

Для цитирования: Лобанов И.Ю. Моделирование теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с симметричными турбулизаторами на обеих сторонах. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2019;46(1):53-65. DOI:10.21822/2073-6185-2019-46-1-53-65

For citation: Lobanov I. E. Modeling of heat exchange at turbulent flow in flat channels with symmetric turbulizers on both parties. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2019; 46(1): 53-65. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2019-46-1-53-65

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 532.517.4 : 536.24

DOI: 10.21822/2073-6185-2019-46-1-53-65

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ В ПЛОСКИХ КАНАЛАХ С СИММЕТРИЧНЫМИ ТУРБУЛИЗАТОРАМИ НА ОБЕИХ СТОРОНАХ

Лобанов И.Е.

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д. 4, Россия,
e-mail: lloobbaannooff@live.ru

Резюме. Цель. Моделирование теплообмена в плоских каналах, с симметрично расположенными на обеих его сторонах турбулизаторами в зависимости от поперечного сечения турбулизаторов и режимов течения теплоносителя. **Метод.** Расчёт проводился на базе теоретического метода, основанного на решении факторизованным конечно-объёмным методом уравнений Рейнольдса, замыкаемых с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках (ФКОМ), который был успешно апробирован в [23]. **Результат.** Получены результаты расчёта интенсифицированного теплообмена в плоских каналах с двойными турбулизаторами различных поперечных сечений (квадратного, прямоугольного, полукруглого, треугольного) в зависимости от определяющих параметров вполне удовлетворительно согласующиеся с существующим экспериментальным материалом, но имеющие перед последними неоспоримое преимущество, т.к. допущения, принятые при их выводе, охватывают гораздо более широкий диапазон определяющих параметров, чем ограничения, имеющиеся в экспериментах ($Pr=0,7\div100$; $Re=10^3\div10^6$; $h/d_3=0,005\div0,2$; $t/h=1\div200$). **Вывод.** По результатам расчётов на основе разработанной модели можно осуществлять оптимизацию интенсификации теплообмена в плоских каналах с двойными турбулизаторами различных поперечных сечений, а также управлять процессом интенсификации теплообмена. При интенсификации теплообмена в плоских каналах симметричными выступами квадратного, прямоугольного и треугольного поперечных сечений, т.е. сравнительно резких очертаний, в вихрях до выступов и за ними выработка турбулентности сопоставима с диссипацией энергии, что приводит к увеличенным гидравлическим потерям; для плоских каналов с выступами полукруглого поперечного сечения, т.е. сравнительно плавных очертаний, диссипация энергии гораздо меньше, поэтому и гидравлическое сопротивление в таких каналах меньше. Был проведён подробный анализ структуры вихревых зон (основных, угловых, вторичных и т.п.) между периодическими поверхностно расположенными в плоском канале турбулизаторами потока квадратного, полукруглого, треугольного и прямоугольного поперечных сечений в зависимости от геометрических и режимных параметров течения теплоносителя, выявлено влияние этих зон на теплообмен и гидравлическое сопротивление канала; дополнительным образом подтверждена оптимальность применения к абютированным турбулизаторов, где гидравлические потери много меньше, чем для турбулизаторов резких очертаний, что прямо или косвенно верифицируется существующим экспериментальным материалом [1—6].

Ключевые слова: математическая модель, плоский канал, турбулизатор, моделирование, теплообмен, турбулентный, течение, интенсификация, двусторонний, симметричный, низкорейнольдсовый, сетка, поперечное сечение, треугольное, прямоугольное, квадратное, полукруглое

MODELING OF HEAT EXCHANGE AT TURBULENT FLOW IN FLAT CHANNELS WITH SYMMETRIC TURBULIZERS ON BOTH PARTIES

Igor E. Lobanov

Moscow Aviation Institute (National Research University),

4 Volokolamskoe shosse, Moscow 125993, Russia,

e-mail: lloobbaannooff@live.ru

Abstract. Objectives. Mathematical modeling of heat transfer in flat channels with turbulators symmetrically located on both its sides, depending on the cross section of the turbulators. **Methods.** The calculation was carried out on the basis of a theoretical method based on solving the Reynolds equations factorized by the finite-volume finite-volume method, closed using the Menter shear stress transfer model, and the energy equation on multi-scale intersecting structured grids (FCOM), which was successfully tested in [23]. **Results.** The article results of calculating the intensified heat exchange in flat channels with double turbulators of different cross sections (square, rectangular, semicircular, triangular) depending on the determining parameters were quite satisfactorily consistent with the existing experimental material, but having an indisputable advantage over the latter, since the assumptions made in their derivation cover a much wider range of defining parameters than the limitations found in the experiments ($Pr=0.7\div100$, $Re=10^3\div10^6$, $h/d_E=0.005\div0.2$, $t/h=1\div200$). **Conclusion.** According to the results of calculations on the basis of the developed model, it is possible to optimize heat transfer intensification in flat channels with double turbulators of different cross sections, as well as control the heat transfer intensification process. As shown by the calculated data, with the intensification of heat transfer in the flat channels, symmetrical protrusions of square, rectangular and triangular cross sections, i.e. relatively sharp outlines, in the vortices up to the protrusions and behind them the production of turbulence is comparable to energy dissipation, which leads to increased hydraulic losses; for flat channels with protrusions of a semicircular cross section, i.e. relatively smooth outlines, the energy dissipation is much smaller, therefore, the hydraulic resistance in such channels is less. A detailed analysis of the structure of the vortex zones (main, angular, secondary, etc.) between periodic surface flow turbulators of square, semicircular, triangular and rectangular cross sections depending on the geometric and regime parameters of the coolant flow was carried out, the effect of the above vortex zones heat transfer and hydraulic resistance of the channel; additionally confirmed the optimality of application to abraded turbulators, where hydraulic losses are much smaller than for sharp turbulators, which is directly or indirectly verified by existing experimental material [1—6].

Keywords: mathematical model, flat channel, turbulence, modeling, heat exchange, turbulent flow, intensification, two-sided, symmetrical, low-grade, grid, cross section, triangular, rectangular, square, semicircular

Введение. В современных теплообменных аппаратах и теплообменных устройствах широкое применение получили теплообменные устройства с каналами, имеющими некруглое поперечное сечение, в частности, плоские каналы, в которых теплообмен осуществляется частично, т.е. не через полную омываемую поверхность. Основным методом интенсифицирования теплообмена в плоских каналах является установка поверхностных турбулизаторов, как на одной, так и на обеих его поверхностях. Он лишён соответствующих недостатков, присущих методу развитию поверхности теплообмена [1, 2], поскольку не требует существенного увеличения внешних размеров плоских каналов, и поэтому применим в любых плоских каналах, а изготовление турбулизаторов на поверхностях плоских каналов не связано со значительными технологическими затруднениями. Плоский канал разбивается на нескольких секций, с расположенным в середине турбулизатором различного поперечного сечения, входного и выходного гладкого участков.

Основное внимание уделяется локальным и интегральным характеристикам конвективного теплообмена в плоском канале с двусторонними симметрично расположенными турбулизаторами различных поперечных сечений. Для внешнего обтекания прямоугольных выступов сходный подход был применён, например, в [21]; для труб с турбулизаторами сходный принцип исследования был применён в [23].

Постановка задачи. Резюмируя, можно кратко поставить задачу исследования: на осно-

ве апробированного метода (ФКОМ) рассчитать характеристики течения и теплообмена для плоских каналов с турбулизаторами различных поперечных сечений (квадратного, полукруглого, треугольного, прямоугольного) для соответствующего диапазона определяющих параметров ($Pr=0,72$; $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $h/d_3=0,056 \div 0,102$; $t/d_3=0,28 \div 2,04$) с последующим анализом.

Методы исследования. Анализ структуры вихревых зон между периодическими поверхностно расположенными в плоском канале турбулизаторами потока квадратного, полукруглого, треугольного и прямоугольного поперечных сечений

Исследование линий тока в трубах с турбулизаторами подробно рассматривается в работах [7-19]. Следовательно, необходимо сделать сходный анализ, позволяющий выяснить характер изменения локальных и осреднённых параметров течения и теплообмена в зависимости от геометрических и режимных характеристик в плоских каналах с двусторонними симметричными турбулизаторами различных поперечных сечений [15-20]. Реализация вышеизложенного метода ФКОМ позволила получить расчётные значения локальных значений гидравлического сопротивления и теплообмена в плоских каналах с двойными симметричными турбулизаторами различных поперечных сечений в зависимости от геометрических характеристик турбулизаторов и режимов течения теплоносителя.

Характерные случаи для рассматриваемого диапазона геометрических и режимных параметров ($h/d_3=0,056 \div 0,102$; $t/d_3=0,28 \div 2,04$; $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr=0,72$) были исследованы экспериментально [1-4]. Теперь следует проанализировать различие структуры вихревых зон для плоских каналов с турбулизаторами различных поперечных сечений при прочих равных условиях.

