

УДК 536.24

Об оптимальных условиях для установки перегородки в потоке за обратным уступом для максимальной её эффективности

Г. Эслами¹, А. Кербалаи²

¹Исламский университет Азад, Ахар, Иран

²Университет центральной Флориды, Орландо, США

E-mail: gh.eslami@iau-ahar.ac.ir, gh.eslami@gmail.com

Многочисленные исследования показывают, что установка перегородки в канале способствует улучшению теплообмена в потоках за обратным уступом. Очевидно, вследствие этого увеличивается перепад давления в канале. В представленной работе основное внимание уделяется поиску оптимального места для установки и лучшей ориентации перегородки с целью максимизации ее тепловых характеристик. Рассматривается установившееся ламинарное течение несжимаемой жидкости в канале с расширением $ER = 2$ при частично нагреваемой постоянным тепловым потоком нижней стенке канала. В ходе численного моделирования уравнения Навье–Стокса решались методом конечных элементов. Для решения данной проблемы определено два новых подхода, связанных с ограничением максимальной температуры и параметром оценки эффективности. Также проведено исследование независимости полученных результатов от расчетной сетки. Результаты численного моделирования показали хорошее согласование с опубликованными ранее данными. В ходе исследования определяется небольшая зона рядом с уступом для установки перегородки, которая дает более высокие значения параметра оценки эффективности и ограниченного параметра оценки эффективности. Показано, что в указанных обстоятельствах случай $(X_b, Y_b, \alpha) = (0,3, 0,9, -15^\circ)$ обеспечивает лучшую теплопередачу (75 %), а случай $(X_b, Y_b, \alpha) = (0,3, 0,9, 30^\circ)$ является наиболее оптимальным с точки зрения тепловых характеристик с ограниченным параметром эффективности, который составил 1,257.

Ключевые слова: обратный уступ, интенсификация теплообмена, перегородка, параметр оценки эффективности, оптимизация.

Введение

В технических системах часто неизбежно изменение поперечного сечения канала с потоком жидкости. В большинстве тепловых приложений, таких как камеры сгорания, охлаждающие каналы турбин, системы отвода тепла и теплообменники, происходит внезапное расширение канала. Поток жидкости при таком резком расширении в поперечном сечении канала известен в научной литературе как поток за обратным уступом (ОУ), и эта конфигурация является стандартной для исследований отрывного течения в механике жидкости [1]. Поток жидкости при резком расширении канала присуще большинство характеристик, свойственных явлению отрыва потока, таких как отрыв, рециркуляция, повторное присоединение и развитие сдвиговых слоев [2]. В литературе представлено огромное количество исследований, посвященных потоку за ОУ, который исследовался в рамках разных подходов, включая влияние на поле потока и теплообмен различных

© Эслами Г., Кербалаи А., 2021

параметров, таких как коэффициент расширения, угол наклона, высота уступа, граничные условия, тип рабочей жидкости, а также чисел Рейнольдса, Прандтля и Ричардсона. Обзор исследований по этой тематике можно найти в работе [3]. Еще один всесторонний и актуальный обзор современной литературы по механизмам потока за ОУ, теплообмену и управлению, включая основные сведения, экспериментальные и численные разработки, был представлен авторами [4]. Кроме того, поток за ОУ представляет собой тестовую конфигурацию для численного моделирования; исследователи часто проверяют свои вычислительные коды, используя поток за ОУ [5, 6].

Поток за ОУ может возникать как в соответствии с проектным требованием, так и случайным образом в различных ситуациях. Например, взаимодействие охлаждающей жидкости с электронными компонентами, установленными на печатных платах, вызывает типичный поток за ОУ в системе охлаждения. Теплообмен усиливается в области, близкой к точке присоединения, в то время как в зоне рециркуляции он ухудшается, особенно вблизи угла уступа [7]. Очевидно, что поток жидкости за обратным уступом, разогревается тепловым потоком, проникающим через нижнюю стенку. Следует избегать такой ситуации, так как это может привести к выходу из строя электронных плат из-за повышения температуры в области, близкой к уступу. Данная проблема привлекла внимание исследователей и побудила их к поиску эффективных методов ее устранения. Так, в последние годы исследователями использовались разные средства для контроля температуры и разделения потоков в течениях за ОУ, такие как пористые вставки [8], турбулизаторы [9], генераторы вихрей [10–12], плазменные преобразователи [13] и магнитные поля [14, 15].

Перегородки часто применяются для повышения эффективности в теплообменниках [16–18]. Для усиления конвективного теплообмена в гладких каналах используются перегородки различного типа, устанавливаемые на стенках. Этой теме посвящен обзор [19]. Авторы [20] изучали процесс генерации энтропии для потока наножидкости внутри канала, снабженного пористой перегородкой, путем численного моделирования. В работе [7] было предложено использовать метод установки перегородки в потоке за ОУ для регулирования температуры и, соответственно, увеличения теплообмена в области, прилегающей к уступу. Этот пассивный метод имеет приоритет перед другими подходами из-за простоты и экономичности [10, 11]. Перегородка изменяет структуру потока и направляет его к углу уступа и, следовательно, уменьшает размер и интенсивность рециркуляции потока за уступом, что приводит к усилению теплообмена. Авторы исследования [7] показали, что в потоке при $Re = 500$ предложенная ими перегородка может увеличить среднее число Нуссельта примерно на 190 % и 150 % при нагреве уступа и части нижней стенки канала соответственно.

В работе [21] на основе результатов двумерного численного исследования сравнивались характеристики щелевой перегородки с характеристиками сплошной твердотельной перегородкой в ламинарном потоке за ОУ. Авторы показали, что в целом более высокое среднее число Нуссельта достигается с помощью сплошной перегородки. Однако этот вариант продемонстрировал более слабую теплопередачу в конце нагретого участка даже по сравнению со случаем, когда в канале не установлена перегородка. Было определено, что в случае использования сплошной перегородки может произойти повторный отрыв основного потока от поверхности стенки в конце нагретой секции, что приведет к локальному ухудшению теплопередачи. Установка перегородки с прорезями может частично решить проблему повторного разделения потока и, следовательно, привести к высокому локальному коэффициенту теплопередачи в конце нагреваемой секции. Сравнение характеристик щелевой и сплошной перегородок в потоке за ОУ также проводилось в работе [22].

В работе [23] исследовался ламинарный стационарный поток за ОУ с перегородкой при $Re = 343$ с помощью трехмерного численного моделирования. Авторы рассматривали

расстояние от перегородки до уступа (расстояние между точкой установки перегородки и обратным уступом) как независимый параметр и сосредоточили внимание на его влиянии на характеристики потока и теплообмена в потоке за ОУ. Результаты показали, что по мере увеличения расстояния от перегородки до уступа пик числа Нуссельта на стенке с уступом смещается в направлении вниз по потоку и максимальное число Нуссельта достигается около боковых стенок канала. В то же время коэффициент трения на данной стенке уменьшается с увеличением расстояния между перегородкой и уступом.

В работе [24] поток за ОУ с установленной перегородкой изучался путем решения основных уравнений с использованием метода конечного объема при малых числах Рейнольдса ($50 \leq Re \leq 400$). Здесь рассматривались теплофизические свойства рабочей жидкости на основе некоторых доступных соотношений, в которых учитывалось броуновское движение наночастиц в наножидкостях. В результате сравнения перегородок пяти различных конфигураций было обнаружено, что наклонная перегородка обеспечивает максимальное среднее число Нуссельта вдоль нагретой стенки, а также вызывает более высокий перепад давления. Кроме того, перепад давления можно уменьшить, сделав на перегородке прорезь подходящей конфигурации.

В работе [25] в отличие от большинства исследований в качестве рабочей жидкости была выбрана неньютоновская наножидкость (СМС – TiO_2). Было выполнено двумерное моделирование установившегося ламинарного течения несжимаемой жидкости потока за ОУ с перегородкой и проведено численное исследование. Авторы рассматривали зависящую от температуры вязкость рабочей жидкости с пренебрежимо малой вязкой диссипацией как в моделях Буссинеска, так и в других моделях, а также изучали течение и теплообмен в потоке за ОУ. Однако все исследование выполнялось при расположении перегородки в фиксированной точке. Был сделан вывод, что приближение Буссинеска завышает интенсивность теплопередачи для числа Ричардсона больше пяти ($Ri \geq 5$) и, таким образом, приближение не по модели Буссинеска является лучшей моделью для таких течений.

Авторы [26] провели двумерное численное исследование влияния реологии флюида на гидротермальную и энтропийную генерации в смешанном конвективном потоке за ОУ при наличии перегородки. При моделировании использовалась неньютоновская жидкость со степенным законом, и было обнаружено, что для всех изученных конфигураций перегородок взаимодействие степенного индекса и числа Ричардсона влияет на изменение генерации энтропии, давление, скорость жидкости и скорость теплопередачи в потоке за ОУ.

В исследовании [27] вместо стационарной была использована колеблющаяся перегородка, установленная на верхней стенке канала в потоке за ОУ. Авторы решили уравнения температуры и поля потока жидкости в двумерной области для фиксированного числа Рейнольдса ($Re = 400$) с помощью платформы OpenFOAM с открытым исходным кодом CFD.

В работе [28] авторы использовали для управления разделением потока за ОУ перегородку/ребро с изменяемыми геометрическими характеристиками (такими как расположение, длина и ориентация), установленную на верхней стенке. Это одно из немногих численных исследований, в которых изучалось влияние ориентации перегородки на тепловое и гидродинамическое поведение потока за ОУ. Оно проводилось для двух чисел Рейнольдса (200 и 400), характерных для ламинарного режима течения. Было обнаружено, что с помощью изменения расстояния между перегородкой и ступенькой (x_b) можно эффективно контролировать локальное число Нуссельта и положение первичной точки присоединения. Однако авторы не выдвинули никаких предположений о параметре оценки эффективности (ПОЭ). Здесь важно отметить, что каждый метод улучшения теплообмена сопровождается соответствующим падением перепада давления. Без учета

этого любое суждение о превосходстве предлагаемых методик в некотором роде несовершенно. Поэтому в настоящем исследовании ПОЭ является одним из наиболее важных изучаемых факторов.

