

УДК 532.542

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОГО ТЕПЛООБМЕНА В ТРУБАХ С ТУРБУЛИЗАТОРАМИ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ ПРИ ВЫСОКИХ ЧИСЛАХ РЕЙНОЛЬДСА

И. Е. ЛОБАНОВ

[llobbaannooff@live.ru](mailto:llobbaannooff@live.ru)

ФГБОУ «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»

*Поступила в редакцию 03.06.2017*

**Аннотация.** В рамках данной работы была решена проблема интенсификации теплообмена при высоких числах Рейнольдса с привлечением четырехслойной модели турбулентного пограничного слоя. Расчетные данные показали, что интенсификация теплообмена может снизиться на (60÷70)% при миллионном числе Рейнольдса и на (65÷75)% – при миллиардном по отношению к аналогичным условиям интенсификации теплообмена при десятитысячном числе Рейнольдса. Расчетные данные показали, что при увеличении числа Рейнольдса от миллиона до миллиарда значение относительного теплообмена практически стабилизируется; влияние шероховатости для труб с турбулизаторами на теплообмен может быть довольно значительным: порядка (15÷30)% – для газов и (14÷24)% – для жидкостей. Уменьшение относительного теплообмена при наличии шероховатости поверхности между турбулизаторами для труб малого диаметра при очень высоких числах Рейнольдса составляет менее 2,5%.

**Ключевые слова:** интенсификация; математический; моделирование; модель; относительный; пограничный слой; схема; теплообмен; труба; турбулентный; турбулизатор; шероховатость.

### ВВОДНАЯ ЧАСТЬ

В реальных условиях эксплуатации теплообменных аппаратов могут встречаться режимы, где число Рейнольдса гораздо выше режимов, где интенсификация теплообмена наиболее рациональна, например, при эксплуатации теплоносителей при умеренных скоростях и при очень малых коэффициентах кинематической вязкости (криогенные жидкости, теплоносители высоких давлений).

Известно, что интенсификация теплообмена при высоких числах Рейнольдса менее рациональна, чем при умеренных. Для интенсификации теплообмена при высоких числах Рейнольдса фактически нет достаточно надежных экспериментальных данных по теплообмену и гидравлическому со-

противлению, как для гладких, так и для шероховатых труб с турбулизаторами, где возрастает влияние на теплообмен и гидравлическое сопротивление шероховатости внутренней поверхности трубы, поскольку при данных условиях широко применяются трубы малых диаметров.

Расчет теплообмена для труб с турбулизаторами при наличии шероховатости для труб малых диаметров производится в предположении, что поток практически неподвижен в элементах шероховатости.

Исследование структуры интенсифицированного потока в основном проводится экспериментальными методами [1, 2], в то время как современные расчетные работы по этой тематике относительно немногочисленны [3–6] и лишь частично посвящены

непосредственно структуре интенсифицированного потока; некоторые из методов (напр., определенная часть работ [6, 7]) используют только интегральные подходы к данной проблеме.

В последнее время интенсивно развиваются многоблочные вычислительные технологии для решения задач вихревой аэромеханики и теплофизики, базирующиеся на пересекающихся структурированных сетках [3–6; 8–11].

Теоретические методы исследования интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в трубах разработаны еще недостаточно. Преимущественно данные методы базируются на упрощенных моделях сложных физических процессов течения и теплообмена, а принимаемые допущения приводят к существенной разнице между расчетными и экспериментальными значениями.

Опытные данные по теплообмену справедливы только для специфического вида течений и типоразмеров выступов, на которых были проведены эти опытные исследования.

Следовательно, необходимо разработать новые, более точные, чем существующие, теоретические методы исследования интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в трубах с турбулизаторами.

В рамках данной статьи под интенсификацией теплообмена понимаются искусственные турбулизаторы потока на поверхности, а также шероховатые поверхности [3, 4].

Моделирование предполагает двумерную шероховатость. Рассмотрению подвергаются двумерные поверхности с выступами, что применимо и для круглых труб с периодическими диафрагмами.

Данная статья непосредственно посвящается исследованию интенсифицированного теплообмена при больших числах Рейнольдса в трубах с поверхностными периодически расположенными турбулизаторами потока с полукруглым поперечным сечением, т.к. в данном диапазоне пока еще нет вполне надежных экспериментальных данных.

### СПЕЦИФИКА МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОГО ТЕПЛООБМЕНА ПРИ БОЛЬШИХ ЧИСЛАХ РЕЙНОЛЬДСА

Большинство теоретических исследований, например, [3–6; 8–11], доказывают, что интенсификация теплообмена применением периодически расположенных поверхностных турбулизаторов наиболее выгодна в переходной области, т.е. при  $Re$  порядка  $10^4$ .