Для небольших чисел Рейнольдса ($h/d_3=0,056$; $t/d_3=0,28$; $Re=10^3$; $Pr=0,72$) различие между основным вихрём, образующимся за турбулизатором различного поперечного сечения состоит в том, что вихрь за квадратным турбулизатором более вытянут по потоку, заполняя пространство между турбулизаторами под небольшим углом (для прямоугольного турбулизатора угол совсем мал), доходя почти до всей высоты до следующего турбулизатора. Для треугольного турбулизатора угол наклона основного вихря уже довольно велик, поэтому до следующего турбулизатора он доходит только примерно до четверти высоты. Для турбулизатора полукруглого поперечного сечения основной вихрь развивается примерно от полувисоты турбулизатора и доходит до следующего до примерно трети высоты.

При больших шагах между турбулизаторами ($h/d_3=0,056$; $t/d_3=0,56$; $Re=10^3$; $Pr=0,72$) образуются чётко выраженные отрывы и присоединения потока. В отличие от квадратного турбулизаторов, точка присоединения потока располагается гораздо ближе по потоку, а для полукруглого — отрыв потока происходит не на верхней кромке, а на половине высоты турбулизатора. Для прямоугольного турбулизатора точка присоединения потока располагается далее всего по потоку.

При ещё больших шагах между турбулизаторами ($h/d_3=0,056$; $t/d_3=0,84$; $Re=10^3$; $Pr=0,72$) структура вихревых зон качественно не изменяется, но точка присоединения будет располагаться гораздо ближе по потоку. Влияние угловых вихрей в этих условиях очень незначительное.

При больших высотах турбулизаторов ($h/d_3=0,102$; $t/d_3=1,02$; $Re=10^3$; $Pr=0,72$) реализуется основной вихрь полукруглого типа. Отличительной особенностью данного течения является то, что отрыв потока для полукруглого турбулизатора происходит уже близко к верхней кромке турбулизатора. Отражение основного вихря от последующего турбулизатора для треугольного турбулизатора будет гораздо меньшим, чем для квадратного; для прямоугольного турбулизатора это отражение ещё больше.

Для этих же высот турбулизаторов и при больших шагах между турбулизаторами ($h/d_3=0,102$; $t/d_3=2,04$; $Re=10^3$; $Pr=0,72$) для треугольных турбулизаторов уже происходит некоторый выход вихря в основное ядро потока. Для полукруглых турбулизаторов отрыв потока происходит близко к верхней кромке. Орыв и присоединение потока происходит, как характерные для открытых впадин.

При более высоких числах Рейнольдса ($h/d_3=0,056$; $t/d_3=0,28$; $Re=10^4$; $Pr=0,72$) срыв потока для полукруглых турбулизаторов происходит практически рядом с верхней кромкой турбу-

лизатора. Для треугольного турбулизатора центр основного вихря расположен примерно посредине между турбулизаторами, в то время как для квадратных и полукруглых этот центр смещён к последующему турбулизатору, а для прямоугольных турбулизаторов вышеупомянутое смещение ещё более смещено к следующему турбулизатору.

При больших шагах между турбулизаторами ($h/d_3=0,056$; $t/d_3=0,56$; $Re=10^4$; $Pr=0,72$) основной вихрь приобретает полуоткрытый характер, угловые вихри становятся более выраженными, чем при меньших числах Рейнольдса. Для турбулизаторов треугольного поперечного сечения выход основного вихря в ядро потока становится заметным.

При дальнейшем увеличении относительного шага между турбулизаторами ($h/d_3=0,056$; $t/d_3=0,84$; $Re=10^4$; $Pr=0,72$) небольшой выход основного вихря в ядро потока имеет место и для турбулизатора квадратного поперечного сечения, а для треугольного он становится ещё большим; для прямоугольного турбулизатора срыв потока происходит уже на передней кромке, что обуславливает начало развития обратного вихря уже над турбулизатором. Для полукруглого турбулизатора отрыв потока происходит уже на его верхней кромке.

Для турбулизаторов больших относительных высот ($h/d_3=0,102$; $t/d_3=1,02$; $Re=10^4$; $Pr=0,72$), наряду с основным вихрем уже отчётливо проявляются угловые вихри, особенно для квадратных и прямоугольных турбулизаторов. Для прямоугольных турбулизаторов уже видны небольшой обратный вихрь над турбулизатором, а для квадратных срыв потока имеет место уже на передней кромке турбулизатора. Для треугольных турбулизаторов выход основного вихря в ядро потока уже становится явным. Для полукруглых турбулизаторов угловые вихри минимальны, что обуславливает меньшую деформацию основного вихря.

Для этих турбулизаторов с большими относительными высотами ($h/d_3=0,102$; $t/d_3=2,04$; $Re=10^4$; $Pr=0,72$), но при большем шаге между турбулизаторами срыв потока с передних кромок для квадратных турбулизаторов приводит к образованию вихря над турбулизатором; для прямоугольных турбулизаторов эти надтурбулизаторные вихреобразования ещё более выражены. Для полукруглых турбулизаторов угловые вихри растут и становятся несколько большими, чем для треугольных. Для треугольных турбулизаторов происходит дальнейший выход основного вихря в ядро основного потока.

При наибольших исследованных числах Рейнольдса ($h/d_3=0,056$; $t/d_3=0,28$; $Re=2 \cdot 10^4$; $Pr=0,72$) для квадратных турбулизаторов будут расти угловые вихри в закрытой впадине, которые будут в сильной степени деформировать основной вихрь. Для полукруглых турбулизаторов угловые вихри не так велики, как для квадратных, поэтому деформация основного вихря не столь велика. Для прямоугольных турбулизаторов вторичные вихри уже настолько велики, что достигают половины шага между турбулизаторами. Для треугольных турбулизаторов угловые вихри мало деформируют основной вихрь.

Для более широких шагов между турбулизаторами ($h/d_3=0,056$; $t/d_3=0,56$; $Re=2 \cdot 10^4$; $Pr=0,72$) происходит дальнейший рост угловых вихрей, которые деформируют основной вихрь в полуоткрытой впадине. Срыв потока для полукруглого турбулизатора происходит с верхней кромки турбулизатора. Имеет место небольшой выход основного вихря в ядро потока для треугольных турбулизаторов.

При дальнейшем увеличении относительного шага между турбулизаторами ($h/d_3=0,056$; $t/d_3=0,84$; $Re=2 \cdot 10^4$; $Pr=0,72$) точка присоединения потока сдвигается в сторону, противоположную потоку; вихреобразования над квадратными и прямоугольными турбулизаторами становятся заметными. Выход основного вихря в ядро потока для треугольных турбулизаторов становится ещё более ощутимым.

Для турбулизаторов больших относительных высот ($h/d_3=0,102$; $t/d_3=1,02$; $Re=2 \cdot 10^4$; $Pr=0,72$) при таких числах Рейнольдса для квадратных турбулизаторов вторичные угловые вихри становятся больше половины высоты турбулизатора, ощутимо деформируя основной вихрь; для прямоугольных турбулизаторов угловые вихри ещё больше, чем для квадратных. Срыв потока для полукруглых турбулизаторов происходит с верхней кромки, а для квадратных и прямоугольных турбулизаторов – с передней кромки, а не с задней, как при меньших числах Рей-

нольдса. Для треугольных турбулизаторов выход основного вихря в ядро потока уже ощутимо заметно. У полукруглых турбулизаторов деформация основного вихря за счёт развития угловых вихрей выражена в меньшей степени.

Для этих же высот турбулизаторов, но с большими относительными шагами ($h/d_3=0,102$; $t/d_3=2,04$; $Re=2 \cdot 10^4$; $Pr=0,72$) для квадратных и прямоугольных турбулизаторов вторичный вихрь развит уже настолько, что обуславливает выход основного вихря в ядро потока, поскольку срыв потока идёт уже с передней кромки турбулизатора.

Особенно это заметно для квадратного турбулизатора, поскольку для прямоугольного турбулизатора вышеупомянутый надтурбулизаторный вихрь вытянут по верху турбулизатора, а для квадратного турбулизатора он увеличивается в направлении поперёк потока; последнее увеличивает гидравлическое сопротивление такого рода каналов по сравнению со случаями, когда надтурбулизаторные вихри не образуются. Для треугольных турбулизаторов вытеснение основного вихря в ядро потока в данном случае наиболее выражено; выход в ядро потока основного вихря для треугольных турбулизаторов сопоставим с соответствующим случаем для квадратных турбулизаторов.