В работе [29] было проведено численное моделирование усиления теплопередачи и анализа потока за ОУ при наличии пористой перегородки. Моделирование проводилось в двумерной области фиксированного размера для различных чисел Рейнольдса в диапазоне $100 \leq Re \leq 500$. Авторы изучали влияние различных геометрических параметров пористой перегородки, включая ее высоту, ширину и число Дарси ($10^{-2} \leq Da \leq 10^{-6}$), на теплообмен и потерю давления потока. Они пришли к выводу, что более высокие числа Рейнольдса и более длинные перегородки приводят к более интенсивному теплообмену, в то время как ширина перегородки существенно не влияет на теплопередачу нижней стенки.

Проанализировав соответствующую литературу, можно сделать вывод, что, несмотря на наличие различных работ, показывающих эффективность использования перегородки для управления потоком и теплопередачей, систематические исследования, в которых были бы определены оптимальные условия для использования перегородки в потоке за ОУ, отсутствуют. Здесь выражение «оптимальные условия» используются для обозначения местоположения и угла, при которых данная перегородка может обеспечить максимальное значение ПОЭ. Вышесказанное побудило авторов провести представленное исследование. В настоящей работе, в отличие от большинства доступных исследований, место и угол установки перегородки рассматриваются как переменные параметры конструкции. С этой целью изучается двумерный канал с ОУ со степенью расширения $ER = 2$, оснащенный заданной перегородкой длиной $L_b = 0,5$. Основные уравнения решаются численно методом конечных элементов в физической области для установившегося ламинарного течения несжимаемой жидкости с числом Рейнольдса $Re = 100$ и числом Прандтля $Pr = 0,71$. В результате тщательного изучения более ста вариантов и анализа результатов авторами определяются оптимальные условия.

1. Постановка задачи

Схема исследуемой задачи представлена на рис. 1. Начало системы координат O находится в основании уступа. Рабочая жидкость поступает в расчетную область с однородной температурой T_i и полностью развитым профилем скорости со средним значением u_i . Перегородка длиной l_b и небольшой толщины устанавливается в точке (x_b, y_b) под углом α к оси y . Начальный участок нижней стенки канала длиной l_q подвергается постоянному воздействию теплового потока q_w .

В зависимости от места и угла установки перегородка воздействует на поток жидкости и теплопередачу, увеличивая отвод тепла от горячей поверхности. Однако это приводит к дополнительной потере давления и, как следствие, к увеличению потребляемой мощности/стоимости накачки для поддержания потока жидкости в канале [12].

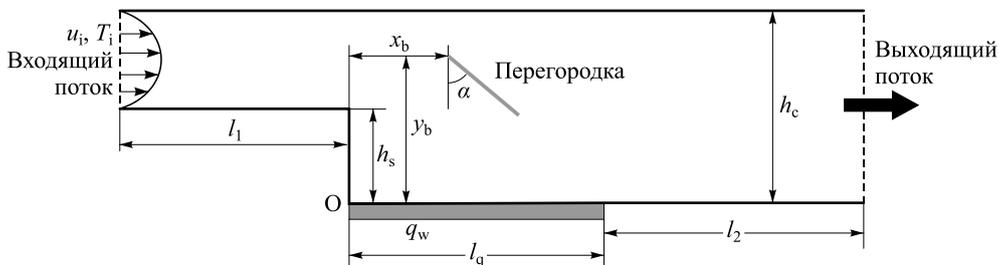


Рис. 1. Геометрическая схема задачи.

Таким образом, при разумном подходе мощность накачки следует учитывать при анализе характеристик потока. С этой целью обычно вводится параметр, называемый параметром оценки эффективности. Существует несколько различных методов оценки ПОЭ, основанных на первом и втором законах термодинамики [30, 31]. В представленной работе достоинства методики установки перегородки измеряются путем прямой оценки приращений среднего числа Нуссельта и мощности накачки до и после использования перегородки. Этот метод аналогичен методу, предложенному в работе [32]. В соответствии с этим подходом ПОЭ определяется по формуле

$$\text{ПОЭ} = \frac{\text{Nu}_{\text{av}} / \text{Nu}_{\text{av},0}}{\dot{W} / \dot{W}_0}, \quad (1)$$

где Nu_{av} — среднее число Нуссельта на нагреваемой поверхности, \dot{W} — требуемая мощность накачки после установки перегородки в канале с ОУ. Индекс «0» указывает на поток за ОУ в отсутствие перегородки. Поскольку $\dot{W} = \dot{Q}\Delta p$, для фиксированного значения расхода жидкости уравнение (1) сводится к виду:

$$\text{ПОЭ} = \frac{\text{Nu}_{\text{av}} / \text{Nu}_{\text{av},0}}{\Delta p / \Delta p_0}. \quad (2)$$

Авторы работы [29] также использовали это соотношение в качестве параметра, отражающего производительность перегородки. Однако они не употребляли термин «параметр оценки эффективности». В уравнении (2) параметр Δp представляет собой разность давлений на входе и выходе расчетной области (т.е. $\Delta p = p_{\text{out}} - p_{\text{in}}$) и оценивается на основе значений давления в средних точках соответствующих поперечных сечений. Локальные и средние числа Нуссельта определяются как

$$\text{Nu}(x) = \frac{q_s h_c}{k[T(x) - T_i]}, \quad \text{Nu}_{\text{av}} = \frac{1}{l_q} \int_0^{l_q} \text{Nu}(x) dx. \quad (3)$$

ПОЭ можно охарактеризовать зависимостью, где приняты во внимание все соответствующие параметры: $\text{ПОЭ} = f_1(\text{Re}, \text{Pr}, H_s, L_q, L_b, W_b, X_b, Y_b, \alpha)$, здесь H_s, L_q, L_b, W_b, X_b и Y_b являются безразмерными формами параметров h_s, l_q, l_b, w_b, x_b и y_b соответственно. Все длины обезразмерены путем деления на h_c . Для данного канала и перегородки общее уравнение ПОЭ сводится к виду: $\text{ПОЭ} = f_2(\text{Re}, \text{Pr}, L_q, X_b, Y_b, \alpha)$. Цель настоящей работы заключается в поиске такого набора параметров (X_b, Y_b, α), чтобы максимизировать ПОЭ при других фиксированных независимых параметрах: $\text{Re} = 100$, $\text{Pr} = 0,71$, $H_s = 0,5$, $L_q = 5$, $L_b = 0,5$. В данном моделировании рабочей жидкостью является воздух с постоянными теплофизическими свойствами: $\rho = 1,161 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 1,589 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, $\alpha_f = 2,223 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, $k_f = 0,026 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ и $C_p = 1007 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$.

2. Процедура моделирования

При моделировании определяющими являются уравнения сохранения массы, импульса и энергии для двумерного ламинарного потока несжимаемой жидкости с пренебрежением вязкой диссипацией и работой давления из уравнения энергии, реализованные в программном пакете Comsol.

Поскольку на входе в расчетную область рассматривается полностью развитый профиль скорости с отсутствием теплообмена и с границами по течению выше уступа,

решение не должно зависеть от длины l_1 . Однако для l_2 это не так из-за ограничений $\partial u/\partial x = \partial v/\partial x = 0$ на выходной границе. Действительно, следует рассмотреть вопрос о достаточной длине канала после уступа (длина после расширения), чтобы на выходе получить полностью развитый гидродинамический поток. Обычно достаточно длины $17,5h_c$ после внезапного расширения потока за ОУ при $Re \leq 100$ (на основании h_c) [33] (и даже при $Re \leq 400$ [28]). В численном исследовании [7] с параметрами, близкими к параметрам настоящей работы, было показано, что поток на выходе полностью развит при $L_d = L_q + L_2 = 30$, и разница между результатами для $L_d = 30$ и $L_d = 45$ составляет менее 1%. В настоящей работе, в соответствии с [7], рассматривается величина $L_d = 30$ для длины канала после расширения (т.е. $L_q = 5$ и $L_2 = 25$).

Численное моделирование проводилось с использованием известного коммерческого программного обеспечения COMSOL Multiphysics, основанного на методе конечных элементов. С целью обеспечения точности вычислений и уменьшения вычислительной памяти для жидкой области использовалась свободная треугольная сетка, а для твердых границ — сетка пограничного слоя. Схематическое изображение сетки и ее деталей вблизи резкого расширения, а также перегородки показано на рис. 2. Плотность сетки вблизи стен и углов выбрана достаточно высокой для лучшего улавливания резких локальных изменений полей скорости и температуры. Для исследуемых случаев все необходимые физические и геометрические величины описываются как параметры. Все рассматриваемые модели предполагают изотропные термические свойства, не зависящие от температуры. Моделирование проводилось для устойчивого состояния режима, и в качестве решателя линейной системы использовался параллельный разреженный прямой решатель PARDISO. В качестве критерия прекращения моделирования был определен допуск. Для получения результатов был эффективно использован инструмент параметрической развертки.

