

УДК 621.9

А. А. Миронов¹, И. А. Попов¹, А. Н. Скрыпник¹, Г. С. Маршалова²¹Казанский национальный исследовательский технический университет имени А. Н. Туполева – КАИ (Российская Федерация)²Белорусский государственный технологический университет**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОТЛОВ
ДЛЯ СЖИГАНИЯ ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ**

На сегодняшний день основное направление исследований в области повышения конвективного теплообмена со стороны дымовых газов в газотрубных котлах – это поиск оптимальных форм интенсификаторов. Предложены новые теплопередающие поверхности, позволяющие интенсифицировать теплообмен в газовых трактах твердотопливных напольных котлов для сжигания древесных отходов. Интенсификация реализуется за счет нанесения на теплопередающие поверхности периодических углублений овально-дуговой и овально-траншейной формы. Исследования коэффициентов сопротивления при турбулентном режиме течения в каналах со стенкой, покрытой многорядными системами овально-траншейных и овально-дуговых выемок, показали, что коэффициенты гидравлического сопротивления канала с односторонним расположением системы из трех рядов по потоку овально-дуговых выемок в 2,25 раза выше, чем в гладкостенном канале, но на 10–13% ниже, чем у канала с подобным расположением системы овально-траншейных выемок тех же относительных размеров и практически на том же уровне, что и у сферических выемок при той же площади пятна одиночной выемки. Выявленные эффекты интенсификации теплоотдачи и повышения гидросопротивления позволили выявить, что максимальный фактор аналогии Рейнольдса наблюдается в каналах с системами овально-дуговых выемок и составляет при турбулентном режиме течения $\varepsilon = 1,11$, для каналов с овально-траншейными и сферическими выемками при рассматриваемых условиях значения данного фактора составили 0,972 и 0,68 соответственно.

Ключевые слова: интенсификация теплообмена, численное моделирование, теплоотдача, гидравлическое сопротивление, овально-дуговые углубления.

A. A. Mironov¹, I. A. Popov¹, A. N. Skrypnik¹, G. S. Marshchalova²¹Kazan National Research Technical University
named after A.N. Tupolev – KAI (Russian Federation)²Belarusian State Technological University**IMPROVEMENT OF POWER EFFICIENCY OF WOOD-BURNING STOVES**

To date, the main focus area of research in the field of increasing convective heat transfer on the flue gases side in gas tube boilers is the determination of turbulent promoters optimal shape. New heat transfer surfaces have been proposed to increase heat transfer in the gas paths of solid fuel floor boilers for burning wood waste. A heat transfer augmentation is attained by the application of periodical dimples of an oval-arc and oval-trench shape to the heat-transferring surfaces. The comparison of the drag coefficient measurements for the turbulent flow in channels with surfaces with multi-row systems of oval-trench and oval-arc dimples has been carried out. It is shown that the drag coefficients for flow over the surfaces with a one-sided arrangement of a three-row system of oval-arc dimples are 2.25 times higher than for the flow in a smooth-surface channel. However, for the flow over the surfaces with the system of oval-arc dimples the drag coefficient values decreases by 10-13% in comparison to the flow over the surface with the system of oval-trench dimples of those relative sizes, and almost at the same level as for the flow over surfaces with the system of hemispherical dimples (for the same spot area of a single dimple). The revealed heat transfer augmentation effects and rise of the hydraulic resistance indicated that the maximum value of a Reynolds analogy factor is observed for the flow over the surfaces with the system of oval-arc dimples $\varepsilon = 1.11$ for turbulent flow regime. The corresponding values for the flow over the surfaces with the systems of oval-trench and spherical dimples under the considered conditions were found to be $\varepsilon = 0.972$ and $\varepsilon = 0.68$, respectively.

Key words: heat transfer augmentation, numerical simulations, convective heat transfer, friction factor, oval-arched trenches.

Введение. С ростом потребности в продукции деревообрабатывающей промышленности и, соответственно, увеличением количества от-

ходов ведения лесного хозяйства, использование в качестве топлива получаемых в процессах лесопиления и деревообработки древесных

отходов (горбылей, опилок, щепы, стружки, коры) приобретает актуальное значение по ряду причин: для удешевления себестоимости теплоносителей, для решения проблем деревообрабатывающих производств и для обеспечения автономности их энергообеспечения [1]. Основным направлением утилизации древесных отходов является прямое их сжигание с получением теплоносителя в виде горячей воды или пара.

При распиловке $100\,000\text{ м}^3$ пиловочного сырья и собственной переработке $20\,000\text{ м}^3$ пиломатериалов количество древесных отходов (с учетом коры) составит около $40\,000\text{ м}^3$; потери на распыл и усушку – около 7000 м^3 [2]. На сушку 1 м^3 пиломатериала необходимо примерно $0,4\text{ м}^3$ древесных отходов (в плотном виде учета). Следовательно, получаемые древесные отходы достаточны как для сушки потребных объемов пиломатериалов, так и при необходимости для отопления производственных помещений. На предприятиях возможно накопление древесного топлива, особенно в неоптоительный период.

Ряд отечественных и иностранных фирм уже давно предлагают напольные котлы малой мощности, использующие древесные отходы в качестве топлива [3]. Для удобства использования разнородных древесных отходов их перерабатывают в древесные пеллеты, что унифицирует конструкцию и режимы работы котлов. Появились и отечественные производители энергетических установок, в которых в качестве топлива используются отходы деревообрабатывающего производства (опилки, обрезки, щепы) или древесные пеллеты, а теплоносителем является горячая вода. Большинство котельных установок на древесном топливе – это современные энергетические установки, имеющие высокий КПД (от 80 до 85%).

В газотрубных котлах для повышения теплоотдачи со стороны дымовых газов, а также эффективности котла в целом устанавливают скрученные ленты, гофрированные ленты-интенсификаторы, дискретно-шероховатые трубы [4]. Однако в твердотопливных котлах с плоскими трубами для протекания теплоносителя стенки обычно гладкие, что обеспечивает незначительные коэффициенты теплоотдачи со стороны дымовых газов.

