

УДК 536.242

ХАЛАТОВ А.А., КОВАЛЕНКО Г.В., КОБЗАРЬ С.Г.

Ин-т технической теплофизики НАН Украины

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ОБТЕКАНИИ ВОЗДУХОМ ПОВЕРХНОСТЕЙ С КАНАВКАМИ РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ

Проведено комп'ютерне моделювання теплообміну та гідродинаміки при поперечному обтіканні повітрям канавок різних форм за допомогою пакету PHOENICS v 3.5. Інтенсифікація середнього теплообміну на поверхнях з канавками в порівнянні з плоскою пластиною мала місце при числах Рейнольда, обмежених зверху величиною від 33700 до 93800, в залежності від типу канавки. Закруглення вхідних та вихідних країв канавок негативно позначається на коефіцієнті тепловіддачі.

Проведено компьютерное моделирование теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании воздухом канавок различных форм с помощью пакета PHOENICS v 3.5. Интенсификация среднего теплообмена на поверхностях с канавками по сравнению с плоской пластиной наблюдалась при числах Рейнольдса, ограниченных сверху величиной от 33700 до 93800, в зависимости от вида канавки. Закругление входных и выходных кромок канавок отрицательно сказывается на коэффициенте теплоотдачи.

The computer simulation of heat transfer and hydrodynamics under air cross flow of grooves of different forms with help of code PHOENICS v.3.5 was carried out. Intensification of the average heat transfer on surfaces with grooves in comparison with a flat plate was observed at Reynolds numbers limited from above by value which is found in a range from 33,700 up to 93,800 depending on the type of the groove. The curvature of input and output edges of grooves has a negative effect on the heat transfer coefficient.

a – высота буртика;
 b – расстояние между полуцилиндрами;
 b_1 – ширина буртика;
 D – ширина канавки, диаметр лунки;
 d_e – глубина канавки (лунки);
 d_{e1} – уменьшенная глубина канавки;
 f – относительное увеличение площади теплообмена при образовании канавки по сравнению со случаем плоской пластины;
 $h - h_{pl}$ – средние коэффициенты теплоотдачи на поверхности с канавкой (лункой) и на плоской пластине;
 L – длина участка (по потоку), на котором усредняется коэффициент теплоотдачи;
 L_1, L_2 – размеры канавок (по потоку) с «улучшенным» входом;
 Nu – число Нуссельта;

Pr – число Прандтля при температуре потока (воздуха);
 Pr_w – число Прандтля при температуре стенки;
 Re – число Рейнольдса, (определяющий размер – ширина канавки, диаметр лунки);
 Re_{de} – число Рейнольдса, (определяющий размер – глубина лунки);
 Re_x – число Рейнольдса (определяющий размер – расстояние от входа в канал);
 Sh – число Струхала;
 U – скорость воздуха в невозмущенной части потока;
 X – расстояние от входа в канал;
Индексы:
 pl – пластина;
 w – стенка;
 X – расстояние от входа в канал.

Отрывные течения вообще, и возникающие при обтекании углублений различной формы, в частности, являются одним из наиболее актуальных и интересных направлений механики жидкости и газа. Исследования теплообмена и гидродинамики таких течений имеют большое практическое значение. Они используются для интенсификации теплообмена, управления отрывом потока, организации микрофакельного горения, сепарации твердых частиц и т. п. Применение теплообменных поверхностей с углублениями характеризуется энергетической выгодностью, т. е. увеличение теплоотдачи, вызванное применением углублений, сопровождается менее значительным ростом гидравлического сопротивления (работы [1-4]). Известны весьма оптимистические оценки степени интенсификации теплообмена с помощью углубления. Так в [5] приведено значение 6,3. Теплообмен в двумерной прямоугольной впадине по данным [6] характеризуется более скромными значениями. Степень интенсификации не превосходящую 2,5 получено в работе [7]. В то же время другие исследователи отмечают, что в самом углублении средний теплообмен менее интенсивный, чем на плоской поверхности и утверждают, что интенсификация с помощью впадин имеет тот же характер, что и интенсификация с помощью ребер, штырьков, выступов [8]. В обзоре [9] проведен анализ, объясняющий кажущиеся противоречия тем, что гидродинамика и теплообмен при обтекании углублений зависит от многих факторов, как режимных, так и конструктивных.

