

УДК 536.24

Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик поверхностей с коридорным расположением лунок

Бурцев С. А.^{1,*}, Виноградов Ю. А.²,
Киселёв Н. А.^{1,2}, Стронгин М. М.²

[*serg7573@pochta.ru](mailto:serg7573@pochta.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

²НИИ механики МГУ, Москва, Россия

Экспериментально исследована интенсификация теплообмена и трения при обтекании воздухом поверхностей, покрытых регулярным (вихреобразующим) рельефом в виде неглубоких полусферических лунок. Для 12 вариантов коридорной компоновки интенсификаторов теплообмена (лунок) выполнен анализ влияния продольного и поперечного шага лунок на интенсификацию теплообмена и трения в широком диапазоне чисел Рейнольдса. Для повышения точности одновременно проводились исследования для вихреобразующего рельефа и эталонной (гладкой) поверхности. В широком диапазоне чисел Рейнольдса получены поля распределения теплогидравлических характеристик (коэффициентов теплоотдачи и сопротивления). Проведена визуализация обтекания регулярного рельефа и получена картина течения. Выполнен анализ влияния геометрических характеристик вихреобразующих поверхностей и числа Рейнольдса на интенсификацию теплообмена и трения.

Ключевые слова: интенсификация теплообмена, число Стентона, лунки сферические, коэффициент сопротивления, фактор аналогии Рейнольдса, вихревая интенсификация, вихреобразующий рельеф

Введение

Проблема увеличения количества теплоты, отводимой с единицы площади поверхности при фиксированной разности температур в различных устройствах была и остается одной из наиболее сложных. В последнее время значительное внимание уделяется механизмам интенсификации теплообмена, показывающим прирост интенсивности процессов переноса теплоты при сравнимом росте гидравлических потерь. Одним из таких интенсификаторов теплообмена является вихреобразующий рельеф (лунки) – при умеренном росте теплообмена они могут обеспечивать сопоставимый рост

потерь давления. Первые исследования вихревой интенсификации теплообмена относят к рубежу 40-50-х годов.

Одна из первых публикаций по исследованию облученных поверхностей для интенсификации теплообмена появилась в 1961 [1]. Рассматривались поверхности теплообмена, на которых в определенном порядке нанесены полусферические углубления - лунки. При обтекании таких поверхностей потоком сплошной среды возникают крупномасштабные динамические вихревые структуры, интенсифицирующих процессы теплообмена и трения.

В последующие годы исследованиям облученных поверхностей были посвящены многочисленные работы как зарубежных, так и отечественных авторов. В работе [2] исследовались процессы тепло- и массопереноса около одиночных лунок различных форм, а также производилась визуализация течения. Структура течения при обтекании одиночного полусферического углубления, влияние турбулентности набегающего потока рассматривалась в [3, 4]. Визуализация течения показала наличие неустойчивого вихревого течения внутри углубления, причем образующийся вихрь попеременно занимал два положения неустойчивого равновесия.

С точки зрения результатов и методики измерения интересны работы по исследованию теплогидравлических характеристик поверхностей со сферическими лунками [5, 6]. Измерение коэффициента теплоотдачи осуществляется при помощи тепловизионного оборудования, при этом коэффициент сопротивления определялся по падению давления по длине канала. Визуализация картины течения осуществлялась с помощью подачи дыма в канал.

Данные работы [7] показывают, что минимум локальной интенсификации теплообмена расположен в первой половине лунки. Далее прирост теплоотдачи значительно увеличивается и достигает максимума на задней кромке. За лункой наблюдаются области повышенной интенсификации теплообмена, связанные с вторичными вихревыми течениями, особенно активно образующимися при шахматном расположении лунок.

Стоит отметить результаты по интенсификации теплообмена в каналах. Данные экспериментальных [8, 9, 10] и численных [11] работ свидетельствуют о неоднозначном характере влияния различных параметров поверхностей, включая форму, взаимное расположение [12] и пр.

Однако, при наличии большого количества исследований, нет однозначной теории, описывающей влияние вихреобразующего рельефа на процессы интенсификации переноса теплоты и импульса. Результаты многочисленных экспериментальных и численных работ зачастую противоречивы, а полученные с помощью современных средств измерения и диагностики данные свидетельствуют о том, что теплогидравлическая эффективность облученных поверхностей часто была завышена в прошлом.

Из анализа приведенных работ можно сделать вывод, что теплогидравлические характеристики поверхностей, покрытых сферическими углублениями, зависят от многих факторов: формы лунок; плотности их расположения на поверхности; продольного и поперечного шагов лунок; их относительной глубины; и др.

В связи с этим возникает потребность в проведении дополнительных экспериментальных исследований влияния геометрии вихреобразующего рельефа на процессы переноса импульса, тепла и массы в широком диапазоне параметров набегающего потока.

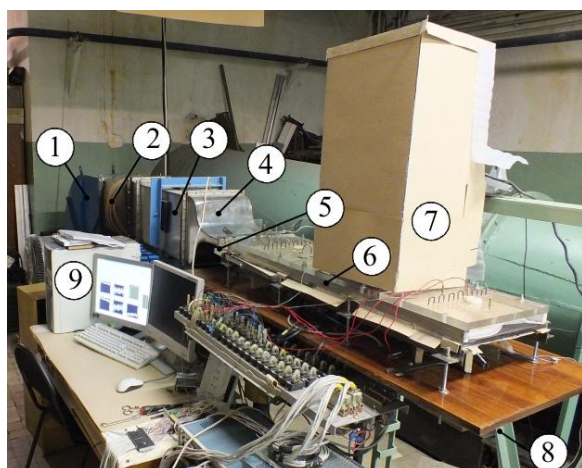
Экспериментальное оборудование и методика проведения экспериментальных исследований

В данной работе рассматривается влияние продольного и поперечного шагов коридорной компоновки лунок на интенсификацию процессов теплообмена и трения, а также на картину течения на поверхности модели. В качестве параметра, характеризующего набегающий поток, принято число Рейнольдса Re , определенное по длине пограничного слоя. Новизна и актуальность полученных экспериментальных данных заключается в проведении одновременных исследований тепловых и гидравлических характеристик различных поверхностей с высоким разрешением и достоверностью. При этом в одном эксперименте коэффициенты сопротивления и теплоотдачи определяются как для гладкой, так и для облученной поверхности.

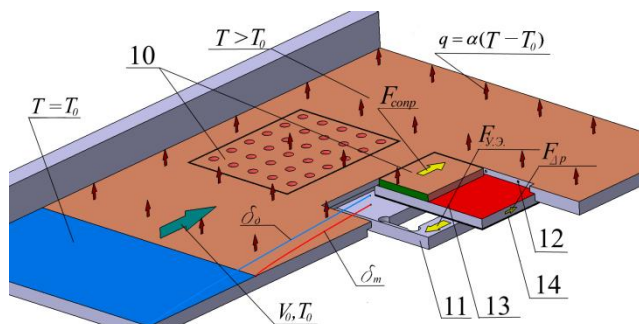
Экспериментальные исследования проводились на малой дозвуковой аэродинамической установке НИИ Механики МГУ им. М.В. Ломоносова (рис. 1, а), работающей по принципу нагнетания [13]. Поток газа, проходя через высоконапорный центробежный вентилятор (1) и мягкий соединительный рукав (2) поступает в форкамеру (3), где происходит гашение турбулентных пульсаций и выравнивание потока. Далее поток через профилированное сопло (4) и заслонку (5) поступает в щелевой рабочий канал (6). Для исследования тепловых характеристик поверхностей в одной из секций верхней стенки выполнено окно из Zn-Se стекла, прозрачного в ИК-диапазоне излучения, а над рабочим участком канала установлена тепловизионная камера ThermoCAM SC3000 в светозащитном коробе (7). Для исключения влияния вибрации вентилятора, рабочий канал смонтирован на отдельной опорной раме (8). Для плавного изменения скорости потока в канале используется частотный преобразователь. Сбор и обработка экспериментальных данных осуществляется с помощью современного измерительного оборудования, подключенного к высокопроизводительному ПК (9).

Рабочий канал установки для определения теплогидравлических характеристик различных поверхностей имеет длину 1080 мм; его верхняя и нижняя стенки выполнены секционными – они состоят из 4-х секций различной длины. Это позволяет варьировать длины динамического и теплового пограничных слоев путем установки рабочей модели в нескольких положениях по длине канала с шагом 135 мм [14].

Установленная вместо одной из секций рабочая модель (рис. 1, б) состоит из двух плавающих элементов (10), подвешенных на однокомпонентных тензометрических весах (11). В передних и задних зазорах плавающих элементов установлены отборники давлений (12) для определения усилия, вызванного перепадом давлений по длине моделей (из-за падения статического давления в канале). Между плавающим и упругим элементами установлены электрические нагреватели (13) с теплоизоляцией (14), обеспечивающие нагрев пластины и рабочей модели до 90 °С.



а



б

Рис. 1 Фотография экспериментального стенда (а) и схема рабочей модели (б)

1 – вентилятор, 2 – рукав, 3 – форкамера, 4 – сопло, 5 – заслонка, 6 – канал, 7 – светозащитный короб тепловизионной камеры, 8 – рама, 9 – ПК, 10 – плавающие элементы; 11 – упругий элемент; 12 – отборники давлений; 13 – нагреватель; 14 – изолятор;

T – температура стенки; V_0, T_0 – скорость и температура потока, $м/с$ и $К$; q – тепловой поток, $Вт/м^2$; α – коэффициент теплоотдачи, $Вт/(м^2 \cdot К)$; δ_0, δ_m – толщины динамического и теплового пограничных слоев, $м$; $F_{comp}, F_{дp}, F_{yэ}$ – сила сопротивления, сила, вызванная перепадом давления и усилие на упругом элементе, $Н$

В процессе проведения исследований коэффициент сопротивления определяется путем непосредственного взвешивания моделей на однокомпонентных тензометрических весах. При этом все необходимые параметры измеряются в одном эксперименте для двух поверхностей, установленных в канале параллельно (одна из которых рельефная, а другая – «эталонная» - гладкая).

