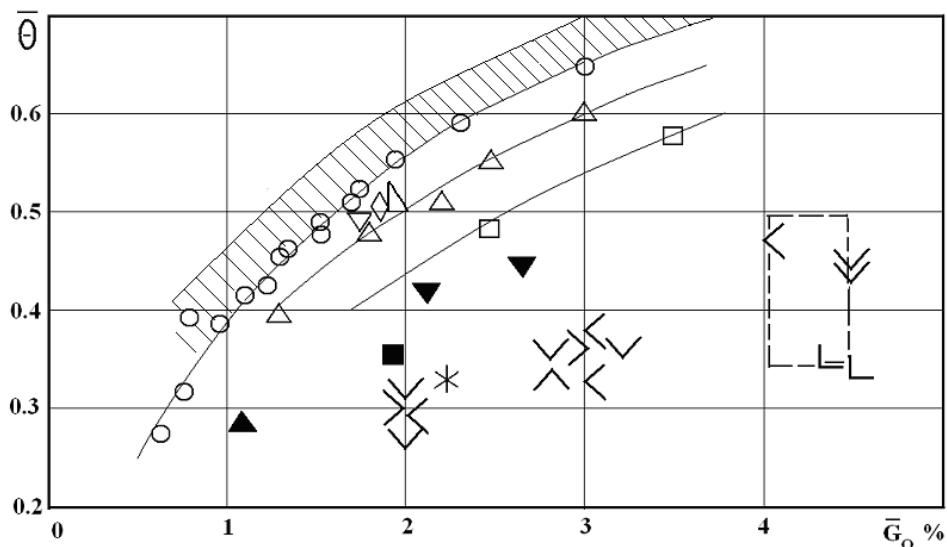


Рис. 9. Эффективность охлаждения сопловой лопатки ГТЭ – 150: светлые значки - оболочка из СПО (опытные данные настоящей работы); заштрихованная область - пористые порошковые материалы; темные значки - лопатка дефлекторного типа (опытные данные); уголковые значки – лопатка со сплошной оболочкой (результаты расчётов)

Данные ЛПИ, ВТИ и ЦКТИ для дефлекторной конструкции лопатки при развитой перфорации дефлектора указывают, что эффективность охлаждения $\bar{\theta} = 0,29 - 0,33$ при относительном расходе охлаждающего воздуха на лопатку $\bar{G}_o = 2,06 - 2,2 \%$ (в ЛПИ удалось достичь безразмерной глубины охлаждения $\bar{\theta}$

= 0,41). Оболочковая конструкция лопатки при $\bar{G}_o = 4,0 \div 4,5\%$ обеспечивает на наружной поверхности оболочки $\bar{\theta} = 0,35 \div 0,50$ и среднюю температуру наружной поверхности оболочки на уровне $T_{Л-Г} = 1100$ К. Однако значительная неравномерность в распределении температур наружной поверхности оболочки вдоль обвода контура профиля не позволила выдержать требуемый максимальный уровень указанной температуры не выше 1100 К.

Сравнение эффективности охлаждения с результатами испытаний пористого охлаждения турбинных лопаток показало, что лопатка с СПО практически не уступает системам охлаждения, в которых используются порошковые и пористые сетчатые материалы. Эффективность охлаждения лопатки с СПО достигает значений $\bar{\theta} = 0,6 \div 0,67$ при $\bar{G}_o = 3,0 \div 3,5\%$, при этом внутреннее конвективное охлаждение (ВКО) и конвективно-плёночное охлаждение (КПО) на 30% и 23% уступают по эффективности проникающему охлаждению в СПО.

В главе 5 дается описание расчетной модели теплового состояния охлаждаемой лопатки с применением коммерческого кода *FLUENT*. Расчетная модель базируется на решении полусопряженной задачи теплообмена в двумерной постановке для поперечного сечения профильной части исследуемой лопатки. Для замыкания уравнений движения и энергии использовалась модель турбулентности Спаларта – Аллмараса.

При данной постановке задачи система выпуска охладителя на поверхность лопатки, которая включает в себя продольные каналы и дозирующие отверстия, исключалась из рассмотрения, а СПО заменялась пористой зоной (*porous zone*). С внутренней стороны оболочки задавались удельный массовый расход и температура подогрева охладителя в каждом из каналов. Для корректного описания течения и теплообмена в тонких пристенных слоях на обводе контура профиля и пористом слое оболочки лопатки расчетная сетка в указанных зонах была значительна сгущена.