3. Расчетная сетка

Для проверки независимости решения от размера сетки была сгенерирована базовая сетка (сетка I), размер которой уменьшался в три этапа. Соответственно моделирование с входными параметрами, перечисленными в табл. 1, было выполнено с четырьмя её

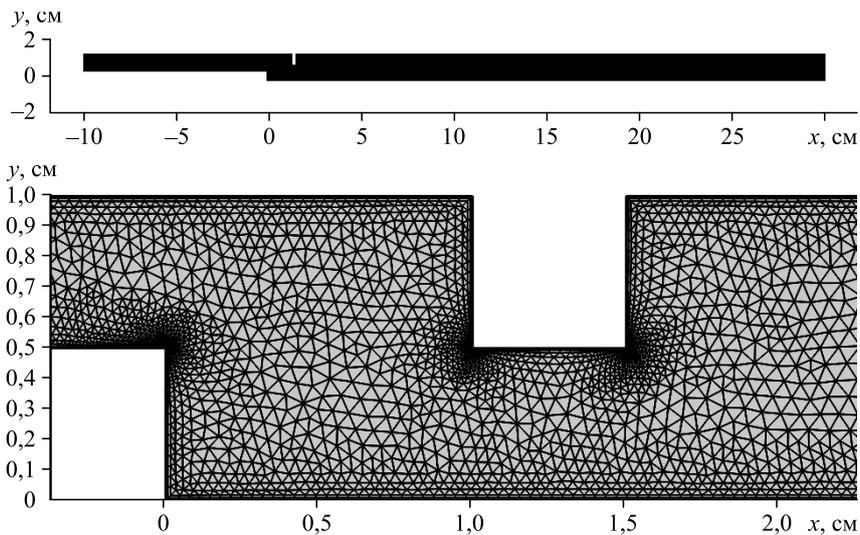


Рис. 2. Схематическое изображение сетки III. Внизу приведен увеличенный фрагмент рисунка.

Таблица 1
Входные параметры для проверки независимости сетки

Геометрические входные параметры	Значения геометрических параметров	Прочие входные параметры	Значения прочих параметров
α , град	0	ρ , кг/м ³	1,205
h_c , см	1	μ , Па·с	$1,81 \cdot 10^{-5}$
h_s , см	$0,5 h_c$	k_f , Вт/(м·К)	0,0259
l_1 , см	$10 h_c$	C_p , Дж/(кг·К)	1005
l_q , см	$30 h_c$	q_w , Вт/м ²	50
l_2 , см	0	Re	343
x_b, y_b	h_c	u_i	$\nu \text{Re}/h_c$
l_b, w_b , см	$0,5 h_c$	T_i , К	293,15

различными разрешениями. Распределение локального числа Нуссельта на нагретой стенке канала, полученное с помощью четырех сеток, показано на рис. 3. Следует отметить, что независимость решения была достигнута для третьей сетки с числом элементов, равным 44194. Поэтому сетка III была выбрана для дальнейшего моделирования.

Для оценки точности выполненного моделирования проводилось несколько сравнений результатов, предсказанных с помощью рассматриваемой модели, с данными, представленными в литературе. Локальное число Нуссельта, полученное с помощью сетки III и введенное как независимое от сетки решение в предыдущем подразделе, показано на рис. 4 вместе с соответствующими результатами, опубликованными в работе [23]. Хотя исследование [23] выполнено в трехмерной постановке и проводилось с использованием метода конечных объемов, наблюдается очень хорошее согласование результатов этих двух исследований. Стоит отметить, что авторы [23] оценивали результаты своего исследования в сравнении с экспериментальными данными [34].

Для проведения дальнейшей оценки авторами выполнялось еще одно моделирование. В нем использовались входные параметры, представленные в табл. 2. Значения параметров были выбраны такие же, как и в исследовании [21], которое проводилось с использованием метода конечных разностей. В этом случае, в отличие от предыдущего, нижняя стенка канала частично нагревалась ($L_q = 5$), а перегородка устанавливалась очень близко к поперечному сечению с внезапным расширением ($X_b = 0,1, Y_b = 1$). Остальные характеристики приведены для сравнения вместе с параметрами работы [21] в табл. 2.

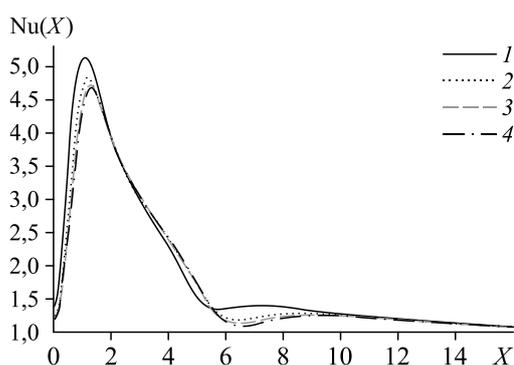


Рис. 3. Локальное число Нуссельта на нагретой стенке, полученное в результате численных решений с использованием четырех различных разрешений сетки.

Входные параметры для данного моделирования перечислены в табл. 2; число элементов сеток I–IV соответственно 15008 (1), 28321 (2), 44194 (3), 78609 (4).

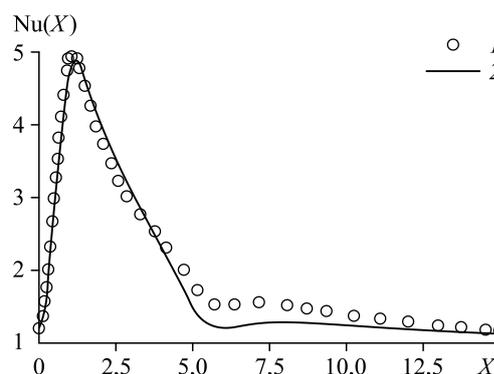


Рис. 4. Распределение локального числа Нуссельта на нижней стенке канала. Сравнение результатов работы [23] (1) и настоящего моделирования (2).

Таблица 2
Входные параметры для сравнения с работой [21]

Геометрические входные параметры	Значения геометрических параметров	Прочие входные параметры	Значения прочих параметров
α	0	ρ , кг/м ³	1,1614
h_c , см	1	μ , Па·с	$1,81 \cdot 10^{-5}$
h_s , см	$0,5 h_c$	k_f , Вт/(м·К)	0,0259
l_1 , см	$10 h_c$	C_p , Дж/(кг·К)	1007
l_q , см	$5 h_c$	q_w , Вт/м ²	100
l_2 , см	$25 h_c$	Re	200
x_b	$0,1 h_c$	u_b , м/с	$\nu Re/h_c$
y_b	h_c	T_b , К	300
l_b , см	$0,3 h_c$	–	–
w_b , см	$0,2 h_c$	–	–

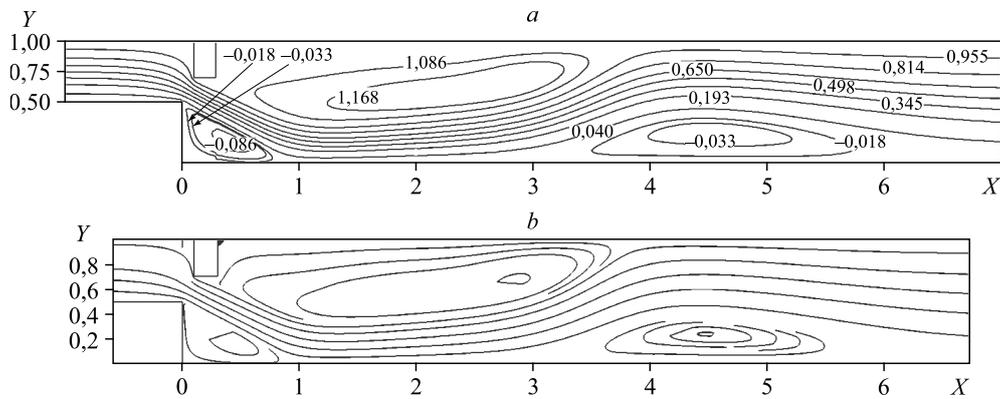
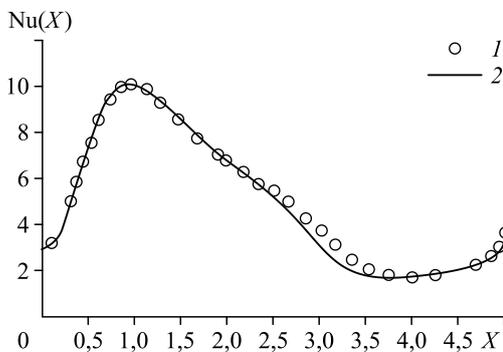


Рис. 5. Сравнение линий тока, полученных в работе [21] (a) и с помощью настоящего моделирования (b).

Входные параметры приведены в табл. 2.

На рис. 5 линии тока, полученные с помощью настоящего моделирования, сравниваются с соответствующими данными работы [21]. Как видно, линии тока очень близки друг к другу в отношении размера, формы и расположения вихрей потока. Значительное совпадение линий тока в соответствующем поле течения предвещает хорошее совпадение также и в температурном поле. На рис. 6 локальное распределение числа Нуссельта на нагретой стенке ($0 \leq X \leq 5$) сравнивается с аналогичным распределением из работы [21]. Видно, что также наблюдается очень хорошее согласование между результатами двух исследований. Следовательно, можно сделать вывод, что настоящее моделирование является достаточно точным и хорошо согласуется с результатами, полученными с помощью других подходов, таких как метод конечных объемов и метод конечных разностей.



В следующем разделе представлены результаты моделирования различных исследуемых случаев и подробно обсуждается влияние сопровождающих их факторов.

Рис. 6. Распределение локального числа Нуссельта на нагреваемой стенке. Сравнение результатов работы [21] (1) и настоящего моделирования (2).

4. Обсуждение результатов

4.1. Анализ вертикальных перегородок

Как упоминалось ранее, в представленном исследовании поставлена задача нахождения набора параметров $\{X_b, Y_b, \alpha\}$ для максимизации ПОЭ при заданных входных параметрах, в том числе при $Re = 100$, $Pr = 0,71$, $ER = 2$, $H_s = 0,5$, $L_q = 5$, $L_b = 0,5$. Фактически это означает, что существует некоторая перегородка и предварительно спроектированный канал с ОУ, который используется в определенных условиях, и необходимо установить перегородку в канале таким образом, чтобы максимизировать ПОЭ функции (X_b, Y_b, α) . Следовательно, необходимо найти лучшее место и угол ориентации для установки перегородки. Прямое решение этой оптимизационной задачи очень сложно с математической точки зрения. Однако в настоящем исследовании для нахождения оптимального решения и избежания математических проблем выбран инженерный подход.

