

УДК 532.542

Оценка и выбор рациональных геометрических параметров прямоугольных риблет для снижения гидравлических потерь

С.А. Зайдес, Туан Зунг Чан

Иркутский национальный исследовательский технический университет

Evaluation and selection of optimal geometric parameters of rectangular riblets for hydraulic loss reduction

С.А. Zaides, Tuan Dung Tran

Irkutsk National Research Technical University

На основе методов вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamics) в программной среде ANSYS Fluent выполнена оценка таких геометрических параметров прямоугольных риблет, как высота h (0,8; 1,0; 1,2; 1,4 и 1,6 мм) и ее отношение к ширине h/t (1,0; 1,1; 1,2; 1,4 и 1,6) при постоянном отношении высоты к шагу шероховатости $h/s = 0,4$, а также их влияние на течение потока в трубе с точки зрения снижения гидравлических потерь. По полученным результатам установлено, что при высоте $h = 1,0$ мм достигается наилучшая гидравлическая эффективность, а при отношении $h/t = 1,1$ прямоугольные риблеты обеспечивают уменьшение коэффициента гидравлического сопротивления (0,0259) на 2,6 % относительно его значения для идеально гладкой поверхности (0,0266).

EDN: NDZVNR, <https://elibrary/ndzvnr>

Ключевые слова: гидравлические потери, прямоугольные риблеты, касательные напряжения на стенке, гидравлическое сопротивление, турбулентное течение, число Рейнольдса

Based on Computational Fluid Dynamics simulations performed in ANSYS Fluent, the geometric parameters of rectangular riblets were evaluated to assess their impact on hydraulic loss reduction in pipe flow. The study investigated riblet height h (1.0, 1.2, 1.4, and 1.6 mm) and the height-to-thickness ratio h/t (1.0, 1.1, 1.2, 1.4, and 1.6) at a fixed height-to-spacing ratio of $h/s = 0.4$. The results indicate that the best hydraulic efficiency is achieved at a height of 1 mm. Furthermore, at a ratio of $h/t = 1.1$, rectangular riblets (0,0259) provide a 2.6% reduction in hydraulic resistance compared to an ideally smooth surface (0,0266).

EDN: NDZVNR, <https://elibrary/ndzvnr>

Keywords: hydraulic losses, rectangular riblets, wall shear stress, hydraulic drag, turbulent flow, Reynolds number

Проблема энергопотребления и контроля энергетических потерь всегда носит актуальный и насущный характер. В промышленности и быту транспортирование текучих сред как можно

быстрее, на как можно большие расстояния и с минимальными гидравлическими потерями является одной из важнейших задач современности [1, 2]. Поэтому поиск методов решения

проблемы гидравлических потерь в потоках текучих сред является приоритетной задачей научных исследований [3].

Предложены и исследованы многие методы, направленные на повышение эффективности сохранения энергии потока текучей среды. К ним относятся: использование материалов с супергидрофобными поверхностями для снижения гидравлического сопротивления [4], увеличение мощности насосов, создание трубопроводов разной конфигурации (многосекционных) [5], применение риблет и др. Среди перечисленных методов последнее обладает наивысшим потенциалом с точки зрения удовлетворения технико-экономическим требованиям [2].

Уже давно, рассматривая строение кожи акулы [6], исследователи изучают риблеты и представили множество доказательств того, что микроразмерные риблеты эффективно снижают гидравлические потери в различных текучих средах, таких как вода, масло, воздух и т. д. Типичными примерами применения в быту являются обшивка самолетов, корпуса судов, лопасти охлаждающих вентиляторов и др. [7].

В области течения потока в каналах также проведено много исследований, причем некоторые из них показали, что риблеты способны снижать гидравлические потери до 8...12 % [8, 9]. Однако из-за субъективного предположения об идентичности течений потока в канале и трубе, а также вследствие сложности их изготовления, количество исследований риблет применительно к течению потока в трубе весьма ограничено [10]. Это привело к тому, что уровень их внедрения в системы транспортирования жидких сред в промышленности и быту до сих пор остается очень низким.

В частности, большая часть исследований ограничена рассмотрением труб малого диаметра (12...28 мм) для потоков жидкости [11]. Это является существенным упущением, поскольку диаметр трубопровода, как правило, значительно больше.

Кроме того, в литературе отмечены трудности изготовления риблет из-за их микроскопических размеров (десятков и сотен микрометров), однако до сих пор отсутствуют полноценные исследования, посвященные риблетам более крупного размера (0,8...1,6 мм) [12]. В связи с этим необходимо провести всестороннее и детальное исследование эффективности более крупных риблет в трубопроводах

большого диаметра в сравнении с таковой в трубах с классической гладкой поверхностью.

Для исследования выбраны прямоугольные риблеты (ПР), что обусловлено необходимостью баланса между гидравлической эффективностью и механической прочностью. Несмотря на то, что пионерские исследования Бехерта [13] показали, что лезвиевидные риблеты (blade riblets) теоретически способны снизить гидравлическое сопротивление почти на 10 %, такая структура требует чрезвычайно острых вершин. В реальных условиях эксплуатации трубопроводов острые вершины подвергаются значительным сдвиговым напряжениям и склонны к абразивному износу или пластической деформации, что приводит к быстрой потере эффективности снижения гидравлического сопротивления [6].

Напротив, анализ результатов экспериментов [14] доказал, что прямоугольный профиль сохраняет высокую способность снижать сопротивление (около 7...8 %), при более простой конфигурации и лучшей механической прочности, чем у лезвиевидных аналогов. Благодаря плоской вершине и вертикальным стенкам прямоугольный профиль обеспечивает повышенную жесткость и лучше противостоит вибрациям в турбулентном потоке, чем тонкостенные структуры [15]. Таким образом, эта конфигурация является наиболее подходящей для промышленного применения, где требуются высокая эффективность и долговечность микропрофиля.

На основании изложенного возникает вопрос, способны ли ПР высотой миллиметрового диапазона, применяемые в трубопроводах большого диаметра, обеспечить ожидаемую практическую эффективность.

Цель исследования — сравнение эффективности снижения гидравлических потерь при использовании ПР высотой $h = 0,8; 1,0; 1,2; 1,4$ и $1,6$ мм и определение их оптимальной ширины.

