Numerical Simulation of Heat Transfer in Channel with a Longitudinal Pressure Gradient

Tsynaeva A.A.
Samara State Technical University
Samara, Russian Federation

Abstract. The work is devoted to the study of heat transfer in channels with a longitudinal pressure gradient. The aim of the work is to develop methods for increasing the heat transfer intensity in channels with a longitudinal pressure gradient. The goal was achieved by developing the original design of the surface intensifier, made in the form of a horseshoe-shaped dimples, as well as by conducting heat transfer studies in the channel with a longitudinal pressure gradient and dimples of various geometries and locations. It was found that a numerical solution using the k-epsilon turbulence model shows not sufficiently stable results, including the values of local heat transfer coefficients can exceed 2 ... 2.5 times their actual values for a single dimple. Moreover, the use of the k-w-sst turbulence model shows more stable results. The most significant results obtained in the work are as follows: it was revealed that the use of holes, their geometry and location have a significant effect on the heat transfer intensity in a channel with a longitudinal pressure gradient; the design of the original horseshoe-shaped dimples has been developed, the use of which allows to intensify heat transfer by 13 ... 47% depending on the Reynolds number when they are arranged in three rows in the corridor order compared to staggered hemispherical dimples; when comparing the efficiency of using the developed dimples with hemispherical holes installed in three rows in the corridor order, the heat transfer increased by 21 ... 51% when the Reynolds number changed from 3000 to 15000.
***Keywords*:** cooling system, turbine blades, heat transfer, pressure gradient, simulation, channel, dimples.
DOI: 10.5281/zenodo.3367076

Studiu numeric de schimb de căldură într-un canal cu un gradient de presiune longitudinal

Țînaeva A.A.
Universitatea tehnică de Stat din Samara
Samara, Federația Rusă

Rezumat. Lucrarea este dedicată studiului transferului de căldură în canale cu gradient de presiune longitudinal. Scopul lucrării este de a elabora metode pentru creșterea intensității transferului de căldură în canale cu un gradient de presiune longitudinal. Obiectivul a fost realizat prin elaborarea designului inițial al intensificatorului de suprafață, realizat sub forma unei găuri în formă de potcoavă, precum și prin efectuarea de studii de transfer de căldură în canal cu un gradient longitudinal de presiune și puțuri de diferite geometrii și locații. S-a constatat că o soluție numerică folosind modelul de turbulență k-epsilon arată rezultate insuficient de stabile, inclusiv valorile coeficienților de transfer de căldură locală pot depăși de 2 ... 2,5 ori valorile lor reale pentru un singur puț. Mai mult, utilizarea modelului de turbulență k-w-sst arată rezultate mai stabile. Rezultatele cele mai semnificative obținute în această lucrare sunt următoarele: s-a relevat că utilizarea găurilor, geometria și amplasarea lor au un efect semnificativ asupra intensității transferului de căldură într-un canal cu un gradient longitudinal de presiune; a fost elaborat designul găurilor originale în formă de potcoavă, a căror utilizare permite intensificarea transferului de căldură cu 13 ... 47% în funcție de numărul Reynolds atunci când sunt dispuse în trei rânduri în ordinea coridorului în comparație cu găurile emisferice dintr-un model de tablă de control; la compararea eficienței utilizării găurilor dezvoltate cu găuri emisferice instalate în trei rânduri în ordinea coridorului, transferul de căldură a crescut cu 21 ... 51% când numărul Reynolds s-a schimbat de la 3000 la 15000.
***Cuvinte-cheie*:** sisteme de răcire, palete de turbină, transfer de căldură, gradient de presiune, modelare, canal, puțuri.

Численное исследование теплообмена в канале с продольным градиентом давления

Цынаева А.А.
Самарский государственный технический университет
Самара, Российская Федерация

***Аннотация*.** Работа посвящена исследованию теплообмена в каналах с продольным градиентом давления. Целью работы является разработка методов повышения интенсивности теплообмена в каналах с продольным градиентом давления. Поставленная цель была достигнута за счёт разработки

©Цынаева А.А., 2019

оригинальной конструкции поверхностного интенсификатора, выполненного в виде подковообразной лунки, а также проведением исследования теплообмена в канале с продольным градиентом давления и лунками различной геометрии и расположения. Было установлено, что численное решение с использованием k-epsilon модели турбулентности показывает недостаточно стабильные результаты, в том числе, значения локальных коэффициентов теплоотдачи могут до 2...2.5 раз превышать их действительные значения для одиночной лунки. При этом использование k-w-sst модели турбулентности показывает более стабильные результаты. Наиболее значимыми результатами, полученными в работе являются следующие: выявлено, что применение лунок, их геометрия и расположение оказывают значительное влияние на интенсивность теплообмена в канале с продольным градиентом давления; разработана конструкция оригинальных подковообразных лунок, применение которых позволяет интенсифицировать теплообмен на 13 ... 47% в зависимости от числа Рейнольдса при их расположении в три ряда в коридорном порядке по сравнению с полусферическими лунками в шахматном порядке; при сравнении эффективности применения разработанных лунок с полусферическими лунками, установленными в три ряда в коридорном порядке, рост теплоотдачи составил 21...51% при изменении числа Рейнольдса от 3000 до 15000. Исследования выполнялись методом численного решения уравнения сохранения массы (уравнения неразрывности), уравнения сохранения количества движения (в форме Навье-Стокса), уравнения сохранения энергии. Численные исследования проведены в достаточно широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса Re=3000...70000. Исследование проводилось с использованием численных методов, адекватность которых была подтверждена сопоставлением с опытными данными.

Ключевые слова: системы охлаждения, лопатки турбин, теплообмен, градиент давления, моделирование, канал, лунки.

ВВЕДЕНИЕ

Для повышения эффективности ТЭС, ТЭЦ используются газотурбинные установки, в том числе и авиационные. Эффективность газотурбинных установок пропорционально возрастает с ростом давления и температуры рабочего тела. Это требует разработки эффективных систем охлаждения высокотемпературных элементов газотурбинных установок [1-3]. Наиболее нагруженными в этом отношении являются лопатки турбин. Из данных исследований, представленных в работах [1-4], видна существенная неравномерность интенсивности теплообмена по поверхности спинки и корыта лопатки (так коэффициент теплоотдачи изменяется от 1000 до 2500 Вт/(м^2·К) по обводу профиля лопаток). Таким образом, задача повышения эффективности охлаждения становится особенно актуальной не только для газотурбинных установок ТЭС, ТЭЦ, но и для авиационной техники, так как в качестве охладителя используется воздух, отбираемый от компрессора, а, следовательно, существенные гидравлические потери в трактах охлаждения могут привести к снижению мощности двигательной установки авиалайнеров [1,2,4]. Так как, межлопаточные каналы представляют из себя каналы с градиентом давления, то требуется разработка и исследование эффективных систем охлаждения, действующих при наличии продольного градиента давления. Кроме того, для снижения гидравлических потерь переходные каналы в газотурбинных установках, тракты систем охлаждения высокотемпературных элементов газовых турбин могут выполняться в виде каналов с продольным градиентом давления. Такие каналы широко применяются не только в газотурбостроении, но и в дизельных установках, в теплообменниках для интенсификации теплообмена. При этом градиент давления значительно влияет на теплообмен и гидравлическое сопротивление каналов [5-8, 9,10], в том числе в системах охлаждения лопаток турбомашин [11-14,18-21]. При этом следует учесть, что положительный и отрицательный продольный градиент давления оказывают различное влияние на теплообмен [5,6,9,10,22].