Температура подогрева охладителя $T_{f,1}$ вычислялась по значению осредненного по поверхности оболочки лопатки удельного расхода охладителя через пористый слой и соответствующего ему числа Рейнольдса (рис.6). Объемный коэффициент теплообмена α_V определялся на основе уравнения (1) и служил для вычисления объемной плотности тепловыделения q_V в *porous zone* пакета *FLUENT*.

Для достижения требуемой точности температура подогрева охладителя для каждого канала корректировалась с учетом локального значения расхода воздуха в каждом из 34 каналов. Результаты расчетов по описанной методике распределения температур по обводу сопловой лопатки ГТЭ - 150 и сопоставление с опытными данными представлены на рис. 10, которые свидетельствуют об удовлетворительном соответствии между собой.

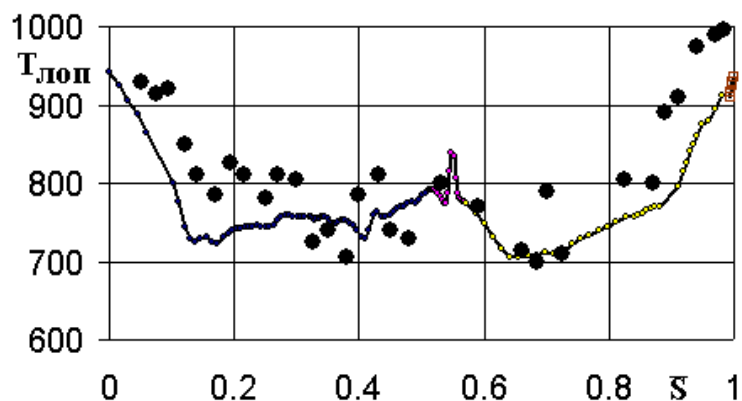


Рис. 10. Сопоставление расчета (сплошная линия) и опытных данных (●) по температуре лопатки при $T_{\Gamma}^* = 1163\text{K}$ и $\bar{g}_o = 2,28\%$

Данное согласование позволяет сделать вывод о достоверности и надежности результатов, получаемых с помощью разработанной расчетной модели и переходить к проектированию системы охлаждения лопатки на параметры работы в составе СА 1-ой ступени турбины перспективной ГТУ.

Проектируемая охлаждаемая лопатка рассчитывалась на начальную температуру в газовом потоке $T_{\Gamma}^* = 1800\text{K}$, его давление $p_{\Gamma}^* = 1,9\text{МПа}$, приведенную скорость газового потока $\lambda_{c1} = 0,9$; температура в полостях лопатки $T_o^* = 633\text{K}$; относительный расход охладителя $\bar{G}_o = 3\%$, его распределение по подводящим каналам $\bar{g}_{KAN}\%$ в процентах соответствует номинальному режиму и представлено на рис. 12, ступенчатая линия 1). Оболочка лопатки выполнена пятислойной с отверстиями диаметром 0,62 мм и дугообразными каналами между слоями с величиной коэффициента теплопроводности $\lambda_{СПО} = 5,0\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Выбор данного типа СПО связан с результатами вариантных расчетов (рис. 11) и сравнением их с данными по средней глубине охлаждения для СПО ведущих зарубежных фирм.

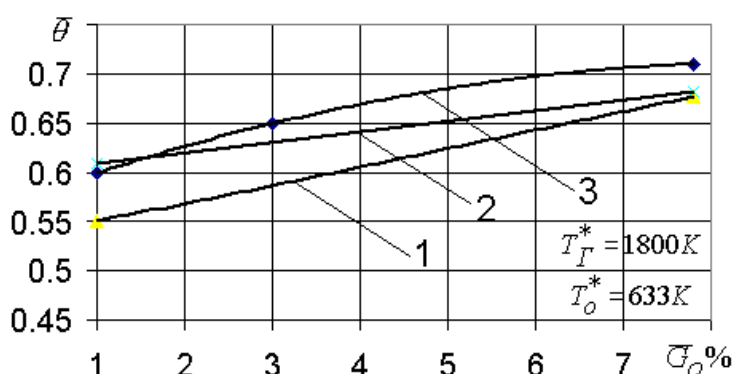


Рис.11. Зависимость средней глубины охлаждения лопатки для различных вариантов СПО от относительного расхода охладителя: 1 – Allison; 2 - RR; 3 – СПО – MBTU

Они показывают, что в диапазоне $\bar{G}_o = 1,5 - 7,5\%$, наиболее предпочтительными являются СПО-МВТУ с дугообразными каналами. Результаты расчета температурного поля в среднем сечении модернизированной охлаждаемой лопатки на указанные выше условия представлены на рис. 12 (кривая 2) и свидетельствуют о достижении приемлемого теплового состояния с максимальной температурой, не превышающей 1060К на обводе профиля.

