

Для цитирования: Лобанов И.Е. Закономерности осреднённого теплообмена для труб с шероховатыми стенками и шероховатых плоских каналов с односторонним тепловым нагружением. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2017; 44 (4): 58-71. DOI:10.21822/2073-6185-2017-44-4-58-71

For citation: Lobanov I.E. Regularities of the average heat exchange for pipes with rough walls and rough flat channels under one-sided thermal loading. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2017;44 (4): 58-71.(In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2017-44-4-58-71

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 532.517.4 : 536.24

DOI: 10.21822/2073-6185-2017-44-4-58-71

**ЗАКОНОМЕРНОСТИ ОСРЕДНЁННОГО ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ ТРУБ
С ШЕРОХОВАТЫМИ СТЕНКАМИ И ШЕРОХОВАТЫХ ПЛОСКИХ КАНАЛОВ
С ОДНОСТОРОННИМ ТЕПЛОВЫМ НАГРУЖЕНИЕМ**

Лобанов И.Е.

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

Резюме: *Цель.* Математическое моделирование теплообмена в шероховатых плоских каналах с односторонним обогревом и круглых трубах с шероховатыми стенками. *Метод.* Расчет проводился на базе принципа суперпозиции турбулентной вязкости. Задача об интенсифицированном теплообмене в плоском канале и круглой трубе с шероховатыми стенками решена с помощью интеграла Лайона. *Результат.* Разработана методика теоретического расчетного детерминирования теплообмена для плоских шероховатых каналов с односторонним обогревом и круглых труб с шероховатыми стенками на основе принципа суперпозиции полной вязкости в турбулентном пограничном слое, отличающаяся от существующих теорий. Анализ расчетных значений теплообмена и гидросопротивления для плоских шероховатых каналов с односторонним обогревом и круглых шероховатых труб показал, что повышение теплообмена всегда меньше, чем соответствующее повышение гидравлического сопротивления, что является недостатком по сравнению с каналами с турбулизаторами при прочих равных условиях. Результаты расчета теплообмена для каналов с шероховатыми стенками при одностороннем обогреве для расширенного диапазона определяющих параметров, существенно отличающиеся от соответствующих данных для каналов с турбулизаторами, и определяют уровень интенсификации теплообмена. *Вывод.* Увеличение расчетных значений относительного осредненного теплообмена $Nu/Nu_{ГЛ}$ для плоских шероховатых каналов с односторонним обогревом и шероховатых труб с очень большими значениями относительной шероховатости дает как увеличение относительной высоты шероховатости h/R_0 , так и увеличение числа Рейнольдса Re . Преимущество решений для осредненного теплообмена, полученных по разработанной теории, по сравнению с эмпирическими зависимостями, заключается в том, что они позволяют рассчитать теплообмен в шероховатых трубах в случае больших и очень больших относительных высот выступов шероховатости в том числе и для больших чисел Рейнольдса, что характерно для труб малых диаметров и узких плоских каналов. Повышение относительного теплообмена на воздухе вследствие увеличения относительной высоты шероховатости, или числа Рейнольдса, сопровождается еще более существенным повышением гидравлического сопротивления. В рассматриваемом диапазоне определяющих параметров для плоских шероховатых каналов при одностороннем подводе теплоты при прочих равных условиях осреднённый теплообмен ниже на $(4 \div 10)\%$ по сравнению с круглыми шероховатыми трубами.

Ключевые слова: многослойная модель, плоский канал, круглая труба, шероховатость, турбулизатор, моделирование, теплообмен, турбулентный, интенсификация; обогрев; подвод теплоты; односторонний

TECHNICAL SCIENCE
POWER, METALLURGICAL AND CHEMICAL MECHANICAL ENGINEERING

REGULARITIES OF THE AVERAGE HEAT EXCHANGE FOR PIPES WITH ROUGH WALLS AND ROUGH FLAT CHANNELS UNDER ONE-SIDED THERMAL LOADING

Igor' E. Lobanov

Moscow Aviation Institute (National Research University),
4 Volokolamskoe Shosse, Moscow 125993, Russia,
e-mail: lloobbaannooff@live.ru

Abstract. Objectives The aim of the present work is to carry out mathematical modelling of heat exchange in rough flat channels and round pipes with rough walls during one-sided heating. **Methods** The calculation was based on the superposition principle of turbulent viscosity. The solution of the problem of intensified heat transfer in a flat channel and in a round tube with rough walls was obtained using the Lyon's integral. **Results** A methodology for the theoretical computational heat exchange determination for flat rough channels and round pipes with rough walls during one-sided heating is developed, in contrast to existing theoretical approaches, on the basis of the principle of full viscosity superposition in a turbulent boundary layer. The analysis of the calculated heat exchange and hydraulic resistance values for flat rough channels and round rough pipes under one-sided heating shows that the increase in heat exchange is always less than the corresponding increase in hydraulic resistance, which is a disadvantage as compared to the channels with turbulators, all else being equal. The results of calculating the heat exchange for channels with rough walls at one-sided heating in an extended range of determinant parameters differ significantly from the corresponding data for channels with turbulators and are used to determine the level of heat exchange intensification. **Conclusion** An increase in the calculated values of the relative average heat exchange Nu / Nu_{GL} during one-sided heating for flat rough channels and rough pipes having very high relative roughness values is significantly affected by both an increase in the relative roughness height h/R_0 and an increase in the Re Reynolds number. The main advantage of solutions for averaged heat transfer for rough flat channels and round pipes under symmetrical thermal load, obtained according to the developed theory, is that they allow the calculation of heat exchange in rough pipes to be made in the case of large and very large relative heights of roughness protrusions, including large Reynolds numbers, which is typical for pipes of small diameters and narrow flat channels. An increase in the relative heat exchange in air due to an increase in the relative height of the roughness or the Reynolds number is accompanied by an even more significant increase in the hydraulic resistance. Calculated data on averaged heat transfer obtained in the work indicated that in the range of determinant parameters for flat rough channels with one-sided heating, the average heat exchange is lower by (4–10)% as compared to round rough pipes, all other things being equal.

Keywords: multilayer model, flat channel, round pipe, roughness, turbulator, modelling, heat exchange, turbulent, intensification, heating, heat supply, one-sided

Введение. Исследование закономерностей теплообмена в каналах с шероховатыми стенками может быть признано актуальным, поскольку использование шероховатых поверхностей является одним из методов интенсификации теплообмена.

Закономерности для теплообмена, например, в прямых круглых шероховатых трубах существенно отличаются от закономерностей теплообмена для труб с турбулизаторами, на что указывали как экспериментальные [1], так и теоретические [2–6] исследования. Теоретические исследования теплообмена в шероховатых каналах, как экспериментальные, так и теоретические имеют в своей основе применение логарифмического профиля скорости, что упрощают математическую модель, особенно для большой относительной шероховатости.

Теплообмен в каналах с большой шероховатостью может иметь место в узких каналах – аналогия с условиями для труб с турбулизаторами малых диаметров [7].

Теоретические исследования интенсифицированного теплообмена в каналах с шероховатыми стенками относительно невелики [8-10]. Их анализ указывает на то, что теории теплообмена не выходят из рамок логарифмического профиля скорости.

Постановка задачи. Цель данного исследования заключается в том, чтобы аналитическим образом получить более общие, чем существующие, закономерности для осреднённого теплообмена для плоских шероховатых каналов с односторонним обогревом.

В статье шероховатость рассматривается, как совокупность выступов и впадин с малым шагом по базовой длине, например, техническая (технологическая), естественная и т.п. шероховатость, с выступами «неправильной», а также нерегулярной формы.