В этой связи, перспективные разработки систем конвективно-плёночного охлаждения [1-4, 11-13], в том числе с подачей охладителя в плёнку из лунок или траншей для предотвращения его уноса [13,14], будут работать именно в условиях продольного градиента давления. То есть, на теплообмен в лунках, в охлаждающей плёнке будет оказываться дополнительное влияние градиента давления. Существующие системы охлаждения теплонапряженных элементов газовых турбин (лопаток) подразделяются на

внутренние, плёночные (заградительные) и комбинированные. Комбинированные системы охлаждения лопаток турбин включают в себя внутренние охлаждающие каналы различной конфигурации с интенсификаторами теплообмена различного типа (оребрение, акустические, градиентные, вихревые и т. д.) и плёночное (заградительное) охлаждение, реализуемое подачей охладителя на внешние поверхности лопаток. Применение комбинированных систем обуславливается высоким уровнем температур в тракте газовой турбины, при котором нецелесообразно применение плёночного охлаждения отдельно от внутреннего. Так, как на эффект охлаждения будет оказывать влияние градиент давления и наличие лунок, из которых в перспективных системах комбинированного охлаждения осуществляется подача охладителя в плёнку, то становится необходимым выявить влияние градиента давления на теплообмен в лунках, как одиночных, так и их групп.

При этом имеющиеся исследования теплообмена в каналах с градиентом давления [9,10,22] и теплообменных процессов в системах охлаждения лопаток турбомашин с подачей охладителя через градиентные каналы [2,4,20] или из полусферических лунок [11,12,13,14,20,21,23] содержат существенный недостаток данных о влиянии на теплообмен в канале с продольным градиентом давления лунок сложной формы. У сложных форм лунок, приближающимся к траншеям (подковообразные лунки, овальные лунки и т. д.) характеристики теплообмена могут быть эффективнее традиционных полусферических лунок. Таким образом, до настоящей работы не было получено ни численными методами, ни с помощью экспериментальных исследований данных о влиянии на теплообмен в каналах с продольным градиентом давления подковообразных лунок. Это открывает новые возможности для исследований и разработки новых более эффективных систем комбинированного охлаждения лопаток турбомашин, теплообменных аппаратов для газообразных сред и т.д.

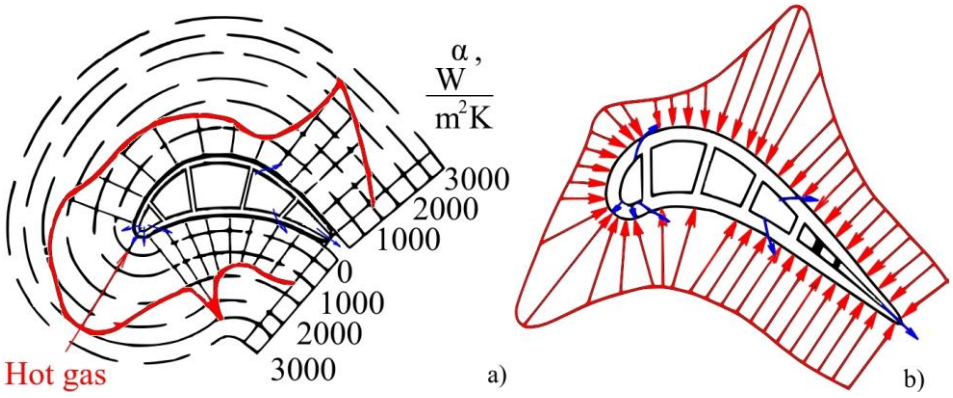
В связи с тем, что на современном этапе разработки газотурбинных установок, систем охлаждения, теплообменных аппаратов их проектирование основано на численном моделировании, то исследование проводится численным методом. Применение численных методов обусловлено тем, что использование критериальных уравнений подобия для расчёта интенсивности теплообмена будет иметь достаточно высокий уровень погрешностей, что существенно может сказаться на установлении ресурса газотурбинной установки. Несмотря на то, что газотурбинные установки на ТЭЦ и ТЭС работают при существенно более низких температурах газового потока (до 1700ºС), чем авиационные (от 2000ºС), срок их службы, а, следовательно, ресурс должен значительно превышать срок службы авиационных установок. Поэтому применение критериальных уравнений не является достаточно оправданным. В этой связи, при разработке эффективных решений при проектирования комбинированных систем охлаждения и их отдельных элементов целесообразно применять программные комплексы и облачные сервисы с графическим интерфейсом со свободной лицензией и открытым программным кодом [15-17]. В этой связи, данная работа посвящена численному исследованию теплообмена в каналах с продольным градиентом давления при наличии подковообразных лунок оригинальной геометрии.

I. Перспективные системы охлаждения лопаток турбин

В связи с высоким уровнем температур (1700 ºС - для стационарных установок, свыше 2000 ºС - для авиационных) в газотурбинном тракте для охлаждения лопаток турбомашин наибольшее распространение получили системы конвективно-пленочного охлаждения, сочетающие в себе отвод теплоты по внутренним охлаждающим трактам и пленочно-заградительное охлаждение. Схемы действия таких систем с интенсивностью теплообмена на поверхности турбинной лопатки по данным известных с 1985 года работ Локая В.И. и др., а также работ Han J.C. с соавторами показаны на рис. 1. [1,2,4].

Несмотря на то, что положение всплесков интенсивности теплообмена в источниках (рис. 1) несколько отличается, но максимальная величина теплоотдачи фиксируется на передней входной кромке (см. рис. 1) лопатки. В этой связи, наиольший расход охладителя, согласно данным работы

[18] на плёнку подается именно на эту поверхность. Следующими по величине относительного расхода охлаждающего воздуха, подаваемого на плёнку, будут отверстия, располагаемые в зонах наличия резких всплесков интенсивности теплообмена на корыте и спинке турбинной лопатки (рис. 1).



