

На правах рукописи

УДК 536.24, 621.43

Селиверстов Евгений Михайлович

**ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА
СИСТЕМ ПРОНИКАЮЩЕГО ОХЛАЖДЕНИЯ
ДЛЯ ЛОПАТОК ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН**

Специальность 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2004

Работа выполнена в Объединенном институте высоких температур
Российской Академии Наук (ОИВТ РАН).

Научный руководитель: член-корреспондент РАН,
доктор технических наук, профессор
Полежаев Ю.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Губертов А.М.
доктор технических наук, профессор
Пелевин Ф.В.

Ведущая организация: ФГУП «ММПП «Салют»

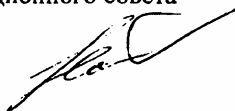
Защита состоится «13» сентября 2004 г. в 15 час. 40 мин. на
заседании диссертационного совета Д.212.141.08 в Московском государст-
венном техническом университете (МГТУ) им. Н.Э. Баумана по адресу:
107005, г. Москва, Лефортовская наб., корпус факультета «Энергомашино-
строение», д. 1, ауд. 201.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э.
Баумана.

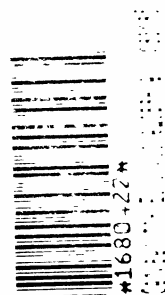
Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью ор-
ганизации, просьба направлять по адресу: 107005, г. Москва, 2-я Бауманская
ул., д. 5, Ученому секретарю диссертационного совета Д.212.141.08.

Автореферат разослан «8» сентября 2004 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
к.т.н., доцент



Кс



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Основная тенденция развития современного газотурбинного двигателестроения, как отечественного, так и зарубежного, – постоянный рост параметров рабочего тела на входе в турбину и, прежде всего, повышение температуры T_g . Рост температуры продуктов сгорания, как известно, ведет к повышению к.п.д. η_e (снижению удельного расхода топлива C_e), росту удельной мощности установки N_e , уменьшению габаритов, удельной массы и стоимости энергоустановок. Так, только за последние 30 лет температура газа T_g на входе в сопловой аппарат турбины выросла почти на 500 К. При этом к.п.д. увеличился с 25 до 40%, а полезная работа – приблизительно в два раза. Около 70% этого прироста достигнуто за счет совершенствования систем воздушного охлаждения деталей горячего тракта и применения теплозащитных покрытий на лопатках, а остальные 30% были получены в результате улучшения служебных характеристик жаропрочных никелевых сплавов.

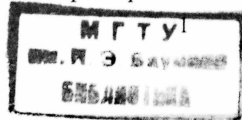
Заданный уровень температур T_w на поверхности лопаток газовых турбин может быть обеспечен с помощью трех основных способов их охлаждения: конвективного, пленочного (завесного, заградительного) и проникающего (транспирационного, пористого).

При умеренно высоких температурах T_g перед турбиной охлаждение лопаток может быть обеспечено методами конвективного теплообмена. При температурах газа свыше 1500 К конвективное охлаждение дополняется, как правило, пленочным. В настоящее время конвективно-пленочный способ охлаждения сопловых и рабочих лопаток газовых турбин является общепринятым и наиболее распространенным. Основное преимущество этого метода охлаждения в его исключительной простоте и надежности, а основной недостаток заключается в том, что он не обеспечивает постоянства температуры охлаждаемой стенки и значительно увеличивает суммарный расход охладителя. В результате совершенствования и сочетания в конструкции лопаток внутреннего конвективного и пленочного охлаждения к настоящему времени удалось поднять температуру газа T_g до 1800 К.

Основное преимущество проникающего способа охлаждения лопаток заключается в уменьшении расхода охладителя вследствие более развитой контактной поверхности теплообмена. В связи с этим использование данного метода для охлаждения лопаток газовых турбин позволит повысить температуру газа T_g до 2200 К (т.е. создать практически «стехиометрический двигатель») или понизить температуру стенки T_w (при той же T_g и том же расходе охладителя G_c), увеличив таким образом ресурс установки в целом.

Широкий диапазон структурных, теплофизических, гидравлических и других свойств пористых структур, простота изготовления из них элементов конструкций, высокая интенсивность теплообмена – все это дает возможность использовать пористые материалы в различных экстремальных условиях, в том числе и в системах проникающего охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин.

Основной целью диссертационной работы является разработка и обоснование физико-математических моделей, характеризующих процессы фильтрации



и теплообмена охладителя внутри пористых оболочек лопаток высокотемпературных газовых турбин. На основании этих моделей необходимо определить критерии оптимизации структурно-геометрических параметров систем проникающего охлаждения и условий их применения в перспективных вариантах газовых турбин, а также разработать алгоритм и программу численного расчета этих систем.

Исходя из поставленной цели работы, а также, основываясь на результатах анализа состояния вопроса, были определены следующие **основные задачи** аналитического и расчетно-теоретического исследования систем проникающего охлаждения:

- создание замкнутой физико-математической модели, учитывающей основные механизмы передачи тепла в пограничном слое, внутри и на входе в систему проникающего охлаждения;
- обработка и согласование многочисленных экспериментальных данных по гидравлике и теплообмену в проницаемых средах, выбор характерного (представительного) линейного масштаба пористой структуры;
- вывод критерияльного соотношения для коэффициента внутреннего теплообмена при фильтрации газа в проницаемой среде и обобщенной зависимости коэффициента гидравлического сопротивления проницаемого слоя;
- обоснование выбора критерия эффективности и проведения оптимизации структурно-геометрических параметров (толщины, характерного размера поровых каналов, пористости) системы проникающего охлаждения;
- расчет и исследование внутрипорового охлаждения для различных типов охладителей и параметров внешнего высокотемпературного потока.

Научная новизна работы. С единых научных позиций сформулирована физико-математическая модель теплопереноса в системах проникающего охлаждения и разработана замкнутая методика расчета температурного состояния проницаемой оболочки, учитывающая механизмы передачи тепла внутри и на обеих граничных поверхностях пористой стенки. Впервые предложен алгоритм выбора характерного (представительного) линейного масштаба поровых каналов d_{eq} как для идеальных, так и для реальных проницаемых структур. С использованием этого масштаба получены обобщенные закон гидравлического сопротивления и закон внутреннего (объемного) теплообмена в поровых каналах, охватывающие широкий диапазон геометрических форм и размеров, от капилляров до каналов с шаровой засыпкой. Разработан критерий оптимизации систем проникающего охлаждения, с помощью которого проведена их структурно-геометрическая оптимизация и выданы рекомендации по их совершенствованию в реальных условиях эксплуатации.

