

Численное исследование теплообмена в плоском тракте с вихревыми каналами

01, январь 2014

DOI: 10.7463/0114.0696278

Кукшинов Н. В.^{1,2}, Французов М. С.¹

УДК 536.24

¹Россия, ФГУП "ЦИАМ им.П.И. Баранова"²Россия, МГТУ им. Н.Э. Бауманаkukshinov@ciam.rumfrancuzov@yandex.ru

Введение

Создание высокоэффективных тепловых устройств зачастую требует новых решений в организации процесса теплообмена между горячим и холодным рабочим телом. Одним из таких решений являются специальные меры по организации процесса интенсификации теплообмена. Существует много способов интенсификации теплообмена, различающихся между собой разной степенью интенсивности и сложности практической реализации. Прежде всего, это организация управляемой гидродинамической структуры течения теплоносителя, приводящая к повышению переносных свойств среды и ее перемешиванию, развитие поверхности теплообмена, активное внешнее воздействие на поток и другие методы [1, 2].

На практике в теплообменных аппаратах широко известны различные виды щелевых и оребренных каналов. Одной из разновидностей оребренного тракта является тракт с вихревыми (разные авторы называют их также компланарными или скрещивающимися) каналами.

Хронологически первые экспериментальные исследования скрещивающихся каналов проводились в МВТУ им. Н.Э. Баумана, результаты представлены в работах [3, 4]. В дальнейшем такой вид теплообменных трактов был предложен к использованию в различных областях техники, например, для создания компактных теплообменных аппаратов на предприятиях сервиса [5 - 10]. Компактные теплообменники, в которых используется данный способ интенсификации теплообмена, были также созданы при экспериментальном исследовании поверхностей Френкеля [11]. В работе [12] исследовался теплообмен в трактах со скрещивающимися каналами применительно к охлаждению рабочих лопаток турбин авиационного двигателя. Исследование процессов смесеобразования на основе форсунок со скрещивающимися каналами детально

исследовано в работе [13]. В иностранной печати можно обратить внимание на работу, посвященную исследованию теплогидравлических характеристик двух противоположных синусоидально гофрированных стенок [14].

Несмотря на широкий спектр работ по данной тематике, подробный обзор которых приведен в работе [15], и применение их результатов в различных областях техники, отсутствуют данные по детальному численному моделированию процессов течения и теплообмена в скрещивающихся каналах.

В приведенных выше работах интенсификация теплообмена и ее особенности исследовались экспериментальным способом. При этом рассмотрение всего диапазона влияния геометрических параметров, теплофизических параметров, особенностей течения в экспериментальном способе исследования представляется сложной и дорогостоящей задачей. Однако, с развитием вычислительной техники и методов математического моделирования, стало доступно исследование интенсификации теплообмена расчетным способом.

При исследовании процесса интенсификации теплообмена расчетным способом остается масса вопросов. Прежде всего, это выбор метода математического моделирования, особенности используемых физических моделей и верификация полученных результатов.

В данной статье рассматривается расчетный способ исследования теплообмена в плоском тракте с вихревыми каналами. В основе способа лежит решение уравнений Навье – Стокса, осредненных по Фавру и дополненных уравнениями турбулентного переноса по модели турбулентности $k-\omega$ SST. В первую очередь было создано множество твердотельных моделей, характеризующихся различными геометрическими параметрами данного вида тракта. Затем для каждой твердотельной модели была построена структурированная расчетная сетка. Далее каждая модель исследовалась в широком диапазоне чисел Рейнольдса. После, на основе проведенного исследования, были получены тепловые и гидравлические характеристики в заданном диапазоне режимов течения. Полученные расчетным путем тепловые и гидравлические характеристики были подтверждены на основе обобщенной экспериментальной зависимости, полученной в ходе исследований, выполненных в работе [3].

Расчетная модель

На практике в теплообменных аппаратах широко известны различные виды щелевых и оребренных каналов. Одной из разновидностей оребренного тракта является плоский тракт с вихревыми каналами.

Плоский тракт с вихревыми каналами образован параллельными ребрами на противоположных поверхностях двух сопрягаемых по вершинам этих ребер оболочек (Рис. 1). Ребра противоположных пластин расположены под углом 2β друг к другу и образуют систему

взаимоперекрещивающихся каналов, сообщающихся друг с другом через межреберные ромбовидные ячейки на поверхности сопряженных пластин.