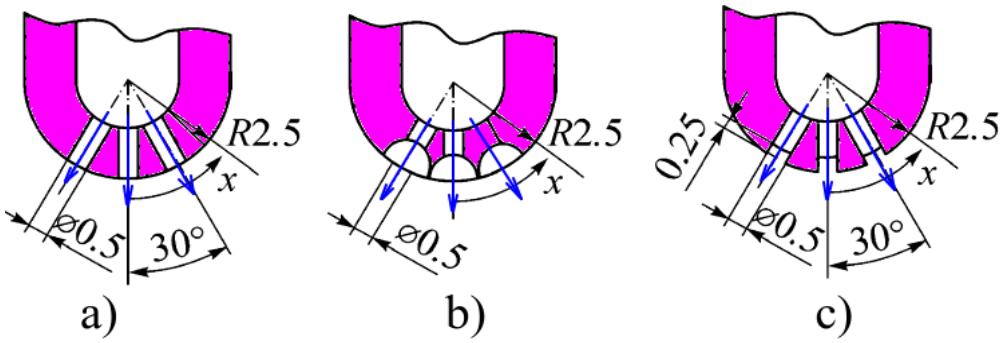
a - *experimental data of [1]*, b - *data of [2,4]*.

Fig. 1. Heat exchange intensity on the surface of the turbine blade with film cooling scheme.

a - *экспериментальные данные работы [1]*, b - *данные работ [2,4]*.

Рис. 1. Интенсивность теплообмена на поверхности турбинной лопатки со схемой конвективно-пленочного охлаждения.

Однако несмотря на реализацию заградительного плёночного охлаждения зачастую на поверхностях турбинных лопаток происходит интенсивное разрушение плёнки охлаждения. Для предотвращения её уноса подача охлаждающего воздуха в плёнку осуществляется из лунок, каверн, траншей, градиентных каналов [13,14,18,19,20]. В работе [13] методом численного моделирования с помощью коммерческого программного пакета Ansys CFX была проанализирована эффективность пленочного охлаждения входной кромки лопатки при подаче охлаждающего воздуха из традиционных каналов (рис. 2, a), из полусферических лунок (рис. 2, b) и из траншей (рис. 2, c).



a- *supply of cooling air by the traditional method*, b- *supply of cooling air from hemispherical wells*, c- *supply of cooling air from the trenches*.

Fig. 2. Schemes of cooling air supply to the edge of the turbine blade [13].

a- *подача охлаждающего воздуха традиционным методом*, b- *подача охлаждающего воздуха из полусферических лунок*, c- *подача охлаждающего воздуха из траншей*.

Рис. 2. Схемы подачи охлаждающего воздуха на кромку лопатки турбины [13].

Проведённые в работе [13] исследования выявили, что применение полусферических лунок для плёночно-заградительного охлаждения передней кромки будет эффективнее традиционной схемы (рис. 2, a) только при значительных параметрах вдува

(при коэффициенте обдува m=2), при прочих условиях для передней кромки оказывается эффективнее традиционная схема (рис. 2, b). Однако в работе [13] не указано учитывалось ли влияние продольного градиента давления или нет. Кроме того, из работы [13] не ясно, как определялась степень турбулентности потока, которая наряду с градиентом давления оказывает существенное влияние на интенсивность теплообмена [7,8]. В работах [13,14] численно проанализирована эффективность плёночного охлаждения при подаче воздуха из траншеи. Выявлено, что эффективность охлаждения определяется параметрами вдува и зависит от распространения потока по траншее, позволяющего повысить равномерность распределения охлаждающего воздуха. Однако к некоторому недостатку работ [13,14] можно отнести то, что при использовании известного коммерческого пакета не приведены данные по проверке адекватности результатов моделирования.

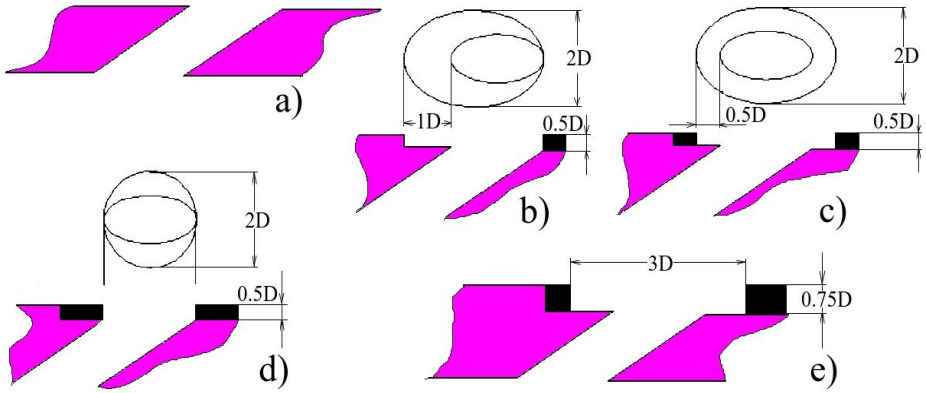
Работа [18] посвящена анализу особенностей выхода охлаждающего воздуха в газовый тракт при реализации пленочного охлаждения, и выявлено, что наличие дополнительных малоразмерных канавок на поверхностях лопатки может оказать существенное влияние на надежность работы системы охлаждения. Кроме того, выявлено влияние параметров газового потока на распределение охлаждающего воздуха на передней кромке лопатки. Однако в работе [18] не представлены данные по величине интенсивности теплообмена на поверхностях лопатки.

В работе [19] выполнено исследование разрушения плёнки охлаждающего воздуха и эффективности охлаждения при подаче потока из каверн различной конфигурации (см. рис. 3).

Выявлено, что наличие каверн увеличивает эффективность охлаждения до 50%. Некоторым ограничивающим фактором работы [19] является то, что рассмотренная глубина каверны составляет 0.5 калибра. При этом в работе не учитывалось наличие продольного градиента давления, имеющегося в реальных газотурбинных установках, и оказывающего существенное влияние на теплообмен [7,8,21].

Исследования, выполненные в работе [20], осуществлены для лопаток турбин высокого давления.

В работе [20] исследовалось влияние формы и угла наклона выпускного канала на эффективность плёночного охлаждения. Диапазон изменения числа Маха составлял M=0.4...1.5. В том числе, были исследованы лопатки с отверстиями, не только имеющими угол наклона, но и градиент давления.



a- *supply of cooling air from the inclined channel*, b- *supply of cooling air from the asymmetric cavity*, c- *supply of cooling air from the symmetrical cavity, d- supply of cooling air from the cavity, e - supply of cooling air from the wide cavity*.