Так в [10] показано, что в сферических и цилиндрических лунках возрастание коэффициента теплоотдачи наблюдается в диапазоне отношений глубины лунки к диаметру от 0 до 0,5. Это согласуется с данными [11], где описано появление в глубоких прямоугольных лунках с отношением глубины к диаметру 1,49 второй зоны циркуляционного течения, которая блокирует теплообмен дна лунки с потоком.

Оценочные границы диапазона скоростей потока, внутри которого наблюдалась интенсификация теплообмена с помощью лунок, приведены в работах [12, 13]. В [12] показано, что, при значениях числа $Re \geq 2500$, наблюдается более сильная зависимость коэффициента теплоотдачи от скоро-

сти потока. В опытах со сверхзвуковым обтеканием одиночной лунки [13] обнаружено, что при $Re = 350000$ применение лунок уже не вызывает увеличения теплоотдачи.

И, наконец, высокая степень турбулизации набегающего потока может сделать нерегистрируемой интенсификацию процесса с помощью лунок. В экспериментах, проведенных в аэродинамической трубе с полусферическим углублением на плоской поверхности [14], обнаружено, что при интенсивности турбулентности невозмущенного потока в трубе равной 0,005 суммарный тепловой поток от поверхности углубления приблизительно в 1,5 раза больше, чем от поверхности круга того же диаметра. С увеличением интенсивности турбулентности соотношение этих тепловых потоков уменьшается и при интенсивности турбулентности большей 0,15 суммарные тепловые потоки от поверхности углубления и круга практически равны.

Исследования гидродинамики и теплообмена поверхностей с канавками показывают, что степень интенсификации теплообмена на них меньше, чем в случае применения лунок [15-20]. Трехмерность течения в лунках и связанная с ней неравномерность поля скоростей существенно больше, чем в канавках [15]. Течение в канавке можно рассматривать как предельный случай обтекания ряда лунок перпендикулярного к направлению потока после удаления перегородок между лунками. В [17] показано, что одной из причин трехмерности течения является наличие боковых стенок траншеи (канавки). В отличие от ранних представлений о том, что за обратным уступом течение турбулентное, в [18] показано, что в ряде случаев в траншее наблюдается ламинарный характер потока (особенно в подветренной ее части). Число Рейнольдса перехода к турбулентным режимам теплообмена соответствует величине $Re_{de} = 25000$, где характерным размером является глубина канавки, а характерной скоростью – максимальная скорость вихря. В [16] показано, что теплообмен на дне прямоугольной полости при соотношении глубины к ширине $d_e / D = 0,25$ определяется турбулентным обменом в пристенном пограничном слое. При $d_e / D = 0,5$ и 1 основным

обменным механизмом является вихревая диффузия.

В настоящей работе предпринята попытка оценить степень интенсификации теплообмена при поперечном обтекании воздухом канавок (двумерных углублений) различной формы, которые, хотя, и уступают лункам по тепловой эффективности, но в некоторых случаях могут быть технологичнее в изготовлении. Особое внимание уделено канавкам с несимметричным сечением, часть которого представляет собой цилиндрическую поверхность. Компьютерное моделирование проводилось с помощью пакета PHOENICS v 3.5. Решалась полная система уравнений Навье-Стокса и уравнение энергии, при этом температура стенки принималась постоянной. Использовалась RNG $k-\epsilon$ модель турбулентности, рекомендованная Сполдингом для расчета отрывных течений.

На рис. 1 представлены схемы рассмотренных теплообменных поверхностей. 1 – сегменты цилиндров отношением глубины к ширине $d_e / D = 0,5, 0,4, 0,2917, 0,25, 0,167, 0,1, 0,005$. 2 – полуцилиндр с аппарелью (с «улучшенным» входом), угол наклона плоскости дна составляет $6,8^\circ$, выходная кромка – острая. 3 – то же, что и в пункте 2, но выходная кромка – закругленная. 4 – полуцилиндр с аппарелью (с «улучшенным» входом), угол наклона плоскости дна составляет $20,5^\circ$, выходная кромка – острая. 5 – два полуцилиндра, расположенные с расстоянием между осями $1,8 D$. 6 – плоская пластина. 7 – канавка уменьшенной глубины $d_e / D = 0,2917$ с «ухудшенными» входом и выходом, обрамленными полуцилиндрическими буртиками. 8 – то же, что и в пункте 7, но входная и выходная кромки – острые.