Коэффициент теплоотдачи определяется путем регистрации процесса охлаждения поверхности исследуемых моделей. С помощью тепловизионной техники (имеющей высокое пространственное и временное разрешение) регистрируется начальное тепловое состояние поверхностей моделей и, далее с фиксированным временным шагом происходит регистрация теплового поля на поверхности пластины. Далее решается уравнение трехмерной нестационарной теплопроводности [13], и определяется (с учетом температуры ядра потока) осредненное по времени (постоянное) поле коэффициентов теплоотдачи для гладкой и облученной поверхностей.

Особенность такой постановки эксперимента заключается в том, что измерительное оборудование не вносит возмущений в поток и не нарушает целостности материала исследуемых пластин.

Для контроля неравномерности начального температурного поля пластин по их толщине в каждом нагревателе установлены термопары, температура которых соответствует температуре на нижней границе плавающего элемента. Неравномерность температуры поверхности пластины (за исключением границ) не превышает 1°C . Перепад между начальной температурой поверхности модели и температурой ядра потока варьируется в экспериментах от 60 до 65°C , а глубина охлаждения поверхностей (отношение перепада температур между стенкой и потоком в конечный и начальный моменты эксперимента) достигала 0.3 [14].

Таким образом, для нахождения коэффициентов сопротивления и теплоотдачи, при проведении экспериментов определялись следующие характеристики потока: полное давление в форкамере, полное и статическое давления в ядре потока до и после моделей, давления в переднем и заднем зазорах моделей; температура ядра потока до и после моделей, температура подложки моделей; усилия, действующие на упругие элементы тензометрических весов; распределение температур по поверхностям моделей. Температура потока определяется с помощью термопар, установленных на оси симметрии канала. Для уменьшения влияния случайных погрешностей все каналы данных в ходе проведения эксперимента опрашивались с частотой в 1кГц с последующей математической обработкой.

Погрешности определения поля коэффициентов теплоотдачи, а также коэффициента сопротивления в экспериментах не превышала $\pm 5\%$ [13, 15].

Проведение тестовых экспериментов

Перед проведением экспериментальных исследований теплогидравлических характеристик различного вихреобразующего рельефа, были проведены исследования по определению коэффициентов сопротивления и теплоотдачи гладких поверхностей при различных числах Рейнольдса и длинах начального теплоизолированного участка [14].

Получено, что значения коэффициентов трения для всех рассматриваемых чисел Рейнольдса в пределах $\pm 5\%$ доверительного интервала согласуются с известными зависимостями, в частности со степенным законом турбулентного пограничного слоя. При этом для безградиентного обтекания плоской пластины имеем зависимость $C_{f_{теор}} / 2 = 0.0288 / \text{Re}^{0.2}$ (рис. 2) [16].

Что касается тепловых характеристик, то было рассмотрено влияние числа Рейнольдса, определенного по длине нагреваемой стенки, а также влияние начального теплоизолированного участка. Значения коэффициентов теплоотдачи для всех рассматриваемых чисел Рейнольдса в пределах $\pm 5\%$ доверительного интервала согласуются с известными зависимостями, в частности со степенным законом турбулентного теплового пограничного слоя, для которого $\text{St} = 0.0288 / (\text{Re}^{0.2} \text{Pr}^{0.6})$ (рис. 3) [16].

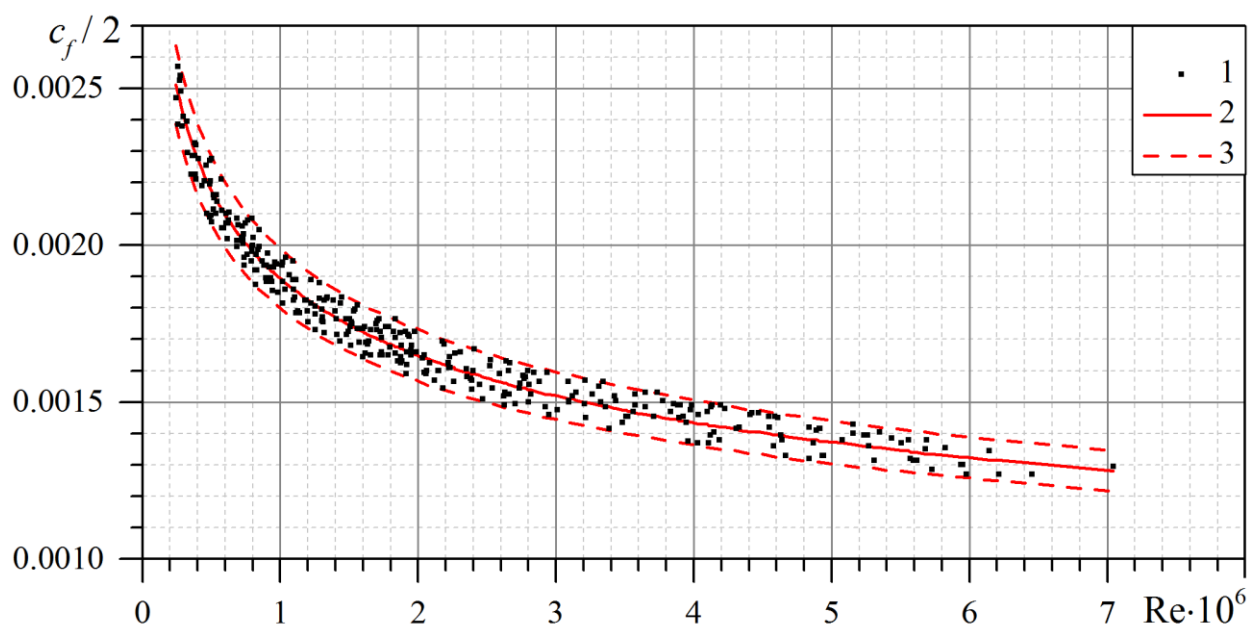


Рис. 2. Сравнение экспериментальных значений коэффициента трения $c_f / 2$ (1) с теоретической зависимостью $c_{f\text{теор}} / 2 = 0.0288 / \text{Re}^{0.2}$ (2), кривые 3 – доверительный интервал $c_{f\text{теор}} \pm 5\%$

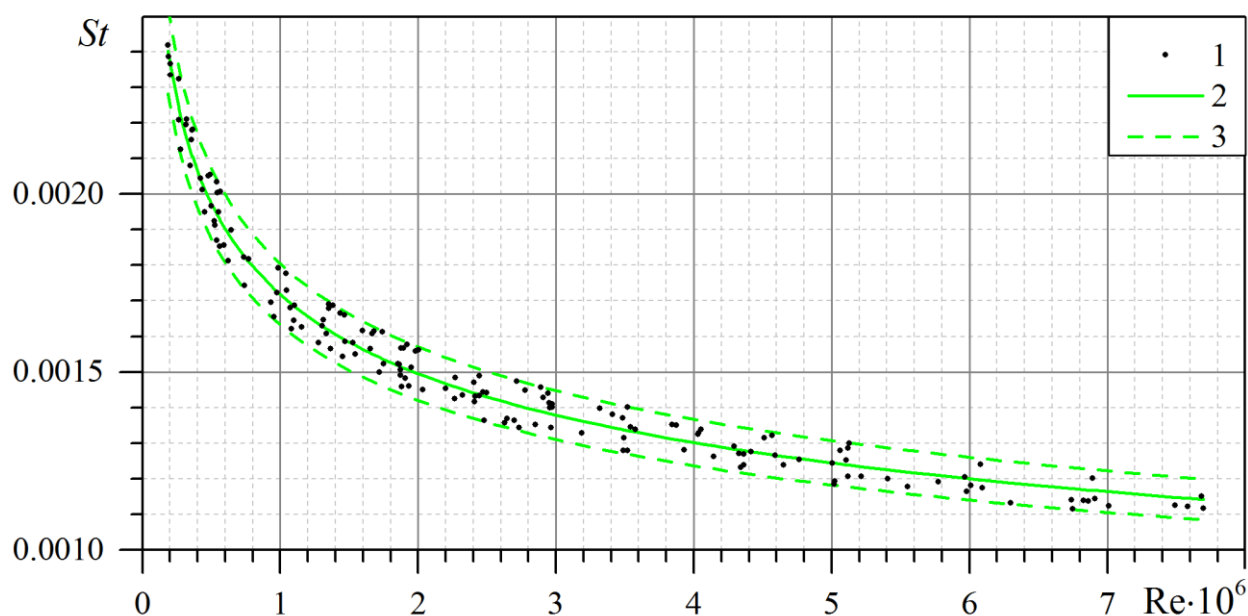


Рис. 3. Сравнение экспериментальных значений коэффициента теплоотдачи St (1) с теоретической зависимостью $St_{\text{теор}} = 0.0288 / (\text{Re}^{0.2} \text{Pr}^{0.6})$ (2) кривые 3 - доверительный интервал $St_{\text{теор}} \pm 5\%$

Рассматриваемая геометрия

В настоящей работе рассматривается влияние продольного t_x и поперечного t_y шага коридорного массива лунок. При этом диаметр сферы для моделей № 1, 3-12 оставался неизменным и равным 15.6 мм, а диаметр пятна лунки $D_{\text{пятна}}$ – 7.5 мм, диаметр сферы для модели № 2 равен 12 мм. Все модели получены путем фрезерования сферического углубления (глубиной 1 мм) на изначально гладкой модели из органического стекла (толщиной 6 мм). Продольный шаг в работе варьировались от 10 мм до 22 мм,

поперечный – от 8 мм до 16 мм (табл. 1). Выбор материала определяется требованиями, определенными в работе [12].