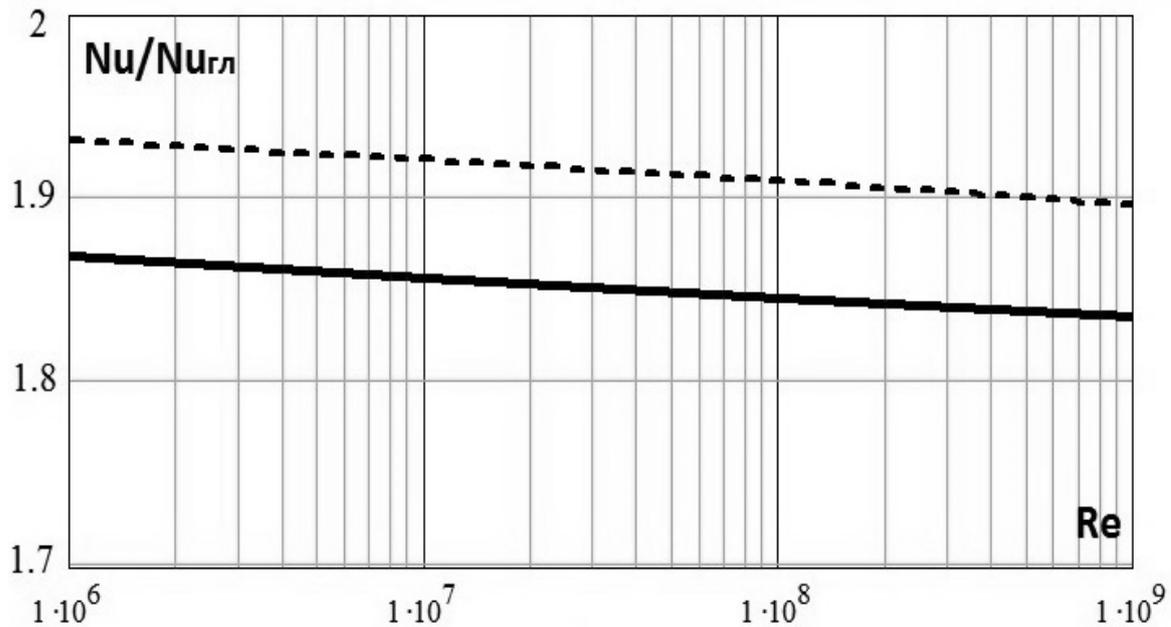
Уровень интенсификации теплообмена в данной области адекватно определяется как исходя из теоретических исследований, проведенных в данной главе (четырёхслойная модель турбулентного пограничного слоя, факторизированный конечно-объемный метод, интегральные соотношения для пограничных слоев), так исходя из экспериментальных данных, приведенных в работах [3, 4].

Естественно, что интенсификация теплообмена при  $Re \geq 10^6$  менее нерациональна, чем при  $10^4 \geq Re \geq 10^5$ , поскольку суммарная толщина вязкого и промежуточного подслоев уже составляет величину, сравнимую с шероховатостью.

Для данного случая интенсификации теплообмена при высоких числах Рейнольдса ( $Re \geq 10^6$ ) фактически нет достаточно надежных экспериментальных данных по теплообмену и гидравлическому сопротивлению, на что указывают работы [3, 4].

Последнее указывает на то, что интенсификация теплообмена при очень высоких числах Рейнольдса может быть определена только теоретическим образом.

Для данных условий наиболее подходящим методом расчета интенсифицированного теплообмена следует признать четырехслойную схему турбулентного пограничного слоя, так как именно эта модель наиболее адекватно описывает условия теплообмена с вихревым ядром во впадине, потому что высота практически применяемых турбулизаторов будет намного выше суммарной толщины вязкого и промежуточного подслоев.



**Рис. 1.** Расчетные зависимости относительного числа Нуссельта  $Nu/Nu_{ГЛ}$  от числа Рейнольдса в следующем его диапазоне –  $Re=10^6 \div 10^9$  – для относительно высоких турбулизаторов  $d/D=0,90$  и  $t/D=1$  для воздуха ( $Pr=0,72$ ) и для воды ( $Pr=10$ )

Например, для  $Re=4 \cdot 10^4$  и  $d/D=0,93$  доля температурного напора в вихревом ядре во впадине составляет всего 10% от общего температурного напора [2].

Являющийся моделью более высокого порядка, реализованный в [3–6], метод расчета конвективного теплообмена в трубе с последовательностью периодических выступов различной геометрии на основе многоблочных вычислительных технологий, основанных на решении факторизованным конечно-объемным методом уравнений Рейнольдса, замыкаемых с помощью модели переноса сдвиговых напряжений Ментера, и уравнения энергии на разномасштабных пересекающихся структурированных сетках, неэффективен в данном случае, поскольку возникает неустойчивость решения, когда число Рейнольдса превышает значения порядка  $Re > 10^5$  [12].

Интересной особенностью интенсификации теплообмена в области  $Re \leq 10^6$  является, как уже отмечалось выше, определяющая роль вихревого (турбулентного) ядра во впадине.

При более низких значениях числа Рейнольдса роль вихревого ядра во впадине в плане интенсификации теплообмена, что