На первом этапе удобно задавать фиксированный угол установки (например, $\alpha = 0$) и рассчитывать значения ПОЭ для различных точек установки перегородки, чтобы распознать зоны с потенциально более высокими значениями ПОЭ. С этой целью моделируется 40 случаев с использованием восьми значений $X_b = \{0,2, 0,3, 0,5, 0,7, 1, 1,3, 1,5, 2\}$ и пяти значений $Y_b = \{1, 0,9, 0,8, 0,7, 0,6\}$. Значения ПОЭ рассчитываются для этих случаев по уравнению (2) и показаны на рис. 7. Как правило, для каждого Y_b при уменьшении расстояния от перегородки до уступа значение ПОЭ увеличивается линейно. Однако в зоне, очень близкой к уступу, эта тенденция меняется на противоположную из-за резкого падения давления. Например, для $Y_b = 1$ максимальное значение ПОЭ, равное 1,248, приходится на $X_b = 0,7$, затем оно резко уменьшается до 0,85 при $X_b = 0,2$. На рис. 7 видно, что существуют два случая с максимальными значениями ПОЭ, которые равны 1,248: случай I — $X_b = 0,7$, $Y_b = 1$ и случай II — $X_b = 0,5$, $Y_b = 0,9$. Позже они будут рассмотрены более подробно.

4.2. Ограничение максимальной температуры

Распределения температуры и локального числа Нуссельта на обогреваемой стенке для случаев, когда перегородка установлена на верхней стенке ($Y_b = 1$), показаны на рис. 8 и 9 соответственно. Видно, что установка перегородки — очень эффективный метод снижения температуры этой стенки, особенно на ее начальном участке. Однако

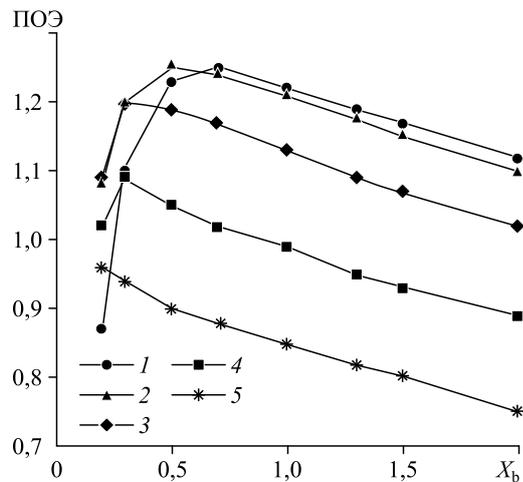


Рис. 7. Изменение ПОЭ в зависимости от места установки перегородки для $\alpha = 0$. $Y_b = 1$ (1), 0,9 (2), 0,8 (3), 0,7 (4), 0,6 (5).

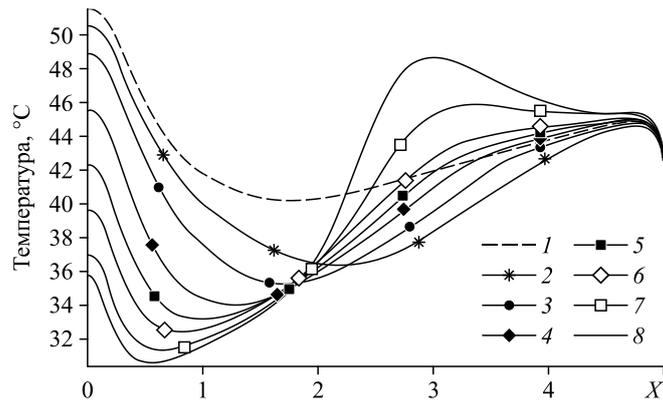


Рис. 8. Распределение температуры на обогреваемой стенке для случаев с $Y_b = 1$, $\alpha = 0$ при различных X_b . $X_b = \infty$ (1), 2 (2), 1,5 (3), 1 (4), 0,7 (5), 0,5 (6), 0,3 (7), 0,2 (8).

при $X_b \leq 1$ наблюдается прирост температуры в конечной области стенки. Например, в случае $X_b = 0,3$ температура нагреваемой стенки во второй ее половине ($X_b \geq 2,5$) превышает температуру для случая $X_b = \infty$ (без перегородки). Об этом явлении, которое возникает из-за повторного отрыва потока от нагретой стенки, сообщалось в исследованиях [21]. Следовательно, ПОЭ будет в большей мере сдерживаться ограничением максимальной температуры (ОМТ), что является важной проблемой при охлаждении электронных чипов [35]. Для характеристики этого ограничения введем два параметра: θ_{\max} и X_{cr} . Параметр θ_{\max} определяется следующим образом:

$$\theta_{\max} = \frac{\max [T(X)_{\text{baffled}} - T(X)_{\text{single}}]_{0 \leq X \leq L_q}}{T(X_{cr}) - T_i}, \quad (4)$$

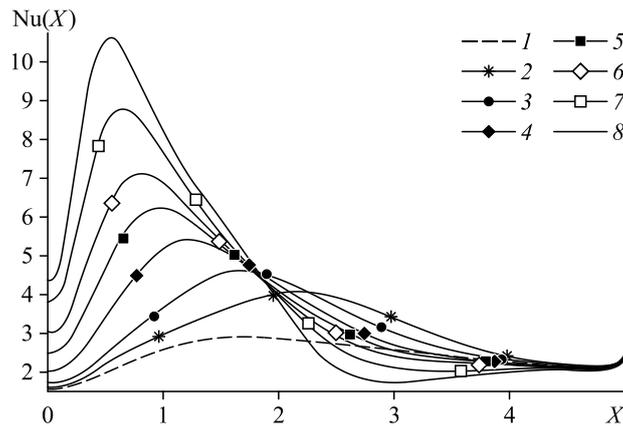


Рис. 9. Распределение локального числа Нуссельта на нагреваемой стенке для $Y_b = 1$, $\alpha = 0$ при различных X_b . Обозначения см. на рис. 8.

здесь индекс «baffled» соответствует случаю с перегородкой, а «single» — без перегородки.

Критическая точка X_{cr} определяется только тогда, когда температура нагретой стенки в канале с ОУ и с перегородкой превышает температуру «одиночного» канала с ОУ (без перегородки), т.е. для $X \geq X_{cr}$:

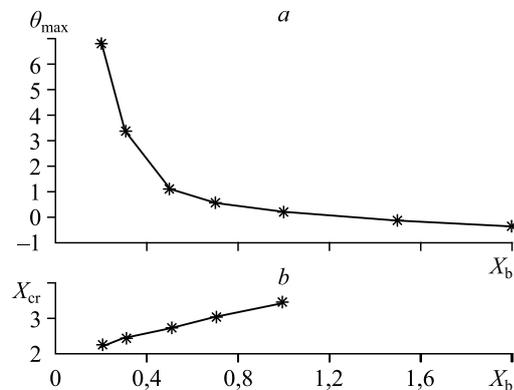
$$T(X)_{\text{baffled}} \geq T(X)_{\text{single}}. \quad (5)$$

Отметим, что в соответствии с уравнением (3) утверждение $T(X)_{\text{baffled}} \geq T(X)_{\text{single}}$ эквивалентно утверждению $Nu(X)_{\text{baffled}} \leq Nu(X)_{\text{single}}$. Обычно считается, что ОМТ выполняется только тогда, когда $\theta_{\max} \leq 0$ (т.е., $T(X)_{\text{baffled}} \leq T(X)_{\text{single}}$ или $Nu(X)_{\text{baffled}} \geq Nu(X)_{\text{single}}$). Это означает, что для указанных случаев не существует критической точки (X_{cr}). В дальнейшем для них параметр оценки эффективности показан как ограниченный параметр оценки эффективности (ОПОЭ). Среди нескольких случаев с одинаковым ПОЭ вариант с более высоким значением X_{cr} является предпочтительным с точки зрения ОМТ. Кроме того, среди всех случаев с одинаковыми ПОЭ и X_{cr} предпочтительнее случай с меньшим θ_{\max} .

Значения параметра θ_{\max} для $Y_b = 1$ в зависимости от расстояния от перегородки до уступа показаны на рис. 10а. Видно, что знак θ_{\max} меняется с положительного на отрицательный в точке $X_b = 1,3$. Следовательно, ОПОЭ может быть определен для случаев, когда $X_b \geq 1,3$. Для случаев с положительным θ_{\max} критическая точка отмечена на рис. 10б. Видно, что по мере приближения X_b к нулю, X_{cr} уменьшается, а θ_{\max} увеличивается. Это означает, что с точки зрения ОМТ ситуация ухудшается, так как $X_b \rightarrow 0$. Следовательно, для канала с ОУ и с перегородкой, установленной вертикально на верхней стенке (т.е. $Y_b = 1, \alpha = 0$), максимальное значение ОПОЭ = 1,19 достигается при $X_b = 1,3$. Однако в этих расчетах отсутствует анализ с точки зрения ОМТ для $\alpha \neq 0$. Кроме того, следует проверить, является ли ОПОЭ = 1,19 абсолютным максимумом при разных значениях α . Чтобы найти ответы на эти вопросы, смоделируем задачу для различных α .

Локальное число Нуссельта $Nu(X)$ в зависимости от угла ориентации α показано на рис. 11. Из графиков можно понять, удовлетворяется ли ОМТ для каждого из α . Оказалось, что ограничение $Nu(X)_{\text{baffled}} \geq Nu(X)_{\text{single}}$ ($0 \leq X \leq L_q$) выполняется для всех углов ориентации. Таким образом, ОМТ также выполняется для всех соответствующих случаев.