Данные для численного моделирования течения жидкости методом вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamics — CFD). Для моделирования ПР с разными геометрическими параметрами использован программный комплекс ANSYS Fluent (в среде ANSYS Workbench) [16] — высокоточный и надежный инструмент CFD, получивший широкое применение в инженерной практике. Схема ПР с основными геометрическими пара-

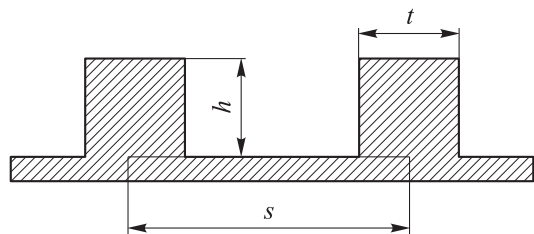


Рис. 1. Схема ПР с основными геометрическими параметрами

метрами — высотой h , шириной t и шагом s — приведена на рис. 1.

Исследование включало в себя два этапа. На первом выполнено моделирование и сравнение влияния на сопротивление потоку ПР высотой $h = 0,8; 1,0; 1,2; 1,4$ и $1,6$ мм при сохранении постоянными отношений высоты к шагу h/s и высоты к ширине h/t . На втором этапе после оценки результатов первого этапа и выбора оптимальной высоты h проведено дальнейшее моделирование ПР при отношении высоты к ширине $h/t = 1,0; 1,1; 1,2; 1,4; 1,6$ и $1,8$. После анализа влияния ПР на поток определены их оптимальные геометрические параметры.

На основании приведенных в работе [11] результатов экспериментального исследования по определению оптимального значения отношения h/s для труб разного диаметра, установлено, что для труб большого диаметра оптимальным является отношение $h/s = 0,4$. В связи с этим оно и выбрано.

Трехмерная модель трубы с ПР (рис. 2) построена с учетом трансляционной периодичности (Translational Periodicity), имея стандартный номинальный диаметр $D = 50$ мм и длину $L = 3D$. Трансляционно-периодические граничные условия применены в осевом направлении трубы с целью моделирования режима полностью развитого турбулентного течения потока. Это позволяет сокращенной расчетной области точно представлять поведение потока в бесконечно длинной трубе. Такой метод обеспечивает возможность полностью исключить эффекты входного участка и оптимизировать вычислительные затраты, гарантируя, что полученные гидравлические характеристики точно отражают установившийся режим работы структур ПР [17, 18].

В качестве рабочей жидкости принята вода со следующими физическими параметрами: динамическая вязкость $\mu = 0,891 \cdot 10^{-3}$ кг/(м·с); плотность $\rho = 997$ кг/м³; кинематическая вязкость $\nu = 8,9368 \cdot 10^{-7}$ м²/с.

Для точного моделирования сложных характеристик турбулентного потока вблизи поверхности ПР и оценки эффективности снижения гидравлических потерь выбрана модель турбулентности Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ [19].

Режим течения потока характеризуется числом Рейнольдса [20]

$$Re = \frac{\rho u_{avg} D}{\nu},$$

где u_{avg} — средняя скорость потока в поперечном сечении, м/с; D — внутренний диаметр трубы, м.

Для анализа использовано число Рейнольдса $Re = 20\,000$, что соответствует скорости потока воды приблизительно $0,3 \dots 0,4$ м/с в трубопроводе диаметром 50 мм [3]. Такая скорость потока является типичной для систем бытового водоснабжения, обеспечивая баланс между требованиями к расходу и необходимостью ограничения шума, а также предотвращения эрозии стенок труб [21].

Чтобы оценить суммарные потери давления, рассчитывается коэффициент гидравлического трения (Дарси) f на основе осевого перепада давления на единицу длины $|dp/dx|$, Па/м, полученного в результате моделирования [3]:

$$f = \frac{2D}{\rho u_{avg}^2} \left| \frac{dp}{dx} \right|.$$

Следует отметить, что использование перепада давления позволяет учесть полное гидродинамическое сопротивление потоку, включая как составляющую вязкого трения, так и сопротивление формы, обусловленное наличием структур ПР.

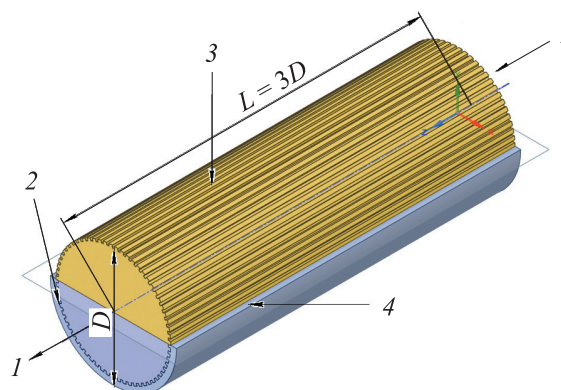


Рис. 2. Трехмерная модель трубы с ПР при периодических граничных условиях: 1 — периодические граничные условия; 2 — ПР; 3 — поток; 4 — труба

Для сравнения с теоретическим коэффициентом трения на гладкой поверхности f_0 использована эмпирическая формула Блазиуса (справедливая для турбулентного течения потока в гладких трубах в диапазоне $4000 < Re < 10^5$) [20]:

$$f_0 = 0,3614 Re^{-0,25}. \quad (1)$$

Точность результатов моделирования по влиянию ПР на снижение гидравлических потерь оценивается безразмерной высотой [20]

$$h^+ = \frac{hu_\tau}{\nu}, \quad (2)$$

где u_τ — динамическая скорость.

Для ПР оптимальная безразмерная высота, обеспечивающая эффективное снижение гидравлических потерь, обычно находится в диапазоне 20...25 [22, 23].

Относительное изменение коэффициента сопротивления, обусловленное структурами ПР разного размера, определяется отношением [24]

$$\Delta f = \left(\frac{f_{rib} - f_0}{f_0} \right) \cdot 100 \%, \quad (3)$$

где f_{rib} — коэффициент сопротивления поверхности с ПР.

Результаты моделирования для оценки рациональной высоты ПР. Полученная путем моделирования зависимость коэффициента гидравлического трения f от высоты ПР h приведена на рис. 3. Видно, что при увеличении высоты ПР с 0,8 до 1,0 мм коэффициент гидравлического трения значительно уменьшается (с 0,136 до 0,098). Это свидетельствует о том, что возрастание высоты ПР повышает эффективность управления вязким пограничным слоем, снижая гидравлическое сопротивление. При высоте $h = 1,0$ мм коэффициент гидравлического

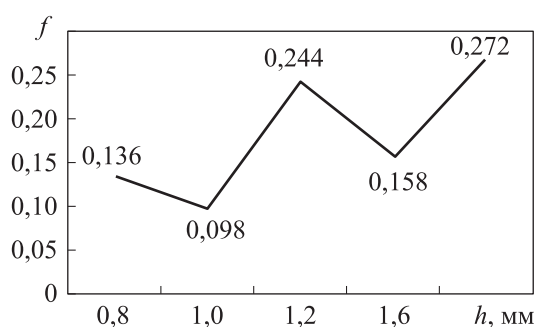


Рис. 3. Зависимость коэффициента гидравлического трения f от высоты ПР h

трения достигает минимального значения ($f = 0,098$), т. е. это наиболее эффективная высота ПР.

