

УДК 532.5+536.24

## **Теплоотдача и гидравлическое сопротивление плоского канала с дискретной шероховатостью стенки в виде наклонных траншейных лунок\***

**И.А. Давлетшин<sup>1</sup>, Н.С. Душин<sup>1</sup>, О.А. Душина<sup>1</sup>, Н.И. Михеев<sup>1</sup>,  
Р.Р. Шакиров<sup>1</sup>, С.А. Исаев<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Институт энергетики и перспективных технологий  
ФИЦ «Казанский научный центр РАН», Казань*

<sup>2</sup>*Санкт-Петербургский государственный морской  
технический университет, Санкт-Петербург*

E-mail: davlet60@mail.ru

Выполнены экспериментальные исследования теплоотдачи и гидравлических потерь в канале, одна стенка которого представляла собой поверхность с траншейными лунками. Рабочая поверхность имела четыре ряда лунок, поочередно расположенных под углами  $45^\circ$  и  $-45^\circ$  к оси канала. На ламинарном режиме теплоотдача и потери давления оказались близкими к соответствующим параметрам гладкого канала. На турбулентном режиме получена 1,5-кратная интенсификация теплоотдачи по отношению к теплоотдаче в гладком канале. Получена зависимость прироста потерь давления от числа Рейнольдса, качественно согласующаяся с зависимостью для каналов с песочной шероховатостью.

**Ключевые слова:** лунки, интенсификация теплообмена, гидравлическое сопротивление.

В настоящее время широкое распространение получили теплообменные поверхности с луночными интенсификаторами теплоотдачи. Среди них технологически наиболее простыми являются сферические углубления [1, 2]. В работе [3] был проведен обзор исследований обтекания единичной лунки; рассмотрены особенности структуры течения, условия отрыва и присоединения потока вблизи кромок лунки; зависимость интенсификации теплообмена и гидравлического сопротивления от структуры потока. Сейчас спектр рассматриваемых геометрий лунок является существенно более широким: траншейные [4, 5], эллиптические [6], каплевидные лунки [7], решетчатые ямочные вихрегенераторы [8] и другие формы различной сложности. В обзорной работе [9] рассмотрены

---

\* Работа выполнена при поддержке госзадания ФИЦ «Казанский научный центр РАН» (исследование теплоотдачи) и по контракту с Санкт-Петербургским государственным морским техническим университетом в рамках программы стратегического академического лидерства «Приоритет–2030» (исследование гидравлического сопротивления).

механизмы интенсификации переноса теплоты и импульса на поверхностях с лунками различной формы, а также возможности их практического применения. Считается, что обтекание лунок в общем случае сопровождается образованием вихревых структур, отрывом и присоединением потока. Такая картина течения приводит к некоторому снижению теплоотдачи за передней кромкой лунки (в области отрыва потока) и заметной интенсификации в области задней кромки (присоединения потока), что дает интегральный прирост теплоотдачи [3, 4]. Трехмерная структура течения, труднодоступность областей измерения (для полевых оптических методов) осложняют проведение точных измерений параметров потока в лунках [5]. В этой ситуации структура потока, распределения параметров на стенке большей частью исследуются численными методами. Соответственно, получение экспериментальных данных для таких сложных течений является особо ценным.

В настоящей работе стенд для проведения экспериментов с использованием сложных рельефных поверхностей представлял собой канал прямоугольного сечения  $180 \times 10$  мм и длиной 2 м (рис. 1). Также проводились исследования с установленной продольной тонкой перегородкой на рабочем участке канала. В этом варианте рабочий участок длиной  $L = 455$  мм представлял собой два симметричных параллельных канала сечениями  $90 \times 10$  мм. Таким образом, в канале в 2 раза сокращалось число рядов лунок.