На плоских поверхностях весьма перспективно использование поверхностных интенсификаторов-вихрегенераторов в виде углублений различной формы и расположения. На сегодняшний день основное направление исследований в области повышения конвективного теплообмена – это поиск оптимальных форм интенсификаторов. Работы по обеспечению со-

поставимого, а, желательного, и опережающего прироста теплоотдачи по сравнению с гидравлическими потерями, вызывают огромный интерес у производителей и потребителей теплообменного оборудования и ставят новые задачи перед исследователями [5–7].

В последние годы огромные успехи достигнуты за счет использования современных вычислительных технологий. Использование численных методов исследования резко повысило эффективность работ, так как снизило затраты, связанные с постановкой теплофизических экспериментов.

Необходимо выделить серию работ, проводимых доктором физико-математических наук, профессором Исаевым С. А. [8–11]. В последнее десятилетие под его научным руководством проведены исследования симметричных и асимметричных сферических, овальных, цилиндрических, удлиненных и прочих выемок. Использование численного эксперимента позволило детально оценить влияние различных режимных (начальная турбулентность, теплофизические свойства вещества, градиент давления, режим и скорость обтекания) и конструктивных (глубина, диаметр лунок, их удлинение, угол натекания потока и т. д.) параметров и выявить оптимальные с точки зрения теплогидравлической эффективности формы. Однако для дальнейшего проведения работ требуется верификация численных алгоритмов и полученных результатов.

В литературе [8] представлены результаты численного исследования характеристик теплообменной поверхности с овальными углублениями. Для повышения эффективности были исследованы теплообменные поверхности с углублениями, полученными протяжкой сферической выемки по дуге окружности [12]. В ходе анализа теплогидравлических характеристик данных типов генераторов вихрей было установлено, что недостатком исследованных теплообменных поверхностей являются низкая тепловая и теплогидравлическая эффективность и высокие потери энергии потока на трение.

Задача, на решение которой направлено представленное исследование, – повышение теплогидравлической эффективности теплообменных каналов.

В работах [8–11] показано, что удлинение выемок приводит к усилению рециркуляционных течений в лунке и повышению на ее дне локальных коэффициентов теплоотдачи и, как следствие, увеличению осредненного по поверхности с рельефом из выемок коэффициента теплоотдачи. В связи с этим рекомендуется на практике выполнять углубления овально-траншейной и овально-дуговой формы.

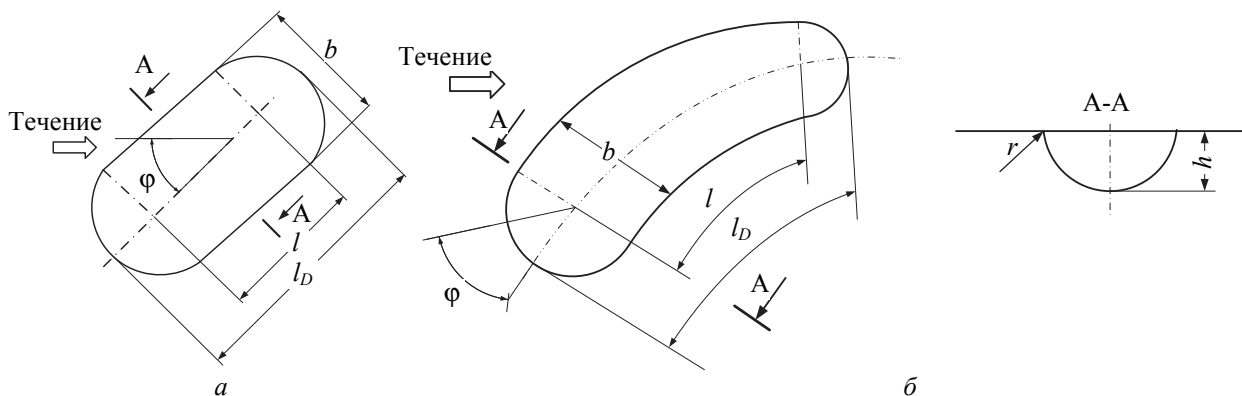


Рис. 1. Схема овально-траншейной (а) и овально-дуговой (б) выемки:
 l – длина цилиндрической части углубления, мм; l_k – длина углубления, мм; h – глубина, мм;
 b – ширина углубления, мм; r – радиус скругления кромок углубления, мм;
 ϕ – угол натекания потока на углубление, град

Форма углубления формируется из двух половинок сферической выемки диаметром b , соединенных цилиндрическим сегментом длиной l таким образом, чтобы реализовывалось условие: в первом случае – касательная к данному сегменту составляет угол $\phi = 45^\circ$ по отношению к направлению потока; во втором случае – касательная к данному сегменту составляет угол $\phi = 45^\circ$ по отношению к направлению потока в начале углубления и угол 0° в конце углубления (рис. 1).

Выемка должна иметь относительно большое удлинение ($l/b = 4,70-5,78$ или $l_k/b = 5,57-6,78$) и относительную глубину $h/b = 0,34-0,37$.