При сравнении экспериментальных результатов, полученных для разных пластин, в качестве основного параметра была принята густота нанесения интенсификаторов, определенная как отношение проекции площади лунки (площадь пятна) к площади одного сектора компоновки (произведения продольного и поперечного шагов лунок)

$$S_{y\partial} = \pi D_{\text{пятна}}^2 / 4 \cdot t_x \cdot t_y.$$

Для рассматриваемых моделей густота нанесения лунок менялась от 0.167 до 0.552. Для гладкой пластины густота принимается равной нулю.

Таблица 1. Характеристики рассматриваемых моделей

№ п/п	t_x , мм	t_y , мм	$S_{y\partial}$	№ п/п	t_x , мм	t_y , мм	$S_{y\partial}$
1	10	12	0.368	7	22	12	0.167
2	12	12	0.196	8	10	8	0.552
3	14	12	0.263	9	10	16	0.276
4	16	12	0.230	10	16	8	0.345
5	18	12	0.204	11	16	10	0.276
6	20	12	0.184	12	16	16	0.173

Определение числа Рейнольдса

После получения экспериментальных значений коэффициента сопротивления определялась зависимость интенсификации трения и коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса, определенного по длине нарастающего пограничного слоя. После этого проводилось осреднение по всем рассматриваемым числам Рейнольдса, то есть осредненное значение коэффициента сопротивления определялось следующим образом:

$$\overline{c_{f0}} = \frac{1}{Re_{\max} - Re_{\min}} \int_{Re_{\min}}^{Re_{\max}} \frac{0.576}{Re^{0.2}} d Re \quad \text{для гладкой пластины и}$$

$$\overline{c_f} = \frac{1}{Re_{\max} - Re_{\min}} \int_{Re_{\min}}^{Re_{\max}} c_f(Re) d Re \quad \text{для исследуемой.}$$

То есть, при сравнении различных поверхностей в качестве значения коэффициента сопротивления принят осредненный по всем экспериментальным значениям чисел Рейнольдса коэффициент сопротивления.

Также в ходе экспериментов регистрировался процесс охлаждения поверхности пластин, и локальное распределение коэффициентов теплоотдачи на гладкой поверхности и поверхности вихребразующего рельефа определялось по темпу охлаждения в каждой рассматриваемой точке с учетом продольной и поперечной теплопроводности. После анализа локального распределения коэффициентов теплоотдачи для рассматриваемой геометрии происходит его осреднение и определение локального значения интенсификации теплоотдачи при фиксированном числе Рейнольдса. После этого проводится осреднение по всем рассматриваемым числам Рейнольдса, то есть

осредненное значение безразмерного коэффициента теплоотдачи определялось следующим образом:

$$\overline{St}_0 = \frac{1}{Re_{\max} - Re_{\min}} \int_{Re_{\min}}^{Re_{\max}} \frac{0.0288}{Re^{0.2}} Pr^{0.6} d Re \text{ для гладкой пластины и}$$

$$\overline{St} = \frac{1}{Re_{\max} - Re_{\min}} \int_{Re_{\min}}^{Re_{\max}} St(Re) d Re \text{ для исследуемой.}$$

При сравнении различных поверхностей в качестве значения коэффициента теплоотдачи принят осредненный по всем экспериментальным значениям чисел Рейнольдса коэффициент теплоотдачи.

Как было указано выше, все числа Рейнольдса определяются по длине соответствующего (динамического или теплового) пограничного слоя.

Локальное распределение коэффициентов теплоотдачи

Для каждой рассматриваемой геометрии определялось двумерное (по поверхности модели) локальное поле коэффициентов теплоотдачи. На рис. 4 в качестве примера представлены результаты исследования для модели № 3 при числе Рейнольдса $Re = 0.74 \cdot 10^6$. Видно, что распределение коэффициентов теплоотдачи симметрично относительно оси лунок и повторяется в каждом из рассматриваемых рядов.

В области за передней кромкой наблюдаются наименьшие значения коэффициента теплоотдачи (ниже, чем для гладкой пластины). Это соответствует зоне рециркуляции, в которой образуется симметричная вихревая пара и, следовательно, практически отсутствует обновление потока в рассматриваемой области.

Ниже по течению коэффициент теплоотдачи значительно увеличивается и достигается уровня гладкой пластины на расстоянии $0.35 \cdot D_{\text{лунки}}$ от входной кромки (за исключением лунок 1-го ряда, на которые набегает невозмущенный поток). Далее, по краям лунки, происходит отрыв потока, что значительно увеличивает локальные значения коэффициента теплоотдачи. Эти явления проявляются практически в равной мере для всех рассматриваемых компоновок лунок (при одинаковых величинах пограничных слоев и размерах лунок).

Рассмотрим распределение величины интенсификации вдоль пластины. На рисунке 5 представлены зависимости отношений коэффициентов теплоотдачи для облученной поверхности к коэффициенту теплоотдачи гладкой пластины St/St_0 при равном числе Рейнольдса. Кривая 1 соответствует распределению коэффициентов теплоотдачи вдоль оси лунки. Минимум интенсификации теплоотдачи (и, соответственно, коэффициента теплоотдачи) соответствует зоне обратных токов в передней части лунки. В этой области коэффициент теплоотдачи незначительно меньше, чем при обтекании гладкой стенки (минимальное отношение $St/St_0 \approx 1.0$). Наибольшие значения интенсификации теплообмена соответствуют зоне отрыва (непосредственно за задней кромкой лунки) и присоединения потока. Интенсификация теплообмена в этой области достигает 70% ($St/St_0 \approx 1.7$).

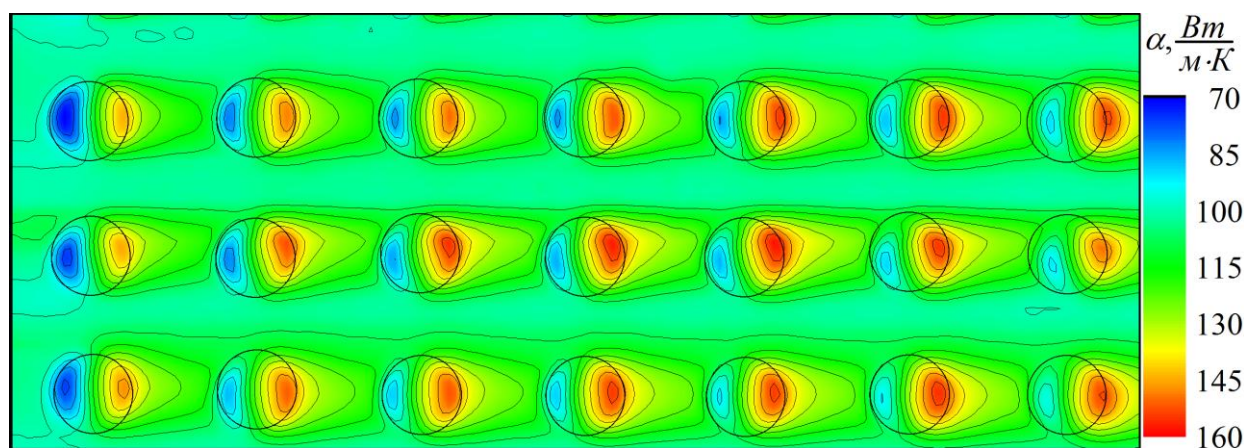


Рис. 4. Поле коэффициентов теплоотдачи на модели № 3 при $Re = 0.74 \cdot 10^6$ (направление течения слева направо)

При осреднении безразмерного коэффициента теплоотдачи по ширине одного ряда лунок (линия 2 рис. 5) видно, что, несмотря на незначительные размеры зоны обратных токов в передней части лунки, эта область существенным образом влияет на величину среднего значения интенсификации теплообмена (минимальное отношение $St/St_0 \approx 1.15$). Также на рис. 4 видно, что область значительной интенсификации теплообмена имеет ограниченные поперечные размеры, и, следовательно, осредненное значение интенсификации теплообмена будет несколько меньше (максимальное отношение $St/St_0 \approx 1.4$).

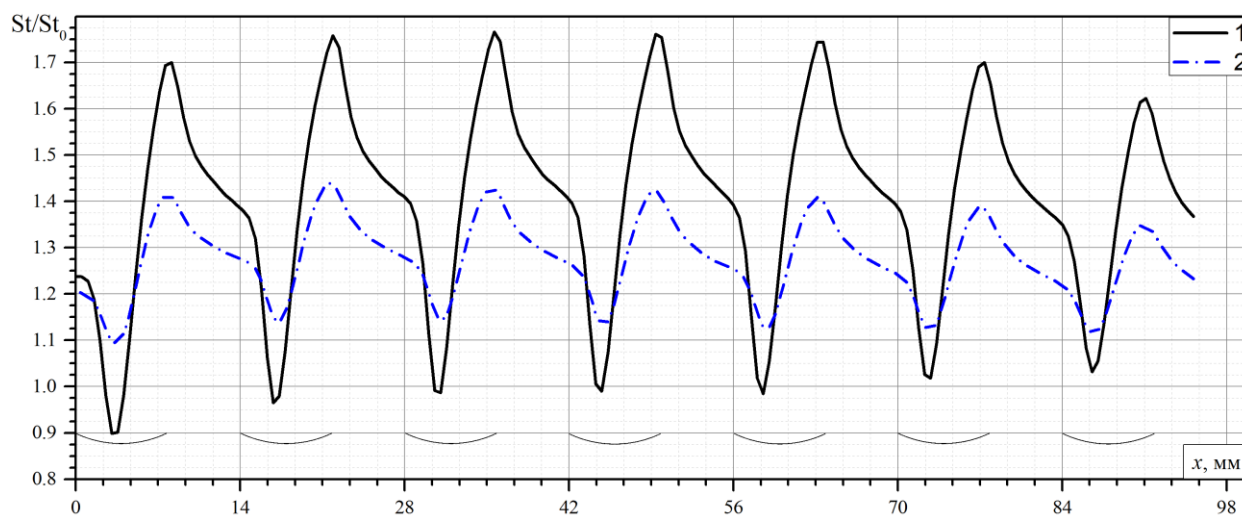


Рис. 5. Интенсификация теплообмена при $Re = 0.74 \cdot 10^6$: 1 – на оси лунки, 2 – осредненная по одному ряду лунок (направление течения слева направо)

Указанные выше особенности течения сохраняются для всех рассмотренных моделей, однако продольные и поперечные размеры области рециркуляционного течения и отрывной зоны, расположенной за задней кромкой в значительной мере зависят от взаимного расположения соседних лунок. На рис. 6 и 7 представлены влияния продольного и поперечного шагов массива лунок на величину этой области, которая в

значительной мере определяет общую интенсификацию теплообмена на рассматриваемой поверхности.