При дальнейшем увеличении высоты ПР коэффициент гидравлического трения снова резко возрастает: при $h = 1,2$ мм $f = 0,244$; при $h = 1,4$ мм $f = 0,158$; при $h = 1,6$ мм $f = 0,252$. Это указывает на то, что при $h > 1,0$ мм ПР выходят за пределы вязкого подслоя и проникают в переходную зону. В таких условиях ПР начинают действовать как элементы шероховатости, создавая значительное сопротивление потоку и усиливая турбулентность, вследствие чего гидравлические потери возрастают.

Примечательно, что, несмотря на некоторое восстановление эффективности при $h = 1,4$ мм ($f = 0,158$), коэффициент гидравлического трения все же на 59 % больше, чем для при $h = 1,0$ мм. Это подтверждает, что $h = 1,0$ мм является разумным предельным размером для обеспечения баланса между созданием желаемых эффектов течения и предотвращением чрезмерных потерь давления.

Распределение кинетической энергии турбулентности (Turbulence kinetic energy — ТКЕ) в поперечном сечении трубы с ПР, приведенное на рис. 4, более детально раскрывает причины различия значений гидравлического сопротивления, оказываемого на поток ПР разной высоты.

Анализ полей ТКЕ показывает прямую корреляцию между максимальной интенсивностью турбулентности и коэффициентом гидравлического трения f . В частности, высота $h = 1,0$ мм поддерживает ТКЕ на самом низком уровне ($6,8 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2/\text{с}^2$), что свидетельствует о контролируемой генерации турбулентности, приводящей к минимальным гидравлическим потерям ($f = 0,098$).

Напротив, при $h = 1,2$ и $1,6$ мм максимальная ТКЕ резко возрастает в 5 раз ($3,2 \dots 3,6 \cdot 10^{-1} \text{ м}^2/\text{с}^2$), отражая интенсивную диссипацию энергии вследствие преобладания сопротивления формы, что значительно повышает коэффициент гидравлического трения ($f = 0,244$ и $0,272$ соответственно).

При $h = 0,8$ мм максимальная ТКЕ увеличивается в 2,5 раза по сравнению со значением ТКЕ при $h = 1,0$ мм ($1,74 \cdot 10^{-1} \text{ м}^2/\text{с}^2$). Это указывает на то, что ПР высотой $h = 0,8$ мм остаются глубоко погруженными в вязкий подслой, из-за чего их воздействие на поток менее эффективное, чем при $h = 1,0$ мм. Однако благодаря

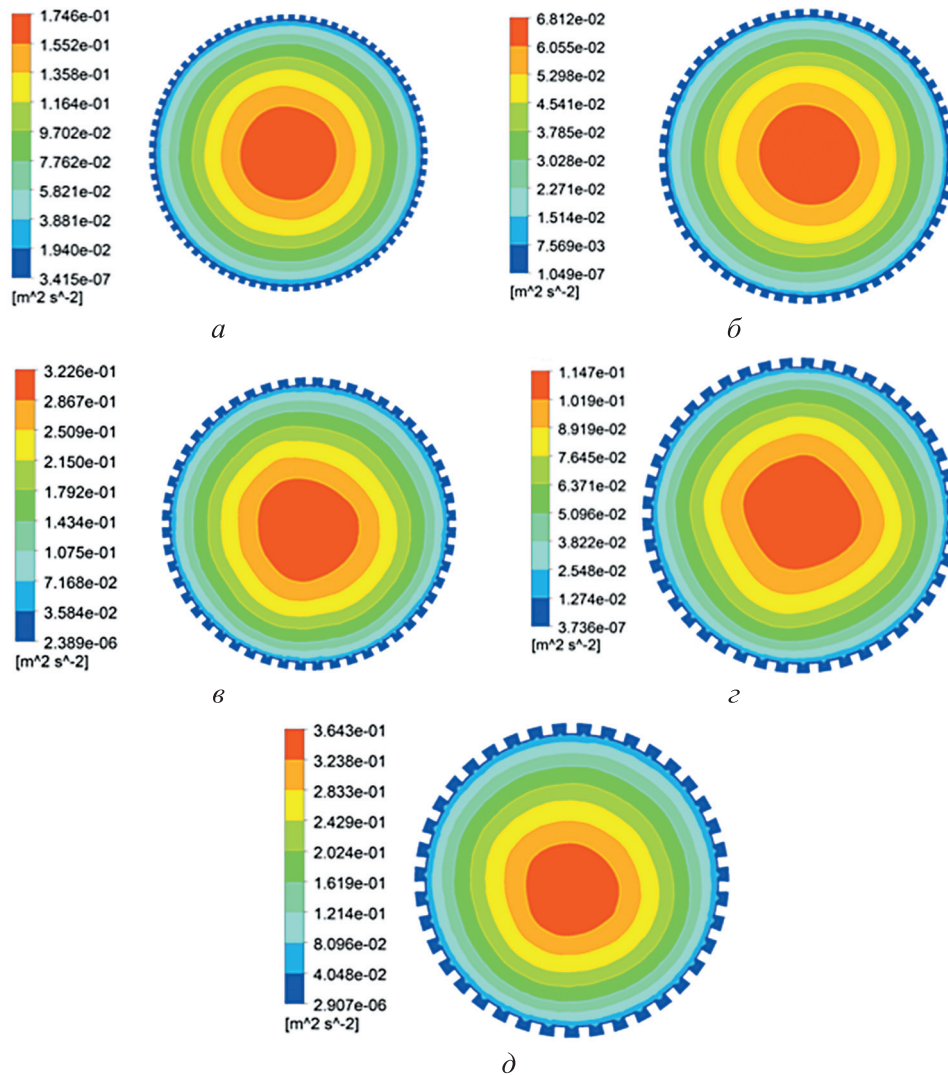


Рис. 4. Распределение ТКЕ, $\text{м}^2/\text{с}^2$, в поперечном сечении трубы с ПР высотой $h = 0,8$ (а), $1,0$ (б), $1,2$ (в), $1,4$ (г) и $1,6$ мм (д)

нахождению внутри вязкого подслоя, создаваемое ими сопротивление остается ниже, чем при высоте от $1,2$ до $1,6$ мм.