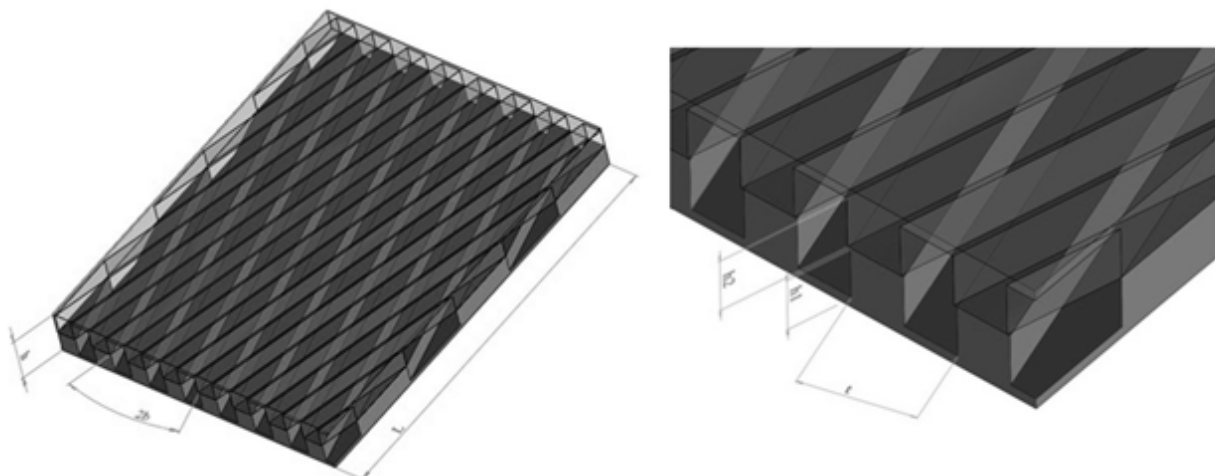


Рисунок 1. Внешний вид плоского тракта с вихревыми каналами

Геометрическая твердотельная модель плоского тракта с вихревыми каналами обладает рядом геометрических параметров: длина исследуемого тракта $L = 0.1$ м. (остается постоянной во всех вариантах исследования), толщины: огневой стенки $\delta_1 = 0.001$ м., силовой стенки $\delta_2 = 0.001$ м., ребра $\delta_p = 0.005$ м. (остаются постоянными во всех вариантах расчета). Так же не изменяется шаг оребрения $t = 0.01$ м. Одним из важнейших геометрических параметров, определяющих интегральные тепловые и гидравлические характеристики плоского тракта с вихревыми каналами, является угол взаимного пересечения 2β . В данном исследовании угол взаимного пересечения плоского тракта с вихревыми каналами варьировался $2\beta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$.

На каждый угол пересечения была разработана твердотельная модель, которая включает в себя область с самим материалом и область течения теплоносителя.

Для разработанных твердотельных моделей создавалась структурированная расчетная сетка. Поскольку в данном исследовании необходимо решать совместную задачу гидродинамики и теплообмена, то это накладывает определенные условия на построение расчетной сетки. Расчетная сетка должна обеспечивать попадание наибольшего числа ячеек в зону скоростного пограничного слоя с целью минимизации параметра y^+ . Более того, поскольку в данном случае могут образовываться дополнительные вихревые структуры течения, способствующие дополнительной диссипации тепловой энергии, расчетная сетка должна быть достаточно мелкой для предсказания этого явления. Адаптация сетки к твердой поверхности так же должна обеспечивать разрешение температурного пограничного слоя.

Из предыдущего опыта исследований было выявлено, что для полного разрешения пограничного слоя необходимо, чтобы выполнялся критерий $y^+ \leq 0.5$. Таким образом, на все твердотельные модели была построена структурированная сетка с числом элементов около 9 млн.