Достоверность результатов подтверждается применением в расчетных исследованиях фундаментальных законов гидродинамики и теплообмена, обобщением большого массива экспериментальных данных, а также сопоставлением полученных результатов с имеющимися теоретическими и экспериментальными данными других авторов.

Практическая ценность работы. Полученные данные и результаты их анализа могут быть использованы при проектировании эффективных систем проникающего охлаждения в теплонагруженных турбинных решетках, а также в других изделиях авиационно-ракетной техники и энергетики.

Автор защищает:

- критериальное соотношение для коэффициента внутрипорового теплообмена, обобщенный закон гидравлического сопротивления проницаемого слоя и способ выбора эквивалентного (представительного) масштаба для описания процессов фильтрации и теплообмена внутри пористой оболочки;
- методику расчета теплового режима пористых стенок, созданную с единых научных позиций и учитывающую процессы теплообмена на внутренней и наружной поверхностях и внутри пор;
- критерий эффективности и результаты структурно-геометрической оптимизации пористых структур для различных охладителей и заданных условий обтекания высокотемпературного потока.

Апробация работы. Основные положения изложенного в диссертации материала докладывались и обсуждались на: семинарах отдела № 4 ИВТ РАН (1999-2004, Москва); ежегодных Конкурсах молодых ученых ИВТ РАН (1999-2002, Москва); XLVI Сессии по газовым турбинам (1999, Самара); XI Всероссийской межвузовской научно-технической конференции «Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели», посвященной 170-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана (2000, Москва); V Всероссийской научно-технической конференции «Теплофизика процессов горения и охрана окружающей среды, теория и практика интенсификации закрученных потоков», посвященной памяти академика В.Н. Кондратьева (2001, Рыбинск); XII International Heat Transfer Conference (2002, Grenoble, France); III Российской национальной конференции по теплообмену (2002, Москва); XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках» (2003, Рыбинск); IV Baltic Heat Transfer Conference (2003, Kaunas, Lithuania); Научно-техническом семинаре им. В.В. Уварова (2004, Москва).

Публикации. По материалам диссертации автором опубликовано 12 печатных работ (6 статей, 5 публикаций на конференциях и 1 соавторство в монографии).

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы и приложений, изложена на 154 страницах, включающих 43 рисунка, 5 таблиц, список использованной литературы из 138 наименований на 15 страницах.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, представлены основные направления научно-исследовательских и конструкторских работ, имеющих целью повышение температуры T_g на входе в газовую турбину, показаны научная и практическая значимость решаемых проблем, перечислены основные положения работы.

В первой главе, посвященной обзору литературы, представлены результаты экспериментальных и расчетно-теоретических работ, в которых исследованы процессы гидродинамики и внутреннего теплообмена в пористых средах при фильтрации через них охладителя, а также рассмотрены некоторые особенности теоретического моделирования теплопереноса в проницаемых оболочках.

Исследования пористых материалов как системы проникающего охлаждения особенно бурно развернулись в конце 60-х – начале 70-х годов. Были проведены обширные экспериментальные исследования, изданы многочисленные монографии, посвященные различным аспектам данной проблемы. Среди авторов отечественных работ можно назвать: Тимофеева В.Н., Шукина В.К., Ильина Ю.В., Дубровского А.И., Поляева В.М., Максимова Е.А., Страдомского М.В., Ерошенко В.М., Локая В.И., Яскина Л.А., Белова С.В., Косторнова А.Г., Майорова В.А., Васильева Л.Л., Галицейского Б.М., Елифанова В.М., Нагоги Г.П., Харитонов В.В., Зейгарника Ю.А., Гортышова Ю.Ф. Среди зарубежных публикаций отметим работы Green L., Duwez P., Grootenhuis P., Bernicker R.P., Bayley F.J., Turner A.B., Koh J.C.Y., Kar K.K., Jiang P.X.

Течение и теплообмен в пористых средах, по сравнению с аналогичными в каналах и трубах, обладают весьма специфическими особенностями. Во всех случаях применения проницаемых оболочек перепад давления является одним из основных факторов, определяющих условия их эксплуатации. Широкое распространение получило модифицированное уравнение Дарси:

$$\frac{\Delta p}{h} = A \mu_c u_c + B p_c u_c^2 = \left(A \mu_c G_c + B G_c^2 \right) / \rho_c. \quad (1)$$

По аналогии с сопротивлением тел, погруженных в равномерный поток, первое слагаемое в (1) связывают с вязким трением, а второе – с сопротивлением формы; соответственно предложено называть коэффициенты A [м^{-2}] и B [м^{-1}] вязкостным и инерционным коэффициентами сопротивления. Значения коэффициентов A и B могут быть установлены только экспериментально, из гидравлических испытаний, и являются индивидуальными характеристиками пористого материала.

Анализ и сопоставление опубликованных результатов измерения вязкостного и инерционного коэффициентов свидетельствуют, что даже для одного типа пористых структур существует большой разброс по величине каждого из них. Очевидно, что не только пористость, но и характеристики исходного сырья, а также условия спекания существенно влияют на результаты определения коэффициентов A и B .

Выбор определяющего линейного масштаба пористых сред по-прежнему представляет определенные затруднения для исследователей, в качестве которого принимают, как правило, размер частиц d_p , средний размер пор или какой-либо другой линейный масштаб (например, толщину образца), либо различные комбинации вязкостного и инерционного коэффициентов в уравнении (1):

$$d_{eq} \approx \frac{1}{\sqrt{A}}, \quad d_{eq} \approx \frac{1}{B}, \quad d_{eq} \approx \frac{B}{A}. \quad (2)$$

Имеющиеся в литературе многочисленные данные по теплообмену (см. рис. 1) при течении охладителя внутри пористых металлов не удается обобщить единой критериальной зависимостью, общей для всего многообразия используемых охладителей и материалов, различных значений пористости и толщин образцов, способов нагрева образца и расходонапряженности вдува. Значение показателя степени n в критериальной зависимости от числа Рейнольдса по различным данным находится в пределах от 0.56 до 1.84. Сопоставление результатов различных авторов и использование их результатов затруднено отсутствием единообразия в выборе определяющего размера в числах Нуссельта и Рейнольдса. Интенсивность теплоотдачи

в пористых металлах в значительной степени зависит от пористости. В литературе имеются исследования, отмечающие, что существует некоторое значение пористости ($\Pi = 0.5 \div 0.7$), которому соответствует максимальная интенсивность внутренней теплоотдачи в пористых структурах. Выявлено также влияние теплофизических свойств охладителя и приведенной толщины h/d_p на интенсивность теплообмена в пористом металле.