Особым случаем является высота $h = 1,4$ мм, где снижение ТКЕ до $1,1 \cdot 10^{-1} \text{ м}^2/\text{с}^2$ подтверждает формирование устойчивых вихревых структур внутри канавок ПР. Поток скользит по этим вихрям, что позволяет частично компенсировать сопротивление формы, возникающее из-за высоты ПР, в результате чего коэффициент гидравлического трения f (см. рис. 3) оказывается меньше, чем при $h = 1,2$ и $1,6$ мм.

Распределение касательных напряжений на стенке трубы с ПР разной высоты показано на рис. 5.

Распределение касательных напряжений на стенке трубы предоставляет достоверное под-

тверждение механизма формирования сопротивления на микроуровне. Анализ изолиний показывает, что максимальные напряжения концентрируются на вершинах ПР (подвергающихся прямому воздействию потока), в то время как дно канавок выполняет функцию гидродинамического экрана с очень низкими значениями напряжений.

При высоте $h = 1,0$ мм зафиксировано наименьшее касательное напряжение ($2,01$ Па), что полностью согласуется с результатом минимального коэффициента гидравлического трения. Примечательно, что пиковое напряжение ($2,53$ Па) при $h = 1,4$ мм ниже максимального уровня ($3,68$ Па) при $h = 1,2$ мм. Этот результат подтверждает, что при данной высоте гидравлический поток имеет тенденцию скользить

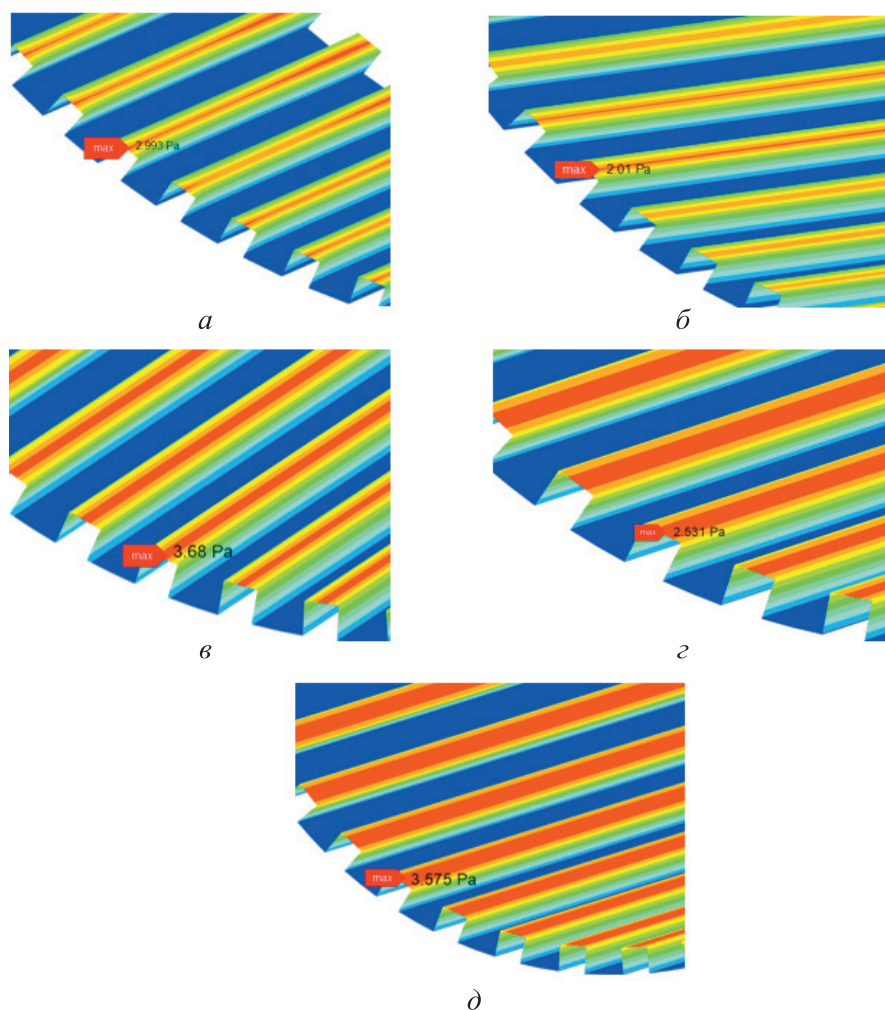


Рис. 5. Распределение касательных напряжений, Па, на стенке трубы с ПР высотой $h = 0,8$ (а), $1,0$ (б), $1,2$ (в), $1,4$ (з) и $1,6$ мм (д)

по вихревым структурам, вместо того чтобы проникать глубоко в канавки, что способствует существенному снижению локальной составляющей вязкого трения.

Анализ полученных результатов показал, что ПР высотой $h = 1,0$ мм обладают наивысшей эффективностью в минимизации гидравлических потерь.

Влияние отношения h/t на гидравлические потери. На основании результатов первого этапа моделирования для исследования влияния отношения h/t на гидравлические потери в потоке жидкости выбраны ПР с высотой $h = 1,0$ мм. Моделирование выполнено при следующих значениях отношения $h/t = 1,0; 1,1; 1,2; 1,4$ и $1,6$.

Полученная путем моделирования зависимость коэффициента гидравлического сопротивления f от отношения h/t приведена на

рис. 6. Видно, что при отношении $h/t = 1,1$ коэффициент гидравлического трения достигает минимального значения $f = 0,0259$, что приблизительно соответствует уровню трения в гладкой трубе. Напротив, при увеличении отношения до $h/t = 1,4$ наблюдается резкий скачок потерь гидравлического давления в 4,8 раза

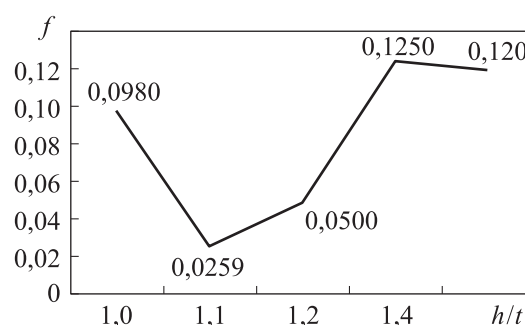


Рис. 6. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления f от отношения h/t

($f = 0,1250$). Это отражает негативный переход к режиму натекания потока, обусловленный тем, что слишком тонкие перегородки неспособны эффективно изолировать вихревые зоны внутри канавок.