Основная часть Экспериментальный стенд, представленный на рис. 2, выполнен в виде воздушной магистрали, которая подключена к трем компрессорам производительностью 2400 л/мин, 1400 л/мин и 800 л/мин. Выбор компрессора осуществляется электромагнитным двухпозиционными клапанами пилотного действия 4, 5, 6, которые управляются с помощью щитка управления клапанов 21. Рабочее тело проходит через фильтрационный модуль для очистки сжатого воздуха 7 и осушитель 8. Экспериментальный стенд имеет несколько режимов работы как напрямую от компрессоров 1, 2, 3, так и с попеременным включением и накачкой ресиверов 10, 12, режим работы регулируется с помощью вентилей 9. Массовый расход рабочего тела регулируется как с помощью шарового крана с электроприводом 14, так и с помощью шарового крана с электроприводом для перепуска и тем самым более тонкой подачи рабочего тела на рабочий участок. Управление рабочими элементами 14, 15, 17, 18 осуществляется с помощью контроллера 20. Измерение массового расхода осуществляется ультразвуковым расходомером. Экспериментальный стенд оснащен подогревателем возду-

ха 17 и нагревателем поверхности с интенсификаторами в рабочем участке. Рабочая поверхность в участке нагревалась за счет подложки, выполненной в виде змеевикового проволочного нагревателя. Рабочий участок устанавливается в конце воздушной магистрали.

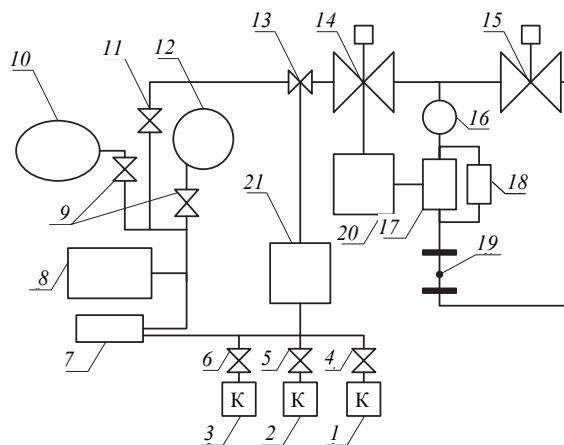


Рис. 2. Схема экспериментального стенда:
 1 – компрессор (производительность 2400 л/мин);
 2 – компрессор (1400 л/мин); 3 – компрессор (880 л/мин); 4, 5, 6, 13 – клапан электромагнитный двухпозиционный пилотного действия;
 7 – фильтрационный модуль для очистки сжатого воздуха; 8 – осушитель; 9, 11 – вентили;
 10, 12 – ресиверы; 14 – шаровой кран с электроприводом; 15 – шаровой кран с электроприводом для перепуска;
 16 – ультразвуковой расходомер-счетчик газа; 17 – нагреватель; 18 – источник энергии для нагревателя; 19 – рабочий участок;
 20 – контроллер; 21 – щиток для управления клапанами 4, 5, 6, 13

Рабочий участок представляет собой щелевой канал со сменной интенсифицированной пластиной, пред- и постучастком длиной 50 калибров от эквивалентного диаметра.

Для исследования гидросопротивления в крышке рабочего участка сделаны отборники статического давления $d = 0,8$ мм и установлены хромель-копелевые термопары по длине рабочего участка для измерения температуры интенсифицированной поверхности, на входе в участок и гребенка термопар на выходе из участка для определения температуры потока до и после рабочего участка.

По измеренным значениям перепада давления ΔP на рабочем участке, давления на входе в него, расхода воздуха G , температурам потока на входе и выходе из участка, средней температуре поверхности теплообмена, а также мощности, подаваемой на электронагреватель, определяется коэффициент гидравлического сопротивления ξ и средний коэффициент теплоотдачи α :

$$\xi = 2 \cdot \Delta P \cdot d_s / (\rho \cdot w^2 \cdot L); \quad (1)$$

$$\alpha = Q / (\Delta t \cdot F), \quad (2)$$

где ΔP – потери давления на прокачку теплоносителя через рабочий участок; $d_s = 4 F / \Pi$ – эквивалентный диаметр щелевого канала рабочего участка; ρ – плотность теплоносителя (воздух); $w = G / (\rho \cdot F_k)$ – среднерасходная скорость воздушного потока; L , F_k и Π – длина, площадь и периметр поперечного сечения рабочего участка; Q – тепловой поток, отводимый от нагреваемой поверхности, определяемый калориметрическим способом по измеренным расходу и температурам потока и контролируемый по параметрам электрического тока, подаваемого на нагреватель под рабочей поверхностью, с учетом потерь тепловой энергии; $\Delta t = t_w - t_f$ – разность средних температур нагреваемой интенсифицированной поверхности и средней температуры потока в канале рабочего участка; F – поверхность теплообмена, рассчитываемая без учета развития поверхности выемками (по гладкой поверхности).

В качестве определяющих размеров при вычислении критериев подобия использовалась эквивалентный диаметр d_s щелевого канала рабочего участка, а в качестве определяющей температуры – средняя температура теплоносителя в канале.

Погрешность определения гидравлического сопротивления эксперимента не превысила 6%, теплоотдачи – 12%.

Результаты тестовых опытов показали согласие для турбулентного режима течения (с отклонением в пределах 10–15%) расчетных и экспериментальных данных по теплоотдаче ($Nu = 0,018 Re^{0,8} (T_f / T_w)^{0,5}$), а также гидравлическому сопротивлению ($\xi = 0,3164 / Re^{0,25}$).

Овально-траншейная форма выемки является поверхностным генератором спиралевидных

высокоинтенсивных моновихрей и позволяет повысить скорость вторичного течения до величин порядка, характерных скорости потока в стесненном канале (среднемассовой или максимальной), что в несколько раз превышает скорости вторичного течения, индуцированные традиционными сферическими выемками, и отличается высокой стабильностью и интенсивностью вихревого течения в следе за ним по сравнению с аналогами в виде овальных выемок различного удлинения.

Сравнительный анализ теплообменных поверхностей с аналогами (сферическими и овальными углублениями) и предлагаемой формой интенсификатора теплообмена в форме овально-дуговой выемки проводился с использованием результатов численного моделирования [8, 9]. В ходе численных исследований показано, что с увеличением удлинения овально-траншейного углубления до $l_k / b = 6,78$ теплогидравлические характеристики прямоугольного участка канала с выемкой кардинально улучшаются по сравнению со сферической выемкой. Темп возрастания тепловой эффективности значительно опережает рост гидравлических потерь.