В заключение первой главы на основании анализа всего комплекса проблем сформулированы основная цель и конкретные задачи настоящего исследования.

Во второй главе представлены основные положения физико-математической модели проникающего охлаждения и закон внутрипорового теплообмена в идеальных пористых структурах.

Механизм проникающего охлаждения складывается из двух процессов: отбора тепла внутри оболочки от пористой матрицы фильтрующимся охладителем (внутренний теплообмен) и вдува охладителя в пограничный слой набегающего потока, что приводит к оттеснению высокотемпературного потока от защищаемой стенки – это явление называется «эффектом вдува» (внешний теплообмен).

Тепловой баланс на внешней поверхности должен учитывать эффект вдува охладителя в пограничный слой высокотемпературного газового потока. При относительно невысоких уровнях снижения теплового потока справедливо линейное приближение

$$q_w = q_0(1 - \gamma \bar{G}_c). \quad (3)$$

При значительном вдуве рекомендуется квадратичная зависимость

$$q_w = q_0 \left/ \left(3(\gamma \bar{G}_c)^2 + \gamma \bar{G}_c + 1 \right) \right. . \quad (4)$$

В общем случае на выходе из проницаемой оболочки температура охладителя T_c может не совпадать с температурой каркаса T_s . Это обстоятельство учитывается в тепловом балансе степенью температурной неравновесности ϕ_T :

$$\phi_T = \frac{T_{c,w} - T_{c,0}}{T_{s,w} - T_{c,0}}. \quad (5)$$

Тогда с учетом уравнений (3) и (5) минимальная температура на поверхности лопатки связана с расходом охладителя следующим простым уравнением:

$$\theta_{s,w} = \frac{T_{s,w} - T_{c,0}}{T_g - T_{c,0}} = \frac{1 - \gamma \bar{G}_c}{1 + (\phi_T \bar{c}_p - \gamma) \bar{G}_c}. \quad (6)$$

В инженерной практике успешно применяется другое соотношение, названное глубиной (или эффективностью) охлаждения θ_w :

$$\theta_w = \frac{T_g - T_{s,w}}{T_g - T_{c,0}} = 1 - \frac{T_{s,w} - T_{c,0}}{T_g - T_{c,0}} = 1 - \theta_{s,w} = \frac{\phi_T \bar{c}_p \bar{G}_c}{1 + (\phi_T \bar{c}_p - \gamma) \bar{G}_c}. \quad (7)$$

Соотношение (7) дает наглядную связь глубины охлаждения с тремя определяющими безразмерными параметрами: ϕ_T , γ и $\bar{c}_p = c_{p,c}/c_{p,g}$. Чем выше отношение теплоемкостей охладителя $c_{p,c}$ и рабочего тела $c_{p,g}$, коэффициент вдува γ

или параметр φ_T , характеризующий степень приближения к равновесному состоянию, тем более эффективна вся система охлаждения. Представленные на рис. 2 кривые соответствуют уравнению (7) для трех модификаций возможных систем охлаждения при вариации параметров φ_T , γ и $\bar{c}_p$, числовые значения которых выбраны так, что $\bar{c}_p = 2$ соответствует охлаждению с помощью водяного пара, $\bar{c}_p = 1$ – охлаждению воздухом, $\gamma = 0.6$ – ламинарному режиму течения в пограничном слое, а $\gamma \leq 0.3$ – турбулентному.

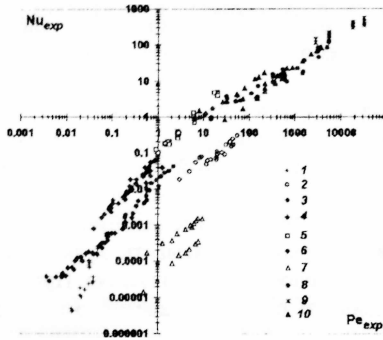


Рис. 1. Экспериментальные данные по интенсивности теплообмена при движении однофазного теплоносителя в пористых структурах: 1 – данные [Дружинин, 1961]; 2 – [Харченко, 1968]; 3 – [Максимов, 1970]; 4 – [Максимов, 1971]; 5 – [Яскин, 1974]; 6 – [Шукин, 1976]; 7 – [Гортышов, 1986]; 8 – [Зейгарник, 1991]; 9 – [Jiang P.X., 1998]; 10 – [Горин, 1999]

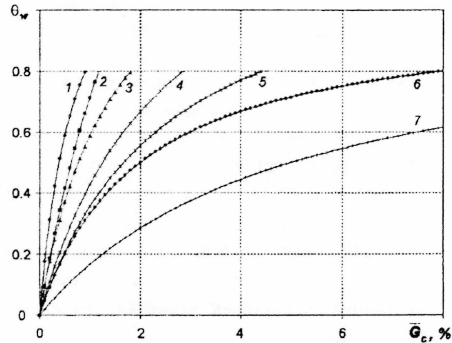


Рис. 2. Зависимость относительной глубины охлаждения θ_w лопаток от безразмерного расхода $\bar{G}_c$ при вариации определяющих безразмерных параметров: 1 – $\{\varphi_T = 1.0, \bar{c}_p = 2, \gamma = 0.6\}$; 2 – $\{1.0, 1, 0.6\}$; 3 – $\{1.0, 1, 0.3\}$; 4 – $\{0.6, 1, 0.2\}$; 5 – $\{0.5, 1, 0.1\}$; 6 – $\{0.5, 1, 0\}$; 7 – $\{0.2, 1, 0\}$. (1–3 – пористое охлаждение, 4–5 – завесное, 6–7 – конвективное)