Данная теория позволила получить более сложные, чем существующие, закономерности для числа Нуссельта для плоских шероховатых каналов и круглых шероховатых труб, поэтому они более обоснованы, более точны и могут использоваться для более широкого диапазона определяющих параметров – аналогия с исследованиями теплообмена для круглых труб с турбулизаторами [2-6] и для плоских каналов с турбулизаторами [19-24], где имеют место более сложные, чем основанные на логарифмическом профиле скорости, математические решения относительно числа Нуссельта.

Методы исследования. Расчёт теплообмена для условий течения теплоносителя в прямых круглых трубах с шероховатыми стенками проводится на основе полученных в работе автора результатов расчёта гидравлического сопротивления в прямых круглых шероховатых трубах [25] для этих условий, поскольку стратификация потока зависит от гидросопротивления.

Для плоских каналов с шероховатыми поверхностями гидравлическое сопротивление может быть детерминировано посредством использования эквивалентного диаметра, что позволяет свести к сходному с круглой трубой виду определяющих уравнений и стратификации турбулентного пограничного слоя [25].

Теплообмен при течении теплоносителей с постоянными теплофизическими свойствами для условий интенсифицированного теплообмена в плоских каналах и прямых круглых трубах с шероховатыми стенками моделируется многослойной схемой турбулентного пограничного слоя на основании того, что величина турбулентной вязкости и профили скоростей турбулентного пограничного слоя уже детерминированы при моделировании гидравлического сопротивления для этих условий [25].

Подобная схема расчёта интенсифицированного теплообмена была использована в работах [2-6] для расчёта теплообмена в трубах с турбулизаторами, а также в плоских каналах с турбулизаторами [19-23], что позволяет в дальнейшем её использовать при расчёте теплообмена в трубах с шероховатыми стенками при соблюдении соответствующих ограничений [2-6], поскольку условия протекания процесса теплообмена сходны.

Решение задачи об интенсифицированном теплообмене (числе Нуссельта Nu) в плоском канале с шероховатыми стенками в данной работе получим с помощью «интеграла Лайона для плоского канала» [17-18], характерного для стабилизированного теплообмена в канале при постоянной плотности теплового потока на стенке (течение принимается квазистационарным; теплоноситель несжимаем; теплофизические свойства постоянны; течение гидродинамически стабилизировано; изменение плотности теплового потока вдоль оси мало по сравнению с его изменением по радиусу; внутренние источники тепла отсутствуют; поле температур не зависит от распределения температур в начальном сечении; скорость потока меньше скорости звука) при принятии допущения $\frac{w}{w_x} \cong 1$ (отношения аксиальной составляющей скорости к среднерасходной), которое, как показывают теоретические исследования [2-6; 19-24] для каналов некруглого поперечного сечения с турбулизаторами, незначительно влияет на осреднённый интенсифицированный теплообмен:

$$Nu = \frac{2}{\int_0^1 \frac{R^2}{1 + \frac{Pr}{Pr_T} \frac{v_T}{v}} dR}, \quad (1)$$

где $\frac{Pr}{Pr_T}, \frac{v_T}{v}$ – отношение молекулярного и турбулентного чисел Прандтля, кинематических турбулентной и молекулярной вязкости соответственно; $R=r/(H/2)$ – безразмерная координата плоского канала (отношение поперечной координаты для плоского канала r к половине ширины плоского канала H); Nu – число Нуссельта.

Решение задачи об интенсифицированном теплообмене в круглой трубе с шероховатыми стенками в данной работе получим с помощью «интеграла Лайона» при принятии допущения $\frac{w}{w_x} \cong 1$, которое, как показывают теоретические исследования [2-6] для круглых труб с турбулизаторами, незначительно влияет на осреднённый интенсифицированный теплообмен:

$$Nu = \frac{2}{\int_0^1 \frac{R^3}{1 + \frac{Pr}{Pr_T} \frac{v_T}{v}} dR}, \quad (2)$$

где $R=r/R_0$ – безразмерный радиус трубы (отношение расстояния от оси трубы r к радиусу трубы R_0).

Для решения задачи теплообмена в дальнейшем в интеграл Лайона вводятся зависимости относительно турбулентной вязкости для всех подслоёв, с последующим интегрированием.

Для получения решения относительно теплообмена, как для плоского канала, так и круглой трубы с шероховатыми поверхностями, следует перейти к непосредственному рассмотрению параметров каждого из подслоёв, поскольку они будут сходны при выбранных безразмерных координатах.

I. Вязкий (ламинарный) подслей. Вязкий подслей располагается в следующей окрестности:

$R \in \left[1 - \frac{\eta_1}{Re} \sqrt{\frac{32}{\xi}}; 1 \right]$, $\eta_1=5$ – постоянная, характеризующая безразмерную толщину вязкого подслоя [14], ξ – коэффициент сопротивления трению; Re – число Рейнольдса по эквивалентному диаметру канала.

В области вязкого подслоя принимается, что [2-6, 14]:

$$\frac{v_T}{v} = \beta \frac{\eta^3}{\eta_1^2} = \frac{\beta}{\eta_1^2} Re^3 (1-R)^3 \left(\frac{\xi}{32} \right)^{\frac{3}{2}}; \quad (3)$$

где v_T/v – отношение турбулентной и молекулярной кинематических вязкостей;

$\eta = (1-R) Re \sqrt{\frac{\xi}{32}}$ – безразмерная координата (модифицированное число Рейнольдса); β –

постоянная в законе «третьей степени» («степенном законе»): $\frac{v_T}{v} = \frac{\beta}{\eta_1^2} \eta^3$ [14].

II. Буферный промежуточный подслой.

Промежуточный подслой располагается в следующей окрестности:

$$R \in \left[1 - \frac{\eta_2}{\text{Re} \sqrt{\frac{32}{\xi}}}; 1 - \frac{\eta_1}{\text{Re} \sqrt{\frac{32}{\xi}}} \right], \text{ где } \eta_2 = 30 \quad [14].$$

В области промежуточного подслоя принимается, что [2-6, 14]:

$$\frac{v_T}{\nu} = \frac{\eta}{5} - 1 = \frac{\text{Re}}{5} (1 - R) \sqrt{\frac{\xi}{32}} - 1 \quad (4)$$

III. Турбулентное ядро потока.

Турбулентное ядро потока располагается в следующей окрестности:

$$R \in \left[0; 1 - \frac{\eta_2}{\text{Re} \sqrt{\frac{32}{\xi}}} \right].$$

В области турбулентного ядра принимается, что [2-6, 14]:

$$\frac{v_T}{\nu} = \frac{\sum_i v_i}{\nu} = 1 + \frac{\text{Re}}{4} \sqrt{\frac{\xi}{2}} a (\bar{y} + \bar{h} - 2\bar{\delta}) \sqrt{(1 - \bar{y})(1 - k_0^2 \bar{y})}, \quad (5)$$

$\bar{y}$ – относительная поперечная координата ($\bar{y} = \frac{y}{R_0}$); $\bar{\delta} = \frac{\delta_0}{R_0} = \delta \frac{4}{\text{Re}} \sqrt{\frac{2}{\xi}}$ (δ_0 – граница вязкого подслоя); $\bar{h} = \frac{h}{R_0}$; δ – константа [11-13].