Эффективность той или иной теплообменной поверхности оценивалась по коэффициенту теплоотдачи, усредненному на участке поверхности L , охватывающей рассмотренные варианты канавок и участок поверхности величиной D за ними, так как там предполагалось зафиксировать результат турбулизации потока углублениями. Этот участок располагался в канале прямоугольного сечения на расстоянии 68 мм от входа ($1,8D$) и составлял 96 мм ($4D$), при ширине канавки $D = 24$ мм. Скорость на входе в канал изменялась в диапазоне от 6 м/с до 60 м/с. Диапазон чисел

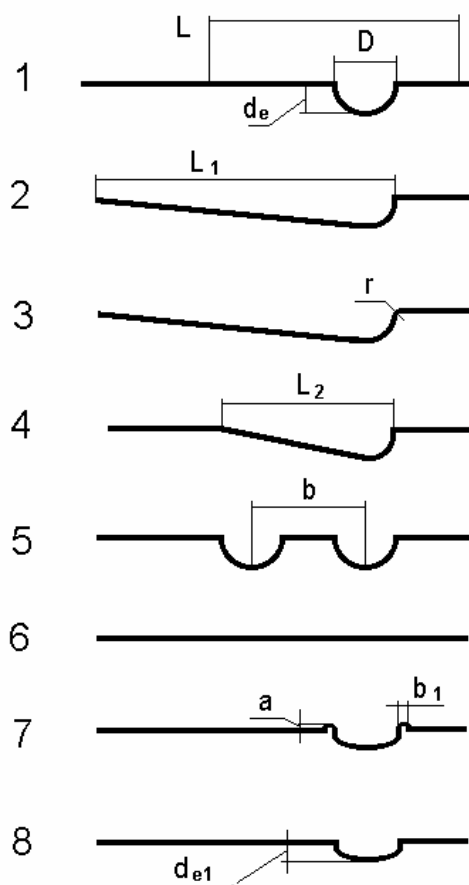


Рис. 1. Схемы рассмотренных видов теплообменных поверхностей и их условные обозначения. 1 – $\circ D = 24$ мм, $d_e = 12$ мм, $L = 4D$; 2 – $\nabla L_1 = 112$ мм; 3 – $\nabla r = 1$ мм; 4 – $\nabla L_2 = 68$ мм; 5 – $\bullet b = 44$ мм; 6 – - - -; 7 – $\blacksquare a = 1,2$ мм, $b_1 = 4$ мм; 8 – $\square d_{e1} = 7$ мм.

Рейнольдса, рассчитанных по ширине канавки D , составлял $Re = 11200 \dots 525400$.

На рис. 2 представлено поле скоростей при обтекании полуцилиндрической канавки потоком воздуха со скоростью в невозмущенной части 22 м/с ($Re = 41282$). Течение воздуха слева направо. Температура воздуха на входе -20°C . Температура стенки 0°C . В канавке существует сложная вихревая структура, в результате чего на дне канавки скорости понижены. За входной кромкой заметна небольшая отрывная зона. Около выхода из канавки и на плоской поверхности за ней существует область повышенных скоростей.