Расход воздуха создавался компрессором и дозировался при помощи критических сопел с пределом относительной неопределенности не более 0,25 %. Верхняя стенка рабочего участка канала имела круглое окно 3, изготовленное из оптически прозрачного в инфракрасном диапазоне материала — селенида цинка. Через окно проводились измерения температуры поверхности стенки с лунками при помощи стационарного тепловизора 2 VarioCAM HD head. Стенка 4 представляла собой алюминиевую плиту длиной 455 мм, шириной 180 мм и толщиной 10 мм, на которой предварительно фрезеровкой была нанесена исследуемая геометрия поверхности — траншейные лунки. В ходе экспериментов плита нагревалась при помощи печатной платы 5, подключенной к источнику постоянного тока. Внешняя часть платы была теплоизолирована 6.

На рис. 2 представлена форма исследованной поверхности, состоящей из четырех продольных рядов траншейных лунок. Ширина лунок составляла 10 мм, длина цилиндрической части — 35 мм, радиусы цилиндрической части и сферических концов —

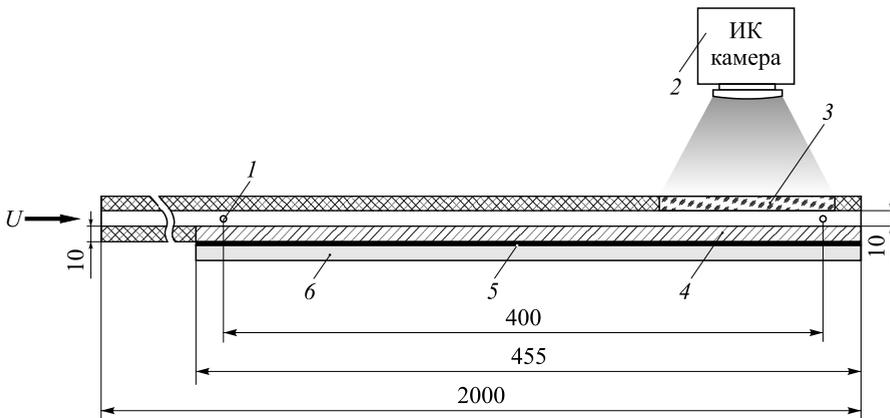


Рис. 1. Рабочий канал.

- 1 — штуцер отбора давления, 2 — инфракрасная камера,  
3 — окно прозрачное в инфракрасном диапазоне, 4 — алюминиевая плита с лунками,  
5 — нагревательный элемент, 6 — теплоизоляция; размеры приведены в мм.

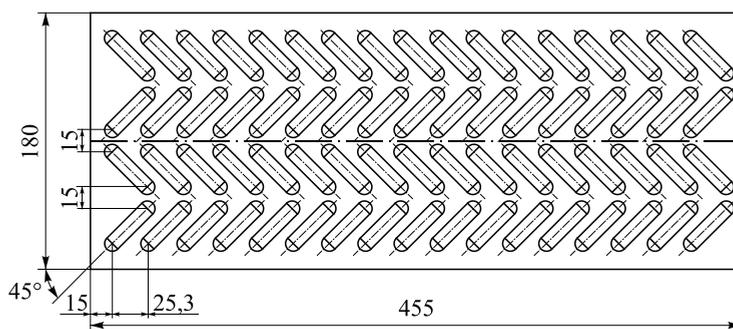


Рис. 2. Стенка с лунками.  
Размеры в мм.

по 5 мм, глубина лунок — 2,7 мм. Лунки имели угол наклона к оси канала  $45^\circ$  и  $-45^\circ$ . Продольный шаг расположения лунок составлял 25,3 мм, что соответствовало шагу по нормали 17,9 мм. Наличие лунок привело к увеличению площади теплоотдачи на 6 %. Стенка была покрыта тонким слоем краски со степенью черноты, близкой к единице. Длинный начальный участок канала обеспечивал развитый профиль скоростей перед исследуемой областью.