Рис. 10. Влияние расстояния от перегородки до уступа на параметры θ_{\max} (а) и X_{cr} (б) при $Y_b = 1$ для канала с ОУ при наличии вертикальной перегородки на верхней стенке канала.



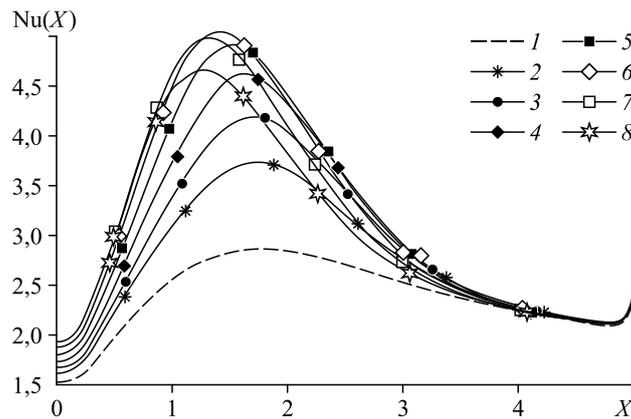


Рис. 11. Распределение локального числа Нуссельта по поверхности нагреваемой стенки для канала с ОУ и с перегородкой, установленной в точке $(X_b, Y_b) = (1, 31)$ при различных значениях α .

Случаи без перегородки (1), с перегородкой при $\alpha = 45$ (2), 30 (3), 15 (4), 0 (5), -15 (6), -30 (7), -45 (8) град.

Среднее отношение чисел Нуссельта $Nu_{av}/Nu_{av,0}$, отношение перепадов давления $\Delta P/\Delta P_0$ и ОПОЭ приведены на рис. 12 как функции от α . Видно, что максимальное значение ОПОЭ относится к случаю, когда $\alpha = -30^\circ$ при ОПОЭ = $1,30/1,07 = 1,21$. Кроме того, следует отметить, что ориентация при максимальном ОПОЭ отличается от ориентации для случая с максимальной теплопередачей, хотя они близки. Пик среднего отношения чисел Нуссельта $Nu_{av}/Nu_{av,0} = 1,32$ находится в области $\alpha = -15^\circ$, что показывает увеличение на 32 % по сравнению с потоком в канале с ОУ без перегородки. Как и ожидалось, наибольший перепад давления наблюдается для вертикальной перегородки (т.е. когда $\alpha = 0$) с приращением почти на 10 % по сравнению со случаем без перегородки. Таким образом, можно сделать вывод, что при ограничениях, принятых в настоящем исследовании

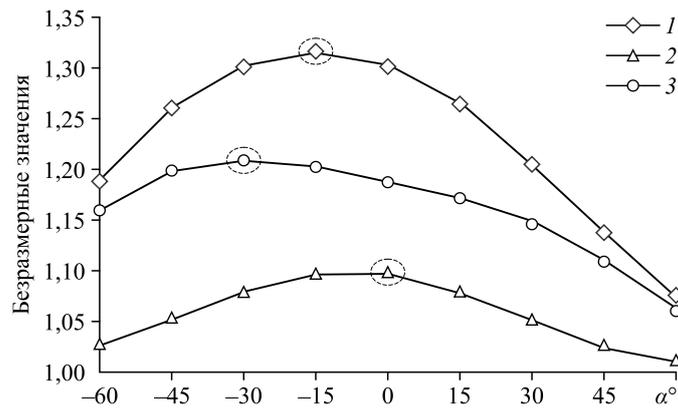


Рис. 12. Среднее отношение чисел Нуссельта, отношение перепада давления и ОПОЭ для перегородки, установленной в точке $(X_b, Y_b) = (1, 3; 1)$ при различных значениях α .

Точки максимумов обведены штриховой линией;
1 — $Nu_{av}/Nu_{av,0}$, 2 — $\Delta P/\Delta P_0$, 3 — ОПОЭ.

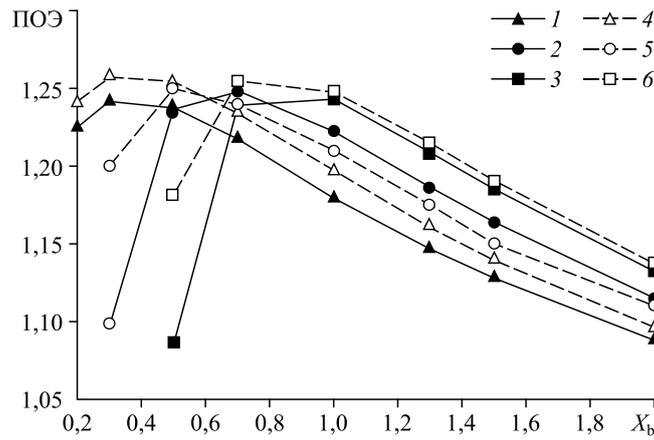


Рис. 13. Сравнение параметров ПОЭ для $Y_b = 0,9$ и $Y_b = 1$ при $\alpha = -30^\circ, 0^\circ$ и 30° .

$Y_b = 1$ и $\alpha = 30^\circ$ (1), 0° (2), -30° (3);

$Y_b = 0,9$ и $\alpha = 30^\circ$ (4), 0° (5), -30° (6).

для канала с ОУ и с перегородкой, установленной на верхней стенке канала, оптимальный случай для достижения максимального ОПОЭ имеет место для $X_b = 1,3$, $\alpha = -30^\circ$ при соответствующем значении $\text{ОПОЭ}_{\text{opt}(Y_b=1)} = 1,21$. Здесь следует отметить, что это значительно больше, чем $\text{ОПОЭ} = \text{Nu}^*/P^* \approx 0,5$, полученное авторами [29] в аналогичных условиях ($ER = 2$ и $\text{Re} = 100$), но с использованием пористой перегородки.

4.3. Влияние угла ориентации α

Чтобы проанализировать влияние α на ПОЭ и ОПОЭ, следует обратиться к рис. 7. Как видно, для $\alpha = 0$ ПОЭ изменяется линейно с уменьшением расстояния между перегородкой и уступом независимо от места вертикального расположения преграды. Можно ожидать аналогичного линейного поведения ПОЭ в зависимости от X_b для других значений α . Чтобы оценить это предположение, смоделируем задачу для $\alpha = 30^\circ$ и $\alpha = -30^\circ$. Значения ПОЭ, полученные в результате этого моделирования, представлены на рис. 13 вместе с соответствующими результатами для $\alpha = 0$. Видно, что общее поведение, наблюдаемое на рис. 7 и 13, одинаково. На обоих рисунках ПОЭ достигает максимального значения в небольшой области около верхней стенки и уступа. Дальнейшее моделирование показывает, что эта область ограничена прямоугольником $0,2 \leq X_b \leq 0,7$, $0,8 \leq Y_b \leq 1$. На рис. 14 она выделена темным прямоугольником. Сосредоточимся только

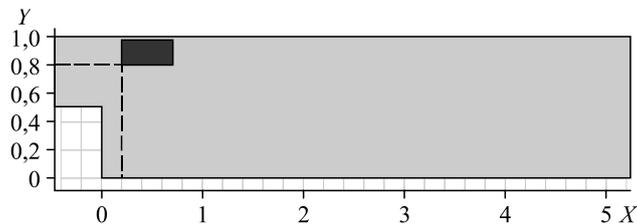


Рис. 14. Темный прямоугольник соответствует области с потенциально более высокими значениями ПОЭ.

на этой зоне, чтобы найти оптимальные случаи. Следует отметить, что из-за геометрических ограничений случай (X_b, Y_b, α) эквивалентен случаю $(X_b + L_b \sin(\alpha), Y_b - L_b \cos(\alpha), \alpha - \pi)$.

4.4. Сравнение случаев для $Y_b = 1$ и $Y_b = 0,9$

Большинство исследований, представленных в литературе, посвящено конфигурациям, в которых перегородка устанавливалась на верхней стенке канала (т.е. $Y_b = 1$) [7, 21, 22, 24, 36, 37]. По-видимому, между случаями $Y_b = 1$ и $Y_b = 0,9$ небольшая разница, и для некоторых α оба случая приводят к близким ПОЭ, например, для $\alpha = 0$ (см. рис. 7). Однако установка перегородки в точке $Y_b = 0,9$ часто дает заметное преимущество перед $Y_b = 1$. Главным образом преимущество установки перегородки в точке $Y_b = 0,9$ выражается в получении желаемого эффекта на повторный отрыв потока от поверхности нагреваемой стенки. Указанное положительное влияние видно на рис. 15, где приведены линии тока для двух случаев: $(0,3, 1, 30^\circ)$ и $(0,3, 0,9, 30^\circ)$. Здесь видно, что при установке перегородки в точке $Y_b = 0,9$ между точкой установки перегородки и верхней стенкой канала возникает зазор. Часть основного потока проходит через этот зазор со значительной скоростью и сразу же расширяется за перегородкой, которая направляет основной поток к нагретой стенке, ослабляя явление повторного отрыва потока. Распределения температуры на нагретой стенке при $Y_b = 1, Y_b = 0,9$ (в обоих случаях с $\alpha = 30^\circ$) и потока за ОУ без перегородки сравниваются на рис. 16. Из этого рисунка можно сделать два важных вывода. Во-первых, лучшая локальная теплопередача происходит при $Y_b = 0,9$, поскольку в этом случае соответствующая температура ниже, чем температура при $Y_b = 1$, по всей длине обогреваемой стены. Во-вторых, при $Y_b = 0,9$, в отличие от случая $Y_b = 1$, температура никогда не превышает температуру, полученную в потоке за ОУ без перегородки. Это означает, что условие ОМТ удовлетворяется для $Y_b = 0,9$, но не для $Y_b = 1$. Аналогичный механизм был введен в работе [21] для перегородки с прорезями. Однако перегородка с прорезями может рассматриваться как две отдельные перегородки и, следовательно, не может быть отнесена к группе случаев с установкой одной перегородки, которая используется в настоящей работе. Кроме того, введенная в [21] конфигурация