Учитывая, что $R = 1 - \bar{y}$ или $\bar{y} = 1 - R$, после преобразований получим:

$$\frac{v_T}{\nu} = \frac{\sum_i v_i}{\nu} = 1 + \frac{\text{Re}}{4} \sqrt{\frac{\xi}{2}} a \left(1 - R + \bar{h} - \delta \frac{8}{\text{Re}} \sqrt{\frac{2}{\xi}} \right) \sqrt{R(1 - k_0^2(1 - R))}, \quad (6)$$

где $a = 0,39$ и $k_0 = 0,97$ – постоянные [11-13].

Если дисперсия средних значений высот выступов шероховатости $\bar{\sigma}$ отлична от нуля и при нормальном законе распределения высот шероховатости, то формула для турбулентной кинематической вязкости в круглой шероховатой трубе будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{v_T}{\nu} &= \frac{\sum_i v_i}{\nu} = \\ &= 1 + \frac{\text{Re}}{4} \sqrt{\frac{\xi}{2}} a \sqrt{R(1 - k_0^2(1 - R))} \left[1 - R + \bar{h} - \delta \frac{8}{\text{Re}} \sqrt{\frac{2}{\xi}} + \bar{\sigma} \sqrt{\frac{2}{\pi}} \frac{\exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{\delta \frac{4}{\text{Re}} \sqrt{\frac{2}{\xi}} \bar{h}}{\bar{\sigma}} \right)^2 \right]}{1 - \text{erf} \left[\frac{\delta \frac{4}{\text{Re}} \sqrt{\frac{2}{\xi}} \bar{h}}{\sqrt{2} \bar{\sigma}} \right]} \right]. \quad (7) \end{aligned}$$

В дальнейшем необходимо провести расчёты теплообмена для плоских каналов и круглых труб с шероховатыми стенками по полученной в исследовании методике с использованием формул (1) и (2) совместно с соотношениями для подслоев (4), (5), (6) для различных относительных высот шероховатости и чисел Рейнольдса по эквивалентному диаметру канала. Для сравнения приводятся расчётные значения относительного теплообмена $\text{Nu}/\text{Nu}_{\text{гп}}$ ($\text{Nu}_{\text{гп}}$ – число Нуссельта для гладких труб, полученное по формуле Диттуса–Боэлтера [14]) при прочих равных условиях (равные числа Рейнольдса по эквивалентному диаметру канала).

Обсуждение результатов. В табл. 1 приведены расчётные данные для теплообмена в плоских каналах с шероховатыми поверхностями и в прямых круглых шероховатых трубах, полученные из решения по сгенерированной теории для относительных высот турбулизаторов $h/R_0=1/70=1,43 \cdot 10^{-2}$ и $h/R_0=1/50=2 \cdot 10^{-2}$, для которых ранее были рассчитаны гидравлические сопротивления (для сравнения здесь же приведены соответствующие значения теплообмена для гладких труб по формуле Диттуса–Боэлтера).

Таблица 1. Теплообмен на воздухе в плоских каналах с шероховатыми стенками (нижние значения), а также в круглых шероховатых трубах (верхние значения), рассчитанный по формулам (1)-(7) для относительных высот турбулизаторов $h/R_0=1/70$ и $h/R_0=1/50$

Table 1. Heat exchange in air in flat channels with rough walls (lower values), and also in round rough pipes (upper values), calculated from formulas (1) - (7) for relative heights of turbulators $h/R_0=1/70$ and $h/R_0=1/50$

$h/R_0 \downarrow$	$Nu \downarrow$	$Re \rightarrow 4 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$	10^5	10^6	10^7
	формула Диттуса—Боэлтера	96,90	134,02	168,71	201,68	1272,51	8028,99
$1/70=1,43 \cdot 10^{-2}$	теоретическое решение	113,98	167,05	219,58	271,87	2509,00	22124,58
		105,88	155,85	204,31	254,56	2362,02	20840,75
	$Nu/Nu_{г\lambda}$	1,18	1,25	1,30	1,35	1,97	2,76
$1/50=2,00 \cdot 10^{-2}$		1,08	1,16	1,22	1,26	1,86	2,60
	теоретическое решение	124,04	181,74	239,12	296,40	2705,26	27015,57
		115,35	169,65	223,65	277,56	2545,03	25427,75
	$Nu/Nu_{г\lambda}$	1,28	1,36	1,42	1,47	2,13	3,36
		1,19	1,27	1,33	1,38	2,00	3,17

Из табл.1 видно, что увеличение теплообмена в круглых трубах вследствие шероховатости происходит определенно меньше, чем увеличение гидравлического сопротивления, что особенно заметно при больших числах Рейнольдса ($Re=10^6 \div 10^7$) и больших относительных высотах шероховатости.

Если сравнить представленные результаты для теплообмена в шероховатых трубах при $h/R_0=0,02$ с теплообменом в трубах с турбулизаторами ($d/D=0,98$) из [1] при прочих равных условиях, то можно сказать следующее: при средних числах Рейнольдса ($Re=4 \cdot 10^4$) теплообмен в шероховатых трубах приблизительно равен теплообмену в трубах с турбулизаторами с большими относительными шагами между турбулизаторами ($t/D=1,00$) ($Nu/Nu_{г\lambda}=1,60; 1,45; 1,30$ для $t/D=0,25; 0,50; 1,00$ соответственно) при увеличении числа Рейнольдса до $Re=10^5$ теплообмен в шероховатых трубах приближается к теплообмену в трубах с турбулизаторами со средними относительными шагами между ними ($t/D=0,50$) ($Nu/Nu_{г\lambda}=1,62; 1,48; 1,34$ для $t/D=0,25; 0,50; 1,00$ соответственно).

Из табл. 1 также видно, что теплообмен в плоских каналах с шероховатыми стенками для этих условий, рассчитанный по «интегралу Лайона для плоского канала» [17-18], меньше примерно на (6'7) %, чем в шероховатых трубах при прочих равных условиях, в то время как для гладких каналов вышеуказанное снижение общеизвестно и составляет 14% [1, 14, 17- 18, 26-27].

Можно сделать вывод о том, что увеличение теплообмена в круглых трубах вследствие шероховатости происходит ощутимо меньше, чем увеличение гидравлического сопротивления, особенно при увеличении числа Рейнольдса и относительной высоты шероховатости, который останется справедливым и для гораздо более широкого диапазона высот шероховатости.

Вышесказанное подтверждают данные по теплообмену на воздухе при $Re=10^4 \div 10^6$ для круглых шероховатых труб с $h/R_0=1/15; 1/30,6; 1/60; 1/126; 1/252; 1/507$, приведённые в табл. 2, в сравнении с соответствующими данными по гидравлическому сопротивлению. Теплообмен в плоских каналах с шероховатыми поверхностями при прочих равных условиях для $h/R_0=1/15; 1/30,6; 1/60; 1/126; 1/252; 1/507$ снижается по отношению к круглым трубам с шероховатыми стенками максимум на 8,5% (табл. 2), что также меньше, чем аналогичное значение снижения для гладких каналов.