Следует отметить следующую тенденцию: при ещё большем увеличении числа Рейнольдса выход основного вихря в ядро потока для квадратных турбулизаторов будет опережать соответствующий выход для треугольных турбулизаторов. Для полукруглых турбулизаторов выход основного вихря в ядро потока минимален, влияние угловых вихрей на деформацию основного вихря также наименее выражено, что обуславливает наименьшее увеличение гидравлического сопротивления по сравнению с другими видами поперечных сечений турбулизаторов. Общий анализ распределения вихревых зон между квадратными турбулизаторами в плоских каналах обуславливает то, что при высоких турбулизаторах и при более высоких числах Рейнольдса незначительное повышение относительного числа Нуссельта приводит к значительным повышением относительного гидравлического сопротивления, поскольку увеличивается значение возвратных течений, даже натекающих собственно на турбулизатор.

Применение турбулизаторов полукруглого поперечного сечения обуславливает уменьшение влияния возвратных вихрей, чем для других профилей турбулизаторов, особенно для квадратных и прямоугольных, в которых деформирование основного вихря большее. При применении турбулизаторов треугольного поперечного сечения основные вихри за ними более всего выходят в ядро потока, даже по сравнению с квадратными и прямоугольными турбулизаторами, что обуславливает увеличение теплообмена и, особенно, гидравлического сопротивления для треугольных турбулизаторов; данная тенденция будет сохраняться вплоть до достижения относительно больших чисел Рейнольдса, при которых будет иметь место генерация вторичных вихрей над квадратными и прямоугольными турбулизаторами, что обусловит вытеснение основного вихря в ядро потока.

Обсуждение результатов. Таким образом, гидравлическое сопротивление, а также в меньшей степени, теплообмен в трубах с турбулизаторами полукруглого поперечного сечения меньше, при прочих равных условиях, чем в трубах с турбулизаторами других поперечных сечений — квадратного, прямоугольного, треугольного, — что обуславливает более рациональное соотношение между интенсифицированным теплообменом и гидравлическим сопротивлением в плоских каналах с двойными симметрично расположенными поверхностными турбулизаторами потока.

Относительные гидравлическое сопротивление $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ и теплообмен Nu_{\square}/Nu_{Δ} для плоских каналов с полукруглыми турбулизаторами. Значения относительного коэффициента гидравлического сопротивления $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ и теплообмена Nu_{\square}/Nu_{Δ} в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами приводятся на рис. 1-11 в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$. В целях унификации на рис. 1-11 относительное гидравлическое сопротивление $\xi_{\square}/\xi_{\Delta-\Delta-\square}$ выделено зелёным цветом, а относительный теплообмен $Nu_{\square}/Nu_{\Delta-\Delta-\square}$ — красным.

Как видно из рис. 1, для условий $h/d_3=0,056$ и $t/d_3=0,28$ гидравлическое сопротивление в плоских каналах с квадратными турбулизаторами потока выше, чем для полукруглых примерно

на 15% для чисел Рейнольдса $Re=6 \cdot 10^3 \div 1,1 \cdot 10^4$, для крайних значений чисел Рейнольдса данное превышение составляет порядка 5%, а для промежуточных значений чисел Рейнольдса оно занимает промежуточные значения.

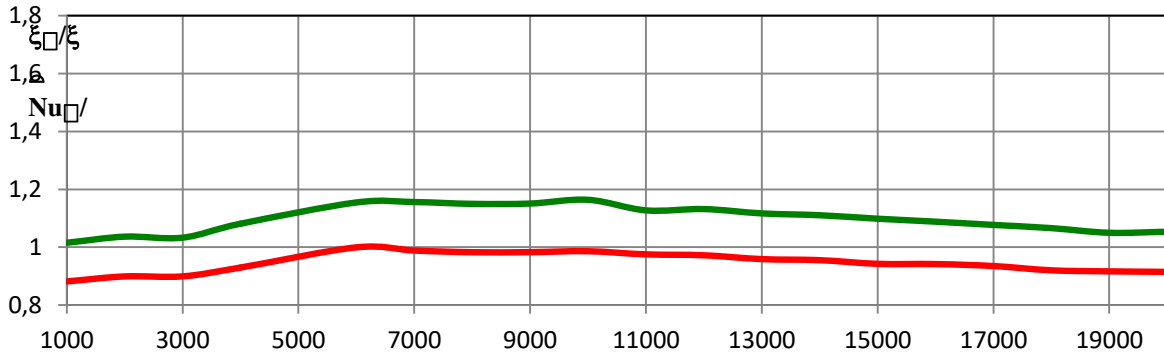


Рис. 1. Относительные коэффициент гидравлического сопротивления ξ_0/ξ_∞ и теплообмена Nu_0/Nu_∞ в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами при $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,28$ и $Pr=0,72$ в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$
 Fig. 1. Relative coefficient of hydraulic resistance ξ_0/ξ_∞ and heat exchange Nu_0/Nu_∞ in flat channels with semicircular turbulators at $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,28$ and $Pr = 0,72$ depending on the Reynolds number $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Теплообмен изменяется почти таким же образом, как и гидравлическое сопротивление, но его уровень для плоских каналов с квадратными турбулизаторами ниже, чем с треугольными на (2,5÷10)%.

Для значений $h/d_3=0,056$ и $t/d_3=0,56$ (рис. 2) соответствующее превышение гидравлического сопротивления на 15% имеет место при более низких числах Рейнольдса $Re=2 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^4$, после чего оно становится около 10%; относительный теплообмен при 15%-ном превышении гидросопротивлении остаётся почти на том же уровне, а при $Re > 9 \cdot 10^3$ снижается практически на 5%.

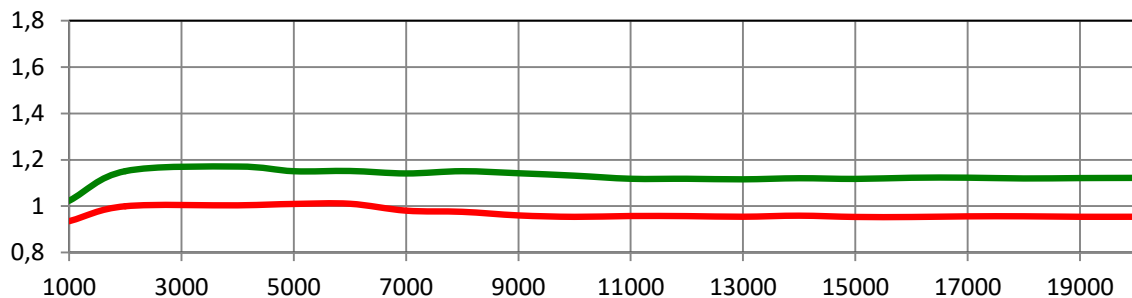


Рис. 2. Относительные коэффициент гидравлического сопротивления ξ_0/ξ_∞ и теплообмена Nu_0/Nu_∞ в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами при $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,56$ и $Pr=0,72$ в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$
 Fig. 2. Relative hydraulic resistance coefficient ξ_0/ξ_∞ and heat exchange Nu_0/Nu_∞ in flat channels with semicircular turbulators at $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,56$ and $Pr = 0,72$ depending on the Reynolds number $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Для значений $h/d_3=0,056$ и $t/d_3=0,84$ (рис. 3) относительное гидравлическое сопротивление увеличивается с ростом числа Рейнольдса, достигая порядка (15÷17)%; относительный теплообмен снижается примерно на (2÷3)%.

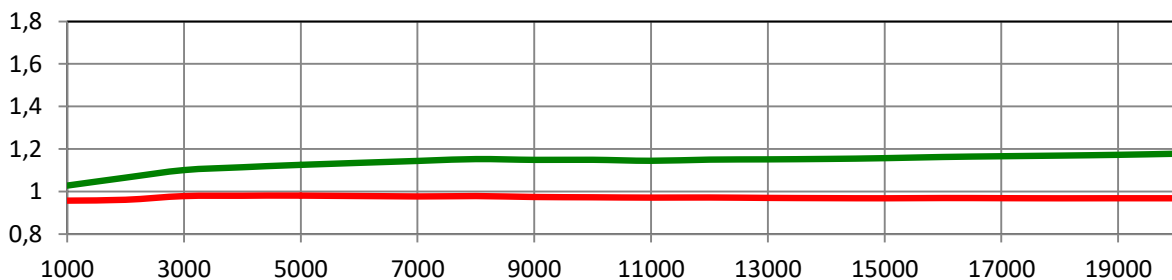


Рис. 3. Относительные коэффициент гидравлического сопротивления ξ_0/ξ_∞ и теплообмена Nu_0/Nu_∞ в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами при $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,84$ и $Pr=0,72$ в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Fig. 3. Relative coefficient of hydraulic resistance $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ and heat exchange Nu_{\square}/Nu_{Δ} in flat channels with semicircular turbulizers at $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,84$ and $Pr = 0.72$ depending on the Reynolds number $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

При более высоких турбулизаторах потока с $h/d_3=0,102$ и $t/d_3=1,02$ (рис. 4) для всех рассмотренных чисел Рейнольдса гидравлическое сопротивление в плоских каналах с квадратными турбулизаторами потока выше, чем для полукруглых примерно на $(14 \div 16)\%$; относительный теплообмен снижается примерно на $(3 \div 4)\%$.