Однако при увеличении отношения до $h/t = 1,6$ кривая потерь демонстрирует тенденцию к насыщению и незначительному снижению трения ($f = 0,120$), что обусловлено компенсационным механизмом: уменьшение площади лобовой поверхности узких ПР начинает уравновешивать рост сопротивления, вызванный натеканием потока.

Анализ данных, приведенных на рис. 6, и формул (1) и (3), где при $h/t = 1,1$ коэффициенты гидравлического трения $f = 0,0259$ и $f_0 = 0,0266$, позволяет заключить, что при отношениях $h/t = 1,1$ и $h = 1,0$ мм ПР обеспечивают уменьшение гидравлического сопротивления

на 2,6 % относительно его значения для идеально гладкой поверхности.

Используя формулу (2), получаем, что при $h/t = 1,1$ безразмерная высота $h^+ = 22,6$, т. е. ПР функционируют в диапазоне максимальной эффективности снижения гидравлического сопротивления.

Распределение ТКЕ в поперечном сечении трубы с ПР при отношении $h/t = 1,0; 1,1; 1,2; 1,4$ и $1,6$ мм показано на рис. 7. При $h/t = 1,1$ наблюдается стабильность течения потока. Почти все поперечное сечение окрашено в зеленый цвет (низкий энергетический уровень), а максимальная ТКЕ составляет около $0,0013 \text{ м}^2/\text{с}^2$, что значительно меньше, чем в остальных случаях. Это указывает на то, что гидравлический поток в данной области сохраняет высокую степень плавности и подвержен минимальным возмущениям.

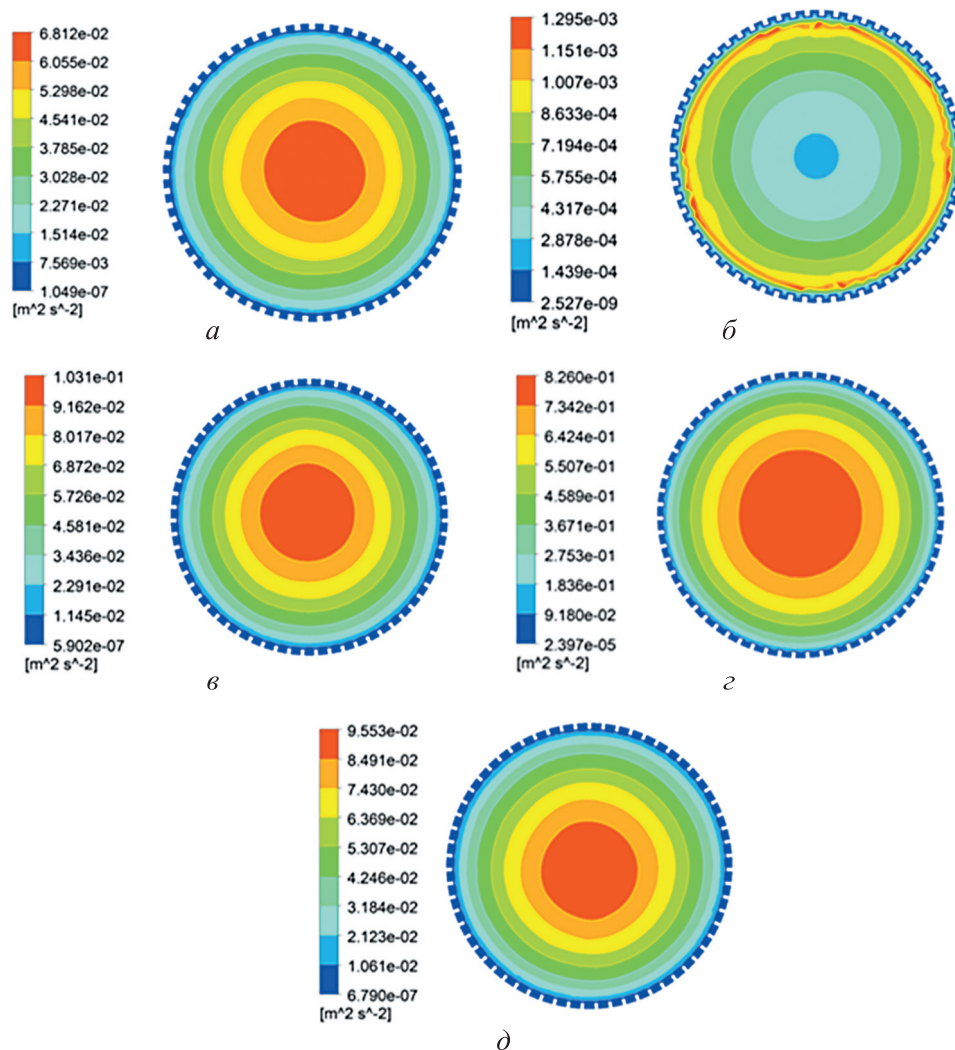


Рис. 7. Распределение ТКЕ, $\text{м}^2/\text{с}^2$, в поперечном сечении трубы с ПР при отношении $h/t = 1,0$ (а), $1,1$ (б), $1,2$ (в), $1,4$ (г) и $1,6$ мм (д)