Численное моделирование

В данном исследовании рассматривался диапазон чисел Рейнольдса $Re = 10^3 \dots 1.5 \cdot 10^5$. Такой диапазон достигался путем варьирования массового расхода охладителя. При описании реальных тепловых процессов в теплообменных устройствах необходимо учитывать зависимость свойств материала и рабочего тела от температуры. Таким образом, в данной работе рассматриваются теплофизические свойства охладителя c_p , λ , ν как функции от температуры $f(T)$, которые задаются в виде полиномиальных зависимостей и передаются в расчет. Рассмотренные теплофизические свойства по своим характеристикам ближе всего к теплофизическим свойствам воды. Коэффициент теплопроводности материала так же задавался в виде температурной полиномиальной функции $\lambda = f(T)$. Для материала рассматривались два различных полинома, характеризующие теплопроводность стали и теплопроводность меди.

Кроме проведенных серий расчетов для плоского тракта с вихревыми каналами, был также проведен расчет для обычного оребренного канала, при аналогичных условиях. Рассчитывался оребренный тракт с такими же геометрическими параметрами, с такими же параметрами режима течения, теплофизических свойств и расходов охладителей, тепловыми потоками со стороны огневой стенки. Целью этого расчета было сравнение температуры огневой стенки по длине тракта. Для этого по направлению течения теплоносителя тракт разбивался на ряд перпендикулярных сечений. В этих сечениях находилась средняя по площади температура огневой стенки. Результаты этого сравнения приведены на рис. 2.

Можно видеть, что температура огневой стенки обычного оребренного тракта на всей длине больше температуры огневой стенки в плоском тракте с вихревыми каналами, при этом различие между этими температурами может достигать 100 К. Можно сделать вывод о том, что при одинаковых расходах и тепловых потоках температурное состояние конструкции плоского тракта с вихревыми каналами является менее напряженным.

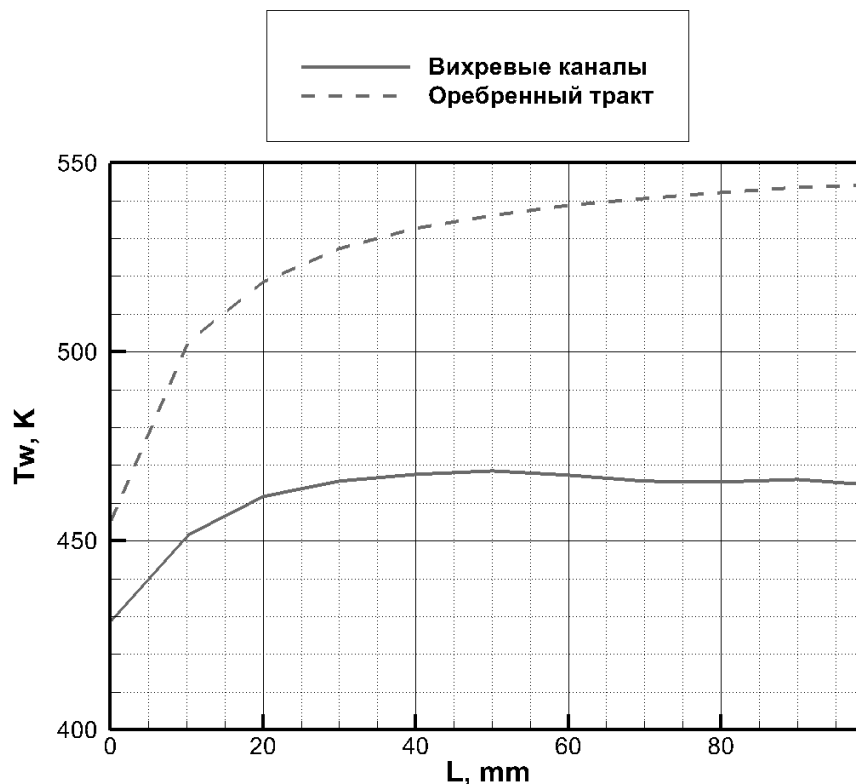


Рисунок 2. Сравнение температур огневой стенки оребренного тракта и плоского тракта с вихревыми каналами

Тепловая характеристика

Для большей наглядности тепловую характеристика плоского тракта с вихревыми каналами сравнивалась с эталонным гладким щелевым каналом. Безразмерный коэффициент теплоотдачи (число Нуссельта) для гладкого канала определялся по следующей зависимости, известной как соотношение Нуссельта-Крауссольда:

$$Nu_{sm} = 0.021Re^{0.8}Pr^{0.43} . \quad (1)$$

При определении числа Нуссельта в исследуемом плоском тракте с вихревыми каналами использовалась следующая процедура. По длине плоский тракт разбивается на несколько перпендикулярных направлению входящего потока сечений. На образовавшихся между сечениями участках вычисляется число Стантона по следующей зависимости:

$$St = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_w - T_f} \frac{F_{np}}{F_s \eta_p} , \quad (2),$$