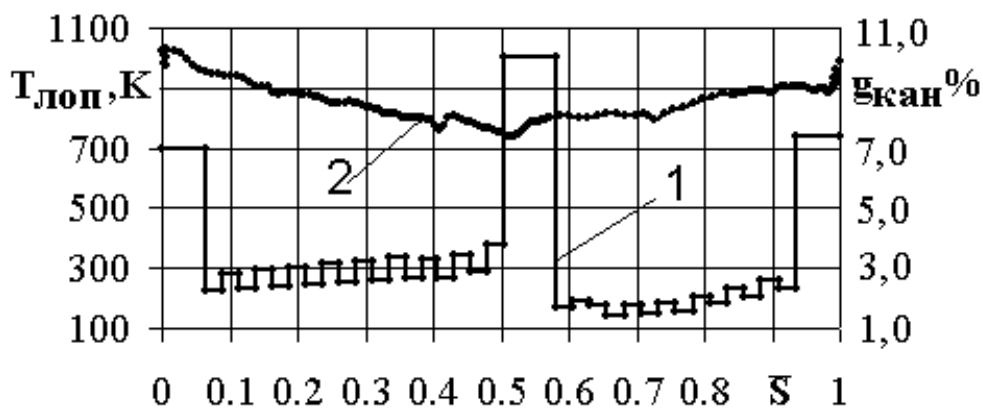


Рис.12. Распределение удельного расхода по каналам системы охлаждения (кривая 1) и температуры наружной поверхности оболочки лопатки (2)

Оценка работоспособности спроектированной охлаждаемой сопловой лопатки проводилась по критериям запаса длительной статической прочности от действия стационарных термических и изгибных напряжений. При оценке термических напряжений в проницаемой оболочке лопатки использовались разности температур, которые получены с помощью пакета *FLUENT* на основе однотемпературной модели.

Расчёты проводились для СПО, изготовленной из стали марки 12Х18Н9Т на ресурс лопаточного аппарата в 10^4 час. Определяющими на величины запаса прочности в СПО спроектированной лопатки являются термические напряжения, величина которых практически на порядок превосходит изгибные напряжения, и напряжения, вызванные деформацией оболочки из-за внутреннего избыточного давления (на два порядка). Приемлемые запасы по длительной статической прочности лопатки в критичных точках обвода контура профиля, расположенных на входной (канал №20. см. рис.8)) и выходной (каналы №1 и №35) кромках, а также на корытце (канал №26) и спинке (канал № 12), будут обеспечены. Это связано с тем, что перепад температуры по толщине проницаемой оболочки не превышает 100К.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана и обоснована конструкция сопловой лопатки ГТЭ-150 с системой проникающего охлаждения на базе составных проницаемых оболочек с дугообразными каналами с глубиной охлаждения на 20% превышающей по эффективности конвективно - пленочную и на 30% - конвективную.
2. На основе результатов численного моделирования показано, что внутри дугообразных каналов формируются струйно-вихревые течения, а на выходе из отверстий СПО - системы закрученных струй. При этом скорость охладителя на выходе из трехслойного СПО больше в 1,32 раза по сравнению с пятислойным.
3. Предложено критериальное уравнение для расчета объемного коэффициента теплообмена в СПО, в котором помимо линейного масштаба β/α (α и β - вязкостный и инерционный коэффициенты сопротивления в законе Дарси) использовано отношение площадей внешнего теплоподвода и внутреннего теплоотвода F_H/F_B в СПО.
4. Определен уровень начального подогрева охладителя и показано, что с уменьшением расхода охладителя и толщины проницаемой стенки увеличивается подогрев охладителя на входе в микроканалы СПО. Для пятислойного СПО при $g = 0,384$ кг/(м²с) относительный начальный подогрев составляет 45% от разности температуры на СПО. Предложен метод расчета проницаемой вафельной конструкции, которая заменяется на эквивалентный пористый материал. При этом расхождение расчетных и опытных данных по пропускной способности не превышает 8%.
5. Разработаны технологии изготовления СПО с дугообразными каналами и несущего стержня для сопловой лопатки первой ступени турбины высокого давления газотурбинной энергетической установки ГТЭ-150. Экспериментально определена эффективность проникающего охлаждения через СПО, которая составляет 0,6–0,7 при относительном расходе охладителя 3,0 – 4,0%, что сопоставимо с эффективностью охлаждения для оболочки из порошкового или сетчатого материала и превосходит на 20 –30% по глубине охлаждения лопатки оболочковой и дефлекторной конструкции при конвективном охлаждении.
6. Разработан и верифицирован метод расчета теплового состояния многослойной оболочки лопатки с включением пакета *FLUENT* и зависимостей для расчета подогрева охладителя и объемного теплообмена. Расхождение расчетных и опытных данных по тепловому состоянию сопловой лопатки с оболочкой из СПО не превышает 5%.
7. Проникающее охлаждение через СПО при относительном расходе охладителя в 3% обеспечивает допустимый уровень температуры оболочки (меньше 1100К) при температуре газа перед турбиной $T_G^* = 1800\text{К}$ и $\pi_k = 19$.