Пористая оболочка рассматривается в виде равномерно распределенного набора параллельных каналов, по которым движется охладитель навстречу тепловому потоку. Допущения: режим фильтрации и теплообмен установившийся; теплофизические свойства пористого каркаса и охладителя по толщине постоянны; профили температуры и скорости поперек каналов сведены к средним значениям T_c и u_c ; внутри пористой матрицы введены среднее на данной глубине значение температуры T_s ; задача одномерная, двухтемпературная. Таким образом, в системе координат, изображенной на рис. 3, тепловой баланс для пористой стенки (s) и фильтрующегося охладителя (с) сводится к системе из двух уравнений:

$$\lambda_s (1 - \Pi) \frac{d^2 T_s}{dy^2} = \alpha_v (T_s - T_c), \quad (8)$$

$$-\lambda_c \Pi \frac{d^2 T_c}{dy^2} + c_{p,c} G_c \frac{dT_c}{dy} = \alpha_v (T_s - T_c). \quad (9)$$

В исходной постановке система уравнений (8)–(9) может быть сведена к одному обыкновенному дифференциальному уравнению 4-го порядка относительно температуры твердой матрицы T_s (в безразмерном виде):

$$\frac{d^4\theta_s}{dY^4} - R \frac{d^3\theta_s}{dY^3} - (K_c R + K_s) \frac{d^2\theta_s}{dY^2} + K_s R \frac{d\theta_s}{dY} = 0, \quad (10)$$

где $Y = y/h$ – безразмерная координата; $\theta_s = (T_s - T_{c,0}) / (T_g - T_{c,0})$ и $\theta_c = (T_c - T_{c,0}) / (T_g - T_{c,0})$ – безразмерные температуры твердой матрицы и фильтрующегося охладителя.

Все теплофизические и геометрические параметры задачи объединены в следующих четырех комплексах:

$$R = \frac{c_{p,c} G_c h}{\lambda_c \Pi} = \text{Re}_d \text{Pr}_c (h/d_{eq}), \quad K_c = \frac{\alpha_v h}{c_{p,c} G_c} = \frac{4 \text{Nu}_d}{\text{Re}_d \text{Pr}_c} (h/d_{eq}), \quad \Lambda = \frac{\lambda_c \Pi}{\lambda_s (1 - \Pi)},$$

$$K_s = \frac{\alpha_v h^2}{\lambda_s (1 - \Pi)} = K_c (R \Lambda) = K_c K = 4 \text{Nu}_d \Lambda (h/d_{eq})^2$$

и двух критериях – числах Рейнольдса и Прандтля для потока охладителя

$$\text{Re}_d = \frac{G_c d_{eq}}{\mu_c \Pi}, \quad \text{Pr}_c = \frac{\mu_c c_{p,c}}{\lambda_c}.$$

Строго говоря, само понятие эффекта вдува и его численное представление в форме (3) или (4) исходит из допущения, что температура вдуваемого газа $T_{c,w}$ не отличается от температуры проницаемой стенки $T_{s,w}$. Только при этом допущении удается полностью замкнуть задачу о тепловом режиме проницаемой оболочки с фильтрующимся через нее охладителем, поскольку определение теплового потока q_w или эффекта вдува (q_w/q_0) на поверхности тела с «температурной шероховатостью» в данный момент не представляется возможным. Поэтому в качестве одного из граничных условий используется равенство температур:

$$T_s|_{y=h} = T_c|_{y=h} \quad (\text{или } T_{s,w} = T_{c,w}). \quad (11)$$

Утечки тепла из пористой матрицы во внутренние магистрали подвода охладителя (так называемый предварительный подогрев) учтены с помощью уравнения

$$\lambda_s (1 - \Pi) \frac{dT_s}{dy} \Big|_{y=0} = \text{St}_{en} G_c c_{p,c} (T_{s,en} - T_{c,0}), \quad (12)$$

Для свободной засыпки из шариков одинакового диаметра d_p («идеально-пористая среда») средний по поверхности шара теплообмен при ламинарном режиме обтекания может быть рассчитан из критериального уравнения

$$\text{St}_{en} = 0.5 \text{Re}_{en}^{-0.5} \text{Pr}_c^{-0.6}, \quad (13)$$

а в качестве размера при расчете числа Рейнольдса Re_{en} используется диаметр

$$d_p = \frac{3}{2} \left(\frac{1 - \Pi}{\Pi} \right) d_{eq}. \quad (14)$$

К условию (12) следует добавить общий баланс тепла на внутренней поверхности ($y = 0$) проницаемой оболочки

$$\lambda_s(1-\Pi)\left.\frac{dT_s}{dy}\right|_{y=0} + \lambda_c\Pi\left.\frac{dT_c}{dy}\right|_{y=0} = Gc_{p,c}(T_{c,en} - T_{c,0})\Big|_{y=0}. \quad (15)$$

Если записать выражение для теплового потока на внешней стенке с учетом эффекта вдува:

$$\lambda_s(1-\Pi)\left.\frac{dT_s}{dy}\right|_{y=h} + \lambda_c\Pi\left.\frac{dT_c}{dy}\right|_{y=h} = q_w, \quad (16)$$

то получим четыре граничных условия (11), (12), (15) и (16), необходимые и достаточные для решения системы уравнений (8)–(9).

Для расчета системы проникающего охлаждения необходимо знать закон теплообмена внутри пористой стенки, т.е. важно иметь физически истинную информацию о том, как изменяется коэффициент теплообмена α_v (число Нуссельта Nu_v) в зависимости от расхода охладителя G_c (числа Рейнольдса Re_d).

В связи с неопределенностью истинной площади поверхности теплообмена и с трудностью определения разности температур ($T_s - T_c$) твердой матрицы и теплоносителя, применительно к пористым структурам рассматривают два вида коэффициентов теплоотдачи, поверхностный α_s и объемный α_v : $\alpha_v = \alpha_s \times S_{p,\Sigma}$, где $S_{p,\Sigma}$ – удельная смоченная поверхность пор, m^2/m^3 . Следовательно, можно ввести понятия «поверхностного» Nu_d и «объемного» Nu_v чисел Нуссельта:

$$Nu_d = \frac{\alpha_s d_{eq}}{\lambda_c}, \quad Nu_v = \frac{\alpha_v d_{eq}^2}{\lambda_c}. \quad (17)$$

Для идеально-пористой структуры получено следующее соответствие между «поверхностным» и «объемным» теплообменом в шаровых засыпках:

$$\alpha_v = \alpha_s \times \frac{4\Pi}{d_{eq}}, \quad Nu_v = Nu_d \times 4\Pi. \quad (18)$$

При определении закона теплообмена в пористой среде за основу были приняты данные по коротким гладким цилиндрическим трубам. В результате прямого сопоставления экспериментальных данных, полученных на пористых засыпках и в микроканалах (см. рис. 4), получено, что при равных числах Рейнольдса, эквивалентных диаметрах d_{eq} и D_h и отношениях L_T/l , интенсивность теплообмена в пористых засыпках приблизительно вдвое выше, чем в микроканалах.