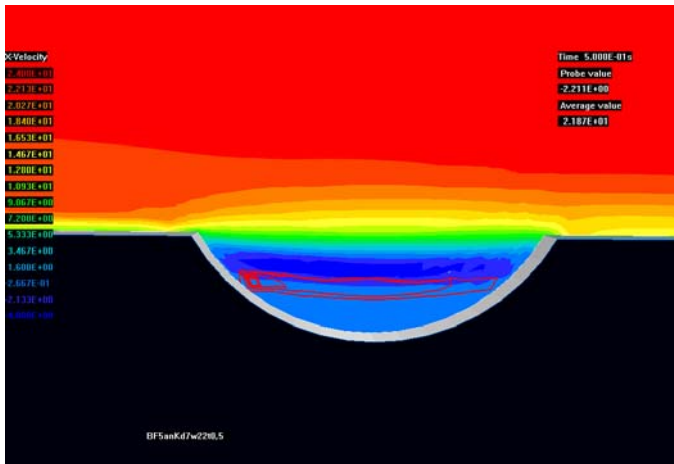


Рис. 2. Поле скоростей в полцилиндрической канавке с $d_e/D = 0.5$ при скорости в невозмущенной части потока $U = 22$ м/с. ($Re = 41282$).

На рис. 3 представлено распределение коэффициента теплоотдачи вдоль поверхностей с канавками различной глубины. Скорость воздуха в невозмущенном потоке 22 м/с. Глубины канавок составляют $d_e = 12, 7, 2,4$ и $1,2$ мм. Ширина канавки во всех случаях 24 мм. Для сравнения приведены результаты расчета теплообмена при турбулентном обтекании пластины по уравнению из [21] (штриховая линия).

$$Nu = 0.0296 \cdot Re_x^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot (Pr / Pr_w)^{0.25}$$

В невозмущенной канавкой области течения $X < 0,08$ м и $X > 0,2$ м значения коэффициентов теплоотдачи на плоской пластине и исследованных поверхностях близки. У дна канавки – в области возвратного течения – минимум теплоотдачи. В месте встречи потока с выходной кромкой канавки и за ней – теплоотдача возрастает. Максимумы и минимумы кривой для $d_e = 12$ мм качественно совпадают с результатами, полученными в [15]. (Поперечное обтекание канавки трапециевидального сечения (угол наклона боковых стенок – 70°) потоком со скоростью 20 м/с).

С углублением канавки скорость у ее дна уменьшается, в то время как за канавкой теплообмен интенсифицируется. В результате конкуренции этих двух факторов зависимость среднего на рассматриваемом участке коэффициента теплоотдачи от относительной глубины канавки имеет немонотонный характер, что иллюстрирует рис. 4. По оси ординат отложено частное от деления

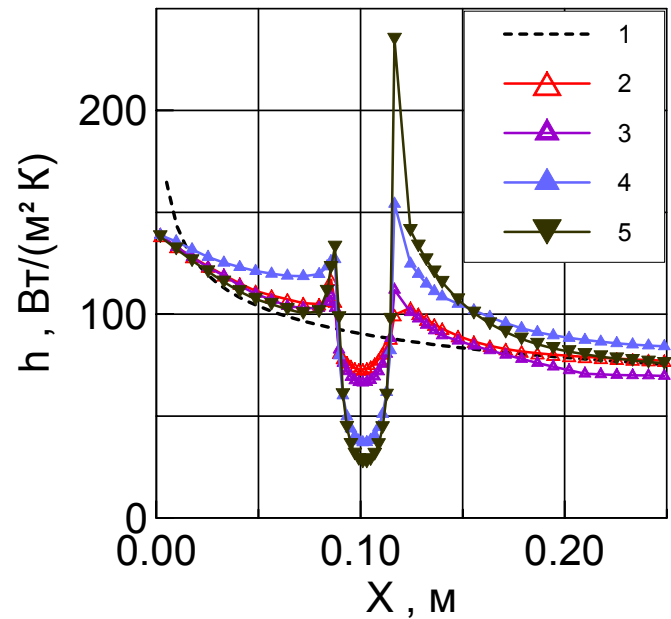


Рис. 3. Распределение коэффициентов теплоотдачи вдоль поверхности с канавками различной глубины (кривые с треугольниками) и на пластине (пунктир). $U = 22$ м/с. ($Re = 41282$). 1 – пластина; 2 – $d_e = 1,2$ мм; 3 – 2,4; 4 – 7; 5 – 12.