где T_{f2} - температура охладителя на выходе из участка,

T_{f1} - температура охладителя на входе в участок,

T_w - средняя температура стенки,

\overline{T}_f - средняя температура охладителя,

F_{np} - площадь проходного сечения,

F_s - площадь теплоотдающей поверхности,

η_p - коэффициент оребрения.

Далее по общеизвестной формуле из теории подобия число Стантона можно пересчитать в число Нуссельта:

$$Nu = St \cdot Re \cdot Pr. \quad (3)$$

По заданному алгоритму было рассчитано изменение числа Нуссельта от числа Рейнольдса для трех различных взаимных углов пересечения вихревых каналов $2\beta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$. Изменение числа Нуссельта рассматривалось в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 10^3 \dots 1.5 \cdot 10^5$. Было проведено сравнение полученных значений со значениями в гладком канале при тех же числах Рейнольдса. Тепловая характеристика плоского тракта с вихревыми каналами в виде отношения безразмерных коэффициентов теплоотдачи (чисел Нуссельта) определялась следующим образом:

$$\left(\frac{Nu}{Nu_{sm}} \right)_{Re} = \eta_{Nu}(Re). \quad (4)$$

В известной работе [3], посвященной определению тепловых и гидравлических трактов с вихревыми каналами, была получена обобщенная экспериментальная зависимость для определения числа Нуссельта

$$Nu = \exp(-2.47 + 0.81\beta) Re^{0.68} Pr^{0.43}. \quad (5)$$

Согласно [3] данная обобщенная экспериментальная зависимость определяет число Нуссельта с погрешностью $\pm 15\%$.

На рис. 3 приведены тепловые характеристики плоского тракта с вихревыми каналами, полученные расчетным путем и определенные по обобщенной экспериментальной зависимости. Наибольших значений тепловая характеристика достигает при угле $2\beta = 90^\circ$, превосходя теплоотдачу в гладком канале более чем в 2 раза. При этом с увеличением числа Рейнольдса значение тепловой характеристики уменьшается, но везде в исследуемом диапазоне значение тепловой характеристики остается больше единицы: $\eta_{Nu}(Re) > 1$.