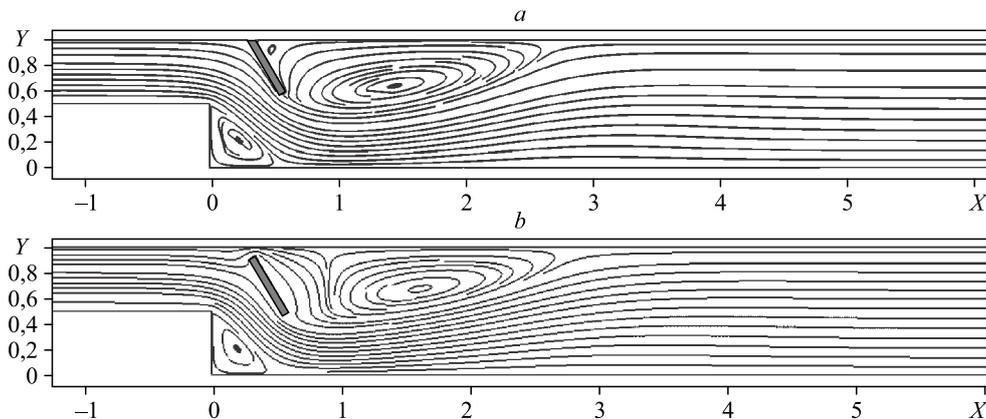


Рис. 15. Линии тока для случаев $X_b = 0,3, \alpha = 30^\circ$ при $Y_b = 1$ (a), $Y_b = 0,9$ (b).

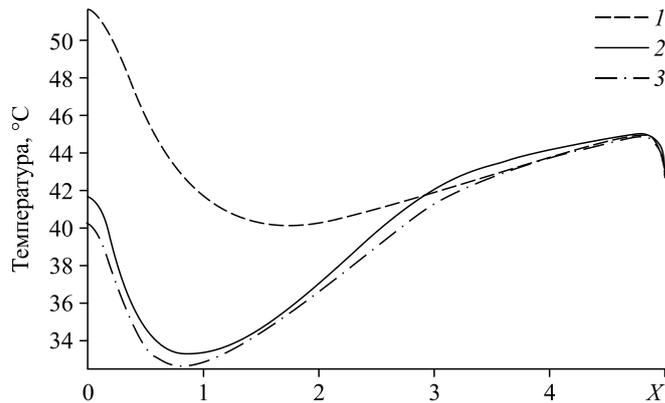


Рис. 16. Сравнение распределения температуры на обогреваемой стенке для потоков за ОУ без перегородки (1) и с перегородкой при $Y_b = 1$ (2), 0,9 (3) и $X_b = 0,3$, $\alpha = 30^\circ$.

щелевой перегородки привела к ОПЭ = $1,53/2,33 = 0,65$ (для $Re = 100$), тогда как в настоящей работе ОПОЭ = $1,50/1,19 = 1,26$, что является значительно лучшим результатом. Следует отметить, что в данном исследовании для указанного случая используется ОПОЭ вместо ПОЭ, потому что удовлетворяется ограничение максимальной температуры (ОМТ).

4.5. Особые случаи

Обратимся к выделенной темной области на рис. 14 и, рассматривая все смоделированные случаи, предположим, что существует ограниченное количество случаев, позволяющих максимизировать ПОЭ/ОПОЭ. В табл. 3 представлено пять таких случаев. Для них X_b и Y_b были выбраны на основе моделирования, проведенного для $\alpha = 0$. Предполагалось, что для каждого случая существует оптимальный угол установки, при котором перегородка имеет наилучшие характеристики. Поскольку наклон канала, вызванный перегородкой ($L_b \cos(\alpha)$), зависит от α , а падение давления и число Нуссельта уменьшаются по мере увеличения α от 0° до 90° , их соотношение (т.е. ПОЭ) также будет изменяться с α .

Для определения оптимального угла ориентации (α_{opt}) все выбранные случаи были смоделированы для разных значений α . Результирующие параметры ПОЭ и ОПОЭ представлены на рис. 17. Для отличия ОПОЭ от ПОЭ распределения температуры, связанные с каждым случаем, сравнивались со случаем без перегородки, чтобы определить, удовлетворяется ли условие по ОМТ. Установлено, что для всех случаев при $Y_b \leq 0,9$ условие ОМТ удовлетворяется. Отметим, что влияние α усиливается с уменьшением

Таблица 3

Результаты, полученные для пяти оптимальных случаев установки перегородки

Случай №	I	II	III	IV	V
(X_b, Y_b)	(0,7, 1)	(0,5, 0,9)	(0,3, 0,9)	(0,3, 0,8)	(0,2, 0,8)
α_{opt}	0°	15°	30°	30°	30°
$Nu_{av}/Nu_{av,0}$	1,440	1,524	1,497	1,447	1,464
$\Delta P/\Delta P_0$	1,155	1,215	1,191	1,165	1,182
ПОЭ	1,247	–	–	–	–
ОПОЭ	–	1,254	1,257	1,242	1,238

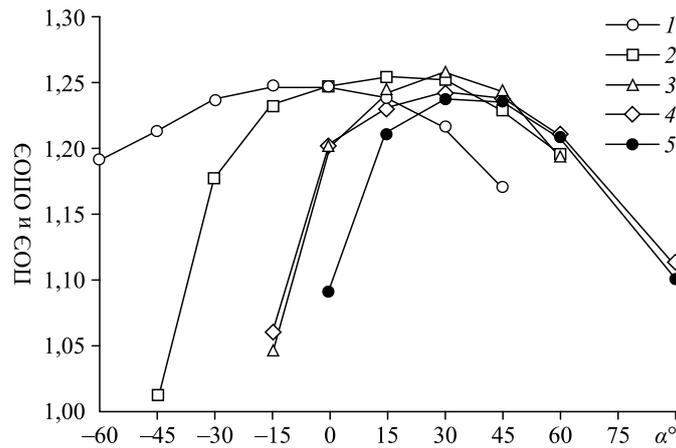


Рис. 17. Характеристики пяти оптимальных случаев, представленных в табл. 3, для различных углов установки перегородки. Случаи: I (1), II (2), III (3), IV (4), V (5).

расстояния от перегородки до уступа. Следовательно, выбор неподходящего угла для перегородки, устанавливаемой рядом с уступом, может привести к значительному снижению её эффективности. Например, если перегородка, установленная в $X_b = 0,3$, отрегулирована под неподходящий угол $\alpha = 0$, ее характеристики снизятся почти на 20%. Однако изменение рабочих характеристик перегородки при изменении α дополнительно ограничивается при больших расстояниях от перегородки до уступа. На основе результатов, приведенных на рис. 17, определены оптимальные углы ориентации, соответствующие каждому из пяти мест оптимальной установки перегородки. Они представлены в табл. 3. Более подробно линии тока и распределения температуры для этих пяти случаев показаны на рис. 18.

4.6. Анализ оптимального варианта установки перегородки

Случай III, соответствующий $(X_b, Y_b) = (0,3, 0,9)$, заслуживает дальнейшего подробного обсуждения как оптимальный вариант. Для него распределения температуры и локального числа Нуссельта на нагретой стенке для разных углов α показаны соответственно на рис. 19 и 20. Видно, что в этой конфигурации достижимо значительное снижение температуры и, что следует особо отметить, условие ОМТ удовлетворяется для каждого α в диапазоне $-15^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$. Также обнаружено, что тепловые характеристики системы постепенно изменяются по мере уменьшения угла установки перегородки ниже нуля так, что проявляется тенденция к нарушению условия ограничения максимальной температуры для больших отрицательных углов. Она заметна для $\alpha = -15^\circ$ как на рис. 19, так и на рис. 20. Кроме того, пики локального числа Нуссельта увеличиваются и перемещаются вверх по потоку при повороте перегородки по часовой стрелке. Это согласуется с результатами, приведенными в работе [23].

Средние отношения чисел Нуссельта, отношения падений давления и параметра ОПОЭ в зависимости от α изображены на рис. 21. Видно, что вращение перегородки по часовой стрелке увеличивает интенсивность теплопередачи между нагретой стенкой и потоком в канале. Для $\alpha = -15^\circ$ среднее число Нуссельта является максимальным и оно почти на 75% больше, чем в случае без перегородки, т.е. когда $Nu_{av} / Nu_{av,0} |_{\alpha=-15^\circ} = 1,75$.