Для учета особенных механизмов интенсификации теплопередачи в пористых средах введены мультипликативные поправки:

- коэффициент перемешивания k_m , учитывающий наличие внутри пористой структуры большого количества пересекающихся между собой каналов (извилистых линий тока) и многочисленных критических точек (или линий растекания);
- коэффициент k_λ , учитывающий повышенную эффективную теплопроводность среды в шаровой засыпке за счет вкрапления частиц имеющих теплопровод-

ность λ_s (как правило, значительно превышающую теплопроводность фильтрующего охладителя λ_c).

– стабилизированное значение числа Нуссельта Nu_∞ скорректировано с учетом малости чисел Рейнольдса в пористой среде.

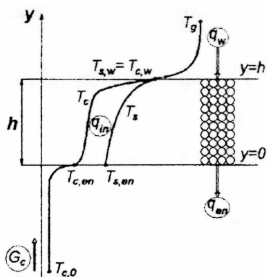


Рис. 3. Система координат, направления потоков массы и тепла и схема распределения температур внутри пористой стенки

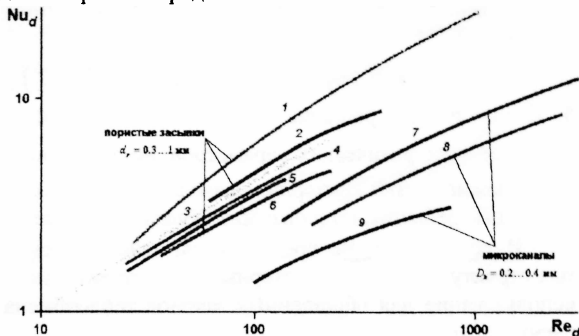


Рис. 4. Сравнение экспериментальных данных по интенсивности теплообмена в пористых засыпках (1–6) и гладких микроканалах (7–9)

Как следует из анализа данных на рис. 4, законы теплообмена в цилиндрических микроканалах и в пористых засыпках являются подобными, что позволяет использовать единое критериальное соотношение для среднего по длине канала h числа Нуссельта

$$Nu_d = Nu_\infty \left(1 + 2 \frac{L_T}{h} \right)^{0.4} Pr_c^{1/3} k_m k_\lambda. \quad (19)$$

где длина участка температурной стабилизации определена по законам течения в трубах соотношением

$$L_T = 0.067 d_{eq} Re_d Pr_c^{5/6}. \quad (20)$$

а число Нуссельта при полной тепловой и гидродинамической стабилизации ламинарного течения связано с числом Рейнольдса эмпирическим уравнением

$$Nu_\infty = 4 - 3.5 \exp(-Re_d/300). \quad (21)$$

Соотношение (21), равно как и коэффициенты k_m и k_λ , учитывающие дополнительные вклады перемешивания и отношения теплопроводностей (λ_s/λ_c) подобраны исходя из максимального учета экспериментальных данных:

$$k_m \cong 2, k_\lambda = (\lambda_s/\lambda_c)^{0.07}. \quad (22)$$

Уравнение (19) как качественно, так и количественно правильно отражает влияние основных физических параметров, диаметра частиц и их теплопроводности, а также эффекта интенсификации теплообмена в пористых засыпках по сравнению с гладкими каналами.

При малых толщинах проницаемой оболочки температура на ее тыльной (внутренней) поверхности $T_{s,en}$ может значительно превышать начальную темпе-

ратуру охладителя $T_{c,0}$. Это приводит к стоку тепла в систему подвода и распределения охладителя, что учтено в теоретической модели теплового режима с помощью соотношения (12). Участок поверхности проницаемой матрицы, через которую охладитель поступает внутрь, в первом приближении представляет собой регулярную решетку, шаг которой равен эквивалентному масштабу порового канала d_{eq} .

Типичный вид температурных профилей $T_s(Y)$ и $T_c(Y)$ представлен на рис. 5. Аналитическое решение дает зависимость температурных профилей $\theta_s(Y)$ и $\theta_c(Y)$ от всех физических параметров, но оно малоприспособно для сравнения и анализа. Важно найти критерий, позволяющий не только сопоставлять полученные численные решения, но и оптимизировать пористые системы охлаждения.

В третьей главе представлены основные характеристики реальных пористых структур, выбран характерный (представительный) масштаб и обосновано его использование для обобщенных законов теплообмена и гидродинамики в проницаемых средах.

Анализ современного состояния экспериментальных и фундаментальных теоретических исследований показал, что рассогласование опытных данных по гидравлическому сопротивлению доходит до $10 \div 50$ раз, а по коэффициенту теплообмена (числу Нуссельта) – до $100 \div 1000$ раз. Это связано с тем, что первоначальная структура пористой матрицы претерпевает существенные изменения (дробление и деформирование) на этапе спекания, используемого для придания ей механической прочности. В частности, в реальных пористых структурах очень сильно искажается площадь контактного пятна между структурообразующими элементами. По этой причине использование размера d_{eq} из формулы (14) или гидравлического диаметра исходных (до спекания) частиц d_p в качестве эквивалентного размера при обобщении результатов испытаний не всегда представляется возможным и оправданным и дает большую погрешность.

Если частицы имеют компактную форму (шарики, цилиндры, таблетки, мраморная крошка и т.п.), то согласно работе Эргуна (Ergun S., 1949 г.) коэффициенты A и B в модифицированном законе Дарси (1) равны соответственно

$$A = \frac{150(1-\Pi)^2}{d_p^2 \Pi^3}, \quad B = \frac{1.75(1-\Pi)}{d_p \Pi^3}. \quad (23)$$

Поскольку процессы конвективного теплообмена внутри пор связаны с их гидравлическим сопротивлением, то можно определить характерный масштаб проницаемой пористой структуры согласно (2) с помощью эмпирических констант A и B в аппроксимации Эргуна (23):

$$d_{eq} = \frac{12}{\sqrt{A}} \approx \sqrt{\Pi} \left(\frac{\Pi}{1-\Pi} \right) d_p, \quad (24)$$

$$d_{eq} = \frac{1}{B} \approx 0.57 \frac{\Pi^3}{1-\Pi} d_p, \quad d_{eq} = \frac{B}{A} \approx 0.01 \frac{1}{1-\Pi} d_p. \quad (25)$$

Сравнивая (24) и (14) для засыпок из сферических частиц в широком диапазоне значений пористости, легко убедиться в их адекватности (в диапазоне $11 = 0.26 \div 0.48$ получим $\sqrt{\Pi} = 2/3 \pm 15\%$). Это является достаточным обоснованием для выбора в качестве универсального представительного масштаба различных пористых структур, от шаровых засыпок до высокопористых ячеистых материалов, размера (24). Все другие варианты построения расчетной формулы для d_{eq} , в частности (25), не выдерживают верификации на модели идеальной пористой структуры.