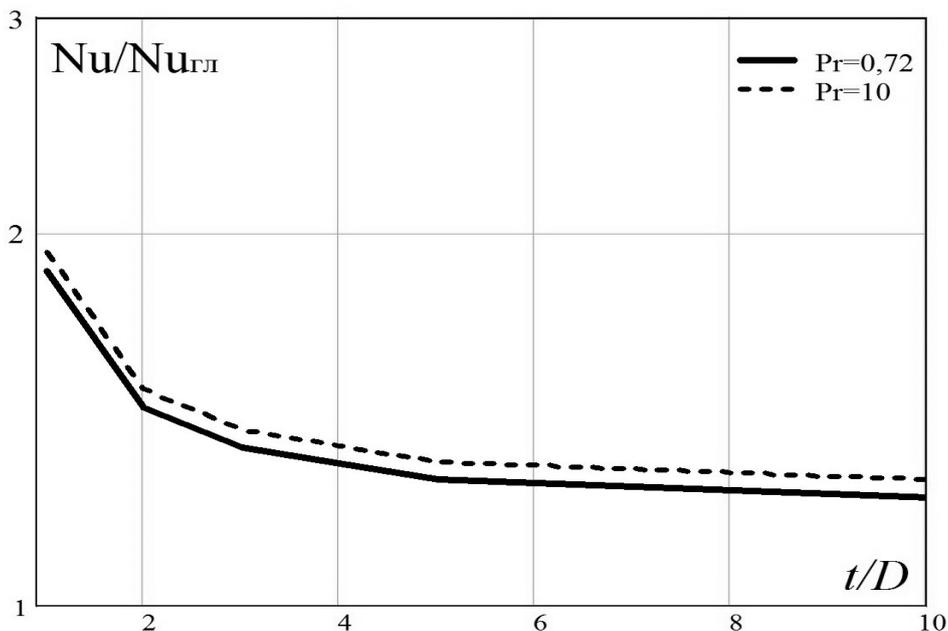
убедительно доказывается в работе [6], не столь высока, особенно при увеличении числа Прандтля.

Четырехслойная схема турбулентного пограничного слоя позволяет рассчитать уровень интенсификации теплообмена, выраженный в относительном числе Нуссельта  $Nu/Nu_{ГЛ}$  для широкого диапазона геометрических характеристик турбулизаторов и режимов течения.

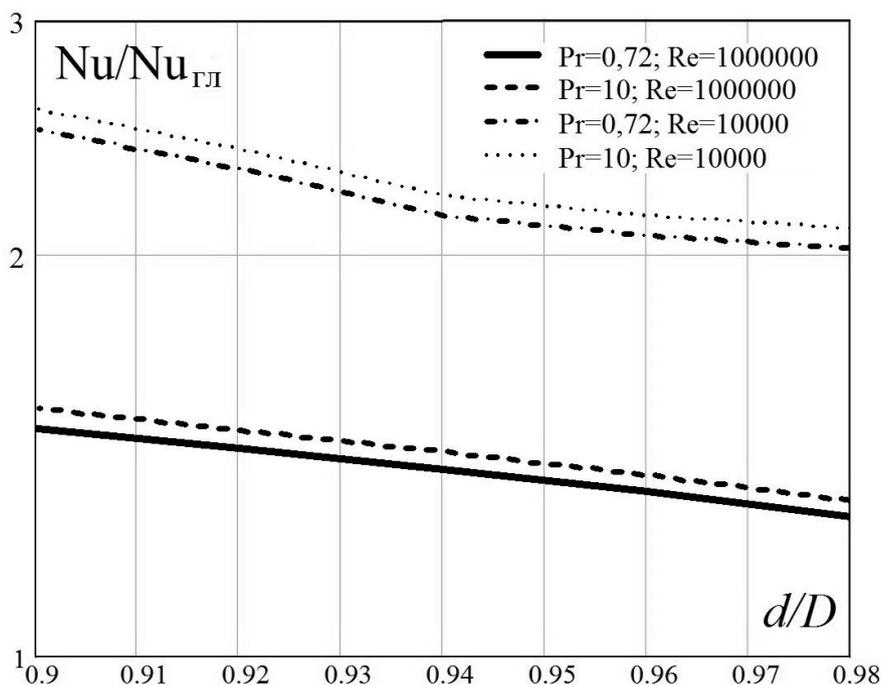
На рис. 1 показаны расчетные зависимости относительного числа Нуссельта  $Nu/Nu_{ГЛ}$  для относительно высоких турбулизаторов  $d/D=0,90$  и  $t/D=1$  для воздуха ( $Pr=0,72$ ) и для воды ( $Pr=10$ ) для следующего диапазона чисел Рейнольдса:  $Re=10^6 \div 10^9$ .

В исследовании [6] было убедительнейшим образом доказано, что перепад температур в вязком подслое адекватнее всего моделируется при больших числах Прандтля на основании закона «четвертой степени», точнее описывающий соответствующий процесс, чем закон «третьей степени», используемый для малых числах Прандтля.

Расчетные значения относительного числа Нуссельта  $Nu/Nu_{ГЛ}$  для больших чисел Прандтля несколько выше, чем для



**Рис. 2.** Зависимость относительного числа Нуссельта  $Nu/Nu_{GL}$  от относительного шага между турбулизаторами  $t/D$  в широком диапазоне изменения последнего ( $t/D=1 \div 10$ ) для  $Re=10^6$  и  $d/D=0,90$



**Рис. 3.** Зависимость относительного числа Нуссельта от отношения  $d/D$  в широком диапазоне изменения последнего ( $d/D=0,90 \div 0,98$ ) при  $t/D=2$  для  $Re=10^6$  и  $Re=10^4$  для воздуха ( $Pr=0,72$ ) и для воды ( $Pr=10$ )

меньших, именно благодаря вышеуказанным причинам.

Из рис. 1 видно, что падение относительного числа Нуссельта менее 2% при увеличении числа Рейнольдса в 1000 раз. Следовательно, интенсификация теплообмена очень незначительно зависит от числа Рейнольдса в рассматриваемом диапазоне ( $Re=10^6 \div 10^9$ ).

Важным является зависимость уровня интенсификации теплообмена не только от режима течения теплоносителя, но и от геометрических параметров турбулизаторов.