Для проверки результатов, полученных в ходе численного моделирования, проведены экспериментальные исследования структуры течения в каналах с различными типами интенсификаторов.

Анализ картин растекания и полей температур (локальных коэффициентов теплоотдачи), представленный в работах [13, 14], показывает, что в области крайней по ходу течения кромки выемки возникают области с пониженными скоростями, а значит, с малыми локальными коэффициентами теплоотдачи. При удлинении выемки появление данных областей неизбежно, но необходимы решения по повышению скорости течения и, как следствие, локальных коэффициентов теплоотдачи.

Для этого предложена новая форма углубления – в виде овально-дуговых углублений.

Первичные результаты исследований структуры течения потока вблизи овально-дуговых выемок показали отсутствие застойных зон во второй половине выемок, а значит, увеличение локальных скоростей в ней, и, как следствие, прогнозируется повышение локальных коэффициентов теплоотдачи.

Исследование коэффициентов сопротивления проводилось в каналах длиной 198 мм, шириной 98 мм и высотой 1,5 мм со стенкой, покрытой многорядными системами овально-траншейных и овально-дуговых выемок.

Установлено, что коэффициенты гидравлического сопротивления канала с односторон-

ним расположением системы из трех рядов по потоку овально-дуговых выемок $h/b = 0,25$; $l_k/b = 7$ на 10–13% ниже (рис. 3), чем у канала с подобным расположением системы овально-траншейных выемок тех же относительных размеров при расположении к потоку входных кромок 45° . При этом уровень гидросопротивления при турбулентном режиме течения теплоносителя овально-дуговых выемок практически на том же уровне, что и у сферических выемок при той же площади пятна одиночной выемки. Повышение же уровня гидросопротивления по отношению к гладкому каналу составляет при турбулентном режиме течения 2,5–3 раза. Данные подтвердились при исследованиях коэффициентов гидросопротивления при течениях воды [14].

Также проведено экспериментальное исследование коэффициентов гидросопротивления щелевых каналов с однорядным расположением овально-траншейных и овально-дуговых выемок при течениях воздуха. Результаты исследования в узких каналах высотой 3 мм и шириной 21 мм также подтвердили вышеустановленный факт, что коэффициенты гидравлического сопротивления канала с односторонним расположением овально-дуговых выемок ($h/b = 0,33$; $l_k/b = 7$) на 10–13% ниже (рис. 4), чем у такого же канала при расположении к потоку входных кромок 45° . Однако следует отметить, что уровень коэффициентов гидравлического сопротивления при турбулентном режиме течения значительно ниже в каналах с однорядным расположением выемок относительной глубины

$h/b = 0,33$ и относительной длине выемок $l_k/b = 7$ – в 1,8–2,5 раза, чем уровень коэффициентов гидравлического сопротивления при турбулентном режиме течения в каналах с многорядным расположением выемок относительной глубины $h/b = 0,25$ и той же относительной длины.

Таким образом, повышение уровня коэффициентов гидросопротивления в каналах с овально-дуговыми выемками по отношению к гладкому каналу составляет около 1,25 раза.

В работах [13, 14] на основе термограмм тепловизионных исследований было установлено, что средняя разница температур поверхности и потока при фиксированном тепловом потоке и турбулентном режиме течения для систем овально-дуговых выемок на 5–20% ниже при различных скоростях потока, чем для поверхностей с овально-траншейными выемками.

Данный факт подтвердился и при исследовании средних коэффициентов теплоотдачи при течениях воздуха в каналах длиной 198 мм, шириной 98 мм и высотой 1,5 мм со стенкой, покрытой многорядными системами овально-траншейных и овально-дуговых выемок.

Установлено, что коэффициенты теплоотдачи в канале с односторонним расположением системы из трех рядов по потоку овально-дуговых выемок $h/b = 0,25$; $l_k/b = 7$ на 5–10% выше (рис. 5), чем у канала с подобным расположением системы овально-траншейных выемок тех же относительных размеров при расположении к потоку входных кромок 45° .

