

УДК 532.542

## ТЕОРИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ В ПРЯМЫХ КРУГЛЫХ ТРУБАХ С ПЛАВНО ОЧЕРЧЕННЫМИ (АБРЮТИРОВАННЫМИ) ТУРБУЛИЗАТОРАМИ ПОТОКА

И. Е. ЛОБАНОВ

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

ФГБОУ «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»

*Поступила в редакцию 05.01.2018*

**Аннотация.** Проведено математическое моделирование изотермического гидравлического сопротивления при турбулентном течении в каналах в условиях интенсификации теплообмена для условий плавно очерченных турбулизаторов, показавшее, что увеличение числа Рейнольдса может благоприятно сказываться на интенсификацию теплообмена, а наилучшие эффекты интенсификации теплообмена достигаются при существенном отличии полученных законов от автомоделных. Выявлено, что теоретическое гидравлическое сопротивление, отнесенное к значению по Блазиусу для гладкой трубы, с ростом числа Рейнольдса снижается. Результаты могут быть использованы для интенсификации теплообмена в теплообменниках, применяемых в авиационной и ракетно-космической технике.

**Ключевые слова:** гидравлическое сопротивление; моделирование; поток; канал; интенсификация; турбулентный; турбулизация; турбулизатор; абрютированный.

### ВВЕДЕНИЕ

В авиационной и ракетно-космической технике находят широкое применение различные теплообменные аппараты, где в результате интенсификации теплообмена возможно достижение снижения гидравлических потерь в них, снижения их массогабаритных показателей, расходов и температур используемых теплоносителей. В ряде случаев задачей может являться снижение температурного уровня поверхностей теплообмена при фиксированных режимных и конструктивных характеристиках. Таким образом, необходима разработка более точных, чем существующие, теоретических методов исследования интенсификации теплообмена при турбулентном течении в трубах теплообменных аппаратов.

Задача исследования сводится к изучению гидродинамики и теплообмена при турбулентном течении в трубах при специальной организации движения рабочей среды.

Общеизвестно, что турбулентный режим течения обеспечивает более благоприятное соотношение между теплообменом и потерями на сопротивление, чем ламинарный – как для внешней, так и для внутренней задачи. Последнее означает, что для достижения интенсификации теплообмена следует турбулизировать пограничный слой. Из полного гидродинамического сопротивления можно выделить полезное с точки зрения интенсификации теплообмена – сопротивление трения; сопротивление давления считается вредным сопротивлением.

В существующих работах (например, в [1–5]) утверждалось, что для диафрагм с острой кромкой (при прочих равных условиях) закон сопротивления практически автомоделен, однако для плавных турбулизаторов коэффициент гидравлического сопротивления может в определенной мере снижаться с увеличением числа Рейнольдса.

Математическое моделирование гидравлического сопротивления при течении в трубах теплоносителей с постоянными теплофизическими свойствами в условиях интенсификации теплообмена трубах с плавными турбулизаторами проводится с использованием четырехслойной схемы турбулентного потока.

#### МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ИЗОТЕРМИЧЕСКОМ ТЕЧЕНИИ В КАНАЛАХ В УСЛОВИЯХ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА НА ОСНОВЕ ЧЕТЫРЕХСЛОЙНОЙ СХЕМЫ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ

При моделировании изотермического теплообмена на основе четырехслойной схемы турбулентного пограничного слоя значение коэффициента гидравлического сопротивления определялось независимым образом. Следовательно, возникает вопрос об определении коэффициента гидравлического сопротивления непосредственно из четырехслойной схемы потока.

Моделирование гидравлического сопротивления при течении в каналах теплоносителей с постоянными теплофизическими свойствами в условиях интенсификации теплообмена трубах моделируется на базе использования четырехслойной схемы турбулентного потока следующим образом.

Уравнение для определения гидравлического сопротивления турбулизированного потока выводится на основе интеграла средней скорости:

$$\bar{w}_x = 2 \int_0^1 w_x R dR, \quad (1)$$

где  $w_x$  – аксиальная скорость;  $x$  – аксиальная координата;  $\bar{w}_x$  – скорость среднерас-

ходная;  $R=r/r_0$  – безразмерный (относительный) радиус трубы ( $r_0$  – внутренний радиус трубы;  $r$  – радиальная координата).

Интегрирование (1) производится отдельно для каждого из подслоев. В рамках данной статьи нет необходимости подробного рассмотрения каждого из подслоев, поскольку это было рассмотрено в работах [5, 6]. Следует только остановиться на специфических особенностях моделирования гидросопротивления.