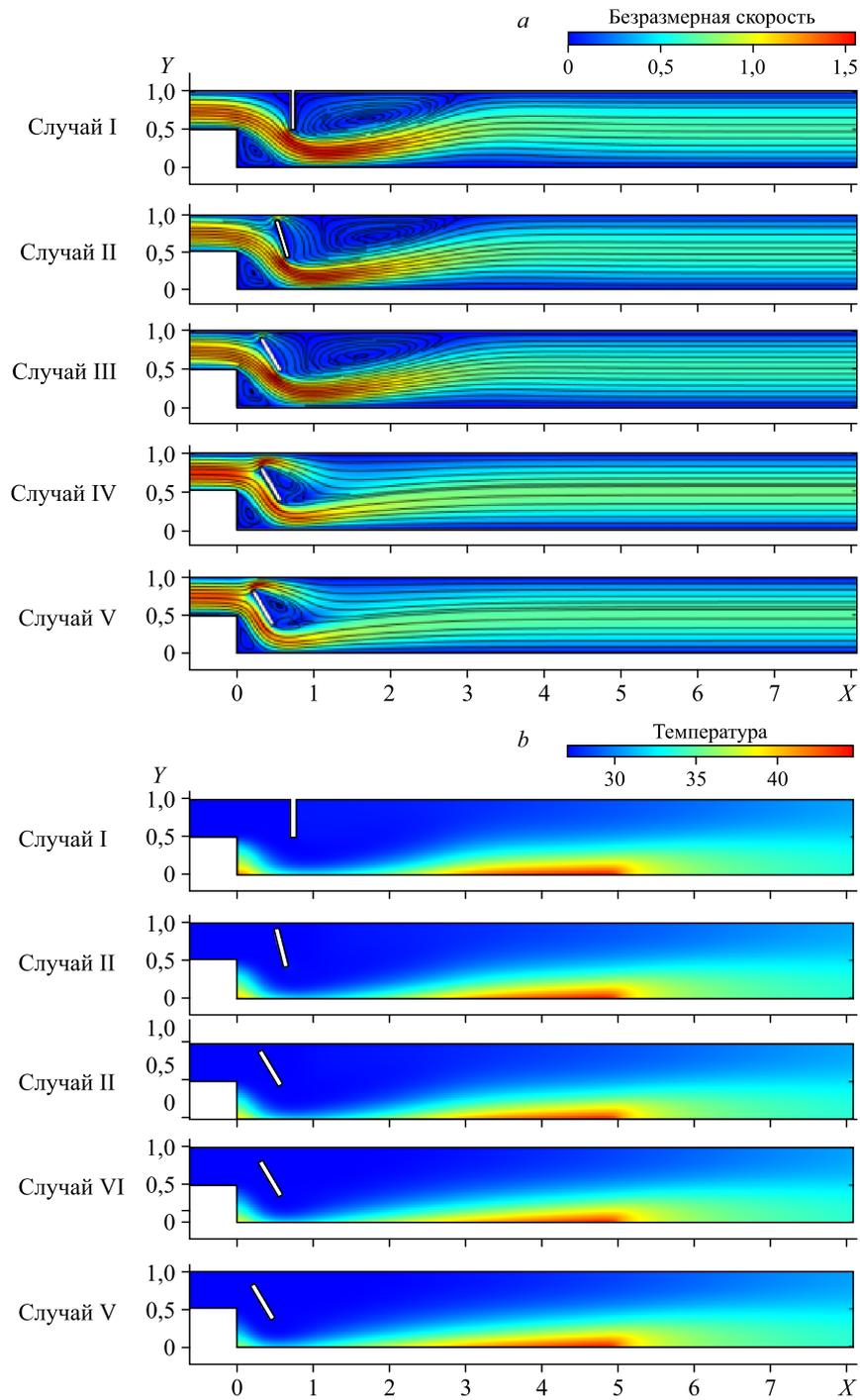


Рис. 18. Безразмерные линии тока (a) и распределение температуры ($^{\circ}\text{C}$) (b) для случаев, представленных в табл. 3.

Цветная шкала показывает безразмерные значения скорости (a) и температуры (b) соответственно.

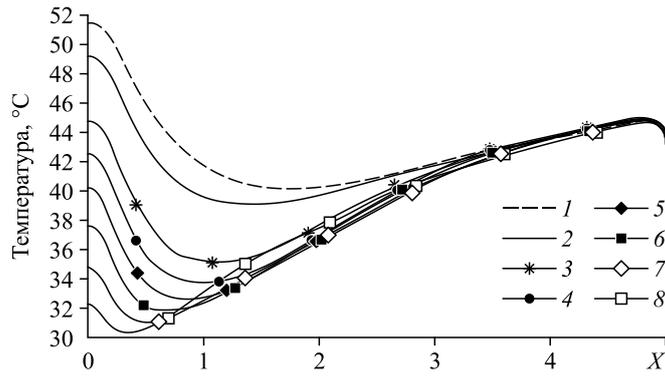


Рис. 19. Распределение температуры на обогреваемой стенке для оптимального случая (случай III) при разных углах α . Без перегородки (1), с перегородкой при $\alpha = 90^\circ$ (2), 60° (3), 45° (4), 30° (5), 15° (6), 0° (7), -15° (8).

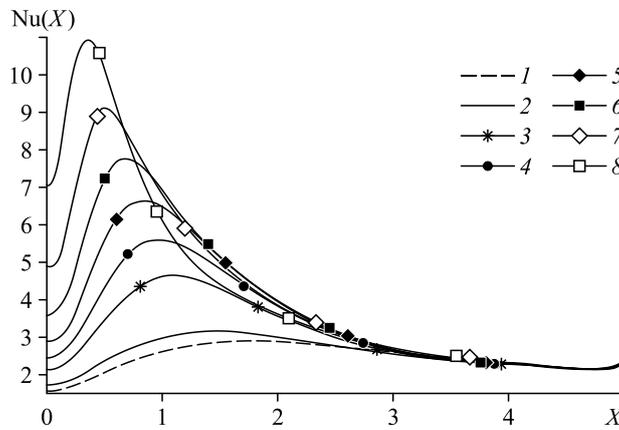


Рис. 20. Распределение локального числа Нуссельта по обогреваемой стенке для оптимального случая (случай III). Обозначения см. на рис. 19.

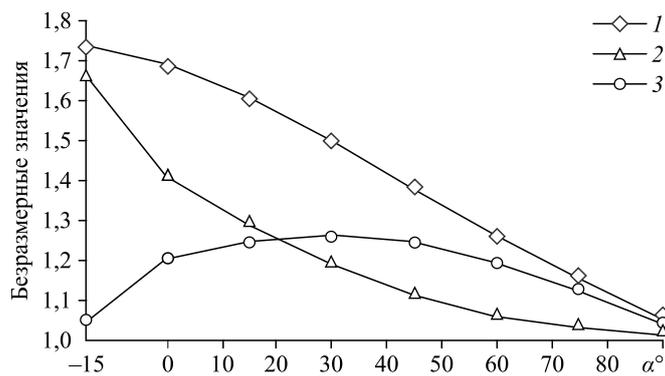


Рис. 21. Средние отношения чисел Нуссельта, отношения перепадов давления и ОПОЭ в зависимости от α для случая, когда перегородка установлена в точке $(X_b, Y_b) = (0,3, 0,9)$. $Nu_{av}/Nu_{av,0}$ (1), $\Delta P/\Delta P_0$ (2), ОПОЭ (3).

Это максимально возможное улучшение теплопередачи, которое может быть достигнуто для данной конфигурации. Однако помимо интенсивности теплопередачи увеличивается и падение давления. Это приводит к оптимальному случаю (когда достигается максимальное значение ПОЭ), который наблюдается при $\alpha = 30^\circ$ и $\text{ОПОЭ} = 1,257$. Результаты исследования показали, что параметр оценки ограниченной эффективности не очень чувствителен к ориентации перегородки в диапазоне $15^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$.

Заключение

В представленной работе изучена эффективность метода установки перегородки в потоке с обратным уступом в канале для улучшения теплоотдачи от нижней стенки канала. Исследование проведено с использованием программного обеспечения Comsol Multiphysics, основанного на методе конечных элементов для решения уравнений Навье–Стокса в двумерной области в предположении установившегося несжимаемого ламинарного течения. Основная цель исследования заключалась в нахождении наилучшего места для установки перегородки и угла её ориентации, чтобы максимизировать параметр оценки эффективности при прочих независимых параметрах, включая число Рейнольдса, число Прандтля, а также безразмерные высоту уступа, длину нагреваемой стенки и длину перегородки, которые фиксировались соответственно как $\text{Re} = 100$, $\text{Pr} = 0,71$, $H_s = 0,5$, $L_q = 5$, $L_b = 0,5$.

Температура, локальное и среднее числа Нуссельта, перепад давления и параметр оценки эффективности рассчитывались и анализировались для различных значений входных параметров. Повторный отрыв потока от конечной части нагреваемой стенки характеризовался ограничением, называемым ограничением максимальной температуры. Для обеспечения ОМТ необходимо, чтобы поток не отделялся от нагретой поверхности стенки или, по крайней мере, чтобы явление повторного отрыва было адекватно отложено. Показано, что установка перегородки на верхней стенке канала часто не удовлетворяет условию ОМТ. Этот недостаток можно было бы преодолеть, обеспечив небольшой зазор между местом установки перегородки и верхней стенкой канала. Установлено, что влияние угла установки перегородки α усиливается с уменьшением расстояния от перегородки до уступа, и установка перегородки под неподходящим углом вблизи уступа может привести к значительному уменьшению эффективности перегородки. На основании анализа результатов этого исследования сделан вывод, что перегородка, установленная в диапазоне $0,2 \leq X_b \leq 0,7$ и $0,8 \leq Y_b \leq 1$, обеспечивает более высокие значения ПОЭ и ОПОЭ по сравнению с другими местами установки. С учетом влияния одной сплошной перегородки одновременно на теплопередачу и требуемую мощность накачки, обнаружено пять особых случаев из более чем ста. Показано, что в исследуемых условиях случай $(X_b, Y_b, \alpha) = (0,3, 0,9, 30^\circ)$ является наиболее оптимальным, что приводит к $\text{ОПОЭ} = 1,257$. Результаты данного исследования дают представление об оптимальном использовании перегородки для улучшения теплопередачи в системах с геометрией ОУ и могут значительно повлиять на разработку таких систем. В то же время их можно использовать для оценки разрабатываемых алгоритмов оптимизации.