Таблица 2. Теплообмен в плоских каналах с шероховатыми стенками (нижние значения) и в круглых шероховатых трубах (верхние значения) на воздухе в зависимости от числа Рейнольдса, рассчитанный теоретически на основании решений (1)–(7) для широкого диапазона относительных высот турбулизаторов

Table 2. Heat exchange in flat channels with rough walls (lower values) and in round rough pipes (upper values) in air, depending on the Reynolds number, calculated theoretically on the basis of solutions (1) - (7) for a wide range of relative heights of turbulators

h/R_0	Nu Nu/Nu _{гЛ}	Re										
		10 ⁴	1,58·10 ⁴	2,51·10 ⁴	3,98·10 ⁴	6,31·10 ⁴	10 ⁵	1,58·10 ⁵	2,51·10 ⁵	3,98·10 ⁵	6,31·10 ⁵	10 ⁶
1,97·10 ⁻³	абсолютное	—	—	—	—	—	—	—	434,01 429,80	650,97 633,42	1020,08 965,40	1599,58 1515,69
	относительное	—	—	—	—	—	—	—	1,03 1,02	1,07 1,04	1,16 1,10	1,26 1,19
3,97·10 ⁻³	абсолютное	—	—	—	—	—	—	310,79 297,34	485,95 457,68	759,90 716,96	1191,49 1125,53	1873,53 1771,25
	относительное	—	—	—	—	—	—	1,07 1,02	1,15 1,09	1,25 1,18	1,35 1,28	1,47 1,39
7,94·10 ⁻³	абсолютное	—	—	—	—	—	235,27 220,29	366,26 343,88	572,24 538,28	897,44 845,23	1411,90 1330,85	2221,23 2094,83
	относительное	—	—	—	—	—	1,17 1,09	1,26 1,18	1,36 1,28	1,47 1,39	1,60 1,51	1,75 1,65
1,67·10 ⁻²	абсолютное	—	—	—	117,99 109,65	182,05 169,95	282,71 262,72	441,59 414,31	692,91 650,96	1090,78 1025,61	1681,95 1582,30	2595,86 2442,92
	относительное	—	—	—	1,22 1,14	1,30 1,22	1,40 1,31	1,51 1,42	1,64 1,54	1,79 1,68	1,91 1,80	2,04 1,92
3,27·10 ⁻²	абсолютное	—	60,10 55,25	91,13 84,45	139,79 130,23	216,55 202,45	337,90 316,62	530,05 497,41	823,39 773,42	1271,93 1195,48	1957,73 1840,77	3040,21 2859,28
	относительное	—	1,30 1,20	1,36 1,26	1,45 1,35	1,55 1,45	1,68 1,57	1,82 1,71	1,95 1,84	2,09 1,96	2,22 2,09	2,39 2,25
6,67·10 ⁻²	абсолютное	47,66 43,68	71,33 66,01	108,93 101,46	168,27 157,39	262,22 245,94	408,52 383,83	631,68 594,19	978,02 920,63	1515,52 1427,26	2350,09 2213,88	3646,15 3435,45
	относительное	1,49 1,37	1,54 1,43	1,63 1,52	1,74 1,63	1,88 1,76	2,03 1,90	2,17 2,04	2,32 2,18	2,49 2,34	2,67 2,51	2,87 2,70
0	Диттус— Боэлтер	31,96	46,20	66,78	96,53	139,53	201,68	291,51	421,37	609,06	880,36	1272,51

В дальнейшем необходимо провести расчёты теплообмена для плоских каналов с шероховатыми поверхностями и шероховатых труб, полученные по зависимостям (1)–(7), для очень больших значений относительных высот шероховатости: $h/R_0=0,15 \div 0,30$.

В табл. 3 приведены расчётные значения теплообмена на воздухе для плоских каналов и круглых труб с шероховатыми поверхностями для очень больших относительных высот шероховатости ($h/R_0=0,15 \div 0,30$) для характерного диапазона чисел Рейнольдса ($Re=10^4 \div 10^6$), при расчёте которого были использованы значения гидравлического сопротивления по [25]; для сравнения приведены соответствующие значения теплообмена на воздухе для гладкой трубы Nu_{гЛ} ($h/R_0=0$).

Из табл. 3 видно, что теплообмен в шероховатых трубах на воздухе для исследуемых высот шероховатости увеличивается при малых числах Рейнольдса ($Re=10^4 \div 5 \cdot 10^4$) примерно с 1,8 до 2,1 раз по сравнению с гладкой трубой при увеличении относительной высоты шероховатости с $h/R_0=0,15$ до $h/R_0=0,30$, для средних чисел Рейнольдса ($Re=10^5 \div 5 \cdot 10^5$) это увеличение составляет уже примерно 2,5 и 2,9 раз, соответственно, для больших ($Re=10^6$) – с 3,6 до 4,2 раз.

При увеличении числа Рейнольдса с 10^4 до 10^6 теплообмен в шероховатых трубах на воздухе по сравнению с гладкой трубой увеличивается примерно в 2,0 раза для всего рассматриваемого диапазона относительных высот шероховатостей; при увеличении очень большой относительной высоты шероховатости в два раза (с $h/R_0=0,15$ до $h/R_0=0,30$) соответствующее увеличение относительного гидравлического сопротивления составляет примерно $1,15 \div 1,19$ раз, т.е. несколько меньше, чем соответствующее повышение гидравлического сопротивления.

Таблица 3. Теплообмен (число Нуссельта) на воздухе в плоских каналах с шероховатыми стенками (нижние значения) и в круглых шероховатых трубах (верхние значения), рассчитанный теоретически на основании решений (1)-(7) для очень больших относительных высот шероховатости ($h/R_0=0,15\div0,30$) в зависимости от числа Рейнольдса

Table 3. Heat transfer (Nusselt number) in air in flat channels with rough walls (lower values) and in round rough pipes (upper values) calculated theoretically on the basis of solutions (1) - (7) for very high relative roughness heights ($h/R_0=0,15\div0,30$), depending on the Reynolds number

h/R_0	Re				
	10^4	$5 \cdot 10^4$	10^5	$5 \cdot 10^5$	10^6
0,15	57,01	255,79	495,62	2320,26	4521,46
	52,86	241,48	469,01	2199,98	4288,13
0,20	60,52	272,55	529,10	2994,82	4873,51
	56,39	258,29	502,55	2849,71	4638,43
0,25	63,26	285,81	556,11	2634,74	5156,57
	59,18	271,76	529,92	2514,99	4923,28
0,30	65,48	296,68	578,30	2750,43	5391,79
	61,45	282,92	552,62	2632,73	5162,16
0	31,96	115,83	201,68	730,86	1272,51

Теплообмен в плоских каналах с шероховатыми поверхностями при прочих равных условиях для очень больших относительных высот шероховатости ($h/R_0=0,15\div0,30$) снижается по отношению к круглым шероховатым трубам на $(4,5\div7,5)\%$. Следовательно, как увеличение относительной высоты шероховатости, так и увеличение числа Рейнольдса вызывает существенное повышение теплообмена в круглых шероховатых трубах на воздухе по отношению к гладким трубам; для плоских каналов с шероховатыми стенками соответствующее увеличение теплоотдачи тоже существенно, но несколько меньшее, чем для круглых шероховатых труб.

Таким образом, при очень значительных относительных высотах шероховатости ($h/R_0=0,15\div0,30$) увеличение теплообмена в плоских каналах с шероховатыми стенками и в шероховатых трубах сопровождается гораздо большим увеличением гидравлического сопротивления, чем для меньших относительных высот шероховатости ($h/R_0\leq0,067$), особенно с ростом числа Рейнольдса.

Далее необходимо провести сравнительный анализ расчётных значений теплообмена на воздухе, полученных по разработанной в данной работе методике, основанной на зависимостях (1)–(7), для плоских каналов с шероховатыми стенками, для шероховатых труб и для труб с турбулизаторами при прочих равных условиях (равенство относительных высот шероховатости и турбулизаторов, чисел Рейнольдса).