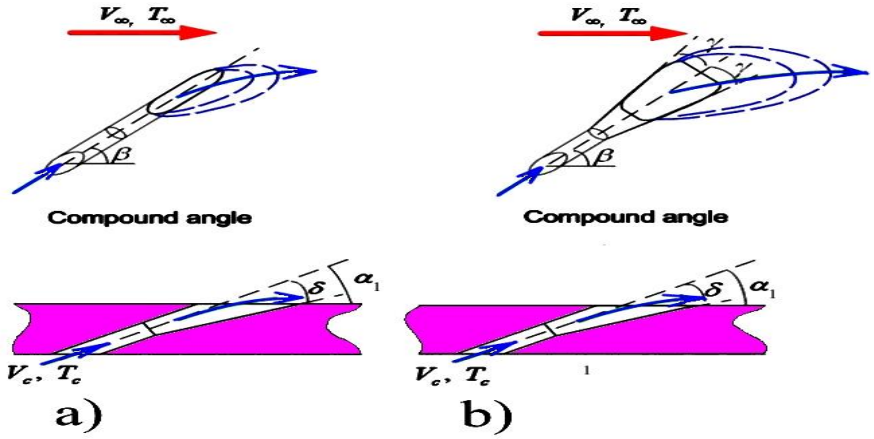
Fig. 3. Schemes of air flow into film cooling [19].

a- *подача охлаждающего воздуха из наклонного канала*, b- *подача охлаждающего воздуха из несимметричной каверны*, c- *подача охлаждающего воздуха из симметричной каверны, d- подача охлаждающего воздуха из каверны, e - подача охлаждающего воздуха из широкой каверны*.

Рис. 3. Схемы подачи воздуха на плёночное охлаждение [19].

Для настоящего исследования наибольший интерес вызывает форма каналов для создания охлаждающей плёнки, представленная на рис. 4, и исследованная в работе [20]. Такие

обратно расположенные веерообразные отверстия (рис. 4) по данным работы [20] показали более равномерное распределение охлаждающего воздуха по поверхности лопатки. Однако в работе [20] исследовалось только распределение охладителя при угле раскрытия канала в 10 градусов без сглаживания перехода от цилиндрической области к конусообразной, что значительно ограничивает применимость полученных в работе [20] результатов исследования.



a, b- *reverse fan-shaped channels to create a cooling film on the surface of the blade*.

Fig. 4. Schemes of backward fan-shaped channels [20].

a, b- *обратно расположенные веерообразные каналы для создания охлаждающей плёнки на поверхности лопатки*.

Рис. 4. Схемы обратно расположенных веерообразных каналов [20].

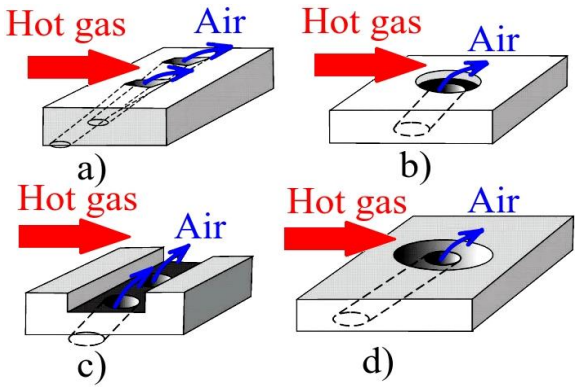
В исследовании [21], посвящённом рассмотрению современных способов плёночного охлаждения при наличии ускорения потока, показано различное влияние ускорения на эффективность схем подачи охлаждающего воздуха на плёнку (рис. 5). Из анализа данных, представленных в [22] следует, что применение фасонных отверстий, конфигурация которых приближена к щелевым отверстиям, формирует безотрывное обтекание при значительных параметрах вдува. При этом наличие фасонных отверстий (рис. 5) при наличии продольного градиента давления приводит далее по течению газового потока к снижению эффективности охлаждения по сравнению с потоком без ускорения. В работе [22] также выявлено, что свойства охлаждающего газа существенно влияют на эффективность плёночного охлаждения. Так вдув углекислого газа менее эффективен, чем вдув воздуха [22]. Следует отметить, что исследования, представленные в [22], выполнены при степени турбулентности внешнего потока Tu=6%. При наличии же градиента давления действительное значение степени турбулентности может отличаться от Tu=6%.

Для однорядной системы кратеров [21] при наличии ускорения потока газа выявлено, что при параметре ускоренности К=2...3 $\cdot 10^{-6}$ эффективность охлаждения снижается до 8%.

Имеющиеся результаты при реализации вдува из траншей [21] показывают, что их применение при наличии отрицательного продольного градиента давления в зависимости от параметров вдува охлаждающего потока ведёт к снижению эффективности охлаждения.

Наличие продольного отрицательного градиента давления при вдуве из сферических углублений снижает интенсивность охлаждения поверхности до 15% при небольших значениях параметра вдува. При увеличении интенсивности вдува охлаждающего потока на плёнку снижение эффективности составляет от 5...8% [21].

Таким образом, для интенсификации охлаждения высокотемпературных поверхностей газовых турбин используются, в основном, каналы с продольным градиентом давления (рис. 4), каверны, лунки и траншеи, работающие также в условиях наличия продольного градиента давления.



a- *shaped holes*, b- *crater*, 3- *trench*, 4- *spherical dimples.*

Fig. 5. Schemes of the cooler to form a film from holes of different geometry.

a- *фасонные отверстия*, b- *кратер*, 3- *траншея,* 4- *сферические углубления.*

Рис. 5. Схемы подачи охладителя для формирования плёнки из отверстий различной геометрии.

Кроме того, проведённый анализ имеющихся работ, выявил некоторый недостаток данных по влиянию на эффективность охлаждения различной геометрии лунок, используемых для формирования плёнки [11,12,13,14,20,21,23]. Также имеется некоторый пробел в данных по влиянию схемы расположения лунок на эффективность охлаждения при наличии градиента давления.

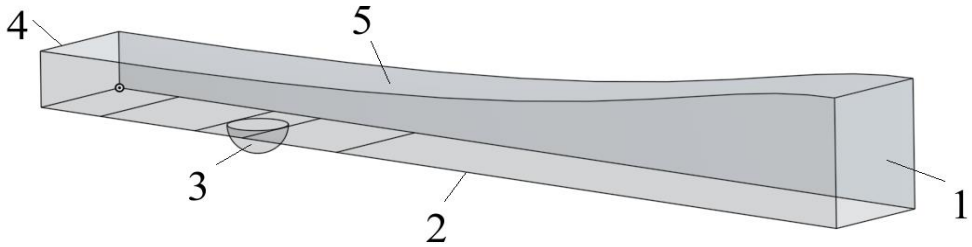
В этой связи, настоящая работа посвящена численному исследованию теплообмена в канале с продольным градиентом давления при наличии одной или группы лунок различной геометрии и расположения.