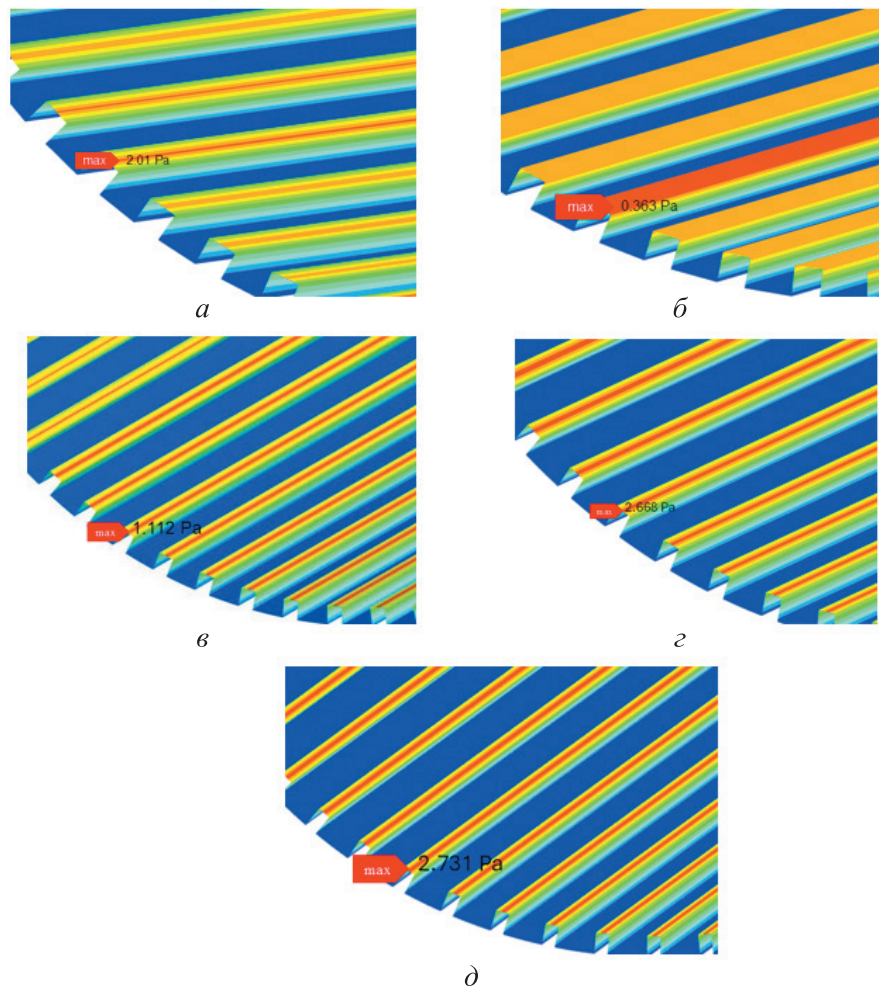


Рис. 8. Распределение касательных напряжений, Па, на стенке трубы с ПР при отношении $h/t = 1,0$ (а), $1,1$ (б), $1,2$ (в), $1,4$ (г) и $1,6$ мм (д)

С точки зрения физического механизма зоны повышенной ТКЕ (красно-желтый спектр) локализуются исключительно над вершинами ПР, не проникая вглубь канавок. Это подтверждает эффективность механизма вытеснения вихрей: ПР оттесняют продольные вихри от поверхности стенки, предотвращая их прямое взаимодействие с вязким подслоем внутри канавок. Благодаря этому вязкое трение сводится к минимуму, что приводит к наименьшим потерям энергии среди всех исследованных конфигураций ПР.

При $h/t = 1,4$ зафиксированы максимальные потери гидравлического давления, что соответствует резкому возрастанию ТКЕ, достигающей пикового значения $8,26 \cdot 10^{-1} \text{ м}^2/\text{с}^2$. Обширная зона высокой интенсивности ТКЕ (красного цвета), занимающая центральную часть потока, свидетельствует о полном разрушении структуры пограничного слоя вследствие интенсивно-

го соударения воды со стенками ПР. Этот процесс преобразует кинетическую энергию потока в энергию турбулентной диссипации, что приводит к значительному снижению гидравлической эффективности.

Тенденции, наблюдаемые при остальных значениях отношения h/t , четко отражают смену механизма потерь. При $h/t = 1,0$ коэффициент гидравлического трения сохраняется на высоком уровне ($f = 0,098$), главным образом из-за большой ширины ПР, увеличивающей площадь смоченной поверхности и поверхностное вязкое трение. При $h/t = 1,2$ рост сопротивления ($f = 0,050$) порождает стадию, когда гидравлический поток начинает проникать в канавки, нарушая устойчивость пограничного слоя. При $h/t = 1,6$ кривая потеря демонстрирует тенденцию к насыщению и незначительному снижению ($f = 0,12$) вследствие уменьшения площади лобового сечения, что

частично компенсирует гидродинамическое сопротивление потока.

Распределение касательных напряжений на стенке трубы с ПР при отношении $h/t = 1,0; 1,1; 1,2; 1,4$ и $1,6$ мм показано на рис. 8. Поля касательных напряжений наглядно демонстрируют чувствительность гидравлической эффективности к геометрическим параметрам ПР. При оптимальном соотношении $h/t = 1,1$ максимальное касательное напряжение достигает наименьшего значения, равного $0,406$ Па, что свидетельствует об эффективности механизма поднятия вязкого пограничного слоя, позволяя гидравлическому потоку плавно скользить по вершинам ПР.

Однако уже при $h/t = 1,2$ максимальное касательное напряжение стремительно возрастает до $1,112$ Па (почти в 3 раза по сравнению с оптимальным случаем). Этот рост указывает на то, что гидравлический поток начинает глубже проникать в канавки между ПР, ослабляя гидродинамический вязкий буферный слой. Тем не менее, этот уровень касательных напряжений все же значительно ниже, чем в случае широких стенок с $h/t = 1,0$ ($2,01$ Па) или сверхтонких стенок с $h/t = 1,4$ и $1,6$ ($2,668$ и $2,731$ Па), где преобладает явление локального соударения потока, вызывающее максимальное сопротивление гидравлического трения.

Выводы

1. Путем численного моделирования определено влияние геометрических параметров ПР на гидродинамические характеристики и эф-

фективность снижения гидравлического сопротивления в турбулентном потоке.

2. Установлено, что конфигурация ПР высотой $h = 1,0$ мм обеспечивает наилучшую гидравлическую эффективность в изученном диапазоне. При такой высоте ПР не оказываются чрезмерно заглубленными в вязкий подслой, как в случае $h = 0,8$ мм, но и не выступают за его пределы, как при $h = 1,2$ по $1,6$ мм. Благодаря этому обеспечивается эффективный контроль гидравлического сопротивления, значение которого оказывается меньше, чем в остальных рассмотренных случаях.

3. Определено рациональное отношение $h/t = 1,1$, при котором коэффициент гидравлического трения достигает минимального значения ($f = 0,0259$), а касательное напряжение на стенке трубы является наименьшим ($0,363$ Па). Механизм снижения гидравлического сопротивления подтвержден формированием устойчивого режима проскальзывания и самым низким уровнем ТКЕ, что свидетельствует об эффективном отеснении продольных вихрей от поверхности стенки.

4. Показано, что ПР с параметрами $h = 1$ мм и $h/t = 1,1$ в трубопроводе диаметром 50 мм, несмотря на размеры ПР, превышающие известные значения, обеспечивают уменьшение коэффициента гидравлического сопротивления ($0,0259$) на $2,6\%$ относительно его значения для идеально гладкой поверхности ($0,0266$). Это свидетельствует о том, что изготовление таких ПР будет экономически более выгодным, чем технологически сложный процесс создания идеально гладких поверхностей, при сохранении аналогичной эффективности.