С этой целью в табл. 4 приведены для удобства значения относительного теплообмена $Nu/Nu_{гд}$ для плоских каналов с шероховатыми стенками, круглых шероховатых труб на воздухе, рассчитанных по разработанной в исследовании методике, которые сравниваются с экспериментальными данными для труб с периодическими поперечно расположенными турбулизаторами потока в круглых трубах [1] при условии $h/R_0 = idem$ и $Re = idem$ ($h/R_0=0,01\div0,13$; $t/D=0,25\div1,00$; $Re=10^4\div2 \cdot 10^5$).

Сравнение полученных расчётных данных по теплообмену на воздухе в шероховатых трубах и труб с турбулизаторами при прочих равных условиях, представленное в табл. 4 показывает, что при малых относительных высотах шероховатости ($h/R_0=1/100$) теплообмен в шероховатых трубах при небольших числах Рейнольдса ($Re=10^5\div5 \cdot 10^5$) немного меньше, чем в трубах с турбулизаторами с большими относительными шагами ($t/D=1$), при увеличении числа Рейнольдса теплообмен приближается к теплообмену в трубах с турбулизаторами средних ($t/D=0,50$) и малых ($t/D=0,25$) относительных шагов соответственно; а при больших числах Рейнольдса ($Re=10^6$) теплообмен в шероховатых трубах примерно на 15% больше чем в трубах с турбулизаторами.

Таблица 4. Сравнительный анализ значений относительного теплообмена на воздухе $Nu/Nu_{г\lambda}$ для плоских каналов с шероховатыми стенками (нижние значения) и круглых шероховатых труб (верхние значения), рассчитанных по разработанной теории с экспериментальными данными [1] для труб с периодическими поперечно расположенными турбулизаторами в круглых трубах для $h/R_0=0,01\div0,13$; $t/D=0,25\div1,00$; $Re=10^4\div4\cdot10^5$.

Table 4. Comparative analysis of the values of relative heat transfer in air Nu / Nu_{GL} for flat channels with rough walls (lower values) and round rough pipes (upper values) calculated from the developed theory with experimental data [1] for pipes with periodic transversely disposed turbulators in round tubes for $h/R_0=0,01\div0,13$; $t/D=0,25\div1,00$; $Re=10^4\div4\cdot10^5$.

h/R_0	t/D	$\frac{Nu}{Nu_{г\lambda}}$	Re								
			10^4	$2\cdot10^4$	$4\cdot10^4$	10^5	$2\cdot10^5$	$4\cdot10^5$	10^6	10^7	10^9
0,01	0,25	Калинин	1,25	1,30	1,32	1,35	1,37	1,38	—	—	—
	0,50	Калинин	1,23	1,28	1,22	1,25	1,28	1,32	—	—	—
	1,00	Калинин	1,13	1,13	1,15	1,15	1,16	1,12	—	—	—
	—	теория	—	—	1,08	1,23	1,38	1,56	1,83	2,54	5,15
					1,03	1,16	1,30	1,47	1,72	2,39	4,86
0,05	0,25	Калинин	2,14	2,20	2,28	2,28	2,37	2,45	—	—	—
	0,50	Калинин	2,05	2,08	2,06	2,12	2,24	2,28	—	—	—
	1,00	Калинин	1,69	1,65	1,73	1,85	1,82	1,75	—	—	—
	—	теория	1,40	1,48	1,62	1,88	2,09	2,31	2,66	3,79	7,93
					1,27	1,37	1,51	1,77	2,18	3,57	7,47
0,10	0,25	Калинин	2,65	2,80	2,80	2,82	2,88	3,08	—	—	—
	0,50	Калинин	2,54	2,69	2,68	2,67	2,77	2,92	—	—	—
	1,00	Калинин	2,27	2,38	2,35	2,41	2,40	2,47	—	—	—
	—	теория	1,63	1,75	1,94	2,23	2,48	2,75	3,19	4,61	9,86
					1,50	1,63	1,82	2,09	2,35	3,01	4,36
0,11	0,25	Калинин	2,65	2,85	2,80	2,82	2,92	3,12	—	—	—
	—	теория	1,67	1,79	1,99	2,28	2,54	2,83	3,27	4,74	10,17
			1,54	1,67	1,87	2,15	2,40	2,68	3,09	4,49	9,62
0,12	0,50	Калинин	2,28	2,72	2,70	2,70	2,85	3,00	—	—	—
	—	теория	1,70	1,83	2,03	2,33	2,59	2,89	3,35	4,86	10,46
			1,57	1,71	1,91	2,19	2,45	2,73	3,17	4,60	10,08
0,13	1,00	Калинин	2,54	2,70	2,66	2,67	2,68	2,74	—	—	—
	—	теория	1,73	1,86	2,07	2,37	2,64	2,95	3,42	4,98	10,74
			1,60	1,74	1,95	2,23	2,50	2,79	3,24	4,72	10,17

При средних относительных высотах шероховатости ($h/R_0=1/20$) значения теплообмена в шероховатых трубах находится между значениями теплообмена в трубах с турбулизаторами с большим ($t/D=1$) и средним ($t/D=1/2$) относительным шагом при небольших и средних числах Рейнольдса ($Re=10^5\div5\cdot10^5$); при больших числах Рейнольдса ($Re=10^6$) теплообмен в шероховатых трубах приблизительно соответствует теплообмену в трубах с турбулизаторами со средним относительным шагом ($t/D=1/2$).

При больших относительных высотах шероховатости ($h/R_0=1/10$) теплообмен в шероховатых трубах для небольших ($Re=10^4\div5\cdot10^4$) и средних числах Рейнольдса ($Re=10^5\div5\cdot10^5$) несколько меньше, чем для труб с турбулизаторами; при увеличении числа Рейнольдса теплообмен в шероховатых трубах приблизительно равен теплообмену в трубах с турбулизаторами с большим относительным шагом ($t/D=1$); при больших числах Рейнольдса ($Re=10^6$) значение теплообмена в шероховатых трубах находится примерно посередине между значениями теплообмена для труб с турбулизаторами со средним ($t/D=1/2$) и большим ($t/D=1$) относительным шагом.

Для очень высоких относительных высот шероховатости ($h/R_0>1/10$) теплообмен в шероховатых трубах при небольших ($Re=10^4\div5\cdot10^4$) и средних ($Re=10^5\div5\cdot10^5$) числах Рейнольдса, в среднем, приблизительно наполовину меньше, чем для труб с турбулизаторами; при больших числах Рейнольдса ($Re=10^6$) теплообмен в шероховатых трубах приближается к теплообмену в трубах с турбулизаторами и даже немного превосходит его с увеличением значения относительной высоты.

Для плоских каналов с шероховатыми поверхностями с односторонним подводом теплоты имеет место снижение теплообмена по сравнению с прямыми круглыми шероховатыми трубами при прочих равных условиях для данного диапазона определяющих параметров на $(4'10) \%$ (табл. 4).

Данные по теплообмену на воздухе для плоских каналов с шероховатыми стенками и шероховатых труб для очень высоких чисел Рейнольдса ($Re \geq 10^6$), приведенные в табл. 4, указывают на то, с увеличением числа Рейнольдса сначала (после $Re > 10^6$) происходит некоторое снижение относительного теплообмена–гидросопротивления $(Nu/Nu_{г\lambda})/(\xi/\xi_{г\lambda})$, после чего (ближе к $Re \approx 10^9$) оно несколько возрастает, что характерно, например, для, так называемого, предельного теплообмена третьего рода при турбулентном течении в круглых трубах, но при более низких числах Рейнольдса [2–7, 15–16].