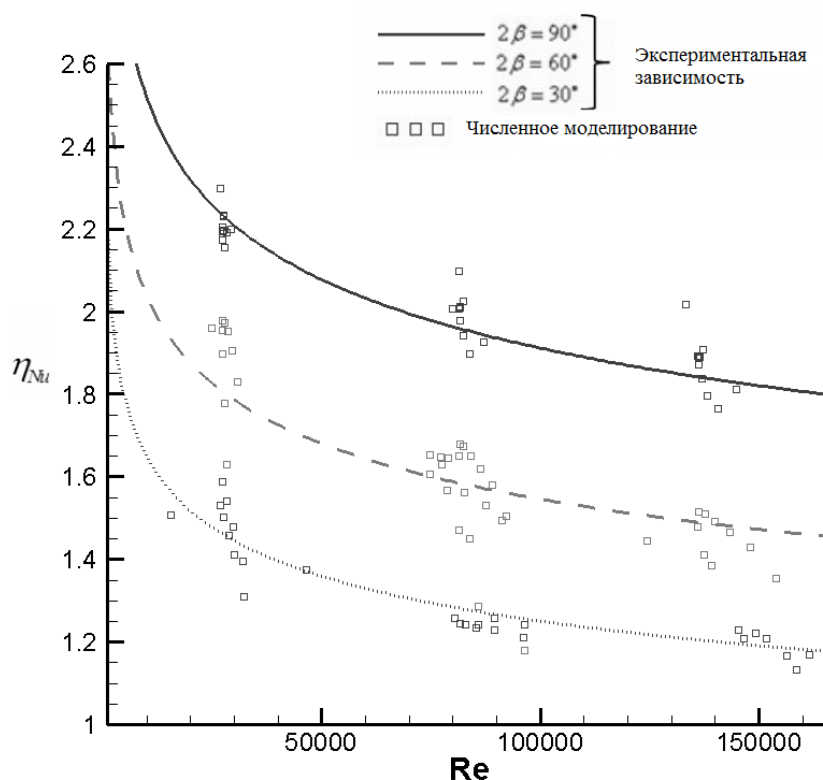


Рисунок 3. Тепловая характеристика плоского тракта с вихревыми каналами

Проведенное сравнение между значениями, полученными расчетным путем и значениями, полученными по обобщенной экспериментальной зависимости, показало, что разница не превышает точность определения обобщенной экспериментальной зависимости $\pm 15\%$. Такое совпадение между экспериментальными и расчетными результатами свидетельствует о достоверном определении интегральной тепловой характеристики плоского тракта с вихревыми каналами.

Гидравлическая характеристика

Коэффициент гидравлического сопротивления в эталонном гладком канале в данном исследовании рассчитывался по формуле Блазиуса, применимость которой охватывает интересующий нас диапазон чисел Рейнольдса:

$$\zeta_{\text{гд}} = 0.316Re^{-0.25}. \quad (6)$$

После аналогичного, как и в определении тепловых характеристик, разбиения тракта на сечения производился расчет коэффициента гидравлического сопротивления в плоском тракте с вихревыми каналами. В зависимость для определения коэффициента гидравлического сопротивления входят осредненные на заданном участке давление и температура. Осреднение в данном исследовании осуществлялось по массе. Формулу для вычисления коэффициента

гидравлического сопротивления в плоском тракте с вихревыми каналами можно записать так:

$$\zeta = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot d_{\text{э}}}{L \cdot \rho \cdot u^2} = \frac{d_{\text{э}}}{L} \frac{2 \cdot \Delta p \cdot \bar{p}}{R \cdot T_f} \frac{F_{np}^2}{\dot{m}^2}, \quad (7)$$

где ζ - коэффициент гидравлического сопротивления,

$d_{\text{э}}$ - эквивалентный диаметр,

R - газовая постоянная,

\bar{T}_f - средняя температура охладителя,

\bar{p} - среднее давление охладителя на участке,

\dot{m} - массовый расход,

Δp - перепад давления на участке,

ρ - плотность охладителя,

L - длина участка.

Расчет коэффициента гидравлического сопротивления осуществлялся в каждом сечении, для различных углов взаимного пересечения каналов 2β , в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 10^3 \dots 1.5 \cdot 10^5$. Затем определялась гидравлическая характеристика в виде отношения коэффициентов гидравлического сопротивления в исследуемом и гладком тракте при одинаковых числах Рейнольдса. Гидравлическая характеристика выражается аналогично тепловой характеристики, как функция числа Рейнольдса:

$$\left(\frac{\zeta}{\zeta_{sm}} \right)_{Re} = \eta_{\zeta}(Re). \quad (8)$$

В вышеупомянутой экспериментальной работе [3], посвященной определению тепловых и гидравлических характеристик трактов с вихревыми каналами, также приводится обобщенная зависимость для определения коэффициента гидравлического сопротивления:

$$\zeta = \exp(5.24 + 2.94\beta) \cdot Re^{-1.32} + \exp(-4.7 + 3.46\beta). \quad (9)$$

Обобщенная экспериментальная зависимость, определяющая коэффициент гидравлического сопротивления, имеет погрешность вычисления $\pm 10\%$.

На рис.4 приведена гидравлическая характеристика плоского тракта с вихревыми каналами. Можно отметить, что с увеличением числа Рейнольдса возрастает коэффициент

гидравлического сопротивления. Наибольший рост гидравлического сопротивления наблюдается при угле взаимного пересечения $2\beta = 90^\circ$. Коэффициент гидравлического сопротивления в исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса может вырасти до 8 раз по сравнению с эталонным гладким каналом. При этом необходимо отметить, что при угле взаимного пересечения $2\beta = 30^\circ$ рост коэффициента гидравлического сопротивления лишь немногим больше единицы.

Сравнивая результаты расчета гидравлической характеристики, полученной по обобщенной экспериментальной зависимости и расчетным способом, получаем, что и в этом случае разница не превышает точности определения обобщенной экспериментальной зависимости. Значит, и в случае определения интегральной гидравлической характеристики плоского тракта с вихревыми каналами расчетным путем имеет место достоверный результат.