Литература

- [1] Кузьма-Кичта Ю.А., Иванов Н.С., Хованский Р.Б. и др. Методы снижения гидравлического сопротивления длинных криогенных трубопроводов. *Тепловые процессы в технике*, 2020, т. 12, № 7, с. 290–300, doi: <https://doi.org/10.34759/tpt-2020-12-7-290-300>
- [2] Корнилов В.И. Проблемы снижения турбулентного трения активными и пассивными методами (обзор). *Теплофизика и аэромеханика*, 2015, т. 22, № 2, с. 183–208.
- [3] Лойцянский Л.Г. *Механика жидкости и газа*. Москва, Дрофа, 2003. 840 с.
- [4] Агеев А.И., Осипцов А.Н. Стоксово течение в микроканале с супергидрофобными стенками. *Известия РАН. Механика жидкости и газа*, 2019, № 2, с. 59–71, doi: <https://doi.org/10.1134/S0568528119020014>
- [5] Гольянов А.И., Гольянов А.А., Кутуков С.Е. Обзор методов оценки энергоэффективности магистральных нефтепроводов. *Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов*, 2017, № 4, с. 156–170.
- [6] Dean B., Bhushan B. Shark-skin surfaces for fluid-drag reduction in turbulent flow: a review. *Philos. Trans. A Math. Phys. Eng. Sci.*, 2010, vol. 368, no. 1929, pp. 4775–4806, doi: <https://doi.org/10.1098/rsta.2010.0201>

- [7] Bixler G.D., Bhushan B. Fluid drag reduction with shark-skin riblet inspired microstructured surfaces. *Adv. Funct. Mater.*, 2013, vol. 23, no. 36, pp. 4507–4528, doi: <https://doi.org/10.1002/adfm.201203683>
- [8] Sasamori M., Mamori H., Iwamoto K. et al. Experimental study on drag-reduction effect due to sinusoidal riblets in turbulent channel flow. *Exp. Fluids*, 2014, vol. 55, no. 10, art. 1828, doi: <https://doi.org/10.1007/s00348-014-1828-z>
- [9] Soleimani S., Eckels S. A review of drag reduction and heat transfer enhancement by riblet surfaces in closed and open channel flow. *Int. J. Thermofluids*, 2021, vol. 9, art. 100053, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2020.100053>
- [10] Choi K.S. Breakdown of the Reynolds analogy over drag-reducing riblets surface. *Appl. Sci. Res.*, 1993, vol. 51, no. 1, pp. 149–154, doi: <https://doi.org/10.1007/BF01082529>
- [11] Cherghani M.M., Malekan M.R. Shark skin-inspired surface designs for drag reduction in drinking water distribution pipes. *Water Res.*, 2022, vol. 284, no. 15, art. 123965, doi: <https://doi.org/10.1016/j.watres.2025.123965>
- [12] Harun Z., Abbas A.A., Etminan A. et al. Effects of riblet on flow structure around a NACA 0026 airfoil. *The 25th International Symposium on Transport Phenomena*, 2014, vol. 11, no. 4. URL: https://www.researchgate.net/publication/289250352_effects_of_riblet_on_flow_structure_around_a_naca_0026_airfoil (дата обращения: 15.01.2026).
- [13] Bechert D.W., Bruse M., Hage W. et al. Experiments on drag-reducing surfaces and their optimization with an adjustable geometry. *J. Fluid Mech.*, 1997, vol. 338, pp. 59–87, doi: <https://doi.org/10.1017/S0022112096004673>
- [14] Walsh M.J. Drag characteristics of V-groove and transverse curvature riblets. *Viscous Flow Drag Reduction*, 1980, vol. 72, pp. 168–184, doi: <https://dx.doi.org/10.2514/5.9781600865466.0168.0184>
- [15] Lee S.J., Lee S.H. Flow field analysis of a turbulent boundary layer over a riblet surface. *Exp. Fluids*, 2001, vol. 30, no. 2, pp. 153–166, doi: <https://doi.org/10.1007/s003480000150>
- [16] ANSYS *DesignModeler user's guide*. Version 2019 R1. ANSYS Inc., 2019. 450 p.
- [17] Eggels J.G.M., Unger F., Weiss M.H. et al. Fully developed turbulent pipe flow: a comparison between direct numerical simulation and experiment. *J. Fluid Mech.*, 1994, vol. 268, pp. 175–210, doi: <https://doi.org/10.1017/S002211209400131X>
- [18] Волков К.Н., Емельянов В.Н. *Вычислительные технологии в задачах механики жидкости и газа*. Москва, Физматлит, 2012. 465 с.
- [19] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605.
- [20] Идельчик И.Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Москва, Машиностроение, 1992. 672 с.
- [21] Староверов И.Г., Шиллер Ю.И. *Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства*. Ч. 2. Водопровод и канализация. Москва, Стройиздат, 1990. 247 с.
- [22] Walsh M.J., Lindemann A.M. Optimization and application of riblets for turbulent drag reduction. *AIAA 22nd Aerospace Sciences Meeting*, 1984, pp. 1–30, doi: <https://doi.org/10.2514/6.1984-347>
- [23] Nakao S. Application of v shape riblets to pipe flows. *J. Fluids Eng.*, 1991, vol. 113, no. 4, pp. 587–590, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2926519>
- [24] Bechert D.W., Bruse M., Hage W. Experiments with three-dimensional riblets as an idealized model of shark skin. *Exp. Fluids*, 2000, vol. 28, no. 5, pp. 403–412, doi: <https://doi.org/10.1007/s003480050400>

References

- [1] Kuzma-Kichta Yu.A., Ivanov N.S., Khovanskiy R.B. et al. Methods to reduce drag losses of long cryogenic pipelines. *Teplovye protsessy v tekhnike* [Thermal Processes in Engineering], 2020, vol. 12, no. 7, pp. 290–300, doi: <https://doi.org/10.34759/tpt-2020-12-7-290-300> (in Russ.).
- [2] Kornilov V.I. Problems of reducing turbulent friction by active and passive methods (review). *Teplofizika i aeromekhanika*, 2015, vol. 22, no. 2, pp. 183–208. (In Russ.).