среднего коэффициента теплоотдачи h на участке длиной $4D$, охватывающем канавку, на средний коэффициент теплоотдачи на этом же участке для плоской поверхности h_{pl} . Заметим, что при умеренных скоростях ($Re \leq 41282$, $U \leq 22$ м/с) канавки исследованных глубин оказывают интенсифицирующее воздействие на теплообмен – большая часть соответствующей кривой находится выше 1. При больших скоростях ($Re \leq 112588$, $U \leq 60$ м/с) интенсификация теплообмена за канавкой не компенсирует потерь в зоне обратных токов внутри канавки.

Оказывается, что существует слабо выраженный минимум среднего коэффициента теплоотдачи в зависимости от относительной глубины канавки. Он находится в районе относительных глубин $0,167 \leq d_e/D \leq 0,25$. Этот результат качественно совпадает с выводом [16] о смене закона теплоотдачи с изменением относительной глубины канавки.

Обобщающие данные, позволяющие судить о перспективности применения того или иного вида

канавок для интенсификации теплообмена, представлены на рис. 5.

До скорости 18 м/с на всех рассмотренных поверхностях с канавками средний теплообмен на

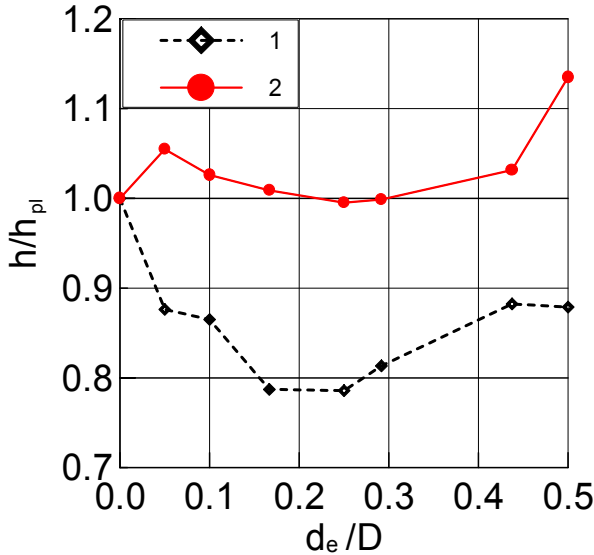


Рис. 4. Степень интенсификации среднего теплообмена с помощью канавок различной относительной глубины по сравнению с плоской поверхностью. 1 – $U = 60$ м/с, $Re = 112600$; 2 – 22, 41282.

выделенном участке L интенсивнее, чем на плоской пластине. Для близко расположенных канавок в виде полуцилиндров (темные кружки позиция 5) это преимущество сохраняется до скорости 50 м/с. Однако зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от скорости для этой поверхности убывающая (сказывается недоиспользование зоны интенсивного теплообмена за первой канавкой), в то время как для остальных поверхностей эта зависимость – растущая. Скругление выходной кромки канавки (в нашем случае радиусом 1 мм) приводит к падению среднего коэффициента теплоотдачи примерно на 11 %. (Сравниваются варианты 2 (черные треугольники) и 3 (самые тонкие треугольники)). Применение закругленных буртиков уменьшает средний коэффициент теплоотдачи на величину до 44 %. (Сравниваются варианты 8 (пустые квадраты) и 7 (черные квадраты)).

Для канавок с «улучшенными» входами были проверены расчеты теплообмена при обратном направлении потока. Гидравлическое сопротивление канала при этом падало, но интенсивность средней теплоотдачи уменьшалась.