На рис. 2 показана зависимость относительного числа Нуссельта  $Nu/Nu_{GL}$  от относительного шага между турбулизаторами  $t/D$  в широком диапазоне изменения по-

следнего ( $t/D=1\div 10$ ) для  $Re=10^6$  и  $d/D=0,90$  для воздуха ( $Pr=0,72$ ) и для воды ( $Pr=10$ ).

Характер изменения относительного числа Нуссельта  $Nu/Nu_{ГЛ}$  в зависимости от относительного шага между турбулизаторами для высоких чисел Рейнольдса ( $Re=10^6\div 10^9$ ) такой же, как и для более низких чисел Рейнольдса ( $Re=10^4\div 10^5$ ), но при более низком уровне интенсификации, особенно в области малых значений  $t/D$ .

Важнейшим геометрическим фактором, оказывающим влияние на уровень интенсификации теплообмена является отношение  $d/D$ . На рис. 3 показана зависимость относительного числа

Нуссельта от отношения  $d/D$  в широком диапазоне изменения последнего ( $d/D=0,90\div 0,98$ ) при  $t/D=2$  для  $Re=10^6$  для воздуха ( $Pr=0,72$ ) и для воды ( $Pr=10$ ).

Здесь же приведены аналогичные расчетные значения для более низкого числа Рейнольдса  $Re=10^4$ . Из рис. 3 отчетливо видно, что падение значений относительного числа Нуссельта  $Nu/Nu_{ГЛ}$  с ростом относительной высоты выступа  $h/D$  ( $h/D=0,5\cdot[1-d/D]$ ) для высоких чисел Рейнольдса ( $Re=10^6$ ) происходит заметно слабее, чем

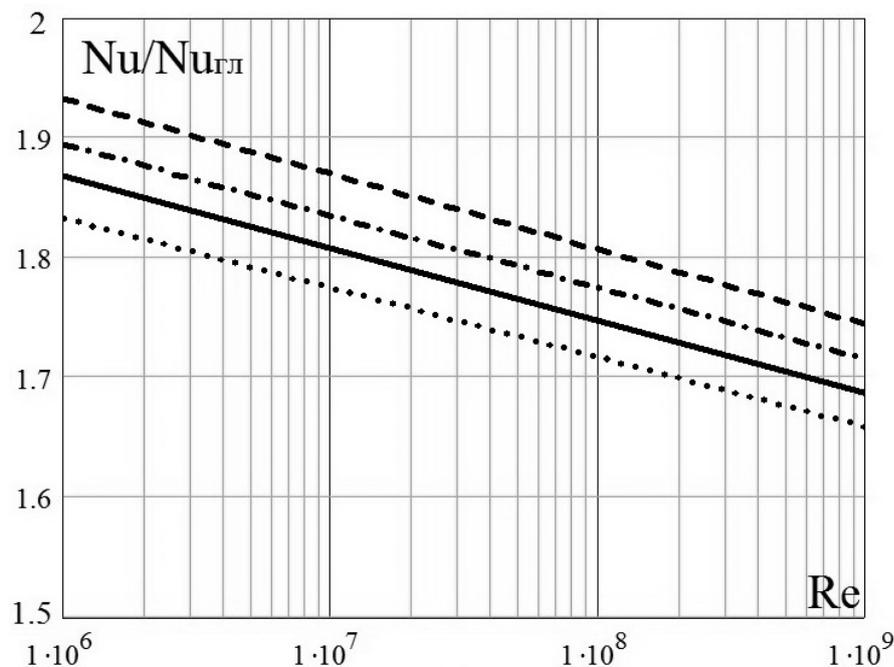
для более низких чисел Рейнольдса ( $Re=10^4$ ).

Например, для условий интенсификации теплообмена, представленных на рис. 3, при снижении относительной высоты выступа в 5 раз падение значений  $Nu/Nu_{ГЛ}$  происходит примерно на 15% при  $Re=10^6$ , в то время как при  $Re=10^4$  оно составляет 25%.