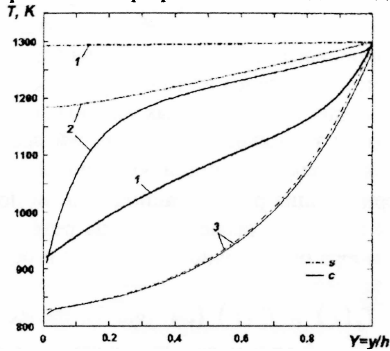


Рис. 5. Типичный вид температурных профилей матрицы и охладителя в системе проникающего охлаждения: 1 – $h = 0.05$ мм, 2 – $h = 0.5$ мм, 3 – $h = 5.0$ мм

Уравнение (1) можно свести к безразмерному критериальному соотношению, если для эквивалентного диаметра каналов в пористой среде использовать соотношение (24), а число Рейнольдса рассчитать по d_{eq} и приведённой скорости фильтрации $\bar{u} = u_c / \Pi$:

$$\xi = \frac{\Delta p}{h} \frac{d_{eq}}{(\rho_c \bar{u}^2 / 2)} = \frac{300\Pi}{Re_{(d_{eq})}} + 3.5\sqrt{\Pi}. \quad (26)$$

Уравнение (26) представляет собой обобщенный закон гидравлического сопротивления проникаемого слоя в диапазоне значений $1 < Re/(1-\Pi) < 2000$.

Течение на начальном участке прямолинейной круглой трубы диаметра D характеризуется падением давления:

$$\Delta p = \frac{64}{Re} \frac{H}{D} \frac{\rho \bar{u}^2}{2} + 2.41 \frac{\rho \bar{u}^2}{2}. \quad (27)$$

Сравнивая закон гидравлического сопротивления проникаемого слоя (26) с аналогичными законами для гладкой прямолинейной трубы в форме (27), можно отметить сходство их структур и единообразие определяющих параметров.

Заметим, что, если принять $\Pi = 0.4$, то в этом случае первый член, учитывающий вязкостное сопротивление в уравнении (26), будет вдвое превышать аналогичный член в законе гидравлического сопротивления круглых прямолинейных

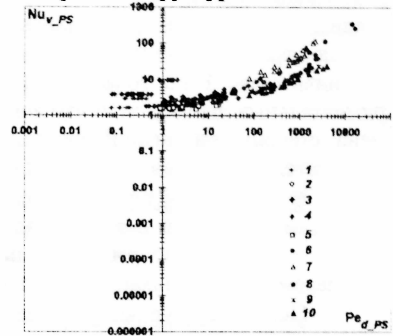


Рис. 6. Экспериментальные данные по интенсивности теплообмена (рис. 1), пересчитанные с использованием характерного размера (24) и внутриспорового закона теплообмена (19)

труб (27). Вторые слагаемые, учитывающие местные сопротивления входа, в обоих законах окажутся равными. Согласно аналогии Рейнольдса теплообмен в пористой структуре также должен быть в два раза интенсивнее, чем в гладкой трубе. Это отлично коррелирует с величиной множителя k_m , введенного во второй главе в универсальную модель пористого охлаждения на основании сравнения экспериментальных данных в микроканалах и шаровых засыпках.

На рис. 6 в виде критериальной зависимости $Nu_{\nu \text{ PS}} = f(Re_{d \text{ PS}})$ представлены те же экспериментальные данные, что и на рис. 1, но обработанные с помощью характерного размера (24) и внутрипорового закона теплообмена (19). Если сравнивать рис. 1 и 6, то можно отметить, что сократился не только разброс экспериментальных данных, но и изменился вид самих критериальных законов теплообмена: степень при числе Рейнольдса в законах теплообмена практически всех исследователей уменьшилась, а сами кривые, как следствие, стали более пологими.

В четвертой главе проведена верификация разработанной модели по результатам испытаний в аэродинамических трубах, а также изложены результаты многопараметрических расчетов с целью выбора оптимальной геометрии и режимных параметров проникающей системы охлаждения.

Ни температурные распределения $T_s(Y)$ и $T_c(Y)$ (см. рис 5), ни их разность $T_{s,c} = T_s - T_c$ не позволяют судить об эффективности выбранной системы проникающего охлаждения. Поэтому выведен критерий эффективности, интегрально учитывающий весь тепловой режим внутри пористой стенки и позволяющий оптимизировать ее геометрические (размеры пор и толщину) и теплофизические свойства:

$$\Psi_T = \int_0^h \alpha_{\nu} (T_s - T_c) dy / q_w. \quad (28)$$

Он представляет собой отношение тепла, переданного от пористой матрицы к охладителю в процессе его фильтрации через стенку, к подведенному извне тепловому потоку q_w (3) или (4). Подынтегральное выражение учитывает лишь ту долю тепла, которая перешла от пористой стенки к охладителю в процессе его фильтрации. Очевидно, что подведенное тепло q_w тем больше этой доли, чем больше количество тепла, поглощенного на внешней поверхности самим охладителем и чем интенсивнее сток тепла на внутренней поверхности. При этом увеличение толщины пористой стенки h должно повышать параметр тепловой эффективности ($\Psi_T \rightarrow \Psi_{\max}$), а для каждого значения толщины h максимальное значение Ψ_T можно получить лишь для определенного эквивалентного диаметра поровых каналов d_{eq} .