Относительный теплообмен в шероховатых трубах при очень высоких числах Рейнольдса ($Re = 10^6 \div 10^9$) возрастает при увеличении числа Рейнольдса и при увеличении относительной высоты шероховатости; для плоских каналов с шероховатыми стенками с односторонним обогревом увеличение теплообмена для этих условий ниже на $(4'10) \%$, чем для круглых шероховатых труб (табл. 4).

Вывод. 1. Сгенерирован метод теоретического расчёта среднего теплообмена для плоских шероховатых каналов при одностороннем обогреве и круглых шероховатых труб на базе принципа суперпозиции полной вязкости в турбулентном пограничном слое, выгодно отличающийся от существующих, поэтому его необходимо использовать при расчёте теплообмена даже при его большей сложности.

2. При сравнительном анализе расчетных данных для относительного среднего теплообмена в шероховатых трубах и соответствующих экспериментальных значений для труб с турбулизаторами получено, что при очень больших относительных высотах шероховатости ($h/R_0 = 0,15 \div 0,30$) средний теплообмен в шероховатых трубах почти во всех случаях определенно ниже, при прочих равных условиях, чем для труб с турбулизаторами и почти равен при высоких числах Рейнольдса ($Re = 10^6$); для небольших ($h/R_0 = 0,01 \div 0,05$), средних ($h/R_0 = 0,05 \div 0,10$) и больших ($h/R_0 = 0,10 \div 0,13$) относительных высот турбулизаторов получены границы их примерного соответствия при прочих равных условиях.

3. Основное преимущество полученных по разработанному в статье методу решений для осреднённого теплообмена для шероховатых плоских каналов с односторонним обогревом по сравнению с эмпирическими закономерностями состоит в том, что по ним можно получить значения теплообмена в шероховатых каналах больших ($h/R_0 = 0,10$) и очень больших относительных ($h/R_0 = 0,15 \div 0,30$) высот выступов шероховатости, а также для больших чисел Рейнольдса ($Re = 10^6$), что возможно для условий каналов малых определяющих размеров (например, узких каналов).

4. Расчетные данные для шероховатых плоских каналов с односторонним оребрением и для круглых шероховатых труб по относительному теплообмену–гидросопротивлению на воздухе указывают на то, что при увеличении относительной высоты шероховатости или числа Рейнольдса имеет место увеличение относительного теплообмена при еще более существенном повышении гидравлического сопротивления.

5. На основании полученных расчётных данных по теплообмену–гидросопротивлению для плоских шероховатых каналов с односторонним подводом теплоты и круглых шероховатых труб было установлено, что увеличение теплообмена в них всегда меньше, чем соответствующее повышение гидросопротивления, поэтому они уступают по этому показателю каналам с турбулизаторами при прочих равных условиях.

6. На основании проведённых расчётов было получено, что плоские шероховатые каналы при одностороннем обогреве и круглые шероховатые трубы в области высоких значений относительной высоты шероховатости ($h/R_0 = 0,15 \div 0,30$) при высоких числах Рейнольдса ($Re = 10^6$) могут иметь преимущество по сравнению с трубами с турбулизаторами по относительному теплообмену–гидросопротивлению.

7. Расчётные данные по осреднённому теплообмену, полученные в работе, указывают на то, что в реализованном диапазоне определяющих параметров для плоских каналов с шероховатыми стенками с односторонним обогревом при прочих равных условиях средний теплообмен в них ниже на $(4\div 10)\%$ в сравнении с круглыми трубами с шероховатыми стенками.

Библиографический список:

1. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К.Калинин, Г.А.Дрейцер, И.З. Копп и др. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
2. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. М., 2005. 632 с.
3. Лобанов И.Е., Штейн Л.М. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.) В 4-х томах. Том I. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением основных аналитических и численных методов. М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2009. 405 с.
4. Лобанов И.Е., Штейн Л.М. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.) В 4-х томах. Том II. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением неосновных аналитических и численных методов. М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2010. 290 с.
5. Лобанов И.Е., Штейн Л.М. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.) В 4-х томах. Том III. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением многослойных, супермногослойных и компандных моделей турбулентного пограничного слоя. М.: МГАКХиС, 2010. 288 с.
6. Лобанов И.Е., Штейн Л.М. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.) В 4-х томах Том IV. Специальные аспекты математического моделирования гидрогазодинамики, теплообмена, а также теплопередачи в теплообменных аппаратах с интенсифицированным теплообменом. М.: МГАКХиС, 2011. 343 с.
7. Лобанов И.Е., Доценко А.И. Математическое моделирование предельного теплообмена для турбулизированного потока в каналах. М.: МИКХиС, 2008. 194 с.
8. Иевлев В.М. Численное моделирование турбулентных течений. М.: Наука, 1990. 215 с.
9. Ляхов В.К. Метод относительного соответствия при расчётах турбулентных пристеночных потоков. Саратов: Издательство Саратовского университета. 1975. 123 с.
10. Ляхов В.К., Мигалин В.К. Эффект тепловой, или диффузионной, шероховатости. Саратов: Издательство Саратовского университета, 1989. 176 с.
11. Миллионщиков М.Д. Турбулентные течения в пограничном слое и в трубах. М.: Наука, 1969. 52 с.
12. Миллионщиков М.Д. Турбулентные течения в пристеночном слое и в трубах // Атомная энергия. – 1970. Т. 28. Вып. 3. С. 207–220.
13. Миллионщиков М.Д. Турбулентный тепло- и массообмен в трубах с гладкими и шероховатыми стенками // Атомная энергия. 1971. Т. 31. Вып. 3. С. 199–204.
14. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. 416 с.
15. Дрейцер Г.А., Лобанов И.Е. Исследование предельной интенсификации теплообмена в трубах за счёт искусственной турбулизации потока // Теплофизика высоких температур. 2002. Т. 40. № 6. С. 958–963.
16. Дрейцер Г.А., Лобанов И.Е. Предельная интенсификация теплообмена в трубах за счёт искусственной турбулизации потока // Инженерно-физический журнал. 2003. Т. 76. № 1. С. 46–51.
17. Новиков И.И., Воскресенский К.Д. Прикладная термодинамика и теплопередача. М.: Госатомиздат, 1961. 548 с.
18. Новиков И.И., Воскресенский К.Д. Прикладная термодинамика и теплопередача. М.: Атомиздат, 1977. 349 с.
19. Лобанов И.Е. Математическое моделирование предельного теплообмена за счёт турбулизации потока при турбулентном течении в плоских каналах с турбулизаторами // Актуальные проблемы российской космонавтики: Материалы XXXIV Академических чтений по космонавтике. Москва, январь 2010 г. / Под общей редакцией А.К.Медведевой. М.: Комиссия РАН по разработке научного наследия пионеров освоения космического пространства, 2010. С. 200–202.
20. Лобанов И.Е., Флейтлих Б.Б. Моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностью расположенными турбулизаторами потока на базе семи-

слоистой модели турбулентного пограничного слоя // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2011. № 2 (286). С. 42–50.

21. Лобанов И.Е., Флейтлих Б.Б. Моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностно расположенными турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // *Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических технологиях: тезисы Международной научной школы (Москва, 5–7 сентября 2011 г.)*. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. С. 50–52.

22. Лобанов И.Е. Теория теплообмена при турбулентном течении в плоских каналах с поверхностно расположенными односторонними турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // *Московское научное обозрение*. 2012. № 4. Ч. 1. С. 7–12.

23. Лобанов И.Е. Аналитическое решение задачи об интенсифицированном теплообмене при турбулентном течении в плоских каналах с периодически поверхностно расположенными турбулизаторами потока на базе семислойной модели турбулентного пограничного слоя // *Научное обозрение*. 2012. № 2. С. 375–387.