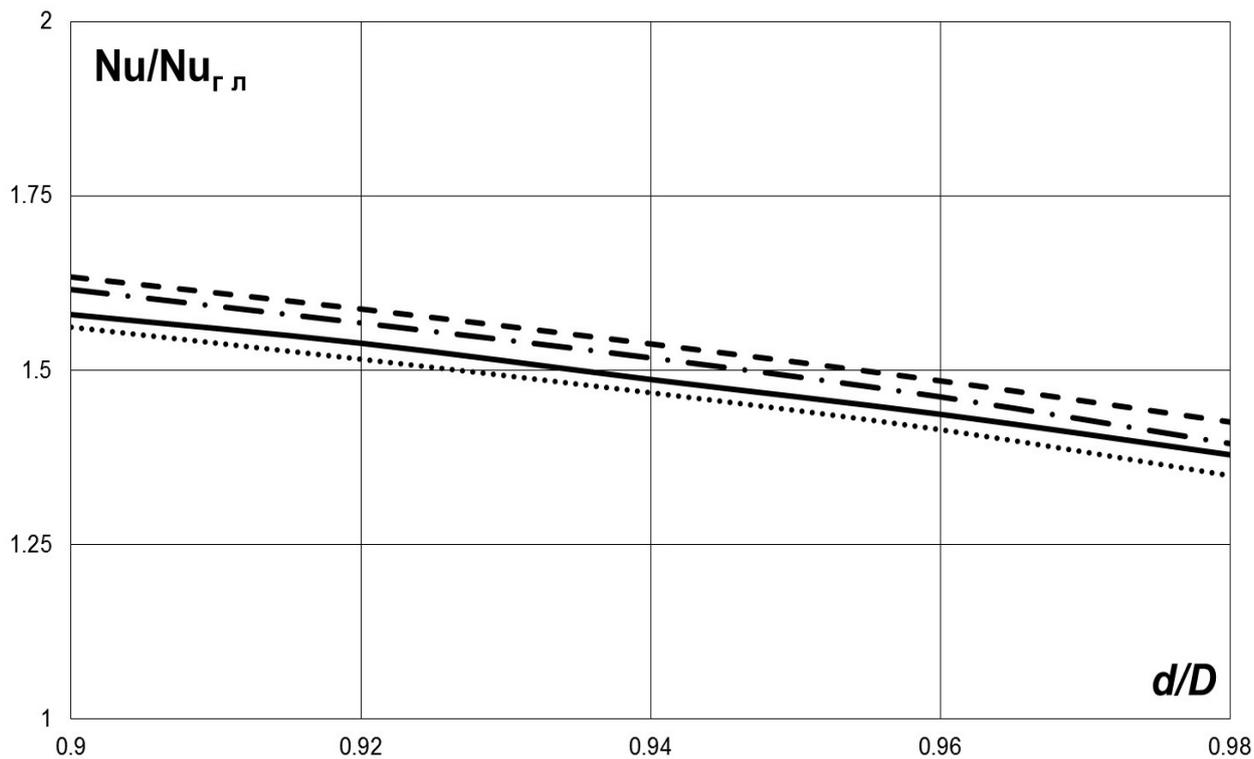
Следовательно, условия высоких чисел Рейнольдса ( $Re\geq 10^6$ ) менее выгодны в целях интенсификации теплообмена, чем условия более низких чисел Рейнольдса, потому что при них значения  $Nu/Nu_{ГЛ}$  более консервативны по отношению к  $h/D$ .

При высоких числах Рейнольдса ( $Re\geq 10^6$ ) возрастает влияние на теплообмен и гидравлическое сопротивление шероховатости внутренней поверхности трубы, поскольку при данных условиях широко применяются трубы малых диаметров.

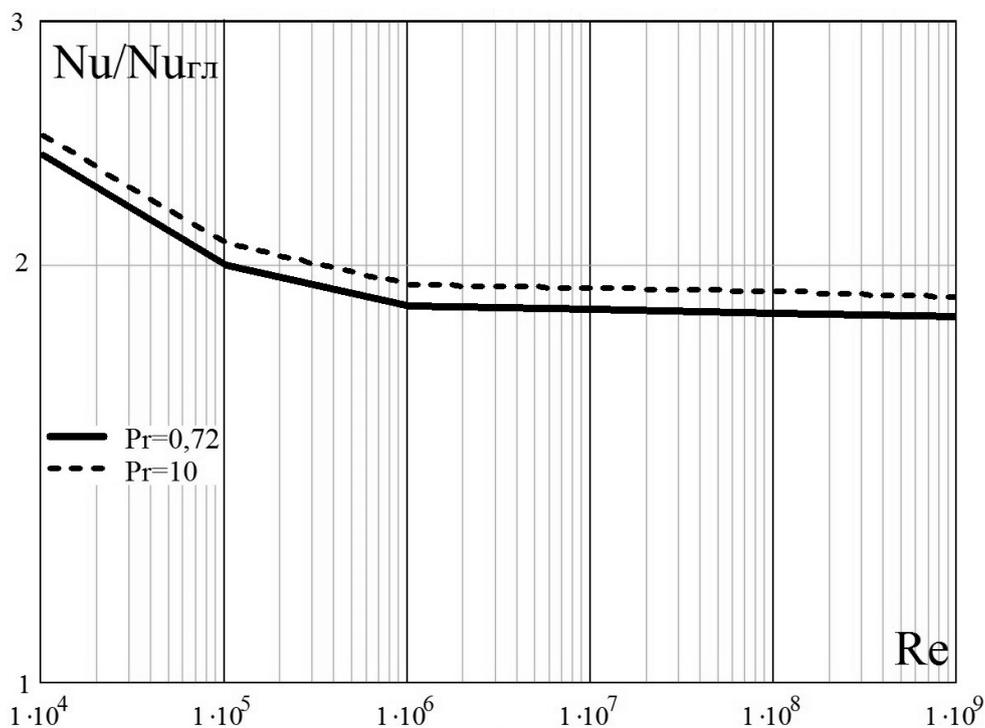
Например, для цельнотянутых труб диаметром 5 мм шероховатость составляет  $h_{ш}=20$  мкм; следовательно, для турбулизаторов с  $d/D=0,92$  высота шероховатости составит 10%, чем нельзя пренебречь при расчете теплообмена в отличие от труб большего диаметра.