Известно, что коридорная компоновка (в сравнении с шахматным расположением лунок) характеризуется большими поперечными и продольными расстояниями между соседними лунками, что значительным образом сказывается на взаимодействии соседних интенсификаторов. Из рис. 6 и 7 видно, что при уменьшении продольного и поперечного шагов и, следовательно, увеличении густоты массива интенсификаторов, происходит незначительное увеличение зоны отрыва и присоединения потока. В тоже время, на величину зоны рециркуляции в значительной мере сказывается величина поперечного шага – при его уменьшении происходит поджатие потока и величина зоны обратных токов начинает уменьшаться, а сама зона приближаться к передней кромке лунки. При этом значительно снижаются продольные размеры этой области. Это, с одной стороны увеличивает осредненный по поверхности лунки коэффициент теплоотдачи, но, с другой стороны – увеличивает сопротивление.

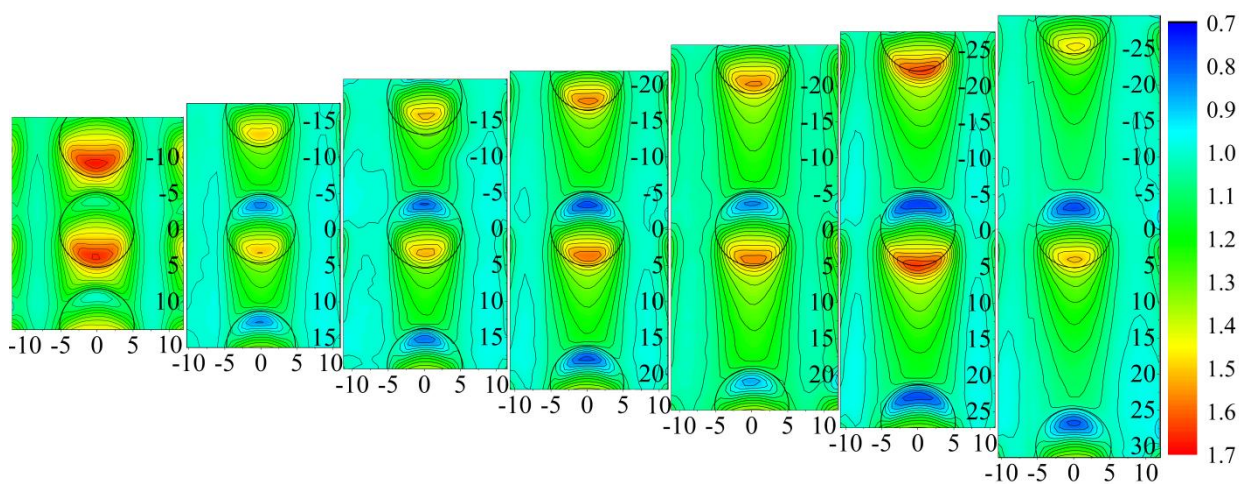


Рис. 6. Влияние продольного шага лунок на интенсификацию теплообмена St/St_0 при $Re = 1.9 \cdot 10^6$

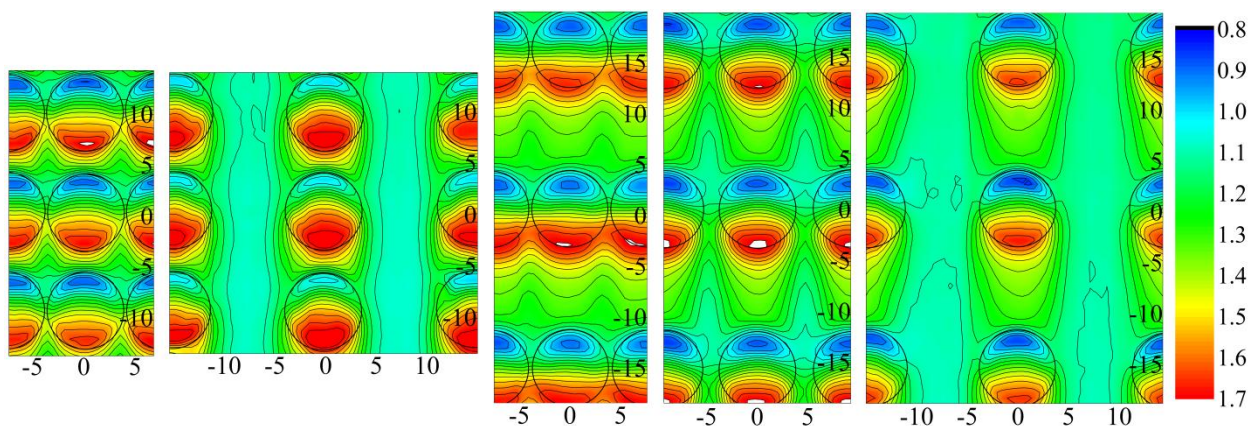


Рис. 7. Влияние поперечного шага лунок на интенсификацию теплообмена St/St_0 при $Re = 1.9 \cdot 10^6$

Зависимость коэффициента теплоотдачи от числа Рейнольдса

После получения распределений значений коэффициентов теплоотдачи проводится их осреднение по поверхности теплообмена с учетом дополнительного прироста площади за счет криволинейной поверхности лунки. При анализе представленных на рис. 8 и 9 зависимостей коэффициента теплоотдачи видно, что увеличение коэффициента теплоотдачи происходит в основном за счет увеличения количества интенсификаторов, при этом локальные распределения коэффициентов теплоотдачи меняются незначительно. Полученные осредненные значения коэффициентов теплоотдачи также соответствуют указанным выше предположениям о влиянии взаимного расположения лунок на локальные значения коэффициентов теплоотдачи (рис 6, 7).

Для модели максимально рассмотренной густотой лунок (№ 8) интенсификация теплообмена падает от 1.37 при $Re = 0.2 \cdot 10^6$ до 1.2 при $Re = 6.8 \cdot 10^6$. При этом максимальная интенсификация теплообмена (при минимальном числе Рейнольдса) также уменьшается при уменьшении густоты лунок от 1.37 до 1.055 при уменьшении густоты от 0.522 до 0.167. Минимальная интенсификация (при максимальном числе Рейнольдса) для рассматриваемых моделей падает от 1.2 до 1.05.

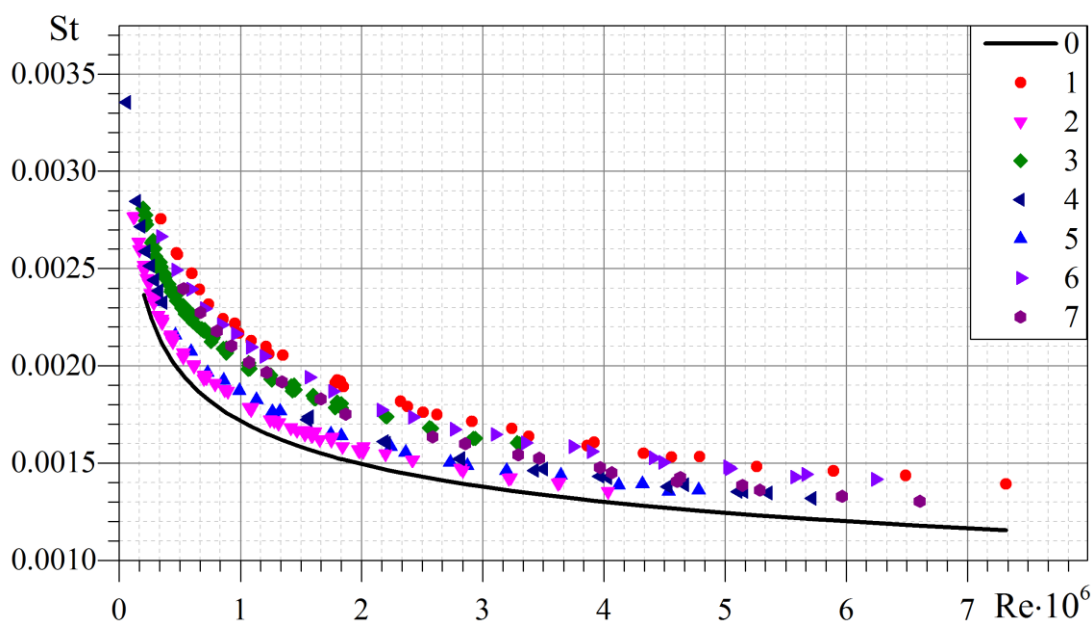


Рис. 8. Зависимость коэффициентов теплоотдачи St от числа Рейнольдса для гладкой пластины (0) и для моделей 1-7

Зависимость коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса

При проведении экспериментальных исследований локальный коэффициент сопротивления определялся для пластины длиной 125 мм при соответствующем числе Рейнольдса. В ходе проведения исследований были получены зависимости коэффициентов сопротивления от числа Рейнольдса для всех рассматриваемых поверхностей.