8. Результаты расчета напряженного состояния оболочки лопатки из СПО с дугообразными каналами и сравнения глубины охлаждения с лучшими отечественными и зарубежными образцами СПО в диапазоне относительных расхода охладителя от 1% до 8% показали обоснованность применения СПО с дугообразными каналами в системах охлаждения лопаточного аппарата перспективных высокотемпературных газовых турбин.

Публикации по теме диссертации

1. Назаренко А.В./Епифанов В.М., Золотогоров М.С., Куракин А.А., Назаренко А.В. Эффективность завесного охлаждения лопаток вдвум через проницаемые участки с мелкомасштабной перфорацией. Тезисы докладов Республиканской конференции “Совершенствование теории и техники тепловой защиты энергетических устройств”. Киев. ИТТФ АН УССР. 1987. С.96.

2. Назаренко А.В./Епифанов В.М., Золотогоров М.С., Назаренко А.В., Ривкин С.М. Эффективность охлаждения турбинных лопаток вдвум через локальные пористые участки. Известия АН СССР. Теплофизика высоких температур. Т.26. №3. 1988. С. 618-620. 0.2/0.05 п.л.(перечень ВАК).

3. Назаренко А.В./Кортиков Н.Н., Назаренко А.В., Полищук В.Г., Соколов Н.П. Численное моделирование гидравлического сопротивления и теплообмена в составных проницаемых оболочках. Энергомашиностроение. № 4 –1. 2005/2006. С. 29-34.

4. Назаренко А.В./Кортиков Н.Н., Назаренко А.В., Полищук В.Г., Соколов Н.П. Теплообмен в составных проницаемых оболочках перспективных газовых турбин: *CFD* – анализ и пути совершенствования проникающего охлаждения. Материалы X Всероссийской конференции по проблемам науки и высшей школы. “Фундаментальные исследования в технических университетах”. СПб.: Изд - во Политехнического университета. 2006. С. 308-309.

5. Назаренко А.В./Кортиков Н.Н., Назаренко А.В., Полищук В.Г., Соколов Н.П. Выбор масштабов моделирования теплогидравлических характеристик слоистых материалов. Материалы докладов национальной конференции по теплоэнергетике. НКТЭ-2006. Т.1. 2006. Казань. С. 97-100.

6. N.N. Kortikov, A.V. Nazarenko, V.G. Polishuk, N.P. Sokolov. Heat transfer in constituent permeable envelopes and possibilities of their application in cooling systems of high temperature gas turbines. Advanced in heat transfer. Proceedings of the Baltic heat conference. September 19-21. St-Petersburg. 2007. v.1. pp. 347 - 355.

7. Назаренко А.В. /Андреев К.Д., Липин А.В., Назаренко А.В., Полищук В.Г., Рассохин В.А., Соколов Н.П. Экспериментальное исследование эффективности воздушного конвективно-плёночного охлаждения сопловой лопатки первой ступени турбины. Теплоэнергетика. №3. 2008. С. 41 - 47. 0.5/0.1 п.л. (перечень ВАК)