Это полностью подтверждается результатами численного решения системы уравнений (8)–(9), представленными на рис. 7, где дана зависимость параметра эффективности Ψ_T от отношения толщины h и диаметра d_{eq} (h/d_{eq}). Видно, что изменение диаметра d_{eq} при фиксированной толщине h может как увеличивать, так и уменьшать параметр тепловой эффективности системы проникающего охла-

ждения. Слишком малые значения d_{eq} снижают длину участка тепловой стабилизации L_T в критериальном уравнении (20) и одновременно интенсифицируют сток тепла с внутренней поверхности пористой матрицы за счет увеличения числа St_{en} в уравнении (12). При больших значениях d_{eq} уменьшается удельная (смоченная) поверхность теплообмена и интегральное количество тепла, переданного в объеме пористой матрицы фильтрующему охладителю. Заметим, что характер кривых, изображенных на рис. 7, позволяет предположить, что для каждого значения толщины пористой стенки h должна быть своя «оптимальная» величина пористости Π .

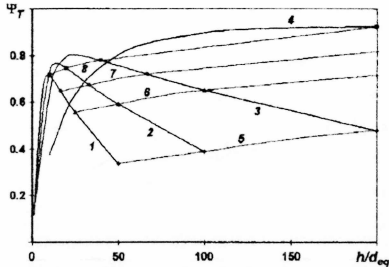


Рис. 7. Зависимость параметра тепловой эффективности Ψ_T от относительной толщины (h/d_{eq}) пористой стенки. Кривые 1–4 соответствуют $h = \text{const}$: 1 – 0.5, 2 – 1, 3 – 2, 4 – 10 мм; 5–8 – $d_{eq} = \text{const}$: 5 – 10, 6 – 20, 7 – 30, 8 – 50 мкм

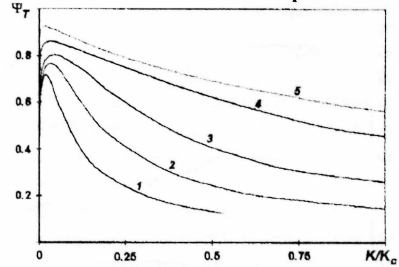


Рис. 8. Зависимость параметра тепловой эффективности Ψ_T от комплекса K/K_c . Номера кривых соответствуют различным значениям толщины h пористой оболочки: 1 – 0.5, 2 – 1, 3 – 2, 4 – 5, 5 – 10 мм

На рис. 8 для нескольких значений толщины h представлены зависимости параметра тепловой эффективности Ψ_T от отношения двух определяющих комплексов K и K_c :

$$K = \frac{c_p c G_c}{\lambda_s (1 - \Pi)} h, \quad \frac{K}{K_c} = \frac{(c_p c G_c)^2}{\alpha_v \lambda_s (1 - \Pi)}. \quad (29)$$

Видно, что с ростом расхода охладителя G_c параметр Ψ_T сначала растет, достигает экстремума, а затем монотонно падает. Положение экстремума сдвигается в область больших расходов с увеличением толщины стенки.

Как следует из рис. 7 и 8, критерий эффективности Ψ_T зависит в основном от толщины пористой стенки h , входящей в параметр K , и расхода охладителя G_c , влияющего на отношение чисел (K/K_c) (29). При этом с помощью численных расчетов безразмерный критерий Ψ_T идентифицируется со степенью температурной неравновесности φ_T (установленной во второй главе).

Если $\Psi_T < 1$, то охлаждающий потенциал фильтрующегося газа используется не полностью. За счет стоков тепла на входе в пористую матрицу происходит существенный перегрев несущей конструкции лопатки газовой турбины; охлади-

тель имеет температуру $T_{c,en} > T_{c,0}$, что снижает объемный теплообмен внутри пористой оболочки и увеличивает степень температурной неравновесности φ_T . Выход из кризисной ситуации возможен не только (и не столько) за счет увеличения толщины пористой оболочки h , а в основном за счет мероприятий, повышающих интенсивность внутреннего теплообмена. Суть этих мероприятий сводится к оптимизации для конкретных условий эксплуатации (давление p_g и температура T_g набегающего потока, размеры и форма теплонагруженных поверхностей) всех определяющих структурных и гидродинамических параметров проникающей системы охлаждения.

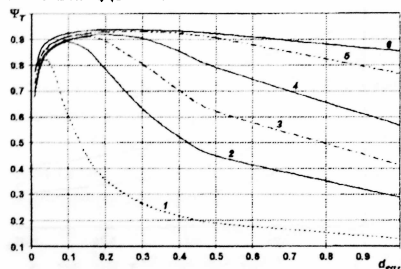


Рис. 9. Зависимость параметра тепловой эффективности Ψ_T от эквивалентного размера пор d_{eq} и толщины h пористой оболочки при заданном расходе охладителя $G_c = 0.28 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$. Номера кривых соответствуют различным значениям толщины h : 1 – 0.1, 2 – 0.5, 3 – 1, 4 – 2, 5 – 5, 6 – 10 мм

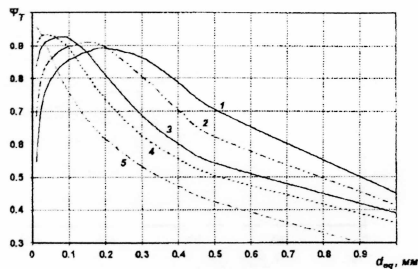


Рис. 10. Зависимость параметра тепловой эффективности Ψ_T от эквивалентного размера пор d_{eq} и расхода охладителя G_c при заданной толщине пористой оболочки $h = 1 \text{ мм}$. Номера кривых соответствуют различным значениям расхода охладителя: 1 – 0.14 $\text{кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ [$p_g = 1 \text{ атм}$]; 2 – 0.28 [2.5]; 3 – 0.81 [10]; 4 – 1.40 [25]; 5 – 3.62 [100]

На рис. 9 и 10 даны примеры такой структурно-гидродинамической оптимизации. Показано, что за счет выбора представительного размера поровых каналов d_{eq} (а, следовательно, вязкостного коэффициента A в законе гидравлического сопротивления Дарси), отношения геометрических масштабов пористой оболочки (h/d_{eq}), а также теплофизических свойств охладителя и материала пористой матрицы удается весьма значительно повлиять на критерий Ψ_T или связанную с ним степень φ_T . Приведенные результаты численного решения системы уравнений (8)–(9) представлены в виде зависимости Ψ_T от d_{eq} . Цифры на кривой доказывают тот факт, что для каждого значения толщины h пористой стенки (рис. 9) и расхода охладителя G_c через лопатку (рис. 10) максимальное значение Ψ_T можно получить лишь для определенного эквивалентного диаметра поровых каналов d_{eq} .