II. Проверка адекватности результатов численного исследования

Так, как проведённый анализ научно-технических источников [1-14, 18-22] показал насущную необходимость исследования влияния на теплообмен продольного градиента давления при наличии в канале траншей, каверн или лунок, поэтому в качестве объекта численного исследования выбран канал с изменяющейся по длине площадью прямоугольного сечения. При этом для снижения гидравлических потерь канал по длине был спрофилирован по формуле Витошинского [24]:

$$r(l_i) = \frac{r_1}{\sqrt{1-\left[1-\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]\frac{\left[1-(l_i/l)^2\right]^2}{\left[1+\frac{1}{3}(l_i/l)^2\right]^3}}}, \quad (1)$$

где $r(l_i)$ - радиус канала, изменяющийся по длине; r_1, r_2 - радиус канала на входе и выходе соответственно; l_i - расстояние от входа в канал; l - длина канала. Для анализа сеточной сходимости численного исследования была выбрана геометрия расчетной области, представленная на рис. 6, соответствующая экспериментам из работ [7,8,24]. Длина и размеры канала были приняты такими же, как в работе [24]: l=0.843 m; l_i=0...0.843; r_1=0.116 m; r_2=0.1 m (рис. 6). В качестве метода исследования использовано численное решение уравнения сохранения массы (уравнение неразрывности), уравнения сохранения количества движения (Навье-Стокса), уравнения сохранения энергии и уравнения состояния. Для решения использован RANS подход с привлечением k-w-sst [25] и k-epsilon [26] моделей турбулентности. В качестве программной реализации численного решения выбран программный комплекс Code Saturne [15] со свободной лицензией и открытым программным кодом, а также облачный сервис SimScale [16]. На рис. 7 показаны результаты сравнения численного решения для различных сеток и моделей турбулентности с экспериментальными данными [7,8,24] по исследованию теплообмена в одиночной полусферической лунке при наличии продольного градиента давления. Условия моделирования: рабочая среда – воздух, скорость потока U=15.93 m/sec, d=0.06988 m, Re=$7\cdot10^4$, q_{dimple}=500 W/m^2, необогреваемые стенки канала – боковые, спрофилированная (стенка 5, см. рис. 6) и горизонтально-расположенная (стенка 2, см. рис. 6).



1,4- *entry and exit channel, respectively*, 2- *horizontal wall*, 3- *heated hemispherical dimple*, 5- *profiled wall*.

Fig. 6. Geometry of the computational domain for validation of the research method.

1,4- *вход и выход канала соответственно*, 2- *горизонтально-расположенная стенка*, 3- *полусферическая обогреваемая лунка*, 5- *спрофилированная стенка*.

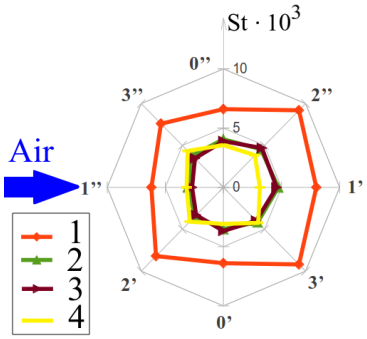
Рис. 6. Геометрия расчетной области для проверки адекватности метода исследования.

На рис. 7 показаны результаты численного решения при использовании k-w-sst [25] модели турбулентности при численном решении в Code_Saturne [15]. На рис. 8 представлены результаты сравнения численного решения с привлечением k-epsilon [26] модели турбулентности в том же программном комплексе. Такое же сравнение, но для данных, полученных с помощью облачного сервиса SimScale (с моделью турбулентности k-w-sst), представлены на рис. 9.

Из рис. 7 видно, что численно определённые значения интенсивности теплообмена в одиночной лунке в канале с градиентом давления при использовании модели турбулентности k-w-sst [25] и программного комплекса Code_Saturne [15] показывают стабильные, но несколько заниженные по сравнению с экспериментом (до 20%) результаты для различных сеток. Это может быть следствием не только некоторого несовершенства математической модели, но в некоторой степени и связано отличием величины градиента давления при численном исследовании от значения продольного градиента при реализации эксперимента [7,8,24].

Данные, представленные на рис. 8, показывают, что применение стандартной k-epsilon [25] модели турбулентности при численном решении задачи теплообмена в канале с градиентом давления и одиночной лункой показывает достаточно большой разброс решений для различных сеток.

То есть, не наблюдается достаточно стабильных результатов, следовательно, при дальнейших исследованиях данная модель турбулентности для решения поставленной задачи исследования теплообмена в канале с градиентом давления и лунками не применялась.



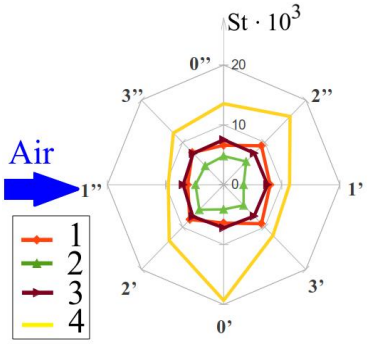
1 – эксперимент для dP/dx=32 sek^{-1} [7,8]; 2 – численное решение для dP/dx=28 sek^{-1} в Code_Saturne с сеткой в 0.97 mln ячеек; 3 – то же для сетки 1.34 mln ячеек; 4 – тоже для сетки 0.2 mln ячеек.

Рис. 7. Распределение локальных чисел Стантона по поверхности сферического углубления (при расчете с моделью турбулентности k-w-sst).

В этой связи, следует сравнить не только результаты по интенсивности теплообмена в одиночной лунке, но и во всем канале с градиентом давления.

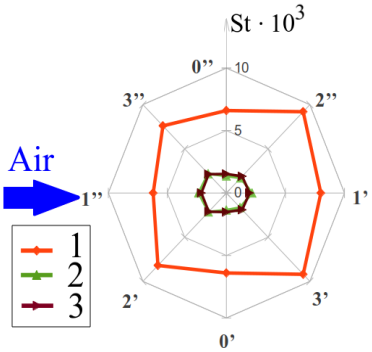
Рис. 9 показывает существенно более низкие значения интенсивности теплообмена в одиночной лунке, расположенной в канале с градиентом давления (рис. 6) для всех имевшихся размерностей сетки. В этой связи, в данной работе эти результаты далее рассматриваться не будут.

Таким образом, имеющиеся результаты численного исследования (рис. 7-9) требуют более детального рассмотрения интенсивности теплообмена в самом канале при наличии градиента давления



1 – эксперимент для dP/dx=32 sek^{-1} [7,8]; 2 – численное решение для dP/dx=28 sek^{-1} в Code_Saturne с сеткой в 0.97 mln ячеек; 3 – то же для сетки 1.34 mln ячеек; 4 – тоже для сетки 0.2 mln ячеек.