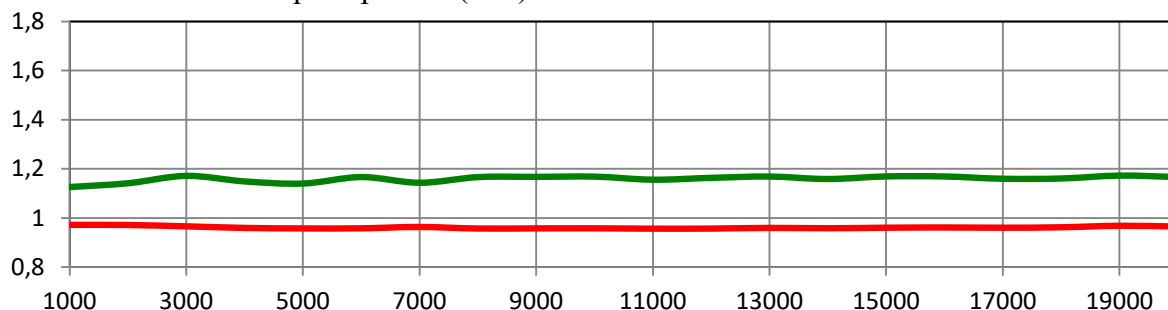


Рис. 4. Относительные коэффициент гидравлического сопротивления $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ и теплообмена Nu_{\square}/Nu_{Δ} в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами при $h/d_3=0,102$, $t/d_3=2,04$ и $Pr=0,72$ в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Fig. 4. Relative coefficient of hydraulic resistance $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ and heat exchange Nu_{\square}/Nu_{Δ} in flat channels with semicircular turbulators at $h/d_3=0,102$, $t/d_3=2,04$ and $Pr = 0.72$ depending on the Reynolds number $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Для высоких турбулизаторов потока с $h/d_3=0,102$ и с более широким шагом между турбулизаторами $t/d_3 = 2,04$ (рис. 5) гидравлическое сопротивление в плоских каналах с квадратными турбулизаторами потока неуклонно повышается с увеличением числа Рейнольдса примерно на $(15 \div 45)\%$; соответствующее повышение теплообмена тоже происходит почти монотонным образом, достигая порядка 4% .

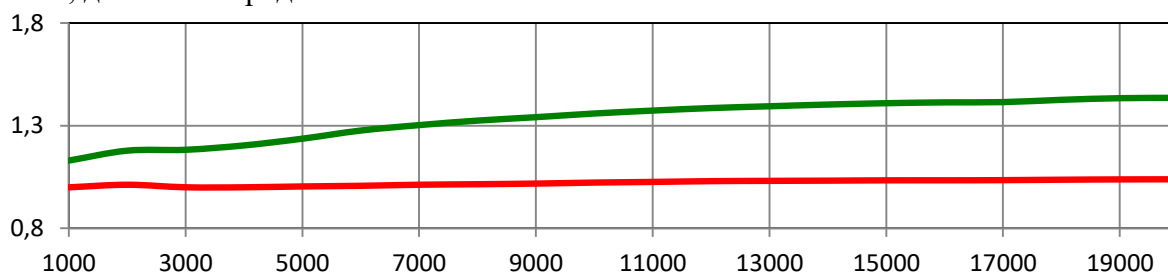


Рис. 5. Относительные коэффициент гидравлического сопротивления $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ и теплообмена Nu_{\square}/Nu_{Δ} в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами при $h/d_3=0,102$, $t/d_3=1,02$ и $Pr=0,72$ в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Fig. 5. Relative coefficient of hydraulic resistance $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ and heat exchange Nu_{\square}/Nu_{Δ} in flat channels with semicircular turbulators at $h/d_3=0,102$, $t/d_3=1,02$ and $Pr = 0.72$ depending on the Reynolds number $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Относительные гидравлическое сопротивление $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ и теплообмен Nu_{\square}/Nu_{Δ} для плоских каналов с треугольными турбулизаторами. Значения относительного коэффициента гидравлического сопротивления $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ и теплообмена Nu_{\square}/Nu_{Δ} в плоских каналах с треугольными турбулизаторами приводятся на рис. 23—27 в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$.

Как видно из рис. 6, для условий $h/d_3=0,056$ и $t/d_3=0,28$ относительное гидравлическое сопротивление в плоских каналах с квадратными турбулизаторами потока с ростом числа Рейнольдса по сравнению с треугольными турбулизаторами сначала увеличивается вплоть до $Re=5 \cdot 10^3$ примерно до 13% , а затем неуклонно снижается: при значении $Re=1,3 \cdot 10^4$ гидравлические сопротивления становятся равными, а при $Re=2 \cdot 10^4$ гидравлическое сопротивление канала с треугольными турбулизаторами становятся больше примерно на $12,5\%$.

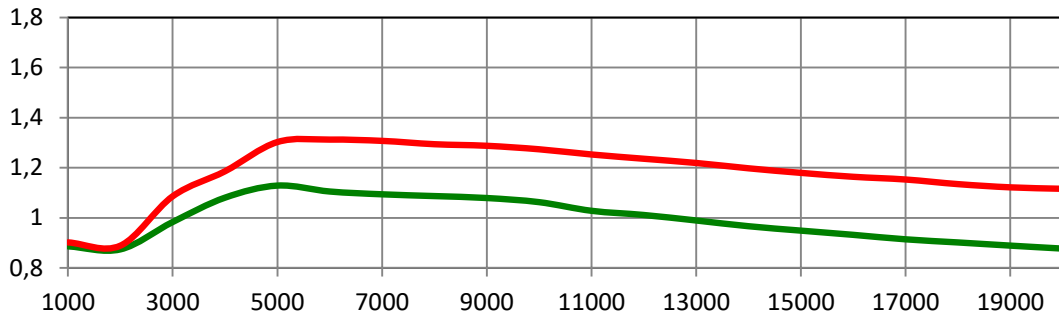


Рис. 6. Относительные коэффициент гидравлического сопротивления $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ и теплообмена Nu_{\square}/Nu_{Δ} в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами при $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,28$ и $Pr=0,72$ в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3+2 \cdot 10^4$
Fig. 6. Relative coefficient of hydraulic resistance $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ and heat exchange Nu_{\square}/Nu_{Δ} in flat channels with semicircular turbulators at $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,28$ and $Pr = 0.72$ depending on the Reynolds number $Re=10^3+2 \cdot 10^4$

Относительный теплообмен изменяется сходным по отношению к числу Рейнольдса образом: сначала превалирование теплообмена в плоских каналах с квадратными турбулизаторами достигает немногим более 30%, а затем снижается вплоть до 11,5%.

При увеличении шага между турбулизаторами, т.е. для условий $h/d_3=0,056$ и $t/d_3=0,56$, изменение относительного теплообмена Nu_{\square}/Nu_{Δ} и относительного гидравлического сопротивления $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ происходит практически одинаковым образом: вплоть до $Re=4 \cdot 10^3$ имеет место их увеличение почти до 30%, после чего имеет место их снижение, которое приводит к тому, что при $Re=10^4$ относительные гидравлическое сопротивление и теплообмен для канала с квадратными турбулизаторами становятся меньше, чем с треугольными приблизительно на 10%; в дальнейшем, после $Re>10^4$, данная разность стабилизируется и сохраняется вплоть до $Re=2 \cdot 10^4$. Дальнейшее увеличение шага между турбулизаторами ($h/d_3=0,056$ и $t/d_3=0,84$) (рис. 7) приводит к тому, что относительное гидравлическое сопротивление в каналах с квадратными турбулизаторами снижается по сравнению с треугольными на (2÷5)%.