24. Лобанов И.Е. Теплообмен при турбулентном течении в плоских каналах с равномерно расположенными поверхностными односторонними турбулизаторами потока // *Вестник машиностроения*. 2013. № 8. С. 13–17.

25. Лобанов И.Е. Теория гидравлического сопротивления в шероховатых трубах // *Вестник машиностроения*. 2013. № 7. С. 27–33.

26. Теплообмен в энергетических установках космических аппаратов / Под ред. В.К.Кошкина. М.: Машиностроение, 1975. 272 с.

27. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.

References:

1. Kalinin E.K., Dreytser G.A., Kopp I.Z. i dr. *Effektivnye poverkhnosti teploobmena*. M.: Energoatomizdat; 1998. 408 s. [Kalinin E.K., Dreytser G.A., Kopp I.Z. et al. *Effective heat-exchange surfaces*. Moscow: Energoatomizdat; 1998. 408 p. (In Russ.)]

2. Lobanov I.E. *Matematicheskoe modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmenapriturbulentnomtechenii v kanalah*. Dissertatsiya na soiskanie uchenoy stepeni doktora tekhnicheskikh nauk. Moskva; 2005. 632 s. [Lobanov I.E. *Mathematical modeling of intensified heat-exchange under the turbulent flow in the channels*. Doctor of technical sciences dissertation. Moscow; 2005. 632 p. (In Russ.)]

3. Lobanov I.E., Shteyn L.M. *Perspektivnye teploobmennye apparaty s intensifitsirovannym teploobmenom dlya metallurgicheskogo proizvodstva*. (Obshchaya teoriya intensifitsirovannogo teploobmena dlya teploobmennyykh apparatov, primenyaemykh v sovremennom metallurgicheskom proizvodstve). V 4-kh tomakh. Tom I. *Matematicheskoe modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalah s primeneniemosnovnykhanaliticheskikh i chislennykhmetodov*. M.: Izdatel'stvoAssotsiatsiiostroitel'nykhvuzov; 2009. 405 s. [Lobanov I.E., Shteyn L.M. *Perspective heat-exchange apparatus with intensified heat-exchange for metallurgical production*. (General theory of intensified heat-exchange for heat-exchange apparatus used in modern metallurgical production). In 4 volumes. Volume I. *Mathematical modeling of intensified heat-exchange under the turbulent flow in channels using major analytical and numeric methods*. Moscow: Izdatel'stvoAssotsiatsiiostroitel'nykhvuzov; 2009. 405 p. (In Russ.)]

4. Lobanov I.E., Shteyn L.M. *Perspektivnye teploobmennye apparaty s intensifitsirovannym teploobmenom dlya metallurgicheskogo proizvodstva*. (Obshchaya teoriya intensifitsirovannogo teploobmena dlya teploobmennyykh apparatov, primenyaemykh v sovremennom metallurgicheskom proizvodstve). V 4-kh tomakh Tom IV. *Spetsial'nyeaspekty matematicheskogo modelirovaniya gidrogazodinamiki, teploobmena, a takzhe teploperedachi v teploobmennyykh apparatakh s intensifitsirovannym teploobmenom*. M.: MGAKKHiS; 2011. 343 s. [Lobanov I.E., Shteyn L.M. *Perspective heat-exchange apparatus with intensified heat-exchange for metallurgical production*. (General theory of intensified heat-exchange for heat-exchange apparatus used in modern metallurgical production). In 4 volumes. Volume II. *Mathematical modeling of intensified heat-exchange under the turbulent flow in channels using minor analytical and numeric methods*. Moscow: Izdatel'stvoAssotsiatsiiostroitel'nykhvuzov; 2010. 290 p. (In Russ.)]

5. Lobanov I.E., Shteyn L.M. *Perspektivnye teploobmennye apparaty s intensifitsirovannym teploobmenom dlya ametallurgicheskogoproizvodstva*. Obshchaya teoriya intensifitsirovannogo teploobmena dlya teploobmennyykh apparatov, primenyaemykh v sovremennom metallurgicheskom proizvodstve). V 4-kh tomakh Tom IV. *Spetsial'nyeaspekty matematicheskogo modelirovaniya gidrogazodinamiki, teploobmena, a takzhe teploperedachi v teploobmennyykh apparatakh s intensifitsirovannym teploobmenom*. M.: MGAKKHiS; 2010. 288 s. [Lobanov I.E., Shteyn L.M. *Perspective heat-exchange apparatus with intensified heat-exchange for metallurgical production*. (General theory of intensified heat-exchange for heat-exchange apparatus used in modern metallurgical production). In 4 volumes. Volume III. *Mathematical modeling of intensified heat-exchange under the turbulent flow in channels using multi-layer, super-multi-layer and compound models of turbulent boundary layer*. Moscow: MGAKKHiS; 2010. 288 p. (In Russ.)]

6. Lobanov I.E., Shteyn L.M. *Perspektivnye teploobmennye apparaty s intensifitsirovannym teploobmenom dlya metallurgicheskogo proizvodstva*. (Obshchaya teoriya intensifitsirovannogo teploobmena dlya teploobmennyykh apparatov, primenyaemykh v sovremennom metallurgicheskom proizvodstve). V 4-kh tomakh Tom IV. *Spetsial'nyeaspekty matematicheskogo modelirovaniya gidrogazodinamiki, teploobmena, a takzhe teploperedachi v teploobmennyykh apparatakh s intensifitsirovannym teploobmenom*. M.: MGAKKHiS; 2011. 343 s. [Lobanov I.E., Shteyn L.M. *Perspective heat-exchange*

apparatus with intensified heat-exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat-exchange for heat-exchange apparatus used in modern metallurgical production). In 4 volumes. Volume IV. Special aspects of mathematical modeling of hydro-gas-dynamics, heat-exchange, and heat transfer in heat-exchange apparatus with intensified heat-exchange. Moscow: MGAKKHiS; 2011. 343 p. (In Russ.)]

7. Lobanov I.E., Dotsenko A.I. Matematicheskoe modelirovanie predel'nogo teploobmena dlya turbulizirovannogo potoka v kanalakh. M.: MIKKHiS; 2008. 194 s. [Lobanov I.E., Dotsenko A.I. Mathematical modeling of terminal heat-exchange for turbulated flow in channels. Moscow: MIKKHiS; 2008. 194 p. (In Russ.)]

8. Ievlev V.M. Chislennoe modelirovanie turbulentnykh techeniy. M.: Nauka; 1990. 215 s. [Ievlev V.M. Numeric modeling of turbulent flows. Moscow: Nauka; 1990. 215 p. (In Russ.)]

9. Lyakhov V.K. Metod otnositel'nogo sootvetstviya pri raschetakh turbulentnykh pritenochnykh potokov. Saratov: Izdatel'stvo Saratovskogo universiteta; 1975. 123 s. [Lyakhov V.K. Method of relative correspondence during the calculations of turbulent near-wall flows. Saratov: Izdatel'stvo Saratovskogo universiteta; 1975. 123 p. (In Russ.)]

10. Lyakhov V.K., Migalin V.K. Effekteplovoy, ilidiffuzionnoy, sherokhovatosti. Saratov: Izdatel'stvo Saratovskogo universiteta; 1989. 176 s. [Lyakhov V.K., Migalin V.K. Effect of heat, or diffusion roughness. Saratov: Izdatel'stvo Saratovskogo universiteta; 1989. 176 p. (In Russ.)]