На рис. 10, 11 видно, что коэффициент сопротивления для всех рассматриваемых моделей превышает коэффициент сопротивления трения для гладкой пластины, а интенсификация сопротивления для моделей с меньшей густотой падает с увеличением числа Рейнольдса. При этом зависимости коэффициента трения для пластин с большой густотой интенсификаторов носят иной характер (модели № 8-12). При достижении некоторого значения числа Рейнольдса достигается автомодельный режим и коэффициент сопротивления, при дальнейшем увеличении числа Рейнольдса, остается постоянным. Отсюда можно заключить, что при увеличении густоты нанесения интенсификаторов, исследуемая модель по своим теплогидравлическим свойствам будет приближаться к моделям с дискретной (например, песчаной) шероховатостью [16].

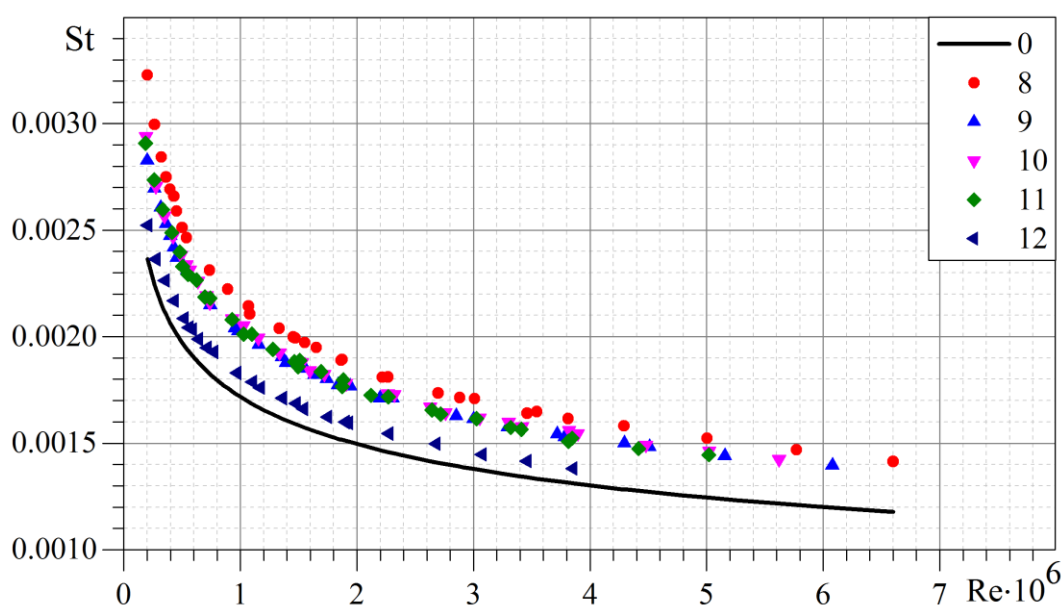


Рис. 9. Зависимость коэффициентов теплоотдачи St от числа Рейнольдса для гладкой пластины (0) и для моделей 8-12

Для модели с наибольшей густотой нанесения лунок (№ 8) интенсификация сопротивления увеличивается от 1.95 при $Re = 0.2 \cdot 10^6$ до 2.36 при $Re = 6.2 \cdot 10^6$. При этом интенсификация сопротивления при минимальном числе Рейнольдса также уменьшается при уменьшении густоты лунок от 1.95 до 1.07 при уменьшении густоты от 0.522 до 0.167. Интенсификация сопротивления при максимально полученном числе Рейнольдса для рассматриваемых моделей падает от 2.36 до 1.177.

Визуализация течения

На рис. 12, 13, 14 показаны траектории движения частиц на поверхности, визуализированные с использованием маслосажевого метода. Течение во всех моделях имеет сходный характер – в первой части лунки образуется вихревая застойная зона, в которой нет обновления потока. Эта область соотносится с минимумом значений

интенсификации теплообмена. Во второй части лунки (на задней кромке) происходит отрыв потока и его присоединение за лункой.

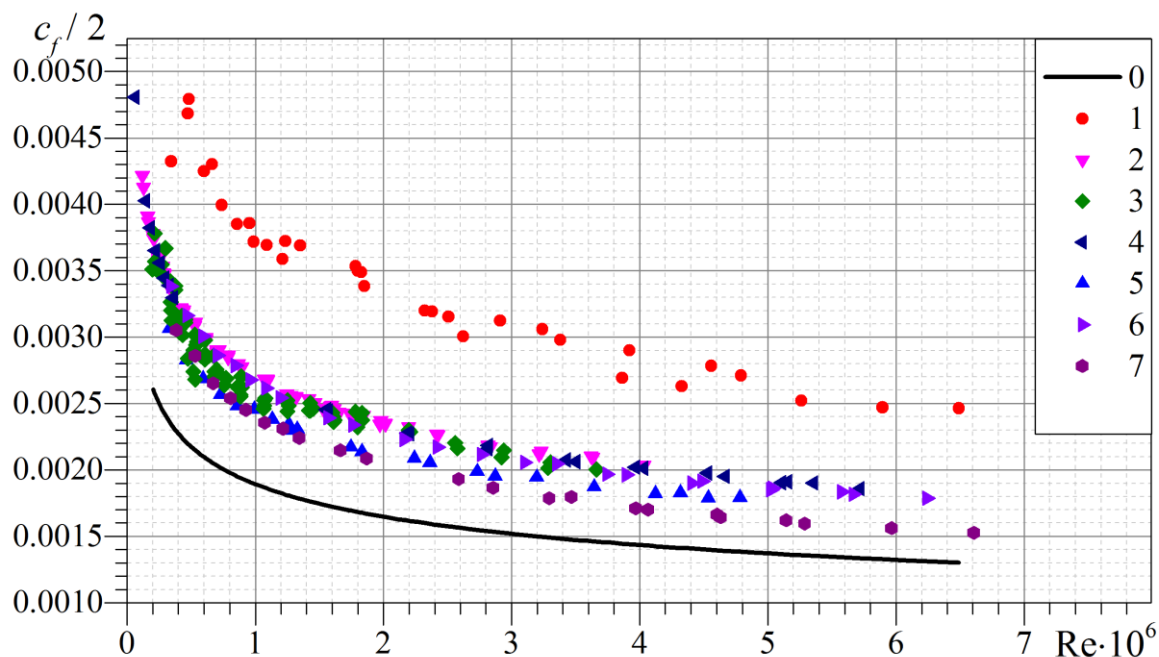


Рис. 10. Зависимость коэффициентов сопротивления $c_f/2$ от числа Рейнольдса для гладкой пластины (0) и для моделей 1-7

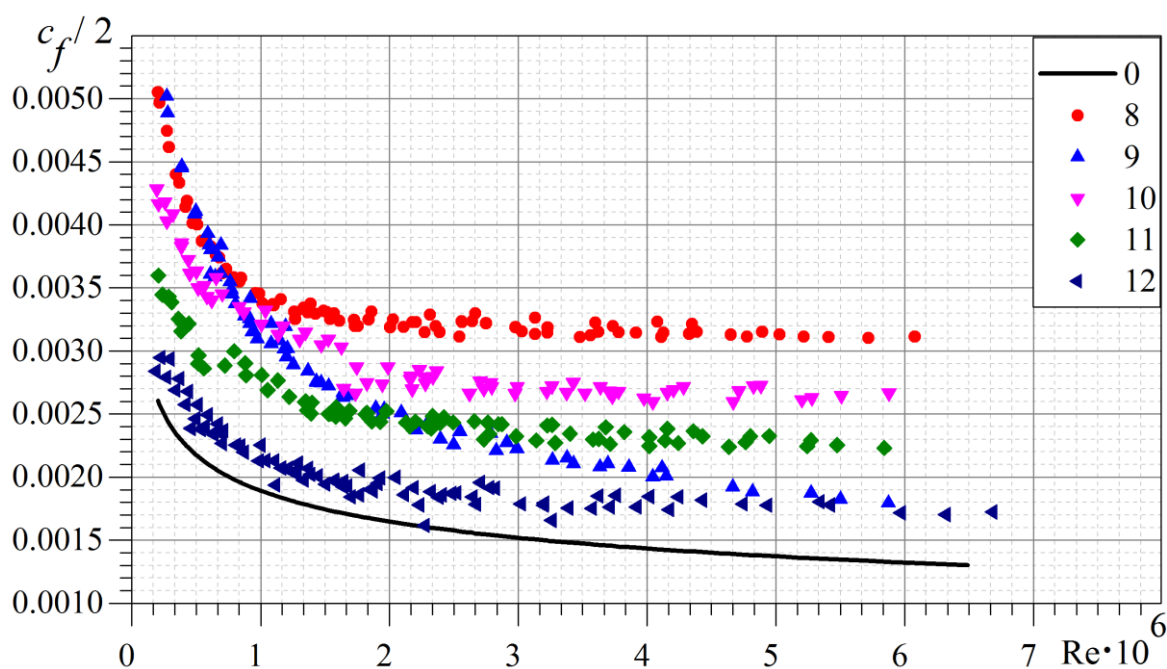


Рис. 11. Зависимость коэффициентов сопротивления $c_f/2$ от числа Рейнольдса для гладкой пластины (0) и для моделей 8-12

При этом стоит отметить зависимость формы и размера застойной зоны в передней части лунки от продольных и поперечных размеров массива лунок. При уменьшении поперечного шага происходит «поджатие» потока, которое приводит к деформации и

уменьшению размера этой вихревой области, что, в свою очередь приводит к увеличению коэффициента сопротивления. Уменьшение продольного шага приводит к деформации как области рециркуляции, так и области отрыва потока, что соответствующим образом сказывается на процессах интенсификации теплообмена и трения.