Рис. 8. Распределение локальных чисел Стантона по поверхности сферического углубления (при расчете с моделью турбулентности k-epsilon).



1 – эксперимент для dP/dx=32 sek^{-1} [7,8]; 2 – численное решение для dP/dx=28 sek^{-1} в облачном сервисе SimScale с сеткой в 0.97 mln ячеек; 3 – то же для сетки 6.0 mln ячеек.

Рис. 9. Распределение локальных чисел Стантона по поверхности сферического углубления (при расчете в облачном сервисе SimScale).

Из анализа данных (рис. 7-9) можно сделать вывод, что удовлетворительные результаты численного моделирования данной задачи могут быть получены на расчётной сетке с числом ячеек 0.97 mln. В этой связи, моделирование выполнялось далее на сетках с количеством расчётных ячеек не менее 1 mln.

На рис. 10 показаны результаты проверки адекватности численного исследования теплообмена в канале с градиентом давления (рис.6) посредством сравнения с результатами расчёта по обобщённым критериальным уравнениям [26,27,28]. Критериальное уравнение Дыбан Е.П., Эпик Э.Я.:

$$St / St_{00} = \left(1 + 3 \cdot Tu \cdot 6 \cdot Tu^2\right) \cdot (1 + P)^n , \qquad (2)$$

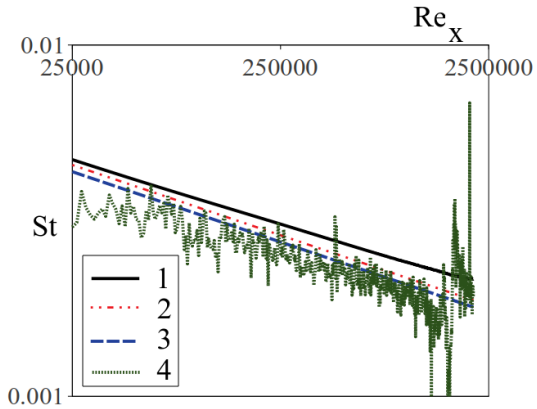
где Tu – степень турбулентности, St_{00} – безразмерный коэффициент теплоотдачи в пограничном слое [29,30] при отсутствии продольного градиента давления и интенсивной турбулентности $(dP/dx = 0, Tu = 0)$, $P = \frac{x}{U_e} \cdot \frac{dU_e}{dx}$ – параметр давления, x – координата, U_e – скорость, $n = 1{,}73 \cdot Tu - 0.212$ – показатель степени [27].

Выражение для расчёта безразмерного коэффициента теплоотдачи по [26], учитывающее влияние турбулентности при $Tu \neq 0$:

$$St / St_{00} = \left(1 + 0{,}41 \cdot th\left(0{,}2 \cdot Tu\right)\right), \qquad (3)$$

Теплоотдача для конфузоров может быть аппроксимирована следующим образом:

$$Nu_x = 0{,}024 \cdot Re_x^{0,8} . \qquad (4)$$



1 – расчет по обобщенному критериальному уравнению Дыбан Е.П., Эпик Э.Я. [27], 2 – расчет по выражению Жукаускас А.А.[26], 3 – расчет по аппроксимации (4), 4 – результаты численного решения на сетке в 1 mln ячеек в Code_Saturne с моделью турбулентности k-w-sst.

Рис. 10. Распределение локальных чисел Стантона по поверхности канала с продольным градиентом давления.

Из анализа рис. 10 видно, что результаты численного расчёта достаточно качественно совпадают с данными, полученными по обобщающим критериальным уравнениям, резкое колебание интенсивности теплообмена обусловлено только наличием полусферической лунки перед выходом из

канала (рис. 6). Качество совпадения результатов численного исследования и обобщённых экспериментальных данных значительно выше, чем при расчете теплообмена в отдельной лунке.

III. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛЕ С ГРАДИЕНТОМ ДАВЛЕНИЯ И ЛУНКАМИ

Численное исследование было выполнено для канала с градиентом давления, прямоугольного сечения с изменяющейся площадью по длине. Изменение геометрии канала осуществлялось по формуле (1) Витошинского. При этом на горизонтально-расположенной стенке канала были размещены лунки h/D≈0.5, h – глубина лунки, D – диаметр лунки, шаг размещения лунок $S=S_1=S_2=D$. Лунки размещались в коридорном и шахматном порядке в три ряда. Кроме того, было выполнено исследование теплообмена в канале с подковообразными лунками [31]. Площади пятен сферических и подковообразных лунок совпадали. Геометрия подковообразной лунки представлена на рис. 11, размеры на этом рисунке указаны в миллиметрах. Подковообразные лунки также размещались на стенке канала 2 (рис. 6) в три ряда коридорном порядке. Расчётная область представляла из себя канал с градиентом давления и лунками, которая была разбита на 1 mln расчётных ячеек по результатам анализа сеточной сходимости (рис. 7-9).

Условия моделирования: вход и выход канала обозначены на рис. 6, скорость на входе соответствует критерию Рейнольдса Re_d=9000, обогреваемая стенка 2 (рис. 6), q=500W/m^2, рабочая среда – воздух.

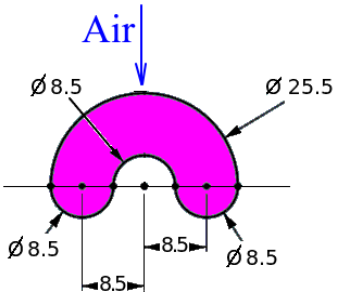
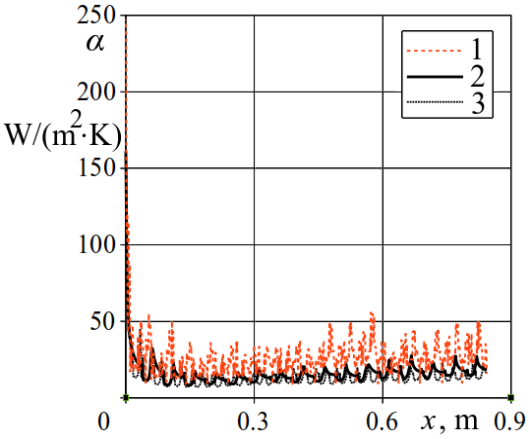


Рис. 11. Геометрия оригинальной подковообразной лунки [31].

Результаты исследования теплообмена в канале с продольным градиентом давления при наличии лунок различной геометрии на одной из стенок показаны на рис. 12.