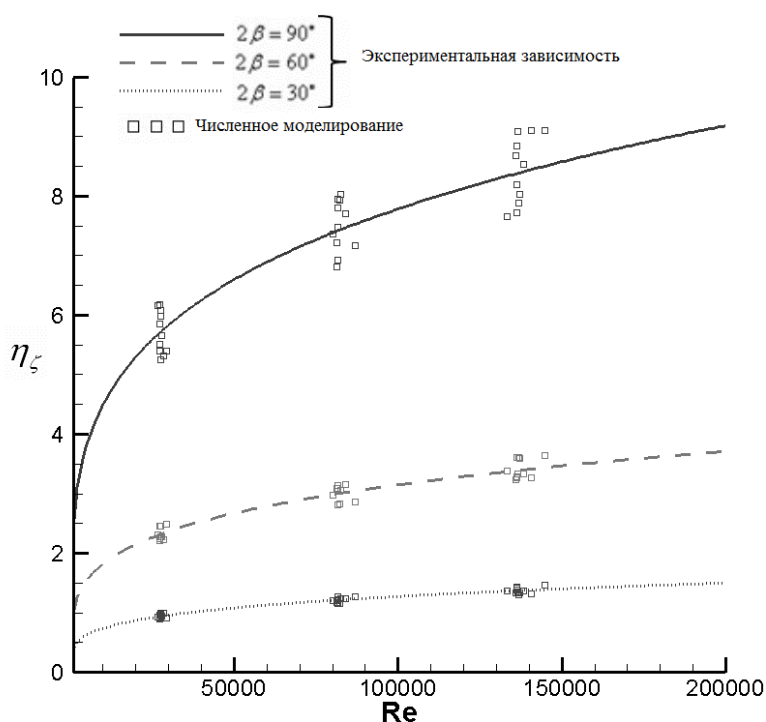


Рисунок 4. Гидравлическая характеристика плоского тракта с вихревыми каналами

Заключение

В результате проведенного численного исследования процесса теплоотдачи в плоском тракте с вихревыми каналами, удалось установить тепловые и гидравлические характеристики тракта. Показано удовлетворительное соответствие этих характеристик имеющимся экспериментальным данным.

Установлено, что температура огневой стенки плоского тракта с вихревыми каналами меньше температуры огневой стенки обычного оребренного тракта. Таким образом, можно сделать вывод о том, что при одинаковых расходах и тепловых потоках тепловое состояние конструкции

плоского тракта с вихревыми каналами является менее напряженным.

Более детальное изучение гидродинамики течения в этом виде тракта, вопросы наиболее оптимального использования, вопросы прочностного анализа требуют дальнейших более глубоких исследований.