Список обозначений

C_p — удельная теплоемкость рабочей жидкости, Дж/(кг·К),	Re — число Рейнольдса ($Re = u_i h_c / \nu$),
h_c — высота канала после уступа, см,	T_i — температура на входе, К,
h_s — высота уступа, см,	$u(x, y)$ — составляющая скорости в x -направлении, м/с,
k_f — теплопроводность рабочей жидкости, Вт/(м·К),	$v(x, y)$ — составляющая скорости в y -направлении, м/с,
l_1 — длина канала перед уступом, см,	u_i — средняя скорость на входе, м/с,
l_2 — длина необогреваемого участка нижней стенки, см,	w_b — толщина перегородки, см,
l_q — длина обогреваемого участка нижней стенки, см,	\dot{W} — мощность накачки, Дж/с,
l_b — длина перегородки, см,	x, y — продольное и поперечное направление координат соответственно,
Nu_{av} — среднее число Нуссельта,	x_b, y_b — x - и y -координаты точки установки перегородки,
$Nu(x)$ — локальное число Нуссельта,	X, Y — безразмерные x, y ($X = x/h_c, Y = y/h_c$),
$P(x, y)$ — поле давления, Па,	\dot{Q} — объемный расход, м ³ /с.
P_r — число Прандтля,	
q_w — тепловой поток, Вт/м ² ,	
\dot{Q} — объемный расход, м ³ /с,	

Греческие символы

α — угол установки перегородки, град,	ν — кинематическая вязкость рабочей жидкости, м ² /с,
α_f — коэффициент температуропроводности рабочей жидкости, м ² /с,	ρ — плотности рабочей жидкости, кг/м ³ ,
	μ — динамическая вязкость рабочего тела, Па·с.

Список литературы

1. **Danane F., Boudiaf A., Mahfoud O., Ouyahia S.E., Labsi N., Benkahla Y.K.** Effect of backward facing step shape on 3D mixed convection of Bingham fluid // Intern. J. Thermal Sci. 2020. Vol. 147. Art. 106116.
2. **Wang F.-f., Wu S.-Q., Huang B.** Flow structure and unsteady fluctuation for separation over a two-dimensional backward-facing step // J. Hydrodynamics. 2019. Vol. 31, No. 6. P. 1–15.
3. **Abu-Mulaweh H.** A review of research on laminar mixed convection flow over backward-and forward-facing steps // Intern. J. Thermal Sci. 2003. Vol. 42, No. 9. P. 897–909.
4. **Chen L., Asai K., Nonomura T., Xi G., Liu T.** A review of backward-facing step (BES) flow mechanisms, heat transfer and control // Thermal Sci. and Eng. Progress. 2018. Vol. 6. P. 194–216.
5. **De Santis A., Shams A.** Application of an algebraic turbulent heat flux model to a backward facing step flow at low Prandtl number // Annals of Nuclear Energy. 2018. Vol. 117. P. 32–44.
6. **Pont-Vilchez A., Trias F.X., Gorobets A., Oliva A.** Direct numerical simulation of backward-facing step flow at $Re = 395$ and expansion ratio 2 // J. Fluid Mechanics. 2019. Vol. 863. P. 341–363.
7. **Tsay Y.-L., Chang T.-S., Cheng J.-C.** Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installation on the channel wall // Acta Mechanica. 2005. Vol. 174, No. 1–2. P. 63–76.
8. **Lin C.-W.** Experimental study of thermal behaviors in a rectangular channel with baffle of pores // Intern. Communications in Heat and Mass Transfer. 2006. Vol. 33, No. 8. P. 985–992.
9. **Zdanski P.S., Vaz M. Jr, Gargioni G.T.** Convection heat transfer enhancement on recirculating flows in a backward facing step: The effects of a small square turbulence promoter // Heat Transfer Engng. 2016. Vol. 37, No. 2. P. 162–171.
10. **Дьяченко А.Ю., Жданов В.Л., Смутьский Я.И., Терехов В.И.** Экспериментальное исследование теплообмена в отрывной области за обратным уступом при наличии табов // Теплофизика и аэромеханика. 2019. Т. 24, № 1. С. 549–560.
11. **Terekhov V.I., Dyachenko A.Yu., Smulsky Ya.I.** Heat and mass transfer behind a backward-facing step in the presence of detached vortex generators // In AIP Conf. Proceedings. 2020. Vol. 2211, No. 1. P. 080001-1–080001-7.
12. **Terekhov V.I., Dyachenko A.Yu., Zhdanov V.L., Smulsky Ya.I.** The influence of the shape and the orientation angle of the tabs on heat transfer in a separated region behind a backward-facing step // J. of Physics: Conference Series. Vol. 1382, No. 1. P. 012046-1–012046-7.
13. **Koide Y., Sasaki R., Kameya Y., Motosuke M.** A burst wave-induced plasma actuator for controlling separated flow over a backward-facing step at low Reynolds numbers // Experimental Thermal and Fluid Sci. 2015. Vol. 66. P. 72–78.
14. **Mehrez Z., El Cafsi A.** Forced convection magnetohydrodynamic Al₂O₃-Cu/water hybrid nanofluid flow over a backward-facing step // J. Thermal Analysis and Calorimetry. 2019. Vol. 135, No. 2. P. 1417–1427.
15. **Hussain S., Mehmood K., Sagheer M., Ashraf A.** Facing step and entropy generation using extended Darcy–Brinkman–Forschheimer model // J. Thermal Analysis and Calorimetry. 2019. Vol. 138, No. 5. P. 3183–3203.

16. **Mohammadi M.H., Abbasi H.R., Yavarinasab A., Pourrahmani H.** Thermal optimization of shell and tube heat exchanger using porous baffles // *Applied Thermal Engng.* 2020. Vol. 170. P. 115005.
17. **Yu Ch., Ren Z., Zeng M.** Numerical investigation of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with two different clamping type anti-vibration baffles // *Applied Thermal Engng.* 2018. Vol. 133. P. 125–136.
18. **He L., Li P.** Numerical investigation on double tube-pass shell-and-tube heat exchangers with different baffle configurations // *Applied Thermal Engng.* 2018. Vol. 143. P. 561–569.
19. **Menni Y., Azzi A., Chamkha A.** Enhancement of convective heat transfer in smooth air channels with wall-mounted obstacles in the flow path // *J. Thermal Analysis and Calorimetry.* 2019. Vol. 135, No. 4. P. 1951–1976.
20. **Shamsabadi H., Rashidi S., Esfahani J.A.** Entropy generation analysis for nanofluid flow inside a duct equipped with porous baffles // *J. Thermal Analysis and Calorimetry.* 2019. Vol. 135, No. 2. P. 1009–1019.
21. **Cheng J.-C., Tsay Y.-L.** Effects of solid and slotted baffles on the convection characteristics of backward-facing step flow in a channel // *Heat and Mass Transfer.* 2006. Vol. 42, No. 9. P. 843–852.
22. **Heshmati A., Mohammed H.A., Parsazadeh M., Fathinia F., Wahid M.A., Sies M.M., Saat A.** Effect of vertical baffle installation on forced convective heat transfer in channel having a backward facing step // *Applied Mechanics and Materials.* 2013. Vol. 388. P. 169–175.
23. **Nie J.H., Chen Y., Hsieh H.T.** Effects of a baffle on separated convection flow adjacent to backward-facing step // *Intern. J. Thermal Sci.* 2009. Vol. 48, No. 3. P. 618–625.
24. **Heshmati A., Mohammed H., Darus A.** Mixed convection heat transfer of nanofluids over backward facing step having a slotted baffle // *Applied Mathematics and Computation.* 2014. Vol. 240. P. 368–386.
25. **Boudiaf A., Danane F., Benkahla Y.K., Berabou W., Benzema M., Labsi N., Ouyahia S.** Numerical study of viscous dissipation and non-Boussinesq model effects on CMC-TiO₂ fluid flow over backward facing step with baffle // *J. Thermal Analysis and Calorimetry.* 2019. Vol. 135, No. 1. P. 787–799.
26. **Boruah M.P., Pati S., Randive P.R.** Implication of fluid rheology on the hydrothermal and entropy generation characteristics for mixed convective flow in a backward facing step channel with baffle // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2019. Vol. 137. P. 138–160.
27. **Kumar S., Vengadesan S.** The effect of fin oscillation in heat transfer enhancement in separated flow over a backward facing step // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2019. Vol. 128. P. 954–963.
28. **Kumar S., Vengadesan S.** Control of separated fluid flow and heat transfer characteristics over a backward facing step // *Numerical Heat Transfer. Part A: Applications.* 2018. Vol. 73, No. 6. P. 366–384.
29. **Li C., Guohua C., Jianguang Z., Saixuan C., Zhi H.** Enhanced heat transfer and flow analysis in a backward-facing step using a porous baffle // *J. Thermal Analysis and Calorimetry.* 2020. P. 1–14.
30. **Yilmaz M., Sara O., Karsli S.** Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis // *Exergy an Intern. J.* 2001. Vol. 1, No. 4. P. 278–294.
31. **Yilmaz M., Omer C., Sinan Y., Osman N.S.** Performance evaluation criteria for heat exchangers based on first law analysis // *J. Enhanced Heat Transfer.* 2005. Vol. 12, No. 2. P. 121–157.
32. **Zukauskas A.** Heat transfer augmentation in single-phase flow // *Proceedings of the International Heat Transfer Conference.* 1986. Vol. 1. P. 47–57.
33. **Selimefendigil F., Öztop H.F.** Numerical analysis of laminar pulsating flow at a backward facing step with an upper wall mounted adiabatic thin fin // *Computers & Fluids.* 2013. Vol. 88. P. 93–107.
34. **Armaly B.F., Li A., Nie J.** Measurements in three-dimensional laminar separated flow // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2003. Vol. 46, No. 19. P. 3573–3582.
35. **Daniel D., Albert M., Roza A., Alon H., Yossifon G.** Enhanced cooling of electronic chips using combined diamond coating and microfluidics // *Physical Review Applied.* 2019. Vol. 11, No. 1. P. 014047.
36. **Alkumait A.A.R., Zaidan M.H., Ibrahim T.K.** Numerical investigation of forced convection flow over backward facing step affected by a baffle position // *J. Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sci.* 2018. Vol. 52, No. 1. P. 33–45.
37. **Mohammed H., Alawi O.A., Wahid M.** Mixed convective nanofluid flow in a channel having backward-facing step with a baffle // *Powder Technology.* 2015. Vol. 275. P. 329–343.

*Статья поступила в редакцию 13 августа 2020 г.,
после обработки — 14 ноября 2020 г.,
принята к публикации 16 декабря 2020 г.*