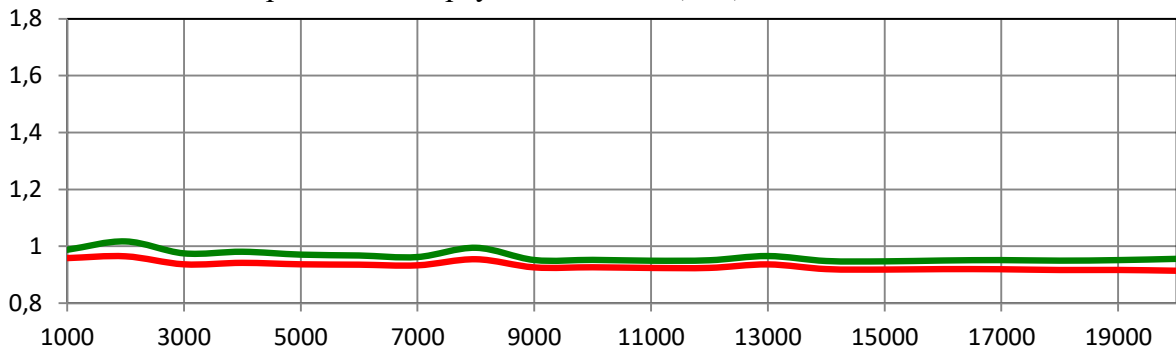


Рис. 7. Относительные коэффициент гидравлического сопротивления $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ и теплообмена Nu_{\square}/Nu_{Δ} в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами при $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,84$ и $Pr=0,72$ в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3+2 \cdot 10^4$
Fig. 7. Relative coefficient of hydraulic resistance $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ and heat exchange Nu_{\square}/Nu_{Δ} in flat channels with semicircular turbulators at $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,84$ and $Pr = 0.72$ depending on the Reynolds number $Re=10^3+2 \cdot 10^4$

Относительный теплообмен снижается практически так же, как и относительное гидросопротивление, но несколько больше — на (6,5÷8,5)%. Для более высоких турбулизаторов с $h/d_3=0,102$ и $t/d_3=1,02$ относительные гидравлическое сопротивление и теплообмен в плоских каналах с квадратными и треугольными турбулизаторами потока ($\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$ и Nu_{\square}/Nu_{Δ}) изменяются примерно одинаковым образом: с увеличением числа Рейнольдса они немного уменьшаются на (7,5÷10,5)%. Для высоких турбулизаторов потока с $h/d_3=0,102$ и с более широким шагом между турбулизаторами $t/d_3=2,04$ (рис. 8) относительное гидравлическое сопротивление $\xi_{\square}/\xi_{\Delta}$, начиная с $Re=5 \cdot 10^3$, неуклонно увеличивается с единицы, достигая к $Re=2 \cdot 10^4$ увеличения примерно в 5%; относительный теплообмен Nu_{\square}/Nu_{Δ} почти для всех чисел Рейнольдса меньше единицы приблизительно на 4,5%.

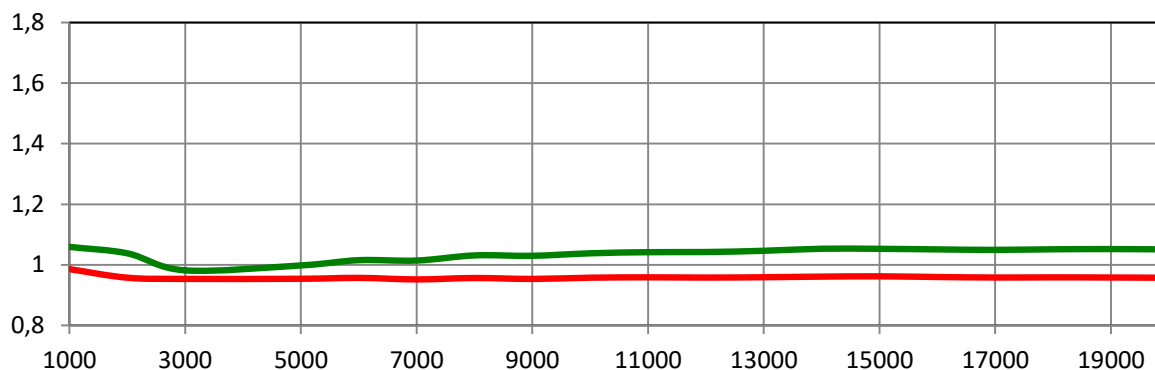


Рис. 8. Относительные коэффициент гидравлического сопротивления ξ_{Δ}/ξ_0 и теплообмена Nu_{Δ}/Nu_0 в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами при $h/d_3=0,102$, $t/d_3=1,02$ и $Pr=0,72$ в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$.

Fig. 8. The relative coefficient of hydraulic resistance ξ_{Δ}/ξ_0 and heat exchange Nu_{Δ}/Nu_0 in flat channels with semicircular turbulizers at $h/d_3=0,102$, $t/d_3=1,02$ and $Pr = 0.72$ depending on the Reynolds number $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Относительные гидравлическое сопротивление ξ_{Δ}/ξ_0 и теплообмен Nu_{Δ}/Nu_0 для плоских каналов с прямоугольными (ширина равна двум высотам) турбулизаторами. Значения относительного коэффициента гидравлического сопротивления ξ_{Δ}/ξ_0 и теплообмена Nu_{Δ}/Nu_0 в плоских каналах с прямоугольными турбулизаторами приводятся на рис. 9-11 в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$. При $h/d_3=0,056$ и $t/d_3=0,28$ относительные теплообмен Nu_{Δ}/Nu_0 и гидравлическое сопротивление ξ_{Δ}/ξ_0 в плоских каналах с квадратными и прямоугольными турбулизаторами потока (рис. 9) с ростом числа Рейнольдса изменяются почти одинаково вплоть до $Re=5 \cdot 10^3$: до $Re=4 \cdot 10^3$ эти значения незначительно увеличиваются примерно на 15%, а затем резко увеличиваются до 70%, после чего относительное гидравлическое сопротивление вплоть до значения $Re=9 \cdot 10^3$ незначительно увеличивается до значений 75,5%, а затем неуклонно снижается, достигая при $Re=2 \cdot 10^4$ уровня 50%.

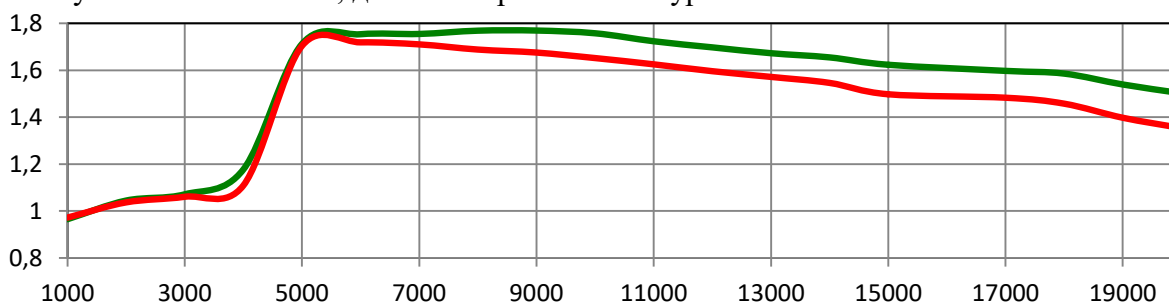


Рис. 9 Относительные коэффициент гидравлического сопротивления ξ_{Δ}/ξ_0 и теплообмена Nu_{Δ}/Nu_0 в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами при $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,28$ и $Pr=0,72$ в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Fig. 9 Relative coefficient of hydraulic resistance ξ_{Δ}/ξ_0 and heat exchange Nu_{Δ}/Nu_0 in flat channels with semicircular turbulizers at $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,28$ and $Pr = 0.72$ depending on the Reynolds number $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Относительный теплообмен Nu_{Δ}/Nu_0 начинает почти неуклонно снижаться сразу же после отметки $Re=5 \cdot 10^3$ и к отметке $Re=2 \cdot 10^4$ достигает значения 35%. При увеличении шага между турбулизаторами, при $h/d_3=0,056$ и $t/d_3=0,56$, относительное гидравлическое сопротивление ξ_{Δ}/ξ_0 с ростом числа Рейнольдса сначала увеличивается и это увеличение при $Re=6 \cdot 10^3$ достигает значения немногим более 15%, а затем снижается до $Re=10^4$, достигая 10%-ного увеличения. При повышении числа Рейнольдса относительное гидравлическое сопротивление ξ_{Δ}/ξ_0 медленно, но неуклонно увеличивается, достигая при $Re=2 \cdot 10^4$ увеличения около 16%. Относительный теплообмен Nu_{Δ}/Nu_0 изменяется несколько по-другому: он сначала увеличивается, достигая к $Re=4 \cdot 10^3$ увеличения в 10,5%, после чего он вновь сначала падает и достигает единицы при $Re=1,1 \cdot 10^4$, а затем незначительно увеличивается вплоть до значения приблизительно 2,5% в отметке $Re=2 \cdot 10^4$. При дальнейшем увеличении шага между турбулизаторами, т.е. при $h/d_3=0,056$ и $t/d_3=0,84$ (рис. 10), относительные гидравлическое сопротивление ξ_{Δ}/ξ_0 и теплообмен Nu_{Δ}/Nu_0 почти монотонным образом увеличиваются при увеличении числа Рей-

нольдса практически от единицы, достигая к $Re=2 \cdot 10^4$ увеличения в 18,5% для относительного гидравлического сопротивления и увеличения в 4,5% для относительного теплообмена.