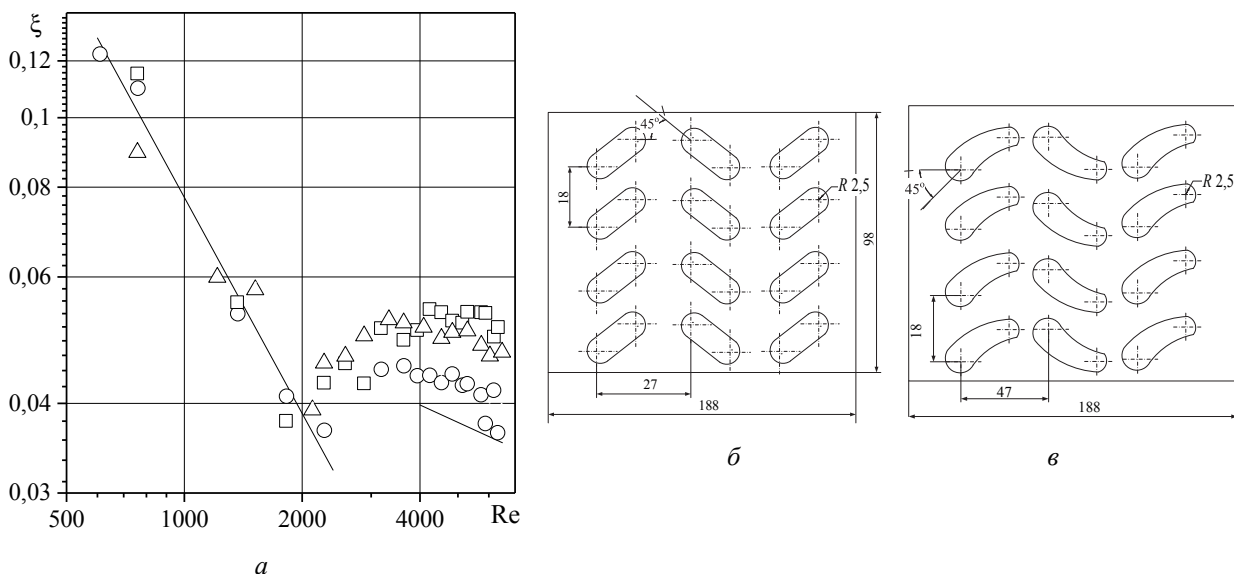


Рис. 3. Коэффициенты гидросопротивления (а) в каналах со стенкой, покрытой многорядными системами овально-траншейных (б) и овально-дуговых (в) выемок: — гладкостенный канал (расчет для ламинарного и турбулентного режимов); эксперимент: ○ – гладкостенный канал; □ – канал с овально-траншейными выемками; △ – канал с овально-дуговыми выемками

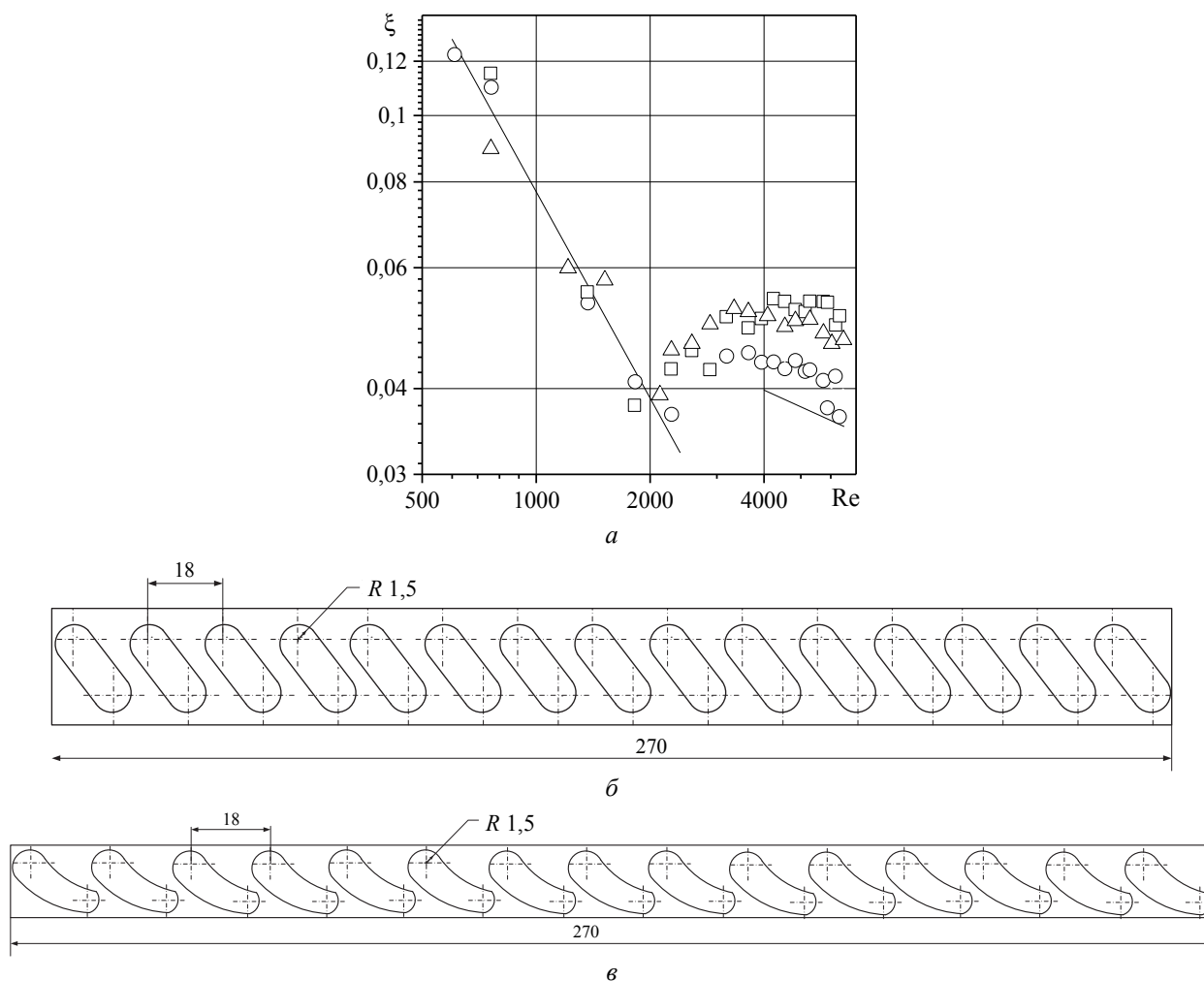


Рис. 4. Коэффициенты гидросопротивления (а) в каналах со стенкой, покрытой однорядной системой овально-траншейных (б) и овально-дуговых (е) выемок:

— гладкостенный канал (расчет для ламинарного и турбулентного режимов); эксперимент:

○ – гладкостенный канал; □ – канал с овально-траншейными выемками; △ – канал с овально-дуговыми выемками

При этом уровень теплоотдачи в каналах с овально-дуговыми выемками с $h/b = 0,25$; $l_k/b = 7$ до 20% выше, чем в каналах со сферическими выемками при той же площади пятна одиночной выемки. Интенсификация теплоотдачи в каналах с овально-дуговыми выемками с $h/b = 0,25$; $l_k/b = 7$ составляет около 2,5 раза по сравнению с гладким каналом.

Также проведена серия экспериментов по определению коэффициентов теплоотдачи с односторонним расположением однорядных систем овально-траншейных и овально-дуговых выемок с $h/b = 0,33$; $l_k/b = 7$ в диапазоне турбулентных течений (рис. 6).