Список литературы

1. Труды 1-й Российской национальной конференции по теплообмену. Т.8. Интенсификация теплообмена. М.: Изд-во МЭИ, 1994. 235 с.
2. Труды 2-й Российской национальной конференции по теплообмену. В 8 т. Т.6 Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. М.: Изд-во МЭИ, 1998. 389 с.
3. Орлин С.А., Поснов С.А. Экспериментальное исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в трактах с компланарными каналами // Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана. 1984. № 417. С. 9-22.
4. Кудрявцев В.М., Орлин С.А., Поснов С.А. Экспериментальное исследование теплообмена в тракте с компланарными каналами // Тепловые процессы в двигателях и энергоустановках летательных аппаратов: межвуз. науч. сб. Казань: Изд-во КАИ, 1985. С. 56-62.
5. Бильмаер В.В. Совершенствование теплообменных аппаратов для предприятий сервиса // IX-я Международная научно-практическая конференция «Наука – сервису». М.: МГУС, 2004. С. 90-91.
6. Пелевин Ф.В., Бильмаер В.В., Каплин Л.А., Орлин С.А. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в трактах с компланарными каналами. Деп. в ВИНТИ 28.05.2004, № 907–В 2004.
7. Бильмаер В.В., Пелевин Ф.В. Исследование влияния абсолютных размеров каналов на теплообмен и гидравлическое сопротивление в плоских компланарных трактах // Труды X-й международной научно-практической конференции «Наука – сервису». В 2 т. Т.1. М.: МГУС, 2005. С. 132-135.
8. Бильмаер В.В., Пелевин Ф.В., Моисеев Е.Ю., Орлин С.А. Теплообменник для регенерации тепловых вторичных энергоресурсов на предприятиях сервиса // Актуальные проблемы науки на современном этапе: межвуз. сб. науч. трудов. Ростов-на-Дону, 2005. С. 236-242.
9. Бильмаер В.В., Пелевин Ф.В. Разработка нового метода интенсификации теплообмена для оборудования предприятий сервиса // Теоретические и прикладные проблемы сервиса. 2005. № 3. С. 15-19.
10. Бильмаер В.В., Моисеев Е.Ю., Пелевин Ф.В., Орлин С.А., Алехин С.А. Теплообменник для регенерации тепловых вторичных энергоресурсов // Проблемы машиностроения и технического обслуживания в сфере сервиса: межвуз. сб. науч. трудов. Шахты. Изд-во ЮРГУЭС, 2005. С. 29-32.
11. Антонов А.Н. Экспериментальное исследование теплопередающих поверхностей с компланарными каналами (типа Френкеля) // Вестник МЭИ. 1997. № 1. С. 21-23.
12. Лебедев А.С. Экспериментальное исследование теплообмена в модельных каналах охлаждения турбинных лопаток // Известия ВУЗов СССР. Энергетика. 1986. № 9. С. 92-95.

13. Пелевин Ф.В., Черкина В.М. Вихревая газожидкостная форсунка с компланарными каналами // Сборник научных статей XI-ой Международной научно-практической конференции «Наука – сервису». Т. 1. М.: МГУС, 2006. С. 221-224.
14. Focke W.W., Zachariades J., Olivier I. The effect of the corrugation inclination on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1985. Vol. 28, no. 8. P. 1469-1479.
15. Соколов Н.П., Полищук В.Г., Андреев К.Д. Теплообмен в каналах прямоугольного сечения со скрещивающимся оребрением // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. № 3 (178). С. 17-27. Режим доступа: http://ntv.spbstu.ru/ntv/article/N3.178.2013_02/ (дата обращения 01.12.2013).

Numerical investigation of heat transfer in flat vortex channels

01, January 2014

DOI: **10.7463/0114.0696278**N.V. Kukshinov^{1,2}, M.S. Frantsuzov¹¹Central Institute of Aviation motors, Moscow²Bauman Moscow State Technical Universitykukshinov@ciam.rumfrancuzov@yandex.ru

The vortex channels is the method of heat transfer intensification which combines increase of surface area (finned wall) and enhanced convective cooling. The vortex channels is a duct formed by combination of two plates with milled fins intersected at different angles. The investigation of heat transfer and hydraulic characteristics in vortex channels was carried out by means of CFD. Flow was simulated in wide range of Reynolds numbers, heat and hydraulic characteristics were obtained for this duct. It was shown that the sum intensification effect is comprised of convective component and the effect of surface area increase. It was shown that flat vortex channels provide to transfer the higher heat flux, than finned wall at the same conditions.

Publications with keywords: [flat duct with vortex channels](#), [thermal characteristics](#), [hydraulic characteristics](#)

Publications with words: [flat duct with vortex channels](#), [thermal characteristics](#), [hydraulic characteristics](#)

References

1. *Trudy 1-y Rossiyskoy natsional'noy konferentsii po teploobmenu. T.8. Intensifikatsiya teploobmena* [Proc. of the 1st Russian National Conference on Heat Transfer. Vol.8. Intensification of Heat Transfer]. Moscow, MEI Publ., 1994. 235 p. (in Russian)
2. *Trudy 2-y Rossiyskoy natsional'noy konferentsii po teploobmenu. V 8 t. T.6 Intensifikatsiya teploobmena. Radiatsionnyy i slozhnyy teploobmen* [Proc. of the 2nd Russian National Conference on Heat Transfer. In 8 vols. Vol.6. Intensification of Heat Transfer. Radiative and Complex Heat Transfer]. Moscow, MEI Publ., 1998. 389 p. (in Russian)