- [3] Loytsyanskiy L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid and gas mechanics]. Moscow, Drofa Publ., 2003. 840 p. (In Russ.).
- [4] Ageev A.I., Osipov A.N. Stokes flow in a microchannel with superhydrophobic walls. *Izvestiya RAN. Mekhanika zhidkosti i gaza*, 2019, no. 2, pp. 59–71, doi: <https://doi.org/10.1134/S0568528119020014> (in Russ.). (Eng. version: *Fluid Dyn.*, 2019, vol. 54, no. 2, pp. 205–217, doi: <https://doi.org/10.1134/S0015462819020010>)
- [5] Golyanov A.I., Golyanov A.A., Kutukov S.E. Review of main pipelines energy efficiency estimation methods. *Problemy sbora, podgotovki i transporta nefi i nefteproduktov* [The Problems of Gathering, Treatment and Transportation of Oil and Oil Products], 2017, no. 4, pp. 156–170. (In Russ.).
- [6] Dean V., Bhushan B. Shark-skin surfaces for fluid-drag reduction in turbulent flow: a review. *Philos. Trans. A Math. Phys. Eng. Sci.*, 2010, vol. 368, no. 1929, pp. 4775–4806, doi: <https://doi.org/10.1098/rsta.2010.0201>
- [7] Bixler G.D., Bhushan B. Fluid drag reduction with shark-skin riblet inspired microstructured surfaces. *Adv. Funct. Mater.*, 2013, vol. 23, no. 36, pp. 4507–4528, doi: <https://doi.org/10.1002/adfm.201203683>
- [8] Sasamori M., Mamori H., Iwamoto K. et al. Experimental study on drag-reduction effect due to sinusoidal riblets in turbulent channel flow. *Exp. Fluids*, 2014, vol. 55, no. 10, art. 1828, doi: <https://doi.org/10.1007/s00348-014-1828-z>
- [9] Soleimani S., Eckels S. A review of drag reduction and heat transfer enhancement by riblet surfaces in closed and open channel flow. *Int. J. Thermofluids*, 2021, vol. 9, art. 100053, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2020.100053>
- [10] Choi K.S. Breakdown of the Reynolds analogy over drag-reducing riblets surface. *Appl. Sci. Res.*, 1993, vol. 51, no. 1, pp. 149–154, doi: <https://doi.org/10.1007/BF01082529>
- [11] Cherghani M.M., Malekan M.R. Shark skin-inspired surface designs for drag reduction in drinking water distribution pipes. *Water Res.*, 2022, vol. 284, no. 15, art. 123965, doi: <https://doi.org/10.1016/j.watres.2025.123965>
- [12] Harun Z., Abbas A.A., Etminan A. et al. Effects of riblet on flow structure around a NACA 0026 airfoil. *The 25th International Symposium on Transport Phenomena*, 2014, vol. 11, no. 4. URL: https://www.researchgate.net/publication/289250352_effects_of_riblet_on_flow_structure_around_a_naca_0026_airfoil (accessed: 15.01.2026).
- [13] Bechert D.W., Bruse M., Hage W. et al. Experiments on drag-reducing surfaces and their optimization with an adjustable geometry. *J. Fluid Mech.*, 1997, vol. 338, pp. 59–87, doi: <https://doi.org/10.1017/S0022112096004673>
- [14] Walsh M.J. Drag characteristics of V-groove and transverse curvature riblets. *Viscous Flow Drag Reduction*, 1980, vol. 72, pp. 168–184, doi: <https://dx.doi.org/10.2514/5.9781600865466.0168.0184>
- [15] Lee S.J., Lee S.H. Flow field analysis of a turbulent boundary layer over a riblet surface. *Exp. Fluids*, 2001, vol. 30, no. 2, pp. 153–166, doi: <https://doi.org/10.1007/s003480000150>
- [16] ANSYS *DesignModeler user's guide*. Version 2019 R1. ANSYS Inc., 2019. 450 p.
- [17] Eggels J.G.M., Unger F., Weiss M.H. et al. Fully developed turbulent pipe flow: a comparison between direct numerical simulation and experiment. *J. Fluid Mech.*, 1994, vol. 268, pp. 175–210, doi: <https://doi.org/10.1017/S002211209400131X>
- [18] Volkov K.N., Emelyanov V.N. *Vychislitelnye tekhnologii v zadachakh mekhaniki zhidkosti i gaza* [Computational technologies in problems of fluid and gas mechanics]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2012. 465 p. (In Russ.).
- [19] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605.
- [20] Idelchik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook on hydraulic resistances]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1992. 672 p. (In Russ.).
- [21] Staroverov I.G., Shiller Yu.I. *Spravochnik projektirovshchika. Vnutrennie sanitarno-tekhnicheskie ustroystva. Ch. 2. Vodoprovod i kanalizatsiya* [Designer's handbook. internal plumbing. P. 2. Water supply and sewerage]. Moscow, Stroyizdat Publ., 1990. 247 p. (In Russ.).

- [22] Walsh M.J., Lindemann A.M. Optimization and application of riblets for turbulent drag reduction. *AIAA 22nd Aerospace Sciences Meeting*, 1984, pp. 1–30, doi: <https://doi.org/10.2514/6.1984-347>
- [23] Nakao S. Application of v shape riblets to pipe flows. *J. Fluids Eng.*, 1991, vol. 113, no. 4, 1991, pp. 587–590, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2926519>
- [24] Bechert D.W., Bruse M., Hage W. Experiments with three-dimensional riblets as an idealized model of shark skin. *Exp. Fluids*, 2000, vol. 28, no. 5, pp. 403–412, doi: <https://doi.org/10.1007/s003480050400>

Статья поступила в редакцию 15.01.2026

Информация об авторах

ЗАЙДЕС Семен Азикович — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры материаловедения, сварочных и аддитивных технологий. Иркутский национальный исследовательский технический университет (664074, Иркутск, Российская Федерация, ул. Лермонтова, д. 83, e-mail: zsa@ex.istu.edu).

ЧАН Туан Зунг — аспирант кафедры материаловедения, сварочных и аддитивных технологий. Иркутский национальный исследовательский технический университет (664074, Иркутск, Российская Федерация, ул. Лермонтова, д. 83, e-mail: trantuandung98@gmail.com).

Information about the authors

ZAIDES Semen Azikovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Materials Science, Welding and Additive Technologies. Irkutsk National Research Technical University (664074, Irkutsk, Russian Federation, Lermontova St., Bldg. 83, e-mail: zsa@ex.istu.edu).

TRAN Tuan Dung — Postgraduate, Department of Materials Science, Welding and Additive Technologies. Irkutsk National Research Technical University (664074, Irkutsk, Russian Federation, Lermontova St., Bldg. 83, e-mail: trantuandung98@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Зайдес С.А., Чан Туан Зунг. Оценка и выбор рациональных геометрических параметров прямоугольных риблет для снижения гидравлических потерь. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 4, с. 83–94.

Please cite this article in English as:

Zaides C.A., Tran Tuan Dung. Evaluation and selection of optimal geometric parameters of rectangular riblets for hydraulic loss reduction. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 4, pp. 83–94.