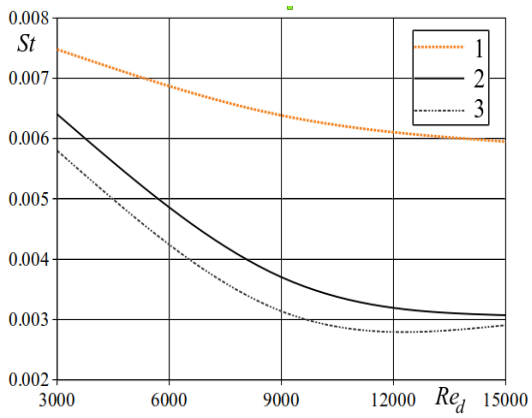
1 – канал с подковообразными лунками; 2 – канал с полусферическими лунками, расположенными в шахматном порядке; 3 – канал с полусферическими лунками, размещёнными в коридорном порядке.

Рис. 12. Распределение локальных чисел Стантона по длине канала с продольным градиентом давления и лунками.

Анализируя результаты рис. 12 следует отметить, что использование подковообразных лунок даёт повышение интенсивности теплообмена в целом от 40 ... 50 % по сравнению со полусферическими лунками, расположенными в шахматном и коридорном порядке. Аналогичные расчёты были выполнены для течения с Re_d=3000 и Re_d= 15000 и показали такую же тенденцию изменения интенсивности теплообмена в зависимости от конструкции и расположения лунок в канале с градиентом давления.

Полученные на основании численного исследования данные по локальному теплообмену в канале с градиентом давления и лунками (полусферическими и подковообразными) позволили выявить зависимость интенсивности теплообмена от геометрии лунок и их расположения. Обобщённые данные по теплообмену в канале с градиентом давления и лунками представлены на рис. 13.

Анализ результатов исследования, обобщённых на рис. 13, показывает, что применение подковообразных лунок в коридорном порядке расположения с одной стороны канала, открывает возможность роста теплообмена в канале с продольным градиентом давления при Red=3000 на 13 % по сравнению со сферическими лунками, установленными в шахматном порядке и на 21 % по сравнению с теми же лунками, расположенными в коридорном порядке.



1 – канал с подковообразными лунками, выполненными на одной стенке в коридорном порядке; 2 – канал с полусферическими лунками, расположенными в шахматном порядке; 3 – канал с полусферическими лунками, размещёнными в коридорном порядке.

Рис. 13. Значения осредненных чисел Стантона для канала с продольным градиентом давления и лунками различной геометрии и расположения.

Также из рис. 13 следует, что при прочих значениях числа Рейнольдса прирост теплоотдачи при использовании подковообразных лунок будет порядка 41...47% по сравнению с шахматным расположением полусферических лунок и около 51% по сравнению с применением полусферических лунок в коридорном порядке.

Заключение

При проведении численного исследования выполнена проверка адекватности получаемых решений, проведена оценка сеточной сходимости, показавшая, что получение достоверного решения поставленной задачи возможно при разбиении расчётной области на 1 mln ячеек без ущерба точности получаемого решения. Проверка выполнена посредством сравнения численного решения с результатами экспериментальных исследований, представленных в работах [7,8,23]. Выявлено, что применение k-epsilon модели турбулентности при численном решении задачи теплообмена для канала с продольном градиентом давления и одиночной лункой показывает недостаточно стабильные результаты, а применение облачного сервиса SimScale, работающего на базе OpenFoam, дает значительно заниженные по сравнению с экспериментом данные по теплообмену. В этой связи, наиболее стабильные и качественные результаты численного решения были получены на базе численного решения уравнений Навье-Стокса, сохранения энергии, уравнения состояния с использованием k-w-sst модели турбулентности, и реализованного на базе Code_Saturne.

Проверка адекватности используемых моделей и программных средств (Code_Saturne) была выполнена методом сравнения численного решения с известными [26-28] зависимостями, обобщающими экспериментальные данные по теплообмену при наличии высокой турбулентности и продольного градиента давления. В результате проведённой проверки адекватности определено, что применение используемых моделей и программных средств дает достаточно качественные данные по теплообмену в канале с продольным градиентом давления.

В итоге было выполнено численное исследование теплообмена в канале с продольным градиентом давления и лунками различной геометрии и расположения на стенке. В результате проведённого исследования определено, что применение лунок, их геометрия и расположение оказывают значительное влияние на интенсивность теплообмена в канале с продольным градиентом давления. Было численно оценено влияние расположения полусферических лунок, располагаемых в канале в три ряда в шахматном и коридорном порядке. В результате выявлено, что в зависимости от скорости течения на входе (исследование выполнено при Re_d=3000...15000) шахматное расположение лунок по сравнению с их коридорным расположением показывает более высокие локальные значения коэффициента теплоотдачи по длине канала (прирост от 3 до 10% в зависимости от режима течения).

Коме того, была проведена численная оценка эффективности использования в условиях наличия продольного градиента давления разработанных ранее [31] оригинальных подковообразных лунок. Численное моделирование показало, что применение подковообразных лунок, расположенных в три ряда в коридорном порядке позволяет интенсифицировать теплообмен на 13 ... 47% в зависимости от

числа Рейнольдса по сравнению с полусферическими лунками в шахматном порядке и на 21 ... 51% по сравнению с полусферическими лунками при их коридорном расположении.

Это открывает возможности разработки эффективных систем охлаждения высокотемпературных элементов турбомашин (лопаток турбин).

Литература (References)

[1] Lokai V. I. et al. Some Regularities of Heat Transfer in Flow Part of Axial Compressors and Turbines. ICHMT Digital library online: Begel House Inc., 1994, p. 473-486. DOI: 10.1615/ICHMT.1994.IntSympHetatTransTurb.320

[2] Han J.C., Dutta S., Ekkad S. Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology, 2nd ed. Boka Raton, London, New York: CRC Press, 2012, p.871. DOI: https://doi.org/10.1201/b13616

[3] Lakshminarayana B. Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery. New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore: John Wiley & Sons, 1995, p. 809. Available at: https://infoscience.epfl.ch/record/60807 (accessed 01.07.2019).

[4] Han J. C., Rallabandi A. Turbine blade film cooling using PSP technique. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)* . 2010, vol. 1, no 1, p.1-21. DOI: http://dx.doi.org/10.5098/hmt.v1.1.3001

[1] Khalatov A.A., Shevchuk I.V., Mitrakhovich M.M. Heat exchange and hydrodynamics in the turbulent flow with longiludinal pressure gradient on the convex surface. *Industrial heat engineering*, 1991, vol. 13, issue 4, pp. 12-18. (In Russian). URL: https://www.researchgate.net/publication/252231404_Teploobmen_i_gidrodinamika_v_turbulentnom_potoke_s_prodolnym_gradientom_davlenia_na_vypukloj_poverhnosti (accessed 01.07.2019)

[2] Volkov K. N. The effect of pressure gradient and localized injection on turbulent heat transfer on a flat plate. *High Temperature*. 2006, vol. 44, no 3, pp. 414-421. DOI: https://doi.org/10.1007/s10740-006-0051-x

[3] Shchukin A. V., Ilyenkov A. V. Pristennaya intensifikaciya teploobmena pri slozhnyh granichnyh usloviyah: monografiya [Wall heat transfer enhancement with complex boundary conditions: monograph] Kazan: Kazan State Tech. University, 2014. p. 251 (In Russian). URL: https://search.rsl.ru/ru/record/01008148238 (accessed 01.07.2019).