3. Orlin S.A., Posnov S.A. [Experimental study of heat transfer and hydraulic resistance in tracts with coplanar channels]. *Trudy MVTU im. N.E. Baumana* [Proc. of the Bauman MSTU], 1984, no. 417, pp. 9-22. (in Russian)
4. Kudryavtsev V.M., Orlin S.A., Posnov S.A. [Experimental study of heat transfer in tract with coplanar channels]. *Teplovye protsessy v dvigatelyakh i energoustanovkakh letatel'nykh apparatov: mezhvuz. nauch. sb.* [Thermal processes in engines and power generation aircraft: interuniversity collection of scientific papers]. Kazan', KAI Publ., 1985, pp. 56-62. (in Russian)
5. Bil'maer V.V. [Perfection of heat exchangers for enterprises of service]. *9-ya Mezhdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya "Nauka – servisu"* [Proc. of the 9th International scientific-practical conference "Science for Service"]. Moscow. Publ. of Moscow State University of Service, 2004, pp. 90-91. (in Russian)
6. Pelevin F.V., Bil'maer V.V., Kaplin L.A., Orlin S.A. *Teploobmen i gidravlichesкое soprotivlenie v traktakh s komplanarnymi kanalami* [Heat transfer and hydraulic resistance in tracts with coplanar channels]. Moscow, 2004. Dep. VINITI no. 907–V 2004. (in Russian)
7. Bil'maer V.V., Pelevin F.V. [Investigation of influence of absolute size of channels on heat transfer and hydraulic resistance in flat coplanar paths]. *Trudy 10-y mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Nauka – servisu". V 2 t. T.1* [Proc. of the 10th International scientific-practical conference "Science for Service". In 2 vols. Vol. 1]. Moscow. Publ. of Moscow State University of Service, 2005, pp. 132-135. (in Russian)
8. Bil'maer V.V., Pelevin F.V., Moiseev E.Yu., Orlin S.A. [Heat exchanger for regeneration secondary thermal energy resources at enterprises of service]. *Aktual'nye problemy nauki na sovremennom etape: mezhvuz. sb. nauch. trudov* [Actual problems of science at the present stage: interuniversity collection of scientific papers]. Rostov-on-Don, 2005, pp. 236-242. (in Russian)
9. Bil'maer V.V., Pelevin F.V. [Development of new method for enhancement of heat transfer of equipment for enterprises of service]. *Teoreticheskie i prikladnye problemy servisa*, 2005, no. 3, pp. 15-19. (in Russian)
10. Bil'maer V.V., Moiseev E.Yu., Pelevin F.V., Orlin S.A., Alekhin S.A. [Heat exchanger for regeneration of thermal waste energy]. *Problemy mashinostroeniya i tekhnicheskogo obsluzhivaniya v sfere servisa: mezhvuz. sb. nauch. trudov* [Problems of mechanical engineering and maintenance in service sphere: interuniversity collection of scientific papers]. Shakhty. Publ. of South-Russian State University of Economics and Service, 2005, pp. 29-32. (in Russian)
11. Antonov A.N. [Experimental research heat transfer surfaces with coplanar channels (Frenkel type)]. *Vestnik MEI*, 1997, no. 1, pp. 21-23. (in Russian)
12. Lebedev A.S. [Experimental study of heat transfer in model cooling channels of turbine blades]. *Izvestiya VUZov SSSR. Energetika*, 1986, no. 9, pp. 92-95. (in Russian)
13. Pelevin F.V., Cherkina V.M. [Vortex gas-liquid jet nozzle with coplanar channels]. *Sbornik nauchnykh statey 11-oy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Nauka – servisu". T. 1* [Collected scientific articles of the 11th International scientific-practical conference "Science for Service". Vol. 1]. Moscow, Publ. of Moscow State University of Service, 2006, pp. 221-224. (in Russian)

14. Focke W.W., Zachariades J., Olivier I. The effect of the corrugation inclination on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 1985, vol. 28, no. 8, pp. 1469-1479.
15. Sokolov N.P., Polishchuk V.G., Andreev K.D. [The heat exchange in the rectangular cross section channels with crossed ribs]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU - St. Petersburg State Polytechnical University Journal*. 2013, no. 3 (178), pp. 17-27. Available at: http://ntv.spbstu.ru/ntv/article/N3.178.2013_02/, accessed 01.12.2013. (in Russian)