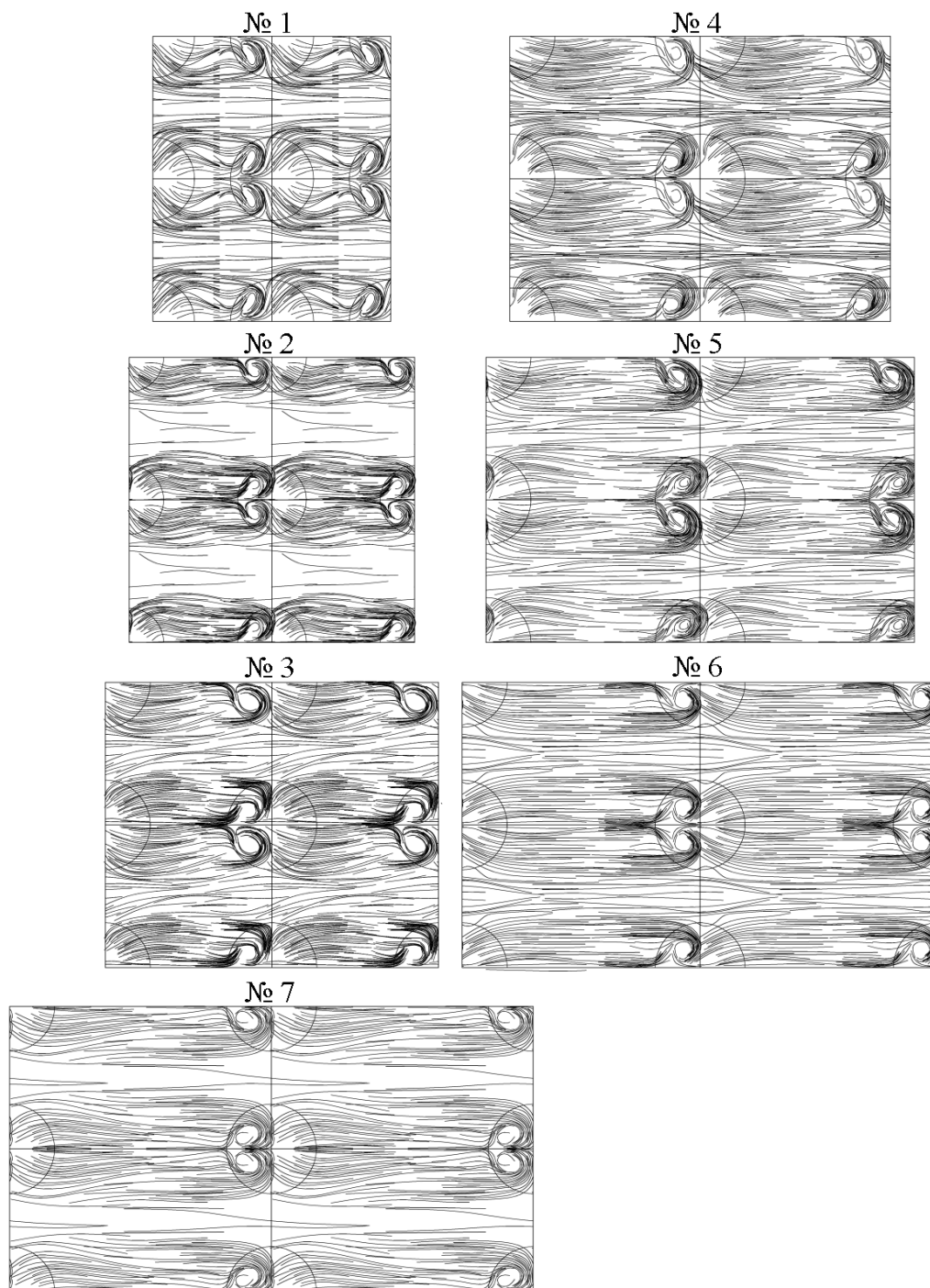


Рис. 12. Визуализация течения маслосажевым методом траекторий частиц на поверхности модели. Влияние продольного шага. Направление потока – слева направо, $Re = 1.9 \cdot 10^6$

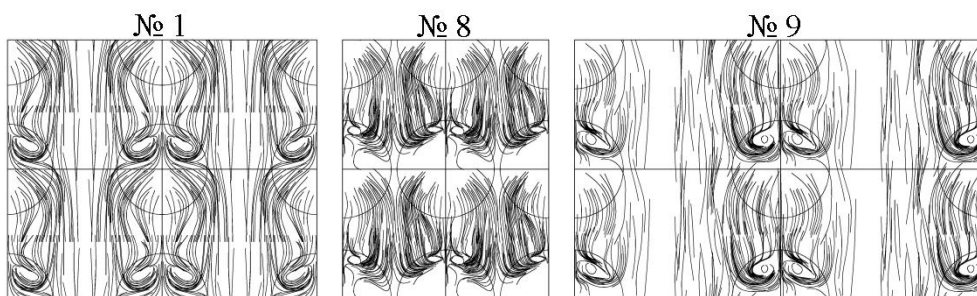


Рис. 13. Визуализация течения маслосажевым методом, траекторий частиц на поверхности модели. Влияние поперечного шага для модели № 1. Направление потока – сверху вниз, $Re = 1.9 \cdot 10^6$

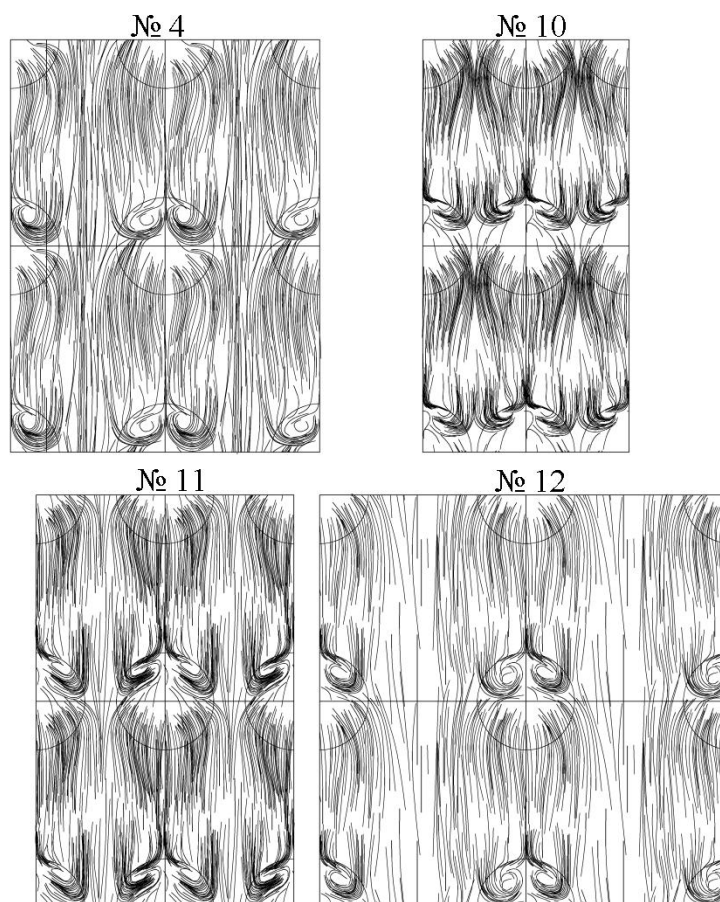


Рис. 14. Визуализация течения маслосажевым методом, траектории частиц на поверхности модели. Влияние поперечного шага для модели № 4. Направление потока – сверху вниз, $Re = 1.9 \cdot 10^6$

Теплогидравлическая эффективность

Теплогидравлическую эффективность рассматриваемой поверхности можно характеризовать отношением прироста теплообмена к приросту сопротивления. При этом в качестве исходных значений используют коэффициенты трения и теплообмена для гладкой пластины. При этом большинство исследователей (см., например, [17]) используют один из следующих критериев:

- отношение $(St/St_0)/(c_f/c_{f0})$, или фактор аналогии Рейнольдса (FAR); (1)

- отношение $(St/St_0)/(c_f/c_{f0})^{1/2}$; (2)

- отношение $(St/St_0)/(c_f/c_{f0})^{1/3}$. (3)

Условия проведения экспериментальных исследований с достаточной степенью точности соотносятся с безградиентным обтеканием пластины (экспериментальные точки, полученные для коэффициента трения и теплоотдачи гладкой пластины для всех рассматриваемых чисел Рейнольдса) в пределах $\pm 5\%$ согласуются с зависимостями, для степенного закона турбулентного пограничного слоя. В связи с этим, в качестве критерия теплогидравлической эффективности принято отношение $(St/St_0) / (c_f / c_{f0})$ - фактор аналогии Рейнольдса.

Как было указано выше, после определения зависимости коэффициентов трения и теплообмена определялись осредненные (по всем полученным в эксперименте числам Рейнольдса) значения коэффициентов трения и теплоотдачи. Полученные значения использовались при определении теплогидравлической эффективности рассматриваемой модели. В качестве независимого варьируемого параметра рассматривается густота нанесения интенсификаторов на изначально гладкую поверхность.

На рис. 15 представлены зависимости интенсификации теплоотдачи (St/St_0) , трения (c_f/c_{f0}) , а на рис. 16 – зависимости различных критериев теплогидравлической эффективности от плотности нанесения лунок для коридорной компоновки. Из рисунка видно, что при увеличении количества лунок интенсифицируются процессы трения и теплообмена, однако увеличение трения происходит значительно интенсивнее при сравнительно малом приросте теплоотдачи. При этом их отношение (фактор аналогии Рейнольдса) будет снижаться при увеличении плотности нанесения лунок.