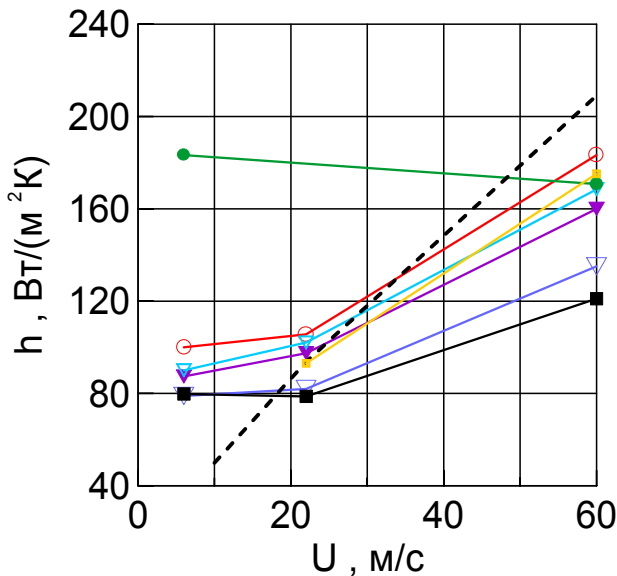


Рис. 5. Средний коэффициент теплоотдачи на участке, охватывающем канавку (точки, сплошные линии), а также на плоской пластине (пунктир), отнесенный к площади поверхности пластины. Обозначение точек см. на рис. 1.

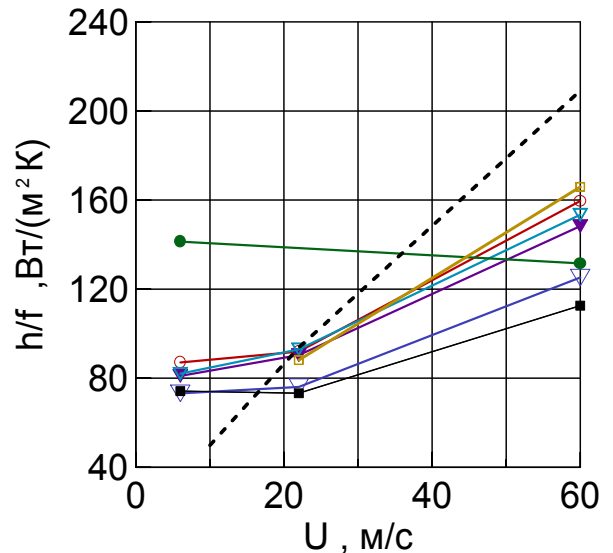


Рис. 6. Средний коэффициент теплоотдачи на участке, охватывающем канавку (точки, сплошные линии), а также на плоской пластине (пунктир), отнесенный к полной поверхности (с учетом ее увеличения при формировании канавки). Обозначение точек см. на рис. 1.

Если учесть, что канавки увеличивают поверхность теплообмена, и отнести при этом средний коэффициент теплоотдачи к полной площади рассматриваемой поверхности, то диапазон выгодного применения канавок как интенсификаторов теплообмена сокращается до 39 м/с (рис. 6). При этом преимущество канавок без буртиков выглядит еще убедительнее.

Обтекание канавки – процесс, зависящий от времени. Пакет PHOENICS v 3.5. позволяет решать нестационарную задачу. Серия расчетов, проведенная для нескольких моментов времени обтекания канавки с относительной глубиной $d_e / D = 0,4375$ потоком воздуха со скоростью в невозмущенной части 6 м/с ($Re = 11258$), позволяет определить период колебаний скорости воздуха на выходе из канавки. Число Струхала, соответствующее этому периоду равно $Sh = 0.04$.

Вывод

Интенсификация теплообмена на плоских поверхностях с помощью канавок эффективна при сравнительно небольших скоростях. Сделана попытка оценить значение этого предела скорости потока для различных форм канавок. Предполагаемые расчеты гидравлического сопротивления поверхностей с канавками позволят решить вопрос об их теплогидравлической эффективности.

Исследование, представленное в данной работе, поддержано грантом Министерства науки и технологий Украины (№ М /110-2004).