Установлено, что коэффициенты теплоотдачи в канале с овально-траншейными выемками в 2–2,3 раза выше, чем в гладкостенном канале, в исследованном диапазоне числа Рейнольдса. Сравнительный анализ теплогидравлической эффективности рассмотренных каналов

с многорядными системами овально-траншейных и овально-дуговых выемок относительной глубины $h/b = 0,25$ и относительной длины $l_k/b = 7$ производился по критериям тепловой эффективности $\varepsilon_T = Nu / Nu_{г\lambda}$ и по фактору аналогии Рейнольдса $\varepsilon = (Nu / Nu_{г\lambda}) / (\xi / \xi_{г\lambda})$, где $Nu_{г\lambda}$ и $\xi_{г\lambda}$ – значения числа Нуссельта и коэффициента гидросопротивления в гладкостенном канале.

Анализ показал, что максимальная тепловая эффективность без учета развития поверхности за счет выемок свойственна каналу с овально-дуговыми выемками $\varepsilon_T = 2,5$ раза в исследованном диапазоне числа $Re = 4000–20\,000$, для каналов с овально-траншейными и сферическими выемками она составила 2,43 и 2,06 соответственно. Максимальные значения фактора аналогии Рейнольдса $\varepsilon = 1,11$ также были получены для канала с овально-дуговыми выемками.

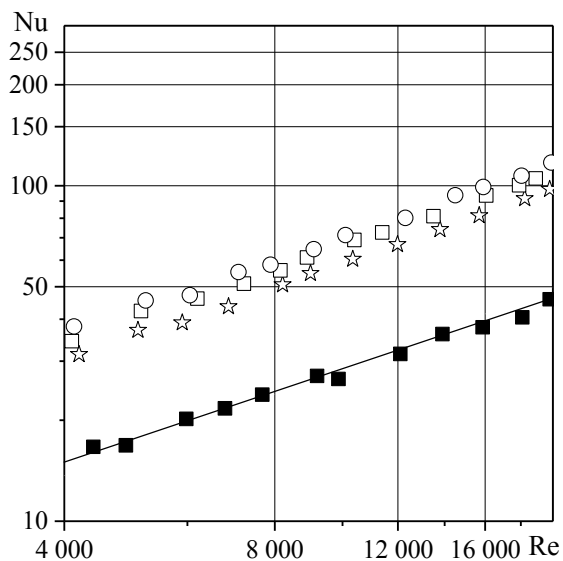


Рис. 5. Теплоотдача в каналах со стенкой, покрытой многорядными системами овально-траншейных и овально-дуговых выемок:
 — гладкостенный канал (расчет для турбулентного режима); эксперимент: ■ – гладкостенный канал; □ – канал с овально-траншейными выемками; ○ – канал с овально-дуговыми выемками; ☆ – канал со сферическими выемками

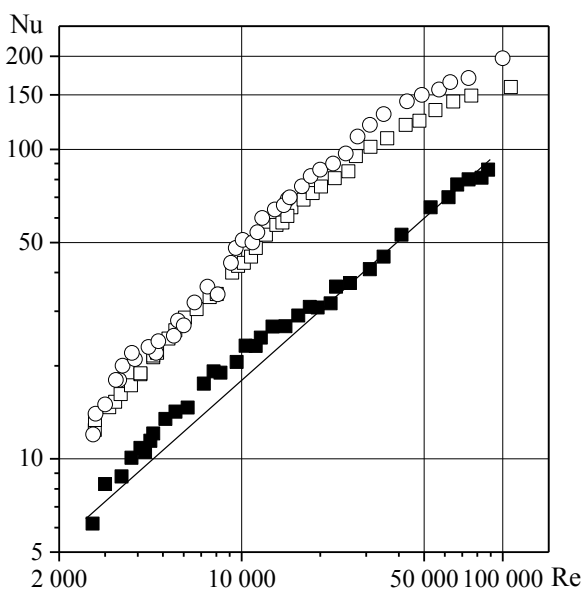


Рис. 6. Коэффициенты теплоотдачи в каналах со стенкой, покрытой однорядной системой овально-траншейных выемок
 — гладкостенный канал (расчет для турбулентного режима); эксперимент: ■ – гладкостенный канал; □ – канал с овально-траншейными выемками; ○ – канал с овально-дуговыми выемками

Для каналов с овально-траншейными и сферическими выемками при рассматриваемых условиях значения данного фактора составили 0,972 и 0,68 соответственно. Сравнительный

анализ теплогидравлической эффективности канала с однорядной системой овально-траншейных выемок относительной глубины $h/b = 0,33$ и относительной длины $l_k/b = 7$ показал, что тепловая эффективность без учета развития поверхности за счет выемок свойственна каналу с овально-траншейными выемками $\epsilon_T = 2-2,3$ раза в исследованном диапазоне числа $Re = 3000-80\,000$. В связи с незначительным ростом гидросопротивления в данных каналах максимальные значения фактора аналога Рейнольдса $\epsilon = 1,84$.

Сравнение уровня теплогидравлической эффективности одно- и многорядных систем овально-траншейных выемок и выявленная практически одинаковая их тепловая эффективность показывают, что повышение взаимодействия вихревых структур, истекающих из выемок при многорядных системах, значительно увеличивают гидросопротивление канала, однако на уровень интенсификации теплоотдачи не оказывают значительного влияния.

Основной механизм интенсификации в удлиненных выемках при различных компоновках систем выемок остается прежним – увеличение скорости вихревых структур в выемке, зависящих только от относительного удлинения выемок, и периодическое разрушение пограничного слоя с повышением теплоотдачи в области присоединения потока по задней кромке выемки [7, 9, 10].

Заключение. Результаты экспериментального исследования позволяют верифицировать результаты численных исследований [8–11] и показывают перспективность использования нового типа интенсификаторов в виде овально-траншейных и овально-дуговых выемок.