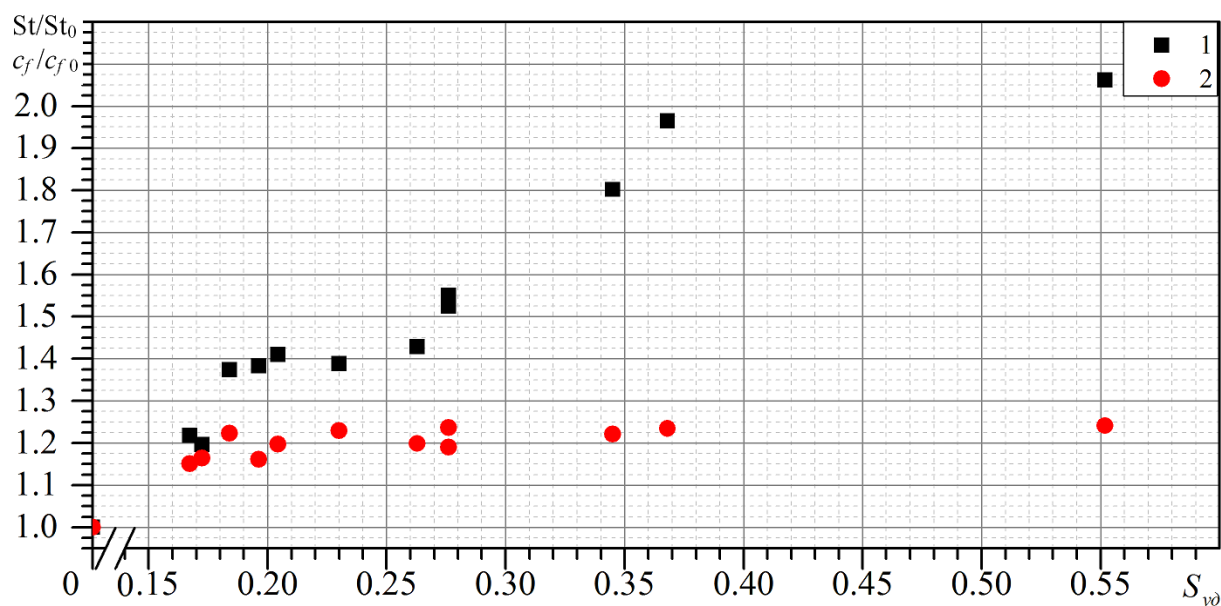


Рис. 15. Влияние плотности лунок на интенсификацию сопротивления c_f/c_{f0} (1), теплоотдачи St/St_0 (2)

При уменьшении количества лунок увеличение коэффициентов сопротивления и теплоотдачи падают и асимптотически стремятся к коэффициентам сопротивления и трения гладкой поверхности таким образом, что величина $FAR \rightarrow 1$ при $S_{y0} \rightarrow 0$.

Используя полученные данные для интенсификации трения и теплоотдачи, искомая величина теплогидравлической интенсивности увеличивается от $FAR=0.60$ при $S_{y0}=0.552$ до значения $FAR=0.94$ при $S_{y0}=0.167$ при соответствующем падении коэффициентов сопротивления и теплоотдачи.

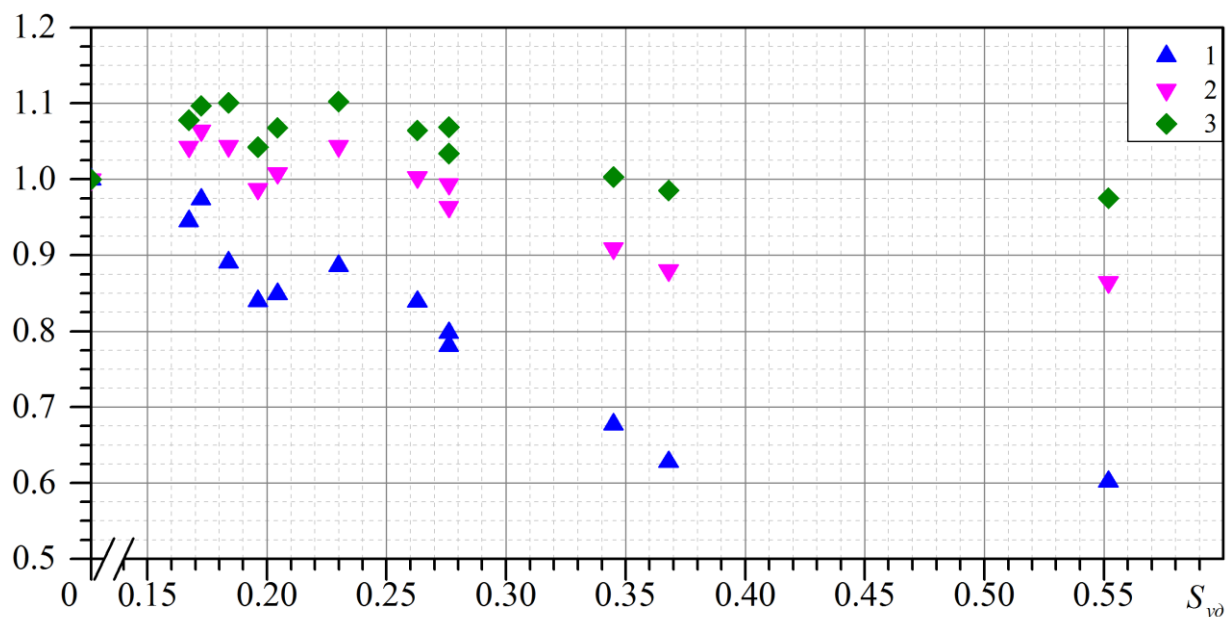


Рис. 16. Влияние плотности лунок на фактор аналогии Рейнольдса (1) $((St/St_0)/(c_f/c_{f0}))$, выражения $(St/St_0)/(c_f/c_{f0})^{1/2}$ (2), а также выражения $(St/St_0)/(c_f/c_{f0})^{1/3}$ (3)

Заключение и выводы

В данной работе рассмотрено экспериментальное исследование влияния густоты нанесения вихревых интенсификаторов теплообмена, а именно продольного и поперечного шага коридорного массива лунок на процессы интенсификации теплообмена и сопротивления. Проведены одновременные исследования коэффициентов теплоотдачи и сопротивления для 12 различных моделей поверхностей с коридорной компоновкой интенсификаторов в широком диапазоне чисел Рейнольдса (определенных по длине пограничного слоя).

Проведена визуализация обтекания регулярного рельефа и получена картина течения в указанных массивах лунок. Получено соответствие картин течения и поля коэффициентов теплоотдачи. А также коэффициентов сопротивления.

Показано, что для рассмотренных моделей с коридорной компоновкой лунок интенсификация сопротивления достигает максимального значения $c_f/c_{f0} = 2.36$ для $S_{y0} = 0.552$ при $Re = 6.2 \cdot 10^6$ (1.95 при $Re = 0.2 \cdot 10^6$), и падает до значения $c_f/c_{f0} = 1.17$ для $S_{y0} =$

0.167 при $Re = 6.2 \cdot 10^6$ (1.07 при $Re = 0.2 \cdot 10^6$), что соответствует максимальной и минимальной густоте нанесения интенсификаторов.

В свою очередь, интенсификация теплообмена достигает максимального значения $St/St_0 = 1.36$ для $S_{y0} = 0.552$ при $Re = 0.2 \cdot 10^6$ (1.2 при $Re = 6.8 \cdot 10^6$), и падает до значения $St/St_0 = 1.055$ для $S_{y0} = 0.167$ при $Re = 0.2 \cdot 10^6$ (1.05 при $Re = 6.8 \cdot 10^6$), что соответствует максимальной и минимальной густоте нанесения интенсификаторов.

При рассмотрении зависимости интенсификации трения, теплообмена, а также фактора аналогии Рейнольдса для большинства моделей стоит отметить на нелинейную зависимость этих характеристик. Интенсификация трения сначала падает (до некоторого числа Рейнольдса) и, далее, начинает увеличиваться, стремясь к величине интенсификации трения при автомодельном обтекании. При этом интенсификация коэффициента теплоотдачи падает (медленнее интенсификации сопротивления) с увеличением числа Рейнольдса.

Полученные данные свидетельствуют о малой теплогидравлической эффективности указанных поверхностей, а также указывают на необходимость проведения дальнейших экспериментальных исследований влияния как параметров массива сферических лунок, так и формы и геометрии самих лунок.

Работа выполнена при поддержке грантов РФФИ № 15-08-08428, НШ – 5650.2014.8 и СП-1169.2015.1.