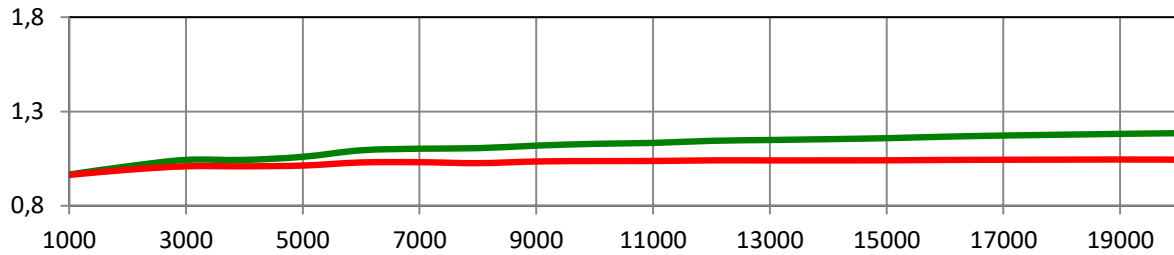


Рис. 10. Относительные коэффициент гидравлического сопротивления ξ/ξ_0 и теплообмена Nu/Nu_0 в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами при $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,84$ и $Pr=0,72$ в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Fig. 10. Relative coefficient of hydraulic resistance ξ/ξ_0 and heat exchange Nu/Nu_0 in flat channels with semicircular turbulizers at $h/d_3=0,056$, $t/d_3=0,84$ and $Pr = 0.72$ depending on the Reynolds number $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Для относительно более высоких турбулизаторов с $h/d_3=0,102$ и $t/d_3=1,02$ относительное гидравлическое сопротивление в плоских каналах с квадратными и прямоугольными турбулизаторами потока ξ/ξ_0 сначала заметно увеличивается вплоть до $Re=3 \cdot 10^3$ примерно до 18%-ного уровня, а затем это увеличение происходит довольно слабым образом, достигая к $Re=2 \cdot 10^4$ уровня в 21%. Значения относительного теплообмена Nu/Nu_0 почти для всех чисел Рейнольдса колеблются в районе превышения единицы на $(3 \div 4)\%$.

Для турбулизаторов с более широким шагом между турбулизаторами $t/d_3=2,04$ и большой относительной высоты $h/d_3=0,102$ (рис. 11) относительное гидравлическое сопротивление ξ/ξ_0 более заметно увеличивается с единицы примерно до отметки $Re=6 \cdot 10^3$, достигая практически 24%-ного увеличения, после чего увеличение происходит менее заметно, достигнув к $Re=2 \cdot 10^4$ значения 28%.

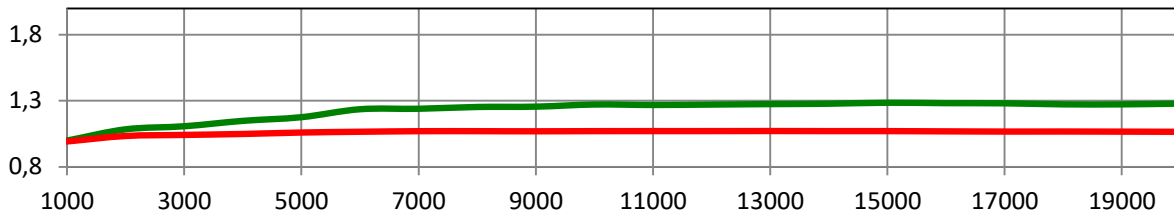


Рис. 11. Относительные коэффициент гидравлического сопротивления ξ/ξ_0 и теплообмена Nu/Nu_0 в плоских каналах с полукруглыми турбулизаторами при $h/d_3=0,102$, $t/d_3=1,02$ и $Pr=0,72$ в зависимости от числа Рейнольдса $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Fig. 11. The relative coefficient of hydraulic resistance ξ/ξ_0 and heat exchange Nu/Nu_0 in flat channels with semicircular turbulizers at $h/d_3=0,102$, $t/d_3=1,02$ and $Pr = 0.72$ depending on the Reynolds number $Re=10^3 \div 2 \cdot 10^4$

Увеличение относительного теплообмена Nu/Nu_0 для этих условий происходит довольно медленно: до отметки $Re=7 \cdot 10^3$ имеет место увеличение относительного теплообмена до 7%, после чего это увеличение практически стабилизируется. Общее сравнение полученных в данной статье расчётных данных с опытным материалом, приведенным в [22], показывает их вполне удовлетворительную корреляцию между собой. В работе [22] разница между гидросопротивлениями в плоских каналах с двойными симметричными турбулизаторами различных поперечных сечений достигает порядка трети, что независимым образом подтверждается полученными в рамках данной статьи расчётными данными.

Вывод. 1. Сгенерирована модель расчёта для интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении для плоского канала, с симметрично расположенными на обеих его сторонах турбулизаторами различного поперечного сечения (квадратного, прямоугольного, треугольного, полукруглого) в зависимости от геометрических параметров канала и режимов течения теплоносителя. Ранее подобное было реализовано только для квадратных турбулизаторов в [22], где отмечалась потенциальная возможность применения метода для других видов турбули-

затов.

2. Получены результаты расчёта интенсифицированного теплообмена в плоских каналах с двойными турбулизаторами различных поперечных сечений (квадратного, прямоугольного, полукруглого, треугольного) в зависимости от определяющих параметров вполне удовлетворительно согласующиеся с существующим экспериментальным материалом, но имеющие перед последними неоспоримое преимущество, т.к. допущения, принятые при их выводе, охватывают гораздо более широкий диапазон определяющих параметров, чем ограничения, имеющиеся в экспериментах ($Pr=0,7\div100$; $Re=10^3\div10^6$; $h/d_3=0,005\div0,2$; $t/h=1\div200$).

3. При интенсификации теплообмена в плоских каналах симметричными выступами квадратного, прямоугольного и треугольного поперечных сечений, т.е. сравнительно резких очертаний, в вихрях до выступов и за ними выработка турбулентности сопоставима с диссипацией энергии, что приводит к увеличенным гидравлическим потерям; для плоских каналов с выступами полукруглого поперечного сечения, т.е. сравнительно плавных очертаний, диссипация энергии гораздо меньше, поэтому и гидравлическое сопротивление в таких каналах меньше.

4. Проведён подробный анализ структуры вихревых зон между периодическими поверхностно расположенными в плоском канале турбулизаторами потока квадратного, полукруглого, треугольного и прямоугольного поперечных сечений в зависимости от геометрических и режимных параметров течения теплоносителя, выявлено влияние вышеуказанных вихревых зон теплообмен и гидравлическое сопротивление канала; подтверждена оптимальность применения к абьютированным турбулизаторам, где гидравлические потери много меньше, чем для турбулизаторов резких очертаний, что прямо или косвенно верифицируется существующим экспериментальным материалом [1-6].

Библиографический список:

1. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К.Калинин, Г.А.Дрейцер, И.З.Копп, и др. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
2. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1972. 220 с.
3. Han J.C., Park J.S., Ibrahim M.Y. Measurement of heat transfer and pressure drop in rectangular channel with turbulence promoters // NASA Contractor Rep. 4015. Texas AEM University College Station. Texas, 1986. 200 p.
4. Han J.C., Park J.S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators // Int. J. Heat Mass Transfer. 1988. V. 31. № 1. P. 183195.
5. Павловский В.Г., Дедусенко Ю.М. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в коротком плоскопараллельном канале с искусственно шероховатыми стенками // Инженерно-физический журнал. 1969. Т. XVII. № 6. С. 1098—1101.
6. Павловский В.Г. Определение тепловой эффективности турбулизации воздушного потока в гидродинамическом начальном участке плоскопараллельного канала // Депон. ВИНТИ АН СССР. 1969. № 630.
7. Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчёт конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XIV Школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. М.: МЭИ, 2003. Т. 1. С. 57—60.
8. Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчёт конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами // Вестник МАИ. 2004. Т. 11. № 2. С. 28—35.
9. Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчёт конвективного теплообмена в трубе с периодически расположенными поверхностными турбулизаторами потока // Теплофизика высоких температур. 2005. Т. 43. № 2. С. 223—230.
10. Калинин Э.К., Лобанов И.Е. Проблемы исследования теплообменных процессов при течениях однофазных сред на этапе успешного развития численного моделирования // Тезисы докладов и сообщений VI Минского международного форума по тепломассообмену. Минск, 2008. Т. 1. С. 101—103.
11. Калинин Э.К., Лобанов И.Е. Проблемы исследования теплообменных процессов при течениях однофазных сред на этапе успешного развития численного моделирования // Труды VI Минского международного форума по тепломассообмену. Минск, 2008. Секция № 1. Конвективный тепломассообмен. Доклад № 1.27. С. 1—10.
12. Вихревая интенсификация конвективного теплообмена при турбулентном течении воздуха и масла в трубах и каналах с периодическими элементами дискретной шероховатости / С.А.Исаев, А.С.Мякочин, А.А.Низовитин, И.Е.Лобанов, О.А.Бояркина // Труды Пятой Российской национальной конференции по теплообмену. В 8 томах. Том 6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. М.: МЭИ, 2010. С. 84-87.
13. Интенсификация теплообмена в трубах с объёмными и поверхностными вихрегенераторами для неоднородных теплоносителей /С.А.Исаев, П.А.Баранов, М.А.Готовский, А.С.Мякочин, А.А.Низовитин, И.Е.Лобанов // Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: Четвёртая международная конференция: тезисы докладов. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. С. 66.
14. Интенсификация теплообмена в трубах с объёмными и поверхностными вихрегенераторами для неоднородных теплоносителей /С.А.Исаев, П.А.Баранов, М.А.Готовский, А.С.Мякочин, А.А.Низовитин, И.Е.Лобанов // Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: Четвёртая международная конференция: сборник докладов. М., 2011. Секция 2. Доклад № 20. С. 1—34.
15. Лобанов И.Е. Теоретическое исследование структуры вихревых зон между периодическими, поверхностно расположенными турбулизаторами потока прямоугольного поперечного сечения // Известия вузов. Авиационная техника. 2011. № 4. С. 64—66.
16. Лобанов И.Е., Калинин Э.К. Теоретическое исследование, сопоставление с экспериментом линий тока и составляющих кинетической энергии турбулентных пульсаций в вихревых структурах в трубах с турбулизаторами // Отраслевые аспекты технических наук. — 2011. — № 12. — С. 4—15.
17. Лобанов И.Е. Моделирование структуры вихревых зон между периодическими поверхностно расположенными турбулизаторами потока прямоугольного поперечного сечения // Математическое моделирование. 2012. Т. 24. № 7. С. 45—58.