Исследования коэффициентов сопротивления при турбулентном режиме течения в каналах со стенкой, покрытой многорядными системами овально-траншейных и овально-дуговых выемок, показали, что коэффициенты гидравлического сопротивления канала с односторонним расположением системы из трех рядов по потоку овально-дуговых выемок с $h/b = 0,25$; $l_k/b = 7$ в 2,25 раза выше, чем в гладкостенном канале, но на 10–13% ниже, чем у канала с подобным расположением системы овально-траншейных выемок тех же относительных размеров, и практически на том же уровне, что и у сферических выемок при той же площади пятна одиночной выемки.

Установлено, что коэффициенты теплоотдачи в канале с односторонним расположением многорядных систем овально-дуговых выемок с $h/b = 0,25$; $l_k/b = 7$ в 2,5 раза выше, чем в гладкостенном канале, на 5–10% выше, чем у канала с подобным расположением системы

овально-траншейных выемок тех же относительных размеров, и до 20% выше, чем в каналах с системами сферических выемок при той же площади пятна одиночной выемки.

Выявленные эффекты интенсификации теплоотдачи и повышения гидросопротивления позволили оценить теплогидравлическую эффективность каналов с выемками $h/b = 0,25$; $l_k/b = 7$ и установить, что максимальный фак-

тор аналогии Рейнольдса наблюдается в каналах с системами овально-дуговых выемок и составляет при турбулентном режиме течения $\varepsilon = 1,11$. Для каналов с овально-траншейными и сферическими выемками при рассматриваемых условиях значения данного фактора составили 0,972 и 0,68 соответственно.

Работа выполнена в рамках полученного гранта РФФИ 18-38-00356, БРФФИ Т 19 РМ-076.

Литература

1. Головков С. И., Коперин И. Ф., Найденов В. И. Энергетическое использование древесных отходов. М.: Лесная пром-сть, 1987. 224 с.
2. Энергетическое использование древесных отходов лесопильного производства / Н. Н. Дубинина [и др.] // Актуальные проблемы лесного комплекса. 2016. № 45. С. 17–21.
3. Рябов Г. А., Литун Д. С. Водогрейные котлы для сжигания древесных отходов // Новости теплоснабжения. 2002. № 12. С. 21–24.
4. Попов И. А., Махьянов Х. М., Гуреев В. М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена. Сер. "Интенсификация теплообмена": монография; под общ. ред. Ю. Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с.
5. Попов И. А., Щелчков А. В., Яркаев М. З. Теплогидравлические характеристики дискретно-шероховатых труб на переходных режимах течения // Известия вузов. Авиационная техника. 2013. № 1. С. 61–65.
6. Интенсивность вихревых структур в диффузорных выемках / А. В. Ильинков [и др.] // Изв. вузов. Авиационная техника. 2018. № 4. С. 75–80.
7. Energy saving in thermal energy systems using dimpled surface technology – A review on mechanisms and applications / S. Rashidi [et al.] // Applied Energy. 2019. Vol. 250. P. 1491–1547.
8. Heat-Exchange Enhancement for Laminar and Turbulent Flows in a Narrow Channel with One-Row Oval Dimples / S. A. Isaev [et al.] // High Temperature. 2015. Vol. 53, no. 3. P. 375–387.
9. Vortex heat transfer enhancement in the narrow plane-parallel channel with the oval-trench dimple of fixed depth and spot area / S. A. Isaev [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 109. 2017. P. 40–62.
10. NT Vortex enhancement of heat transfer and flow in the narrow channel with a dense packing of in-clined one-row oval-trench dimples / S. A. Isaev [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019. Vol. 145. P. 1–24.
11. Аномальная интенсификация турбулентного отрывного течения в наклоненных однорядных овально-траншейных лунках на стенке узкого канала / С. А. Исаев [и др.] // ТВТ. 2019. Т. 57, № 5. С. 797–800.
12. Экспериментальное исследование теплообмена и сопротивления лунок сложной формы / Н. А. Киселёв [и др.] // Труды Юбилейной конференции Национального комитета РАН по тепло- и массообмену «Фундаментальные и прикладные проблемы тепломассообмена» и XXI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А. И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (22–26 мая 2017 г., Санкт-Петербург). СПб., 2017. Т. 2. С. 124–127.
13. Поверхностные вихрегенераторы для интенсификации теплоотдачи / А. А. Миронов [и др.] // Труды седьмой Российской национальной конференции по теплообмену: в 3 т. 2018. Т. 3. С. 398–403.
14. Миронов А. А. К выбору рациональной формы и размеров поверхностных вихрегенераторов для интенсификации теплоотдачи // Новые технологии, материалы и оборудование российской авиакосмической отрасли: материалы Всероссийской науч.-практ. конф. с международным участием, 8–10 августа 2018 г. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2018. Т. 1. С. 374–391.

References

1. Golovkov S. I., Koperin I. F., Naydenov V. I. *Energeticheskoye ispol'zovaniye drevesnykh otkhodov* [Energy use of wood waste]. Moscow, Lesnaya promyshlennost' Publ., 1987. 224 p.
2. Dubinina N. N., Orlov A. A., Korchuk Yu. A., Lyakh N. I. Energy use of wood waste from sawmills. *Aktual'nyye problemy lesnogo kompleksa* [Actual problems of the forest complex], 2016, no. 45, pp. 17–21 (In Russian).