С другой стороны, характер поведения кривых на рис. 9 показывает, что с увеличением толщины h пористой стенки оптимальные параметры системы проникающего охлаждения сдвигаются в область больших значений как по характерному

размеру d_{eq} , так и по тепловому параметру эффективности Ψ_T . В то же время, с уменьшением потребного расхода охладителя G_c (рис. 10) при фиксированной толщине h оптимум по Ψ_T «размывается», выполаживаясь при малых расходах.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ

1. Анализ основных тенденций совершенствования газотурбинных энергоустановок за последние 30–50 лет показал, что прогресс в основном достигался за счет увеличения температуры рабочего тела в камере сгорания. При этом все более острыми становились проблемы охлаждения элементов конструкции газовых турбин.

2. Существующие и достаточно отработанные на сегодня системы конвективно-плечного охлаждения практически исчерпали свой потенциал, поскольку они потребляют 10–20% и более воздуха сжатого в компрессоре ГТУ (ГТД). В связи с этим актуальной становится задача исследования системы проникающего (транспирационного) охлаждения.

3. Сформулирована физико-математическая модель теплопереноса в системах проникающего охлаждения, независимо от геометрических, теплофизических или гидравлических особенностей их реализации, учитывающая поверхностный теплообмен на обеих граничных поверхностях и объемный теплообмен внутри проницаемой оболочки. Модель доведена до расчетных соотношений, а решение системы уравнений сохранения энергии в тонкой проницаемой оболочке получено в аналитическом виде.

4. На основе анализа большого массива экспериментальных данных обоснован единый подход к выбору характерного (представительного) масштаба поровых каналов, опирающийся на результаты гидравлических испытаний проницаемых структур. Прямое сопоставление опытных данных по обобщенным параметрам течения в микроканалах и каналах с пористой засыпкой показало, что модель канала может быть использована применительно к проницаемым средам при условии, что в качестве линейного размера принята величина $d_{eq} = 12/\sqrt{A}$.

5. Предложена новая форма записи для закона внутреннего (объемного) теплообмена в поровых каналах, охватывающая весь диапазон геометрических форм и размеров, от капилляров до каналов с шаровой засыпкой. Зависимости чисел Нуссельта от числа Рейнольдса в пористых средах и гладких микроканалах (при $Re_d < 1000$) имеют подобный вид. Для учета специфики интенсификации теплопередачи в пористых средах введены мультипликативные поправки.

6. Получена обобщенная зависимость коэффициента гидравлического сопротивления проницаемого слоя, показывающая, что характер его изменения с числом Рейнольдса в пористых средах принципиально не отличается от закона Хагена-Пуазейля для гладких труб, если учесть локальное гидравлическое сопротивление на входном участке.

7. Для оценки эффективности системы проникающего охлаждения введен критерий оптимизации Ψ_T , который представляет собой отношение тепла, переданного от пористой матрицы к охладителю в процессе его фильтрации через стенку, к подведенному извне тепловому потоку.

8. В рамках предложенной физико-математической модели осуществлены многовариантные численные расчеты, позволившие провести оптимизацию пористой структуры в зависимости от всех определяющих параметров, как внешнего высокотемпературного потока и фильтрующегося охладителя, так и пористой стенки, а также законов внутривязного теплообмена.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. *Научные основы технологий XXI века / Под общ. ред. А.И. Леонтьева, Н.Н. Пилюгина, Ю.В. Полежаева, В.М. Поляева. – М.: Изд-во УНПЦ «Энергомаш», 2000. – 136 с.*

2. *Полежаев Ю.В., Протасов М.В., Селиверстов Е.М. Модель канала как средство описания гидродинамики и теплообмена в пористых средах // ТВТ. – 2001. – Т. 39, № 1. – С. 146–153.*

3. *Полежаев Ю.В., Протасов М.В., Селиверстов Е.М. Универсальная модель пористого охлаждения // Сб. трудов пятой Всероссийской научно-технической конференции «Теплофизика процессов горения и охрана окружающей среды». – М.: Изд-во УИПЦ «Энергомаш», 2001. – С. 35–36.*

4. *Конвективный теплообмен в камерах сгорания с циркулирующим псевдоожиженным слоем / Ю.В. Полежаев, М.В. Протасов, Е.М. Селиверстов, Г.А. Рябов // ТВТ. – 2002. – Т. 40, № 2. – С. 314–322.*

5. *Полежаев Ю.В., Селиверстов Е.М. Универсальная модель теплообмена в системах с проникающим охлаждением // ТВТ. – 2002. – Т. 40, № 6. – С. 922–930.*

6. *Polezhaev Yu. V., Seliverstov E. M. Universal Heat Transfer Model in Porous Media // Heat Transfer, Proceedings of the XIIth International Heat Transfer Conference. – Grenoble, 2002. – Vol. 1. – P. 875–880.*

7. *Полежаев Ю.В., Селиверстов Е.М. Универсальная модель проникающего охлаждения // Труды третьей Российской национальной конференции по теплообмену; В 8 томах. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – Т. 5. – С. 293–296.*

8. *Полежаев Ю.В., Селиверстов Е.М. Тепловые проблемы перспективных ГТУ // Известия РАН. Энергетика. – 2003. – № 2. – С. 71–83.*

9. *Полежаев Ю.В., Селиверстов Е.М. Выбор геометрических масштабов и обобщение экспериментальных данных по теплообмену в проницаемых оболочках // Труды XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева; В 2 томах. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – Т. 2. – С. 305–308.*

10. *Polezhaev Yu. V., Seliverstov E. M. On a Possibility of Optimization of Structural Parameters and Operating Conditions of Transpiration Cooling System Employed in the Thermo-stressed Gas Turbine Blades // Proceedings of the IVth Baltic Heat Transfer Conference. – Kaunas, 2003. – P. 231–236.*

11. *Проблемы и перспективы исследования теплового режима лопаток высокотемпературных газовых турбин (Обзор по материалам третьей Российской национальной конференции по теплообмену) / Г.В. Москвина, И.Л. Мостинский, Ю.В. Полежаев, Е.М. Селиверстов // ТВТ. – 2003. – Т. 41, № 5. – С. 800–816.*

12. *Полежаев Ю.В., Протасов М.В., Селиверстов Е.М. Обобщенный закон гидравлического сопротивления проницаемого слоя // ТВТ. – 2003. – Т. 41, № 6. – С. 970–972.*