**Рис. 4.** Расчетные зависимости относительного числа Нуссельта  $Nu/Nu_{ГЛ}$  от числа Рейнольдса ( $Re=10^6\div 10^9$ ) для относительно высоких турбулизаторов  $d/D=0,90$  и  $t/D=1$  для воздуха ( $Pr=0,72$ ) и для воды ( $Pr=10$ ) при гладкой и шероховатой поверхности между турбулизаторами соответственно: сплошная линия – воздух, гладкая поверхность; пунктирная линия – вода, гладкая поверхность; точечная линия – воздух, шероховатая поверхность; штрих-пунктирная линия – вода, шероховатая поверхность



**Рис. 5.** Зависимость относительного числа Нуссельта  $Nu/Nu_{г л}$  от отношения  $d/D$  в широком диапазоне изменения последнего ( $d/D=0,90\div 0,98$ ) при  $t/D=1,5$  для  $Re=10^5$ ;  $Pr=0,72$  и  $Pr=10$  для гладкой и шероховатой поверхностей между турбулизаторами соответственно (обозначения линий те же, что на рис. 4)



**Рис. 6.** Расчетные зависимости относительного числа Нуссельта  $Nu/Nu_{г л}$  от числа Рейнольдса в очень широком его диапазоне ( $Re=10^4\div 10^9$ ) для относительно высоких турбулизаторов  $d/D=0,90$  и  $t/D=1$  для воздуха ( $Pr=0,72$ ) и для воды ( $Pr=10$ )

Расчет теплообмена для труб с турбулизаторами при наличии шероховатости для труб малых диаметров производится в предположении, что поток практически неподвижен в элементах шероховатости вплоть до параметра шероховатости  $R_z$ . С точки зрения моделирования интенсифицированного теплообмена это означает, что ось координат в радиальном направлении сдвигается вверх на величину средней высоты шероховатости.

Расчетные данные по теплообмену для гладкой и шероховатой поверхностей между турбулизаторами для  $Re=10^6 \div 10^9$ ;  $d/D=0,90$  и  $t/D=1$ ;  $Pr=0,72$  и  $Pr=10$ ; при гладкой и шероховатой поверхности между турбулизаторами соответственно, полученные с применением вышеупомянутой гипотезы, представлены на рис. 4, где видно довольно незначительное влияние шероховатости поверхности на теплообмен.

Снижение теплообмена вследствие наличия шероховатости в трубах с турбулизаторами малого диаметра для исследуемых условий составляет примерно 2%.

Важным представляется влияние шероховатости между турбулизаторами для труб с малыми диаметрами на теплообмен в зависимости от параметра  $d/D$  при про-

чих равных условиях. Данные, представленные на рис. 5, для  $d/D=0,90 \div 0,98$  при  $t/D=1,5$  для  $Re=10^6$ ;  $Pr=0,72$  и  $Pr=10$  для гладкой и шероховатой поверхностей между турбулизаторами соответственно, доказывают, что уменьшение теплоотдачи вследствие наличия шероховатости между турбулизаторами незначительно и составляет порядка 1,25% для  $d/D=0,90$  и 2,5% – для  $d/D=0,98$ .

Резюмируя теоретическое исследование, проведенное в рамках данного раздела, следует отметить, что проблема интенсификации теплообмена при высоких числах Рейнольдса ( $Re \geq 10^6$ ) с полным на то основанием может быть решена с привлечением четырехслойной модели турбулентного пограничного слоя [6, 7].

Расчетные данные, полученные для этих условий, приведенные на рис. 6, показывают, что интенсификация теплообмена в данных условиях ниже на (60÷70)% при  $Re \geq 10^6$  и на (65÷75)% при  $Re \geq 10^9$  по отношению к аналогичным условиям интенсификации теплообмена при  $Re \geq 10^4$ .

Влияние шероховатости поверхности между турбулизаторами для труб малого диаметра на теплообмен при высоких числах Рейнольдса невелико – его уменьшение

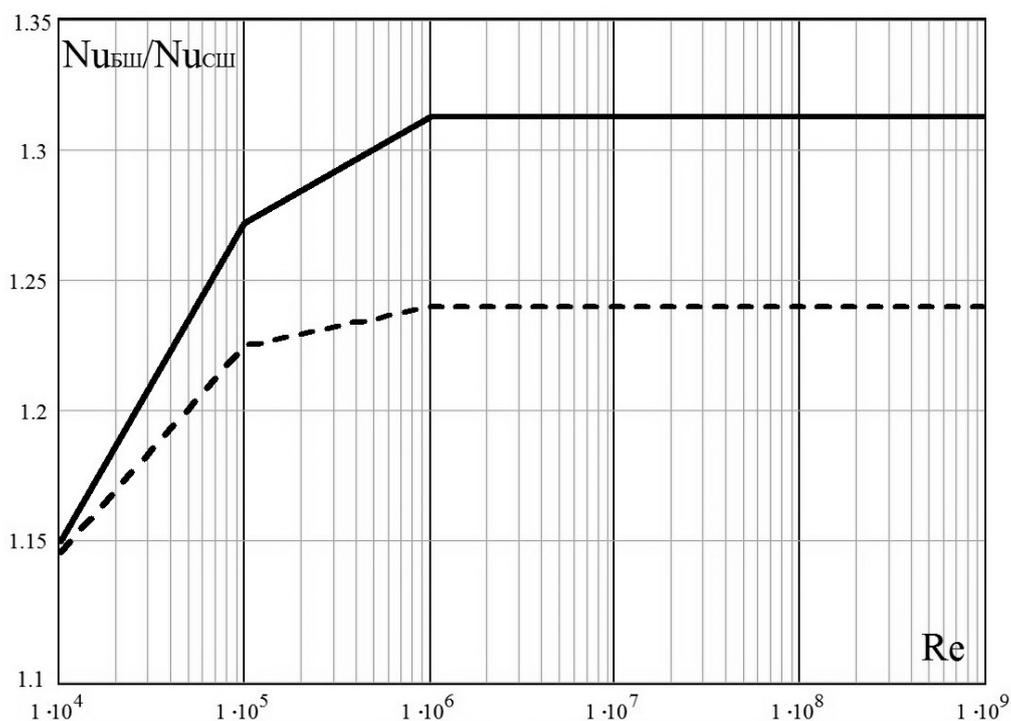


Рис. 7. Расчетные данные по относительному теплообмену  $Nu_{БШ}/Nu_{СШ}$  для шероховатых труб с турбулизаторами с  $d/D=0,90$  и  $t/D=1$  при  $Pr=0,72$  и  $Pr=7$  в зависимости от числа Рейнольдса  $Re=10^4 \div 10^9$

вследствие отсутствия шероховатости для  $d/D=0,90\div 0,98$  не превышает 2,5%.