11. Millionshchikov M.D. Turbulentnye techeniya v pograničnom sloe i v trubakh. M.: Nauka; 1969. 52 s. [Millionshchikov M.D. Turbulent flows in boundary layer and in pipes. Moscow: Nauka; 1969. 52 p. (In Russ.)]

12. Millionshchikov M.D. Turbulentnye techeniya v pritenochnom sloe i v trubakh. Atomnaya energiya. 1970; 28(3):207-220. [Millionshchikov M.D. Turbulent flows in near-wall layer and in pipes. Atomic Energy. 1970; 28(3):207-220. (In Russ.)]

13. Millionshchikov M.D. Turbulentnyy teplo- i massoobmen v trubakh s gladkimi i sherokhovatymi stenkami. Atomnaya energiya. 1971; 31(3):199-204. [Millionshchikov M.D. Turbulent heat- and mass-exchange in pipes with smooth and rough walls. Atomic Energy. 1971; 31(3):199-204. (In Russ.)]

14. Kutateladze S.S. Osnovy teorii teploobmena. M.: Atomizdat; 1979. 416 s. [Kutateladze S.S. Fundamentals of heat-exchange theory. Moscow: Atomizdat; 1979. 416 p. (In Russ.)]

15. Dreytser G.A., Lobanov I.E. Issledovanie predel'noy intensifikatsii teploobmena v trubakh zaschet iskusstvennoy turbulizatsii potoka. Teplofizika vysokikh temperatur. 2002; 40(6):958-963. [Dreytser G.A., Lobanov I.E. Study of terminal heat-exchange intensification in pipes with artificial flow turbulisation. High Temperature. 2002; 40(6):958-963. (In Russ.)]

16. Dreytser G.A., Lobanov I.E. Predel'naya intensifikatsiya teploobmena v trubakh za schet iskusstvennoy turbulizatsii potoka. Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal. 2003; 76(1):46-51. [Dreytser G.A., Lobanov I.E. Terminal heat-exchange intensification in pipes with artificial flow turbulisation. Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2003; 76(1):46-51. (In Russ.)]

17. Novikov I.I., Voskresenskiy K.D. Prikladnaya termodinamika i teploperedacha. M.: Gosatomizdat; 1961. 548 s. [Novikov I.I., Voskresenskiy K.D. Applied thermodynamics and heat transfer. Moscow: Gosatomizdat; 1961. 548 p. (In Russ.)]

18. Novikov I.I., Voskresenskiy K.D. Prikladnaya termodinamika i teploperedacha. M.: Atomizdat; 1977. 349 s. [Novikov I.I., Voskresenskiy K.D. Applied thermodynamics and heat transfer. Moscow: Atomizdat; 1977. 349 p. (In Russ.)]

19. Lobanov I.E. Matematicheskoe modelirovanie predel'nogo teploobmena za schet turbulizatsii potoka pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s turbulizatorami. Materialy XXXIV Akademicheskikh chteniy poka kosmonavtike — Aktual'nyye problemy rossiyskoy kosmonavtiki. Moskva; 2010. S. 200-202. [Lobanov I.E. Mathematical modeling of terminal heat-exchange with flow turbulisation under the turbulent flow in the flat channels with turbulizators. Materials of XXXIV Academic readings about cosmonautics — Relevant problems of Russian cosmonautics. Moscow; 2010. P. 200-202. (In Russ.)]

20. Lobanov I.E., Fleytlikh B.B. Modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s periodicheskimi poverkhnostnymi polozhennymi i turbulizatorami potoka na baze semisloynoy modeli turbulentnogo pograničnogo sloya. Fundamental'nye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. 2011; 2(286):42-50. [Lobanov I.E., Fleytlikh B.B. Modeling of intensified heat-exchange under the turbulent flow in the flat channels with flow turbulizators, periodically situated on the surface, based on 7-layer model of turbulent boundary layer. Fundamental and Applied Problems of Technics and technology. 2011; 2(286):42-50. (In Russ.)]

21. Lobanov I.E., Fleytlikh B.B. Modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s periodicheskimi poverkhnostnymi raspolozhennymi turbulizatorami potoka na baze semisloynoy modeli turbulentnogo pograničnogo sloya. Tezisy Mezhdunarodnoy nauchnoy shkoly — Problemy gazodinamiki i teploobmena v energeticheskikh tekhnologiyakh. Moskva; 2011. S. 50-52. [Lobanov I.E., Fleytlikh B.B. Modeling of intensified heat-exchange under the turbulent flow in the flat channels with flow turbulizators, periodically situated on the surface, based on 7-layer model of turbulent boundary layer. Abstracts of International scientific school — Problems of gas dynamics and heat-exchange in energetic technologies. Moscow; 2011. P. 50-52. (In Russ.)]

22. Lobanov I.E. Teoriya teploobmena pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s poverkhnostnymi raspolozhennymi odnostoronnnimi turbulizatorami potoka na baze semisloynoy modeli turbulentnogo pograničnogo sloya. Moskovskoe nauchnoe obozrenie. 2012; 4(1):7-12. [Lobanov I.E. Theory of heat exchange under turbulent flow in flat channels with single-sided flow turbulizators, situated on the surface, based on 7-layer model of turbulent bounda-

ry layer. *Moskovskoe nauchnoe obozrenie*. 2012;4(1):7-12. (In Russ.)]

23. Lobanov I.E. Analiticheskoe reshenie zadachi ob intensifitsirovannom teploobmene pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s periodicheski poverkhnostnyimi polozhennymi turbulizatorami potoka na bazesemisloynoy modeli turbulentnogo pogranichnogo sloya. *Nauchnoe obozrenie*. 2012;2:375-387. [Lobanov I.E. Analytical solution of the problem of intensified heat exchange under turbulent flow in flat channels with flow turbulizators, periodically situated on the surface, based on 7-layer model of turbulent boundary layer. *Science review*. 2012;2:375-387. (In Russ.)]

24. Lobanov I.E. Teploobmen pri turbulentnom techenii v ploskikh kanalakh s ravnomernoraspolyozhennymi i poverkhnostnyimi i odnostoronnimi turbulizatorami potoka. *Vestnik mashinostroeniya*. 2012;8:13-17. [Lobanov I.E. Heat exchange under turbulent flow in flat channels with evenly situated surface single-sided flow turbulizators. *Russian Engineering Research*. 2012;8:13-17. (In Russ.)]

25. Lobanov I.E. Teoriya gidravlicheskogo soprotivleniya v sherokhovatykh trubakh. *Vestnik mashinostroeniya*. 2013;7:27-33. [Lobanov I.E. Theory of hydraulic resistance in rough pipes. *Russian Engineering Research*. 2013;7:27-33. (In Russ.)]

26. Teploobmen v energeticheskikh ustanovkakh kosmicheskikh apparatov. Pod red. V.K. Koshkina. M.: Mashinostroenie; 1975. 272 s. [Heat exchange in energetic installations of cosmic apparatus. Koshkin V.K. (Ed.). Moscow: Mashinostroenie; 1975. 272 p. (In Russ.)]

27. Zhukauskas A.A. Konvektivnyy perenos v teploobmennikakh. M.: Nauka; 1982. 472 s. [Zhukauskas A.A. Convective transfer in heat-exchangers. Moscow: Nauka; 1982. 472 p. (In Russ.)]

Сведения об авторе:

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

Information about the author.

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

Конфликт интересов.

Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Поступила в редакцию 24.09.2017.

Принята в печать 26.11.2017.

Conflict of interest.

The author declare no conflict of interest.

Received 24.09.2017.

Accepted for publication 26.11.2017.