Список литературы

1. Федоров И.Г., Щукин В.К., Мухачев Г.А., Идиатуллин Н.С. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление щелевых каналов со сферическими выштамповками // Известия вузов. Авиационная техника. 1961. № 4. С. 120-127.
2. Presser K.H. Empirical equations for the calculation of heat and mass transfer for a special case of separated flow // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1972. Vol. 15, iss. 12. P. 2447-2471.
3. Кесарев В.С., Козлов А.П. Структура течения и теплообмен при обтекании полусферического углубления турбулизированным потоком воздуха // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 1993. № 1. С. 106-115.
4. Afanasyev V.N., Chudnovsky Ya.P., Leontiev A.I., Roganov P.S. Turbulent flow friction and heat transfer characteristics for spherical cavities on a flat plate // Experimental Thermal and Fluid Science. 1993. Vol. 7, no. 1. P. 1-8.
5. 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 // Journal of Turbomachinery. 2000. Vol. 123, no. 1. P. 115-123. DOI: [10.1115/1.1333694](https://doi.org/10.1115/1.1333694)
6. Ligrani P.M., Burgess N.K., Won S.Y. Nusselt numbers and flow structure on and above a shallow dimpled surface within a channel including effects of inlet turbulence intensity level // Journal of Turbomachinery. 2004. Vol. 127, no. 2. P. 321-330. DOI: [10.1115/1.1861913](https://doi.org/10.1115/1.1861913)

7. Burgess N.K., Oliveira M.M., Ligrani P.M. Nusselt Number Behavior on Deep Dimpled Surfaces Within a Channel // *Journal of Heat Transfer*. 2003. Vol. 125, no. 1. P. 11-18. DOI: [10.1115/1.1527904](https://doi.org/10.1115/1.1527904)
8. Leontiev A.I., Vinogradov Yu.A., Bednov S.M., Golikov A.N., Yermolaev I.K., Dilevskaya E.V., Strongin M.M. Effect of vortex flows at surface with hollow-type relief on heat transfer coefficients and equilibrium temperature in supersonic flow // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2002. Vol. 26, iss. 5. P. 487-497.
9. Бурцев С.А., Васильев В.К., Виноградов Ю.А., Киселёв Н.А., Титов А.А. Экспериментальное исследование характеристик поверхностей, покрытых регулярным рельефом // *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн.* 2013. № 1. С. 263-290. DOI: [10.7463/0113.0532996](https://doi.org/10.7463/0113.0532996)
10. Бурцев С.А., Киселёв Н.А., Леонтьев А.И. Особенности исследования теплогидравлических характеристик рельефных поверхностей // *Теплофизика высоких температур*. 2014. Т. 52, № 6. С. 895-898.
11. Isaev S.A., Kornev N.V., Hassel E., Leontiev A.I. Influence of the Reynolds number and the spherical dimple depth on turbulent heat transfer and hydraulic loss in a narrow channel // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010. Vol. 53, iss. 1-3. P. 178–197. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.042](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.042)
12. Xie G., Liu J., Ligrani P.M., Zhang W. Numerical analysis of flow structure and heat transfer characteristics in square channels with different internal-protruded dimple geometrics // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013. Vol. 67. P. 81–97. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.094](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.094)
13. Киселёв Н.А. Отработка методики определяли коэффициентов теплоотдачи и восстановления температуры на основе тепловой картины на поверхности пластин, обтекаемых потоком сжимаемого газа // *Тепловые процессы в технике*. 2013. № 7. С. 303-312.
14. Киселёв Н.А. Экспериментальное исследование влияния длины начального теплоизолированного участка на фактор аналогии Рейнольдса // *Шестая Российская национальная конференция по теплообмену: тез. В 3 т. Т. 3. М.: МЭИ, 2014. С. 249-250.*
15. Moffat R.J. Describing the uncertainties in experimental results // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 1998. Vol. 1, iss. 1. P. 3-17. DOI: [10.1016/0894-1777\(88\)90043-X](https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X)
16. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергоатомиздат, 1985. 320 с.
17. Ligrani P.M. Heat Transfer Augmentation Technologies for Internal Cooling of Turbine Components of Gas Turbine Engines // *International Journal of Rotating Machinery*. 2013. Vol. 2013. Art. no. 275653. DOI: [10.1155/2013/275653](https://doi.org/10.1155/2013/275653)

Experimental Study of Thermo-hydraulic Characteristics of Surfaces with In-line Dimple Arrangement

S.A. Burtsev^{1,*}, Yu.A. Vinogradov²,
N.A. Kiselev^{1,2}, M.M. Strongin²

* serg7573@pochta.ru

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

²Institute of Mechanics of the Lomonosov Moscow State University,
Moscow, Russia

Keywords: intensification of heat transfer, the number of Stanton, dimples spherical, coefficient of resistance, factor analogy Reynolds, vortex intensification, vortex generating relief

The paper presents a conducted experimental study of the heat exchange intensification on the surfaces covered with a regular vortex-generating relief that is an in-line array of the shallow hemispherical dimples. Using 12 configuration options with the Reynolds numbers in the range of $(0.2-7.0) \times 10^6$ as an example, it analyses how a longitudinal and cross step of the in-line dimple array (density dimples) effects on the processes of heat exchange intensification and resistance.

The monocomponent strain-gauge balance allows us to define a value of the resistance coefficient by direct weighing of models (located in parallel in a flow of "relief" and smooth "reference" ones being under study). Distribution fields of heat – transfer factor are determined by recording a cooling process of the surface of studied models having high spatial and temporary resolution. All researches were conducted with one-shot data record of these thermal and hydraulic measurements for the smooth (reference) surfaces and the studied surfaces covered with a regular vortex-generating relief (dimples). The error of determined parameters was no more than $\pm 5\%$.

The oil-sooty method allows us to visualize flow around a regular relief and obtain a flow pattern for 12 options of dimples configuration. The analysis has been carried out and a compliance of the flow patterns with the field of heat-transfer factors has been obtained.

It has been found that for the in-line configuration a Reynolds analogy factor for most models is nonlinearly dependent on the Reynolds number. The friction intensification, at first, falls (to some Reynolds number) and, further, starts increasing, tending to the friction intensification value with self-similarity flow around. Thus with increasing Reynolds number, the heat-transfer factor intensification falls (more slowly than resistance intensification).

References

1. Fedorov I.G., Shchukin V.K., Mukhachev G.A., Idiatullin N.S. Heat transfer and hydraulic resistance of slotted channels with spherical punch. *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika*, 1961, no. 4, pp. 120-127. (in Russian).
2. Presser K.H. Empirical equations for the calculation of heat and mass transfer for a special case of separated flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1972, vol. 15, iss. 12, pp. 2447-2471.
3. Kesarev V.S., Kozlov A.P. Flow structure and heat transfer in flow past a hemispherical recesses with the use of turbulized air flow. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie = Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering*, 1993, no. 1, pp. 106-115. (in Russian).
4. Afanasyev V.N., Chudnovsky Ya.P., Leontiev A.I., Roganov P.S. Turbulent flow friction and heat transfer characteristics for spherical cavities on a flat plate. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1993, vol. 7, no. 1, pp. 1-8.
5. 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. *Journal of Turbomachinery*, 2000, vol. 123, no. 1, pp. 115-123. DOI: [10.1115/1.1333694](https://doi.org/10.1115/1.1333694)
6. Ligrani P.M., Burgess N.K., Won S.Y. Nusselt numbers and flow structure on and above a shallow dimpled surface within a channel including effects of inlet turbulence intensity level. *Journal of Turbomachinery*, 2004, vol. 127, no. 2, pp. 321-330. DOI: [10.1115/1.1861913](https://doi.org/10.1115/1.1861913)
7. Burgess N.K., Oliveira M.M., Ligrani P.M. Nusselt Number Behavior on Deep Dimpled Surfaces Within a Channel. *Journal of Heat Transfer*, 2003, vol. 125, no. 1, pp. 11-18. DOI: [10.1115/1.1527904](https://doi.org/10.1115/1.1527904)
8. Leontiev A.I., Vinogradov Yu.A., Bednov S.M., Golikov A.N., Yermolaev I.K., Dilevskaya E.V., Strongin M.M. Effect of vortex flows at surface with hollow-type relief on heat transfer coefficients and equilibrium temperature in supersonic flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002, vol. 26, iss. 5, pp. 487-497.
9. Burtsev S.A., Vasil'ev V.K., Vinogradov Yu.A., Kiselev N.A., Titov A.A. Experimental study of parameters of surfaces coated with regular relief. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2013, no. 1, pp. 263-290. DOI: [10.7463/0113.0532996](https://doi.org/10.7463/0113.0532996) (in Russian).
10. Burtsev S.A., Kiselev N.A., Leontiev A.I. Peculiarities of studying thermohydraulic characteristics of relief surfaces. *Teplofizika Vysokikh Temperatur*, 2014, vol. 52, no. 6, pp. 895-898. (English version of journal: *High Temperature*, 2014, vol. 52, iss. 6, pp. 869-872.).
11. Isaev S.A., Kornev N.V., Hassel E., Leontiev A.I. Influence of the Reynolds number and the spherical dimple depth on turbulent heat transfer and hydraulic loss in a narrow channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, vol. 53, iss. 1-3, pp. 178-197. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.042](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.042)

12. Xie G., Liu J., Ligrani P.M., Zhang W. Numerical analysis of flow structure and heat transfer characteristics in square channels with different internal-protruded dimple geometries. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, vol. 67, pp. 81–97. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.094](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.094)
13. Kiselev N.A. Development of a Method for Determination of Heat Transfer Coefficient and Temperature Recovery Factor Based on Thermal Picture of a Plate Surface Streamlined by Compressed Gas Flow. *Teplovye protsessy v tekhnike = Thermal Processes in Engineering*, 2013, no. 7, pp. 303-312. (in Russian).
14. Kiselev N.A. Experimental study of the effect of length of initial thermally insulated area on Reynolds analogy factor. *Shestaya Rossiiskaya natsional'naya konferentsiya po teploobmenu: tez. V 3 t. T. 3* [Abstracts of the Sixth Russian National Conference on Heat Transfer. In 3 vols. Vol. 3]. Moscow, MPEI Publ., 2014, pp. 249-250. (in Russian).
15. Moffat R.J. Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1998, vol. 1, iss. 1, pp. 3-17. DOI: [10.1016/0894-1777\(88\)90043-X](https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X)
16. Kutateladze S.S., Leont'ev A.I. *Teplomassoobmen i trenie v turbulentnom pograničnom sloe* [Heat-mass-exchange and friction in turbulent boundary layer]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1985. 320 p. (in Russian).
17. Ligrani P.M. Heat Transfer Augmentation Technologies for Internal Cooling of Turbine Components of Gas Turbine Engines. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013, vol. 2013. Art. no. 275653. DOI: [10.1155/2013/275653](https://doi.org/10.1155/2013/275653)