Для измерений гидравлических потерь в канале на боковой стенке рассматриваемого участка были установлены штуцеры для отбора давления измерителями ПРОМА ИДМ и МЕТРАН. Они располагались за первыми по потоку лунками (на расстоянии 40 мм от начала участка) и на уровне последних (за 15 мм до конца участка), т.е. в сечениях с установившейся (возмущенной лунками) структурой течения. Таким образом, длина измерительного участка составила  $l = 400$  мм. Неопределенность результата измерения перепада давления не превышала 1 % от измеряемой величины.

Использование в экспериментах алюминиевой плиты (теплопроводность  $\lambda_{Al} = 240$  Вт/(м·К), плотность  $\rho_{Al} = 2700$  кг/м<sup>3</sup>, удельная теплоемкость  $c_{Al} = 912$  Дж/(кг·К)) позволяло применять метод регулярного режима ( $Bi < 0,01$ ) для определения среднего значения коэффициента теплоотдачи. Утечкой тепла через боковые стенки и изолированную наружную поверхность в расчетах пренебрегали в силу их малости. В экспериментах стенка вначале нагревалась до  $T_0 \sim 50$  °С, а затем остывала до температуры набегающего потока  $T_f \sim 20$  °С. Изменение температуры стенки регистрировалось тепловизионной камерой с частотой 1 Гц в течение  $\tau = 500$  с.

По результатам измерений были получены значения коэффициента теплоотдачи на теплообменной стенке. За площадь поверхности теплообмена принималось расчетное значение с учетом поверхности лунок. Перед основной серией экспериментов были проведены тестовые опыты на гладкой стенке, по результатам которых было получено хорошее согласование (рис. 3) с известными критериальными соотношениями для теплоотдачи в канале при ламинарном и турбулентном режимах течения теплоносителя:

$$Nu_0 = 1,86Re^{1/3}Pr^{1/3}(d/L)^{1/3} [10], \quad Nu_0 = 0,021Re^{0,8}Pr^{0,43}.$$

Здесь и далее числа подобия определялись с использованием среднерасходной скорости  $U$  потока и гидравлического диаметра  $d$  гладкого канала:  $Re = Ud/\nu$ ,  $Nu = \alpha d/\lambda$ , где  $d = 18,9$  (18) мм для двух вариантов проточных частей,  $\nu$  — кинематическая вязкость,  $\lambda$  — теплопроводность,  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи.

На рис. 3 также представлены экспериментальные данные по теплоотдаче на стенке с лунками. Эксперименты были проведены в широком диапазоне чисел Рейнольдса

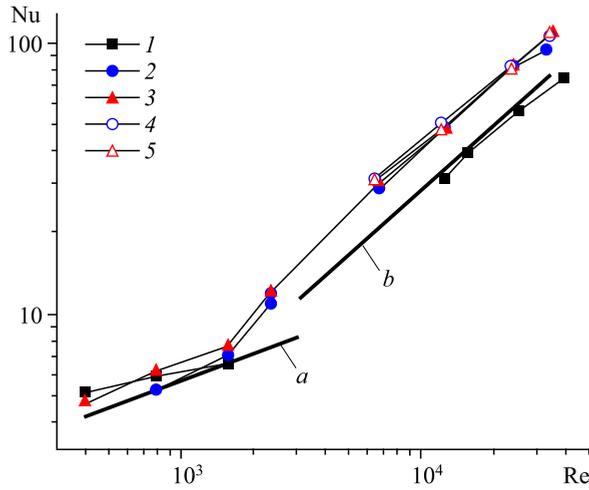


Рис. 3. Коэффициент теплоотдачи:  
 $Nu_0 = 1,86Re^{1/3}Pr^{1/3}(d/L)^{1/3}$  (a),  $Nu_0 = 0,021Re^{0,8}Pr^{0,43}$  (b).

1 — гладкая стенка;  
 2 — стенка с 4 рядами лунок: 2 — поток справа налево;  
 3 — поток слева направо, стенка с 2 рядами лунок;  
 4 — поток справа налево, 5 — поток слева направо.