[4] Shchukin A.V., Kozlov A.P., Dezider'ev S.G., Agachev R.S., Bodunov K.M. Konvektivnyj teploobmen za polusfericheskoj vyemkoj v diffuzornom kanale [Convective heat transfer behind a semispherical depression in a diffuser channel] *Aviacionnaya tekhnika* [Russian Aeronautics]. 1994, vol. 4, pp. 24-30. (In Russian). URL: https://elibrary.ru/item.asp?id=12742259 (accessed 01.07.2019)

[5] Lutum E. et al. Film cooling on a convex surface: influence of external pressure gradient and Mach number on film cooling performance //Heat and Mass Transfer. – 2001. – Т. 38. – №. 1-2. – С. 7-16. DOI: https://doi.org/10.1007/s0023100001

[6] Volchkov E. P., Makarov M. S., Sakhnov A. Y. Heat transfer in the boundary layer with asymptotic favorable pressure gradient //International journal of heat and mass transfer. – 2012. – Т. 55. – №. 4. – С. 1126-1132. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.09.060

[7] Bogard D. G. Gas Turbine Film Cooling. *Journal of propulsion and power*. 2006, vol. 22, no 2, pp. 249-270. DOI: https://doi.org/10.2514/1.18034

[8] Jabbari M. Y., Marston K. C., Eckert E. R. G., Goldstein R. J. Film cooling of the gas turbine endwall by discrete-hole injection. *Journal of Turbomachinery.* 1996, vol. 118, no 2, pp. 278-284. DOI: 10.1115/1.2836637

[9] Petelchyts V.Yu., Khalatov A.A., Pysmennyi D.N., Dashevskyy Yu.Ya. Application of local indentations for film cooling of gas turbine blade leading edge. *Thermophysics and Aeromechanics.* 2016, vol. 23, no 5, pp. 713-720. DOI: 10.1134/S0869864316050097

[10] KhalatovA. A., Panchenko N. A., Borisov I. I., Severina V. V. Numerical Simulation of Film Cooling with a Coolant Supplied Through Holes in a Trench. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics.* 2017, vol. 90, no 3, pp. 637-643. DOI: 10.1007/s10891-017-1610-1

[11] http://code-saturne.org/cms/ (accessed 01.07.2019).

[12] https://www.simscale.com/ (accessed 01.07.2019).

[13] http://openfoam.org/ (accessed 01.07.2019)

[14] Khalatov A.A., Kovalenko A.S., Reznik S.B. Osobennosti organizacii plenochnogo ohlazhdeniya lopatok vysokotemperaturnyh gazovyh turbin. [Features of organization of film cooling of high temperature gas turbines blades] *Prom. Teplotekhnika* [Thermophysics and Thermal Power Engineering]. 2017, vol. 39, no 4. pp. 11-20. (In Russian). DOI: https://doi.org/10.31472/ihe.4.2017.02, URL: http://dspace.nbuv.gov.ua/bitstream/handle/123456789/142371/02-Khalatov.pdf?sequence=1 (accessed 01.07.2019).

[15] Lu Y., Dhungel A., Ekkad S. V., Bunker R. S. Film Cooling Measurements for Cratered Cylindrical Inclined Holes. *Journal of Turbomachinery*. 2009, vol. 131, pp. 011005-1-011005-12. DOI: 10.1115/1.2950055. URL:

http://turbomachinery.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1467880 (accessed 01.07.2019)

[16] Gao Z., Narzary D. P., Han J. C. Film cooling on a gas turbine blade pressure side or suction side with axial shaped holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, vol. 51, no 9-10, pp. 2139-2152. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.11.010. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931007006631 (accessed 01.07.2019)

[17] Khalatov A. A., Borisov I. I., Dashevskij Yu. Ya. Sovremennye sposoby plenochnogo ohlazhdeniya: vliyanie uskoreniya potoka [Advanced film cooling schemes: effect of flow acceleration]. *Promyshlennaya teplotekhnika* [Thermophysics and Thermal Power Engineering], 2018, vol.40, no 1, pp. 5-11. (In Russian). DOI: https://doi.org/10.31472/ihe.1.2018.01. URL: http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/142458 (accessed 01.07.2019).

[18] Lutum E. et al. An experimental investigation of film cooling on a convex surface subjected to favourable pressure gradient flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, vol. 44, no 5, pp. 939-951. DOI: https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00158-7

[19] He, W., Deng, Q., Zhou, W., Gao, T., & Feng, Z. (2019). p.150-163*Film cooling and aerodynamic performances of a turbine Nozzle guide vane with trenched cooling holes. Applied Thermal Engineering*. doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.01.002

[20] Wolf-Heinrich Hucho. Aerodynamics of Road Vehicles: From Fluid Mechanics to Vehicle Engineering. Elsevier, 2013. p. 576.

[21] URL: https://www.cfd-online.com/Wiki/SST_k-omega_model (accessed 01.07.2019).

[22] URL: https://www.cfd-online.com/Wiki/Standard_k-epsilon_model (accessed 01.07.2019).

[23] Lienhaard J., Lienhaard J. A heat transfer textbook. 3. Cambridge, Massachusetts: Phlogiston Press, 2011. p. 718.

[24] Dyban E. P., Epik E. Y. Susceptibility of a Thermal Turbulent Boundary Layer to a Various Effects. *Heat Transfer Research*, 2000, Vol. 31, no 1-2, pp. 21-25. DOI: 10.1615/HeatTransRes.v31.i1-2.60

[25] Shen, Z., Qu, H., Zhang, D., & Xie, Y. (2013). Effect of bleed hole on flow and heat transfer performance of U-shaped channel with dimple structure. International Journal of Heat and Mass Transfer, 66, 10–22. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.008

[26] Cebeci T., Bradshaw P. Physical and computational aspects of convective heat transfer. New York, Berlin, Heidelberg, London, Paris, Tokyo: Springer Science & Business Media, 2012.

[27] Cebeci T. Convective heat transfer. New York, Berlin, Heidelberg, London, Paris, Tokyo: Springer, 2002.

Сведения об авторе.

Цынаева Анна Александровна, к.т.н., доц., Самарский государственный технический университет. Область научных интересов: тепломассообмен, системы охлаждения энергетических установок, E-mail: a.tsinaeva@rambler.ru