ЛИТЕРАТУРА

1. Кикнадзе Г.И., Олейников В.Г. Самоорганизация смерчеобразных вихревых структур в потоках газов и жидкостей и интенсификация тепло- и массообмена.– Новосибирск: Препринт 227-90 Институт теплофизики СО АН СССР.– 1990.– 45 с.
2. Александров А.А., Горелов Г.М., Данильченко В.П., Резник В.Е. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при обтекании поверхности с развитой шероховатостью в виде сферических углублений // Пром. теплотехника.– 1989.– Т. 11.– № 6.– С. 57-63.
3. Афанасьев В.Н., Леонтьев А.И., Чудновский Я.П. Теплообмен и трение на поверхностях, профилированных сферическими углублениями.– Москва: Издательство МГТУ, 1990.– 118с.
4. Burgess N.K., Ligrani P.M. Effects of Dimple Depth on Nusselt Numbers and Friction Factors for Internal Cooling in a Channel, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air, June 14-17, 2004, Vienna, Austria. Pp. 1-10.
5. Chapman D.R. A Theoretical Analysis of Heat Transfer in Regions of Separated Flow, NACA TN 3792, Oct. 1956.
6. Хаген Р.Л., Данак А.М. Теплообмен в области отрыва турбулентного пограничного слоя при обтекании впадины// Теплопередача.– 1967.– № 4.– С. 62-69.
7. Mahmood G.I., Hill M.L., Nelson D.L., Ligrani P.M., Moon H.K., Glezer B. Local Heat transfer and Flow Structure on and above a Dimpled Surface in a Channel. Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000 May 8-11, 2000, Munich Germany 2000-GT-230.
8. Дрейцер Г.А. Современное состояние исследований интенсификации теплообмена в каналах и перспективы создания компактных теплообменников// Тепло- массообмен.– МИФ-96.– Минск.– 1996.– 10.– Ч. 1.– С. 26-39.
9. Леонтьев А.И., Олимпиев В.В., Дилевская Е.В., Исаев С.А. Существо механизма интенсификации теплообмена на поверхности со сферическими выемками// Известия Академии наук.– Энергетика.– 2002.– № 2.– С. 117-133.
10. Терехов В.И., Калинина С.В., Мишвидобадзе Ю.М. Теплоотдача от каверны сферической формы, расположенной на стенке прямоугольного канала //Теплофизика высоких температур.– 1994.– 32.– № 2.– С. 249-254.
11. East L.F. Aerodynamic induced resonance in rectangular cavities //Journal of Sound and Vibrations.– 1966.– 3.– Pp. 277-287.
12. Presser K.H. Empirische Gleichungen zur Berechnung der Stoff- und Wärmeübertragung für den Spezialfall der Abgerissenen Strömung. Int. J. Heat Mass Transfer.– 1972.– Vol 15.– pp. 2447-2471.
13. Боровой В.Я., Яковлев Л.В. Теплообмен при сверхзвуковом обтекании одиночной лунки// Механика жидкости и газа.– 1991.– № 5.– С. 48-52.

14. *Кесарев В.С., Козлов А.П.* Структура течения и теплообмен при обтекании полусферического углубления турбулизированным потоком воздуха // Вестник МГТУ.– Сер. Машиностроение.– 1993.– № 1.– С. 106-115.
15. *Терехов В.И., Ярыгина Н.И., Дьяченко А.Ю., Шапорин А.В.* Особенности вихреобразования и теплообмена в трехмерных поперечных траншеях.– Теплообмен ММФ-2000.– Минск 2000.– Т. 1.– С. 28-35.
16. *Терехов В.И., Третьяков С.П., Ярыгина Н.И.* Экспериментальное исследование турбулентной теплоотдачи от дна прямоугольной полости // Известия Сибирского отделения РАН. Сибирский физико-технический журнал.– 1993.– Вып. 5.– Сентябрь-октябрь.– С. 40-45.
17. *Zhak V.D.* The Taylor-Goertler Vortices and Three-Dimensional Flow Evolution in Cavity.– Russ. J. Eng. Thermophys.– 1995.– Vol. 5.– p. 165-176.
18. *Терехов В.И., Ярыгина Н.И.* Законы теплообмена в обтекаемых турбулентным потоком траншеях// Промышленная теплотехника.– 1997.– Т. 19.– № 4-5.– С. 127-130.
19. *Terekhov V. I. and Yarygina N. I.* Relationships Governing Heat Transfer in Turbulent-Flow Washed Cavities//Industrial Heat Engineering.– 1999.– Vol. 1.– No 1.– Pp. 120-124.
20. *Олимпиев В.В., Якимов Н.Д.* Расчет теплообмена и трения в канавках, поперечных к турбулентному потоку// Теплоэнергетика.– 2002.– № 3.– С. 28-32.
21. *Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.* Теплопередача.– М.: Энергия.– 1975.– 488 с.

Получено 16.07.2004 г.