и при различных направлениях потока относительно геометрии лунок. Изменение направления обтекания лунок достигалось перестановкой плиты с лунками в рабочем участке — поворотом на  $180^\circ$ . Указанные на рис. 3 и 4 направления потока привязаны к положению стенки, показанному на рис. 2. Внимание к различным направлениям потока было связано с тем, что обтекание лунок способно приводить к особенностям трехмерной структуры потока, связанным с ориентацией лунок [4, 5]. Соответственно, это может влиять и на интегральные характеристики потока — теплообмен и гидравлические потери.

В качестве еще одного фактора, влияющего на структуру потока, рассматривалось количество рядов лунок на стенке. При этом вариант с перегородкой позволял иметь на стенках каналов только по два ряда лунок с определенной геометрией — углом вперед или углом назад.

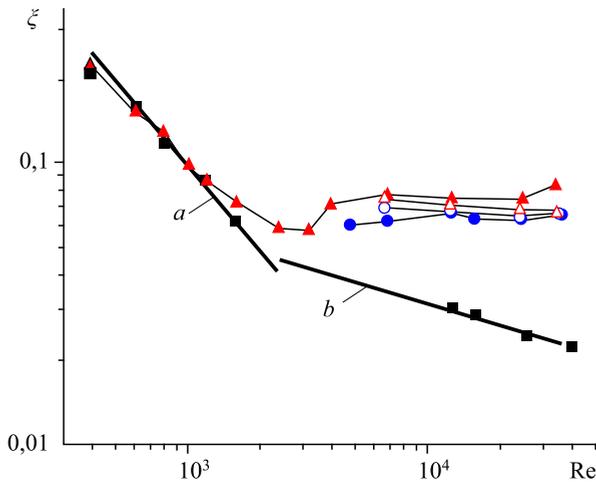


Рис. 4. Коэффициент гидравлических потерь:  
 $\xi_0 = 64/Re$  (a),  $\xi_0 = 0,3164/Re^{0,25}$  (b).

Обозначения см. на рис. 3.

Как видно на рис. 3, при ламинарном режиме течения теплоносителя теплоотдача стенки с лунками оказалась близкой к теплоотдаче в канале с гладкими стенками. При турбулентном режиме течения получена интенсификация теплоотдачи в среднем в 1,5 раза по отношению к гладкому каналу. Этот уровень интенсификации оказался одинаковым для обоих направлений потока и вариантов по количеству рядов лунок. Следует отметить, что в работе [4] на основе численных расчетов была получена двухкратная интенсификация теплоотдачи для стенки с сопоставимым шагом расположения лунок. Однако в этой работе рассматривался лишь один ряд траншейных лунок с геометрией, несколько отличной (по соотношению сторон лунок, их глубин) от исследованных в настоящей работе.

По измерениям перепада давления на рабочем участке были получены значения коэффициента гидравлических потерь в канале:

$$\xi = 2\Delta Pd / (l\rho U^2),$$

где  $\Delta P$  — потери давления на измерительном участке длиной  $l$ ,  $d$  — гидравлический диаметр,  $\rho$  — плотность воздуха при атмосферных условиях. Режимные параметры потоков рабочей среды были аналогичными параметрам тепловых экспериментов.

По результатам предварительных опытов в канале с гладкими стенками получено хорошее согласование (рис. 4) с известными критериальными соотношениями для ламинарного и турбулентного режимов течения:

$$\xi_0 = 64/Re, \quad \xi_0 = 0,3164/Re^{0,25}.$$

Как видно на рис. 4, распределения коэффициента сопротивления при наличии лунок на стенке качественно согласуются с известными распределениями для труб с шероховатой стенкой [11]. Напомним, что в отличие от [11] в наших опытах шероховатость была дискретной и нанесена только на одну из широких стенок канала (остальные стенки были гладкими).