18. Лобанов И.Е. Математическое моделирование структуры вихревых зон между периодическими поверхностно расположенными турбулизаторами потока полукруглого и квадратного поперечного сечения // *Отраслевые аспекты технических наук*. 2012. № 9. С. 11—30.
19. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук. — М.: МАИ, 2005. 632 с.
20. Лобанов И.Е., Штейн Л.М. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.) В 4-х томах. Том I. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением основных аналитических и численных методов. — М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2009. 405 с.
21. Ashrafian A., Andersson H.I. Roughness Effects in Turbulent Channel Flow // *Turbulence, Heat Transfer and Mass Transfer 4*. — New York, Wellington (UK): Begell House Inc., 2003. P. 425—432.
22. Лобанов И.Е. Математическое моделирование структуры вихревых зон между периодическими поверхностно расположенными турбулизаторами потока полукруглого, квадратного и треугольного поперечного сечения // *Электронный научный журнал "Исследования технических наук"*. 2016. Выпуск 2 (20). Апрель—Июнь. С. 3-20.
23. Лобанов И.Е. Математическое низкорейнольдсовое моделирование теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с симметрично расположенными на обеих сторонах турбулизаторами // *Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки*. 2018. Том 45. № 2. С. 70-93. DOI: 10.21822/2073-6185-2018-45-2-70-93.

References:

1. Effektivnyye poverkhnosti teploobmena / E.K.Kalinin, G.A.Dreytser, I.Z. Kopp, i dr. M.: Energoatomizdat, 1998. 408 s. [Effektivnyye poverkhnosti teploobmena / E.K.Kalinin, G.A.Dreytser, I.Z. Kopp, i dr. M.: Energo-atomizdat, 1998. 408 s. Effective heat exchange surfaces / E.K. Kalinin, G.A. Dreytser, I.Z. Kopp, et al. Moscow: Energoatomizdat, 1998. 408 p. (In Russ.)]
2. Kalinin E.K., Dreytser G.A., Yarkho S.A. Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh. M.: Mashinostroyeniye, 1972. 220 s. [Kalinin, E.K., Dreytser, G.A., Yarho, S.A. Intensification of heat transfer in the channels. M.: Mashinostroyeniye, 1972. 220 p. (In Russ.)]
3. Han J.C., Park J.S., Ibrahim M.Y. Promoters // *nasa Contactor Rep.* 4015. Texas AEM University College Station. - Texas, 1986. 200 p.
4. Han J.C., Park J.S. Developing heat transfer with rib turbulators // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1988. V. 31. No. 1. R. 183195.
5. Pavlovskiy V.G., Dedusenko YU.M. Teploobmen i gidravlicheskiye soprotivleniya v korotkom plo-skoparallel'nom kanale s iskusstvenno sherokhovatyimi stenkami // *Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal*. 1969. T. XVII. № 6. С. 1098—1101. [Pavlovsky V.G., Dedusenko Yu.M. Heat transfer and hydraulic resistance in a short plane-parallel channel with artificially rough walls // *Engineering Physics Journal*. 1969. T. XVII. № 6. С. 1098-1101. (In Russ.)]
6. Pavlovskiy V.G. Opredeleniye teplovoy effektivnosti turbulizatsii vozdušnogo potoka v gid-rodinamicheskom nachal'nom uchastke ploskoparallel'nogo kanala // *Depon. VINITI AN SSSR*. 1969. № 630. [Pavlovsky V.G. Determination of thermal efficiency of air flow turbulization in the hydrodynamic initial section of a plane-parallel channel // *Depon. VINITI Academy of Sciences of the USSR*. 1969. No. 630. (In Russ.)]
7. Dreytser G.A., Isayev S.A., Lobanov I.Ye. Raschot konvektivnogo teploobmena v trube s periodicheskiimi vystupami // *Problemy gazodinamiki i teplomassoobmena v energeticheskikh ustanovkakh: Trudy XIV Shkoly-seminara molodykh uchonykh i spetsialistov pod rukovodstvom akademika RAN A.I.Leont'yeva*. M.: MEI, 2003. T. 1. S. 57—60. [Dreytser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodic protrusions // *Problems of gas dynamics and heat and mass transfer in power plants: Proceedings of the XIV School-Seminar of Young Scientists and Specialists under the supervision of Academician of RAS A.I. Leontiev*. M.: MEI, 2003. T. 1. S. 57-60. (In Russ.)]
8. Dreytser G.A., Isayev S.A., Lobanov I.Ye. Raschot konvektivnogo teploobmena v trube s periodicheskiimi vystupami // *Vestnik MAI*. 2004. T. 11. № 2. S. 28—35. [Dreytser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodic protrusions // *Bulletin of the MAI*. 2004. V. 11. No. 2. S. 28—35. (In Russ.)]
9. Dreytser G.A., Isayev S.A., Lobanov I.Ye. Raschot konvektivnogo teploobmena v trube s periodicheskiimi raspolozhennymi poverkhnostnyimi turbulizatorami potoka // *Teplofizika vysokikh temperatur*. 2005. T. 43. № 2. S. 223—230. [Dreytser G.A., Isaev S.A., Lobanov I.E. Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodically located surface flow turbulators // *High Temperature Thermal Physics*. 2005. T. 43. No. 2. P. 223-230. (In Russ.)]
10. Kalinin E.K., Lobanov I.Ye. Problemy issledovaniya teploobmennyykh protsessov pri techeniyakh od-nofaznykh sred na etape uspehnogo razvitiya chislennogo modelirovaniya // *Tezisy dokladov i soob-shcheniy VI Minskogo mezhnunarodnogo foruma po teplomassoobmenu*. Minsk, 2008. T. 1. S. 101—103. [Kalinin, E.K., Lobanov, I.E. Problems of research of heat exchange processes in flows of single-phase media at the stage of successful development of numerical simulation // *Abstracts of reports and communications of the VI Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer*. Minsk, 2008. V. 1. S. 101-103. (In Russ.)]
11. Kalinin E.K., Lobanov I.Ye. Problemy issledovaniya teploobmennyykh protsessov pri techeniyakh od-nofaznykh sred na etape uspehnogo razvitiya chislennogo modelirovaniya // *Trudy VI Minskogo mezhnunarodnogo foruma po teplomassoobmenu*. Minsk, 2008. Sektsiya № 1. Konvektivnyy teplomas-soobmen. Doklad № 1.27. S. 1—10. [Kalinin, E.K., Lobanov, I.E. Problems of research of heat exchange processes in flows of single-phase media at the stage of successful development of numerical simulation // *Works of the VI Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer*. Minsk, 2008. Section No. 1. Convective heat and mass exchange. Report number 1.27. S. 1-10. (In Russ.)]
12. Vikhrevaya intensifikatsiya konvektivnogo teploobmena pri turbulentnom techenii vozdukh i masla v trubakh i kanalakh s periodicheskimi elementami diskretnoy sherokhovatosti / S.A.Isayev, A.S. Mya-kochin, A.A. Nizovitin, I.Ye.Lobanov, O.A.Boyarkina // *Trudy Pyatoy Rossiyskoy natsional'noy kon-ferentsii po teploobmenu. V 8 tomakh. Tom 6. Intensifikatsiya teploobmena. Radiatsionnyy i slozh-nyy teploobmen*. M.: MEI, 2010. S. 84-87. [Vortex intensification of convective heat exchange in turbulent flow of air and oil in pipes and channels with periodic elements of discrete roughness / S.A.Isaev, A.S. Mya-Cochin, A.A. Nizovitin, I.E. Lobanov, O.A. Boyarkina // *Proceedings of the Fifth Russian National Conference on Heat Exchange*. In 8 volumes. Volume 6. Heat transfer intensification. Radiation and complex heat transfer. M.: MEI, 2010. S. 84-87. (In Russ.)]
13. Intensifikatsiya teploobmena v trubakh s ob'yomnymi i poverkhnostnymi vikhregeneratorami dlya ne-odnorodnykh teplonositeley / S.A.Isayev, P.A. Baranov, M.A.Gotovskiy, A.S.Myakochin, A.A.Nizovitin, I.Ye.Lobanov // *Teplomassoobmen i gidrodinamika v zakruchennykh potokakh: Chetvor-taya mezhnunarodnaya konferentsiya: tezisy dokladov*. M.: Izdatel'skiy dom MEI, 2011. S. 66. [Intensification of heat transfer in pipes with volumetric and surface vortex generators for non-uniform heat carriers / S.A.Isaev, P.A. Baranov, M.A.Gotovskiy, A.S.Myakochin, A.A.Nizovitin, I.E. Lobanov // *Heat and Mass Transfer and Hydrodynamics in Swirling Flows: Fourth International Conference: Abstracts of Reports*. M.: Publishing House MEI, 2011. P. 66. (In Russ.)]
14. Intensifikatsiya teploobmena v trubakh s ob'yomnymi i poverkhnostnymi vikhregeneratorami dlya ne-odnorodnykh teplonositeley / S.A.Isayev, P.A. Baranov, M.A.Gotovskiy, A.S.Myakochin, A.A.Nizovitin, I.Ye.Lobanov // *Teplomassoobmen i gidrodinamika v zakruchennykh potokakh: Chetvor-taya mezhnunarodnaya konferentsiya: sbornik dokladov*. M., 2011. Sektsiya 2. Doklad № 20. S. 1—34. [Intensification of heat exchange in pipes with volumetric and surface vortex generators for non-uniform heat carriers / S.A.Isaev, P.A. Baranov, M.A.Gotovskiy, A.S.Myakochin, A.A.Nizovitin, I.E.Lobanov // *Heat and Mass Transfer and Hydrodynamics in Swirling Flows: Fourth International Conference: collection of reports*. M., 2011. Section 2. Report number 20. P. 1—34. (In Russ.)]
15. Lobanov I.Ye. Teoreticheskoye issledovaniye struktury vikhrevykh zon mezhdu periodicheskimi, po-verkhnostno raspolozhennymi turbulizatorami potoka pryamougol'nogo poperechnogo secheniya // *Iz-vestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika*. 2011. № 4. S. 64—66. [Lobanov I.E. Theo-