Все вышеприведенные рассуждения справедливы только при условии, что термическое сопротивление пространства шероховатости настолько мало, что им можно пренебречь.

В том случае, когда оно относительно велико, его следует использовать при расчете теплообмена по четырехслойной модели турбулентного пограничного слоя.

Учет термического сопротивления слоя шероховатости будем производить с использованием гипотезы о том, что течение теплоносителя в пространстве между элементами шероховатости считается ламинарным. Следовательно, слой шероховатости будет дополнительным ламинарным подслоем высотой, равной  $R_z$ .

В относительных координатах величина дополнительного ламинарного подслоя выглядит следующим образом:

$$u_{д.л.п.}^+ = \frac{\sqrt{2}}{4} \operatorname{Re} \sqrt{\xi} \left( \frac{\delta_{ш}}{D} \right), \text{ где } (\delta_{ш}/D) - \text{отно-}$$

сительная высота шероховатости.

На рис. 7 показаны расчетные данные по относительному теплообмену  $Nu_{бш}/Nu_{сш}$ , ( $Nu_{бш}$ ,  $Nu_{сш}$  – числа Нуссельта для труб с турбулизаторами без шероховатости и с шероховатостью соответственно) для шероховатых труб с турбулизаторами с  $d/D=0,90$  и  $t/D=1$  при  $Pr=0,72$  и  $Pr=7$  в зависимости от числа Рейнольдса  $Re=10^4\div 10^9$ .

Результаты, представленные на рис. 7, позволяют сделать следующий вывод: относительный теплообмен  $Nu_{бш}/Nu_{сш}$  для шероховатых труб с турбулизаторами при увеличении числа Рейнольдса с  $Re=10^4$  до  $Re=10^6$  увеличивается с 1,150 до 1,313 при  $Pr=0,72$  и с 1,146 до 1,24 при  $Pr=7$ ; в дальнейшем при  $Re=10^6\div 10^9$ , численное значение относительного теплообмена  $Nu_{бш}/Nu_{сш}$  стабилизируется.

Таким образом, влияние шероховатости для труб с турбулизаторами на теплообмен может быть довольно значительным: порядка (15÷30)% – для газов и (14÷24)% – для жидкостей.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В рамках данной работы была решена проблема интенсификации теплообмена при высоких числах Рейнольдса с привлечением четырехслойной модели турбулентного пограничного слоя.

2. Расчетные данные показали, что интенсификация теплообмена может снизиться на (60÷70)% при миллионном числе Рейнольдса и на (65÷75)% – при миллиардном по отношению к аналогичным условиям интенсификации теплообмена при десятикратном числе Рейнольдса.

3. Относительный теплообмен для шероховатых труб с турбулизаторами при увеличении числа Рейнольдса с 10000 до 1000000 увеличивается с 1,150 до 1,313 для воздуха и с 1,146 до 1,240 для воды.

4. При дальнейшем увеличении числа Рейнольдса от миллиона до миллиарда значение относительного теплообмена практически стабилизируется; влияние шероховатости для труб с турбулизаторами на теплообмен может быть довольно значительным: порядка (15÷30)% – для газов и (14÷24)% – для жидкостей.

5. Уменьшение относительного теплообмена при наличии шероховатости поверхности между турбулизаторами для труб малого диаметра при очень высоких числах Рейнольдса составляет менее 2,5%.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. 208 с. [ E. K. Kalinin, G. A. Dreitser, S. A. Yarkho, Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh, (in Russian). M. Mashinostroenie, 1990. ]
2. Эффективные поверхности теплообмена / Э. К. Калинин [и др.] М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с. [ E. K. Kalinin, et al., Effective exchange surface, (in Russian). M.: Energoatomisdat, 1998. ]
3. Дрейцер Г. А., Исаев С. А., Лобанов И. Е. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. М.: МЭИ, 2003. Т.1. С. 57–60. [ G. A. Dreitser, S. A. Isaev, I. E. Lobanov, «Calculation of convective heat transfer in a tube with periodic projections», (in Russian), in Problems of gas dynamics and heat and mass transfer in power plants: Proceedings of the XIV School-Seminar of young scientists and specialists under the leadership Academician of the Russian Academy of Sciences A. I. Leont'ev. M.: MEI, v.1, pp. 57-60, 2003. ]

4. Дрейцер Г. А., Исаев С. А., Лобанов И. Е. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами // Вестник МАИ. 2004. Т. 11. № 2. С. 28–35. [ G. A. Dreitser, S. A. Isaev, I. E. Lobanov, «Raschet konvektivnogo teploobmena v trube s periodicheskimi vystupami», (in Russian), in Vestnik MAI, v. 11, no. 2, pp. 28-35, 2004. ]

5. Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодически расположенными поверхностными турбулизаторами потока // Теплофизика высоких температур. 2005. Т. 43. № 2. С. 223–230. [ G. A. Dreitser, S. A. Isaev, I. E. Lobanov, «Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodically located surface flow turbulators», (in Russian), in Teplofizika vysokikh temperatur, v. 43, no. 2, pp. 223-230, 2005. ]

6. Лобанов И. Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: дисс. ... д-ра техн. наук. М., 2005. 632 с. [ I. E. Lobanov *Matematicheskoe modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh*: diss. of Ph, (in Russian). M., 2005. 632 p. ]

7. Лобанов И.Е., Парамонов Н.В. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при течении в каналах на основе сложных моделей турбулентного пограничного слоя. М.: Издательство МАИ, 2011. 160 с. [ I. E. Lobanov, N. V. Paramonov, «Matematicheskoe modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri techenii v kanalakh na osnove slozhnykh modelei turbulentnogo pogrannichnogo sloya», (in Russian). M.: Izdatel'stvo MAI, 2011. 160 p. ]

8. Лобанов И.Е. Теоретическое исследование структуры вихревых зон между периодическими, поверхностно расположенными турбулизаторами потока прямоугольного поперечного сечения // Известия вузов. Авиационная техника. 2011. № 4. С. 64–66. [ I. E. Lobanov «Teoreticheskoe issledovanie struktury vikhrevykh zon mezhdou periodicheskimi, poverkhnostno raspolozhennymi turbulizatorami potoka pryamougol'nogo poperechnogo secheniya», (in Russian), in Izvestiya Vuzov. Aviatsionnaya tekhnika, no. 4, pp. 64-66. 2011. ]

9. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю.А.Быстров, С.А.Исаев, Н.А.Кудрявцев, А.И.Леонтьев. СПб: Судостроение, 2005. 398 с. [ Yu. A. Bystrov, S. A. Isaev, N. A. Kudryavtsev, et al., «Chislennoe modelirovanie vikhrevoi intensivatsii teploobmena v paketakh trub», (in Russian), SPb.: Sudostroenie, 2005. 398 p. ]

10. Ashrafian A., Andersson H.I. Roughness Effects in Turbulent Channel Flow // Turbulence, Heat Transfer and Mass Transfer 4. New York, Wellington (UK): Begell House Inc., 2003. P. 425–432.

11. Лобанов И.Е. Математическое моделирование структуры вихревых зон между периодическими поверхностно расположенными турбулизаторами потока полукруглого и квадратного поперечного сечения // Отраслевые аспекты технических наук. 2012. № 9. С. 11–30. [ I. E. Lobanov, «Matematicheskoe modelirovanie struktury vikhrevykh zon mezhdou periodicheskimi poverkhnostno raspolozhennymi turbulizatorami potoka polukruglogo i kvadratnogo poperechnogo secheniya», (in Russian), in Otrasleyve aspekty tekhnicheskikh nauk, no. 9, pp. 11-30, 2012. ]

12. Лобанов И.Е. Теория гидравлического сопротивления в прямых круглых трубах с шероховатыми стенками // Отраслевые аспекты технических наук. 2012. № 4. С. 4–13.

[ I. E. Lobanov, «Teoriya gidravlicheskogo soprotivleniya v pryamykh kruglykh trubakh s sherokhovatymi stenkami», (in Russian), in Otrasleyve aspekty tekhnicheskikh nauk, no. 4, pp. 4-13, 2012. ]

#### ОБ АВТОРАХ

**ЛОБАНОВ Игорь Евгеньевич**, доктор технических наук, ведущий научный сотрудник ПНИЛ–204. Дипл. инж.-механик (МВТУ им Н.Э.Баумана, 1994). Д-р техн. наук по теоретической теплотехнике (МАИ, 2006). Иссл. в обл. теории радиационно-конвективного теплообмена и интенсифицированного теплообмена в каналах.

#### METADATA

**Title:** Mathematical modeling of intensified heat exchange in pipes with turbulizers at turbulent current at high Reynolds numbers

**Author:** I. E. Lobanov

**Affiliation:**

Moscow Aviation Institute (National Research University) (MAI), Russia.

**Email:** lloobbaannooff@live.ru

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 21, no. 4 (78), pp. 69-77, 2017. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** In the framework of this paper, the problem of intensifying heat transfer at high Reynolds numbers was solved with the use of a four-layer model of the turbulent boundary layer. The calculated data showed that the intensification of heat transfer can decrease by (60 ÷ 70)% with a million Reynolds number and by (65 ÷ 75)% – with a billionth in relation to similar heat exchange intensification conditions at a ten thousandth Reynolds number. Calculated data showed that with an increase in the Reynolds number from a million to a billion, the relative heat transfer value is practically stabilized; the influence of roughness on tubes with turbulence on heat transfer can be quite significant: of the order of (15 ÷ 30)% – for gases and (14 ÷ 24)% – for liquids. Reduction of relative heat transfer in the presence of surface roughness between turbulators for small diameter pipes at very high Reynolds numbers is less than 2.5%.

**Key words:** intensification; mathematical; modeling; model; relative; boundary layer; scheme; heat exchange; trumpet; turbulent; turbulizer; roughness.

**About authors:**

**LOBANOV, Igor Evgenjevich**, Ph.D., lead researcher PLMS-204. Dipl. Inzh. Mechanical (Bauman MSTU, 1994). Dr. Sc. Science in Theoretical Heat Engineering (IAI, 2006). Research in the theory of radiative-convective heat transfer and intensified heat exchange in channels.