Коэффициент трения в ламинарном режиме оказался практически таким же, как и для гладкого канала. С ростом числа Рейнольдса ( $Re > 10^4$ ) при турбулентном течении воздуха наблюдался выход на режим с постоянным коэффициентом гидравлического сопротивления  $\xi$ . Как и для теплоотдачи, влияние направления потока и количества рядов лунок на гидравлическое сопротивление оказалось тоже сравнительно небольшим, тем не менее заметным и превышающим диапазон неопределенности результатов измерений. Гидравлическое сопротивление при движении воздуха слева направо (см. рис. 2) при турбулентном течении в канале систематически выше (до 15%), чем при потоке в обратном направлении. В целом прирост сопротивления в турбулентном режиме в исследованном диапазоне чисел Рейнольдса равен  $\xi/\xi_0 = 1,5 - 3,2$ . В частности, для режима  $Re = 10^4$  прирост составил  $\xi/\xi_0 = 2,3$ . Для близкой геометрии лунок в работе [4] соответствующий прирост был на уровне  $\xi/\xi_0 \sim 1,8$ .

### Список литературы

1. Terekhov V.I., Kalinina S.V., Mshvidobadze Y.M. Heat transfer coefficient and aerodynamic resistance on a surface with a single dimple // J. Enhanced Heat Transfer. 1997. Vol. 4, No. 2. P. 131–145.
2. Кикадзе Г.И., Гаччиладзе И.А., Алексеев В.В. Самоорганизация смерчеобразных струй в потоках вязких сплошных сред и интенсификация тепломассообмена, сопровождающая это явление. М.: Изд-во МЭИ, 2005. Т. 205. 84 с.

3. **Терехов В.И., Калинин С.В.** Структура течения и теплообмен при обтекании единичной сферической каверны. Состояние вопроса и проблемы (обзор) // Теплофизика и аэромеханика. 2002. Т. 9, № 4. С. 497–520.
4. **Isaev S.A., Gritkevich M.S., Leontiev A.I., Milman O.O., Nikushchenko D.V.** NT vortex enhancement of heat transfer and flow in the narrow channel with a dense packing of inclined one-row oval-trench dimples // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2019. Vol. 145. P. 118737-1–118737-7.
5. **Терехов В.И., Терехов В.В., Чохар И.А., Ян Лун Н.** Экспериментальное исследование структуры течения в одиночной траншейной лунке // Теплофизика и аэромеханика. 2022. Т. 29, № 6. С. 935–947.
6. **Katkhaw N., Vorayos N., Kiatsiroat T., Khunatorn Y., Bunturat D., Nuntaphan A.** Heat transfer behavior of flat plate having 45 ellipsoidal dimpled surfaces // Case Studies in Therm. Enging. 2014. Vol. 2. P. 67–74.
7. **Rao Y., Li B., Feng Y.** Heat transfer of turbulent flow over surfaces with spherical dimples and teardrop dimples // Exp. Thermal and Fluid Sci. 2015. Vol. 61. P. 201–209.
8. **Rao Y., Zang S.** Flow and heat transfer characteristics in latticework cooling channels with dimple vortex generators // J. Turbomachinery. 2014. Vol. 136. Iss. 2. P. 021017-1–021017-10.
9. **Rashidi S., Hormozi F., Sundén B., Mahian O.** Energy saving in thermal energy systems using dimpled surface technology — a review on mechanisms and applications // Appl. Energy. 2019. Vol. 250. P. 1491–1547.
10. **Уонг Х.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. М.: Атомиздат, 1979. 212 с.
11. **Nikuradse J.** Stromungsgesetze in rauhen Rohren // Vdi-forschungsheft. 1933. Vol. 361. P. 1–60.

*Статья поступила в редакцию 15 мая 2023 г.,  
после доработки — 8 июня 2023 г.,  
принята к публикации 16 июня 2023 г.*