- retical study of the structure of the vortex zones between periodic, surface-located turbulizers of a rectangular cross-section flow // *Izvestia Vuzov. Aviation technology*. 2011. No. 4. P. 64–66. (In Russ.)]
16. Lobanov I.Ye., Kalinin E.K. Teoreticheskoye issledovaniye, sopostavleniye s eksperimentom liniy toka i sostavlyayushchikh kineticheskoy energii turbulentnykh pul'satsiy v vikhrevykh strukturakh v tru-bakh s turbulizatorami // *Otraslevyye aspekty tekhnicheskikh nauk*. 2011. № 12. S. 4-15. [Lobanov I.E., Kalinin E.K. Theoretical study, comparison with experiment of current lines and components of the kinetic energy of turbulent pulsations in vortex structures in pipes with turbulizers // *Sectoral Aspects of Technical Sciences*. 2011. № 12. pp. 4-15. (In Russ.)]
17. Lobanov I.Ye. Modelirovaniye struktury vikhrevykh zon mezhdu periodicheskimi poverkhnostno ras-polozhennymi turbulizatorami potoka pryamougol'nogo poperechnogo secheniya // *Matematicheskoye modelirovaniye*. 2012. T. 24. № 7. S. 45—58. [Lobanov I.E. Modeling the structure of the vortex zones between periodic surface-distributed turbulators of a flow of rectangular cross section // *Mathematical modeling*. 2012. V. 24. No. 7. P. 45—58. (In Russ.)]
18. Lobanov I.Ye. Matematicheskoye modelirovaniye struktury vikhrevykh zon mezhdu periodicheskimi po-verkhnostno raspolzhenymi turbulizatorami potoka polukruglogo i kvadratnogo poperechnogo secheniya // *Otraslevyye aspekty tekhnicheskikh nauk*. 2012. № 9. S. 11—30. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of the structure of the vortex zones between periodic surface-located turbulizers of semicircular and square cross-section flow // *Sectoral Aspects of Technical Sciences*. 2012. № 9. S. 11-30. (In Russ.)]
19. Lobanov I.Ye. Matematicheskoye modelirovaniye intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulent-nom techenii v kanalakh: Dissertatsiya na soiskaniye uchono stepeni doktora tekhnicheskikh nauk. — M.: MAI, 2005. 632 s. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of intensified heat exchange in turbulent flow in canals: Thesis for the degree of doctor of technical sciences. - M.: MAI, 2005. 632 p. (In Russ.)]
20. Lobanov I.Ye., Shteyn L.M. Perspektivnyye teploobmennyye apparaty s intensifitsirovannym tep-loobmenom dlya metallurgicheskogo proizvodstva. (Obshchaya teoriya intensifitsirovannogo teploob-mena dlya teploobmennyykh apparatov, primenyayemykh v sovremennom metallurgicheskoye proizvodstve.) V 4-kh tomakh. Tom I. Matematicheskoye modelirovaniye intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh s primeneniye osnovnykh analiticheskikh i chislennykh metodov. — M.: Izdatel'stvo Assotsiatsii stroitel'nykh vuzov, 2009. 405 s. [Lobanov I.E., Stein L.M. Perspective heat exchangers with intensified heat exchange for metallurgical production. (The general theory of intensified heat exchangers for heat exchangers used in modern metallurgical production.) In 4 volumes. Volume I. Mathematical modeling of the intensified heat exchange at a turbulent flow in the channels with using basic analytical and numerical methods. - M.: Publishing House of the Association of Construction Universities, 2009. 405 p. (In Russ.)]
21. Ashrafian A., Andersson H.I. Roughness Effects in Turbulent Channel Flow // *Turbulence, Heat Transfer and Mass Transfer 4*. - New York, Wellington (UK): Begell House Inc., 2003. P. 425-432.
22. Lobanov I.Ye. Matematicheskoye modelirovaniye struktury vikhrevykh zon mezhdu periodicheskimi poverkhnostno raspolzhenymi turbulizatorami potoka polukruglogo, kvadratnogo i treugol'nogo poperechnogo secheniya // *Elektronnyy nauchnyy zhurnal "Issledovaniya tekhnicheskikh nauk"*. 2016. Vypusk 2 (20). April'—Iyun'. S. 3—20. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of the structure of the vortex zones between periodic surface-located turbulizers of a semicircular, square and triangular cross-section flow // *Electronic scientific journal "Research in Technical Sciences"*. 2016. Issue 2 (20). April June. Pp. 3-20. (In Russ.)]
23. Lobanov I.Ye. Matematicheskoye nizkoreynol'dsovoye modelirovaniye teploobmena pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s simmetrichno raspolzhenymi na obeikh storonakh turbulizatorami // *Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskkiye nauki*. 2018. Tom 45. № 2. S. 70-93. DOI: 10.21822/2073-6185-2018-45-2-70-93. [Lobanov I.E. Mathematical low-rate modeling of heat exchange in turbulent flow in flat channels with turbulators symmetrically located on both sides // *Herald of Daghestan State Technical University. Technical science*. 2018. Volume 45. No. 2. C. 70-93. DOI: 10.21822 / 2073-6185-2018-45-2-70-93. (In Russ.)]

Сведения об авторе:

Игорь Евгеньевич Лобанов — доктор технических наук, ведущий научный сотрудник проблемной научно-исследовательской лаборатории (ПНИЛ) — 204.

Information about the author.

Igor' E. Lobanov - Dr. Sci. (Technical), Leading researcher, Problematic scientific-research Laboratory — 204

Конфликт интересов

Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов

Поступила в редакцию 24.01.2019.

Принята в печать 02.03.2019.

Conflict of interest.

The author declare no conflict of interest.

Received 24.01.2019.

Accepted for publication 02.03.2019.