3. Ryabov G. A., Litun D. S. Boilers for combustion of waste wood. *Novosti teplosnabzheniya* [News of heat supply], 2002, no. 12, pp. 21–24 (In Russian).
4. Popov I. A., Makhyanov Kh. M., Gureyev V. M. *Fizicheskiye osnovy i promyshlennoye primeneniye intensifikatsii teploobmena* [Physical foundations and industrial application of heat transfer intensification]. Kazan, Tsentr innovatsionnykh tekhnologiy Publ., 2009. 560 p.
5. Popov I. A., Shchelchkov A. V., Yarkayev M. Z. Thermohydraulic characteristics of discrete-rough pipes in transient flow regimes. *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika* [Bulletin of Higher Educational Establishments. Aircraft technology.], 2013, no 1, pp. 61–65 (In Russian).
6. Il'inkov A. V., Takmovtsev V. V., Shchukin A. V., Khabibullin I. I., Zaripov I. Sh. Intensity of vortex structures in diffuser recesses. *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika* [Bulletin of Higher Education. Aircraft technology], 2018, no. 4, pp. 75–80 (In Russian).
7. Rashidi S., Hormozi F., Sunden B., Mahia O. Energy saving in thermal energy systems using dimpled surface technology – A review on mechanisms and applications. *Applied Energy*, 2019, vol. 250, pp. 1491–1547.
8. Isayev S. A., Leontiev A. I., Kornev N. V., Hassel E., Chudnovskii Ya. P. Heat-Exchange Enhancement for Laminar and Turbulent Flows in a Narrow Channel with One-Row Oval Dimples. *High Temperature*, 2015, vol. 53, no. 3, pp. 375–387.
9. Isayev S. A., Schelchkov A. V., Leontiev A. I., Gortyshov Yu. F., Baranov P. A., Popov I. A. Vortex heat transfer enhancement in the narrow plane-parallel channel with the oval-trench dimple of fixed depth and spot area. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, vol. 109, pp. 40–62.
10. Isayev S. A., Gritckevich 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 in-clined one-row oval-trench dimples. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 145, pp. 1–24.
11. Isayev S. A., Gritskovich M. S., Leontiev A. I., Popov I. A., Sudakov A. G. Anomalous intensification of the turbulent separation flow in inclined single-row oval-trench holes on the wall of a narrow channel. *Teplofizika vysokikh temperatur* [Thermophysics of High Temperatures], 2019, vol. 57, no. 5, pp. 797–800 (In Russian).
12. Kiselev N. A., Burtsev S. A., Strongin M. M., Vinogradov Yu. A. Experimental study of heat transfer and resistance of wells of complex shape. *Trudy Yubileynoy konferentsii Natsional'nogo komiteta RAN po teplo- i massoobmenu "Fundamental'nyye i prikladnyye problemy teplomassoobmena" i XXI Shkoly-seminara molodyh uchennykh i spetsialistov pod rukovodstvom akad. RAN A. I. Leontieva "Problemy gazodinamiki i teplomassoobmena v energeticheskikh ustanovkakh"* [Proceedings of the Jubilee Conference of the National Committee for Heat and Mass Transfer of the Russian Academy of Sciences "Applied problems of heat and mass transfer" and the XXI School-seminar of young scientists and specialists led by Acad. RAS A. I. Leontieva "Problems of gas dynamics and heat and mass transfer in power plants"]. St. Petersburg, vol. 2, 2017, pp. 124–127 (In Russian).
13. Mironov A. A., Isayev S. A., Gortyshov Yu. F., Popov I. A., Shchelchkov A. V., Sagidullin Zh. A. Surface vortex generators for enhanced heat transfer. *Trudy sed'moy Rossiyskoy natsional'noy konferentsii po teploobmenu* [Proceedings of the Seventh Russian National Conference on heat transfer]. Moscow, 2018, vol. 3, pp. 398–403 (In Russian).
14. Mironov A. A. On the selection of the rational shape and size of surface vortex generators for intensifying heat transfer. *Materialy Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem "Novyye tekhnologii, materialy i oborudovaniye rossiyskoy aviakosmicheskoy otrasli"* [Materials All-Russian Scientific and Practical Conference with International Participation "New Technologies, Materials and Equipment of the Russian Aerospace Industry"]. Kazan, 2018, vol. 1, pp. 374–391 (In Russian).

Информация об авторах

Миронов Александр Александрович – аспирант кафедры теплотехники и энергетического машиностроения. Казанский национальный исследовательский технический университет имени А. Н. Туполева – КАИ (420111, г. Казань, ул. К. Маркса, 10а, Российская Федерация). E-mail: alexander1993@mail.ru.

Попов Игорь Александрович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теплотехники и энергетического машиностроения. Казанский национальный исследовательский технический университет имени А. Н. Туполева – КАИ (420111, г. Казань, ул. К. Маркса, 10а, Российская Федерация). E-mail: popov-igor-alex@yandex.ru

Скрыпник Артем Николаевич – аспирант теплотехники и энергетического машиностроения, научный сотрудник лаборатории моделирования физико-технических процессов. Казанский

национальный исследовательский технический университет имени А. Н. Туполева – КАИ (420111, г. Казань, ул. К. Маркса, 10а, к. 102, Российская Федерация). E-mail: anskrypnik@kai.ru

Маршалова Галина Сергеевна – ассистент кафедры энергосбережения, гидравлики и тепло-техники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова 13а, Республика Беларусь). E-mail: galiana.sidorik@gmail.com

Information about the authors

Mironov Aleksandr Aleksandrovich – PhD student, the Power and Energy Engineering Department. Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI (10a, K. Marks str., Kazan, 420111, Russian Federation). E-mail: alexander1993@mail.ru

Popov Igor Aleksandrovich – DSc (Engineering), Professor, Power and Energy Engineering Department. Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI (10a, K. Marks str., Kazan, 420111, Russian Federation). E-mail: popov-igor-alex@yandex.ru

Skrypnik Artem Nikolayevich – PhD student, the Power and Energy Engineering Department. Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI, Russian Federation (10a, K. Marks str., Kazan, 420111, Russian Federation). E-mail: anskrypnik@kai.ru

Marschalova Galina Sergeyevna – assistant lecturer, the Department of the Energy Saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (Minsk, 13a, Sverdlova str., 220006, Republic of Belarus). E-mail: galiana.sidorik@gmail.com

Поступила 15.10.2019