Для случая больших значений параметра относительной высоты турбулизатора в области турбулентного ядра можно принять:

$$\int_0^{1-\frac{h}{R_0}} [1,325\sqrt{\xi} + 1](1-R)^{\sqrt{\xi}} R dR \cong \int_0^{1-\frac{h}{R_0}} R dR. \quad (2)$$

Далее, после проведения интегрирования уравнения (1) с учетом допущения (2), получаем трансцендентное уравнение относительно коэффициента сопротивления  $\xi$ , численное решение которого для  $Re=10^4$  в зависимости от параметра  $h/D$  представлено на рис. 1. Там же приведены экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению для различных значений относительного шага турбулизаторов:  $t/D=0,25; 0,5; 1,0$  [1, 2, 4].

Расчетные данные по гидравлическому сопротивлению  $\xi$ , приведенные на рис. 1, показывают следующее. В районе низких значений относительной высоты турбулизатора они располагаются между экспериментальными значениями  $\xi$  для  $t/D=0,25$  и  $1,0$ . В районе средних значений относительной высоты турбулизатора они примерно равны экспериментальным значениями  $\xi$  для  $t/D=0,25$  и  $0,5$ .

В районе высоких значений относительной высоты турбулизатора они примерно равны экспериментальным значениями  $\xi$  для  $t/D=1,0$ . Данные расхождения имеют место в результате того, что данная модель расчета гидравлического сопротивления автомодельна относительно параметра  $t/D$ .

Следовательно, представленная в данном разделе модель расчета гидравлического сопротивления  $\xi$  адекватно согласуется

с имеющимися экспериментальными данными: в районе низких значений относительной высоты турбулизатора они ближе к экспериментальным значениями  $\xi$  для  $t/D=1,0$ ; в районе средних – к  $t/D=0,25$  и  $0,5$ ; в районе высоких – к  $t/D=1,0$ .

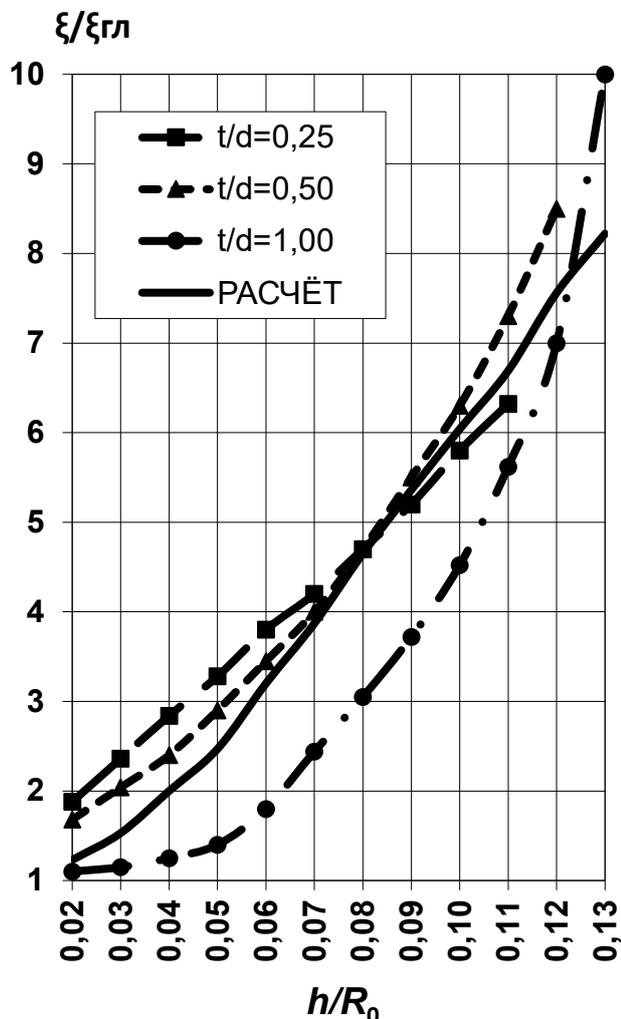


Рис. 1. Относительное сопротивление  $\xi/\xi_{гл}$  для труб с турбулизаторами в зависимости от относительной высоты турбулизатора  $h/R_0$  при  $Re=10^4$

Вышепредставленное позволяет в дальнейшем применить данную модель в целях моделирования гидравлического сопротивления при турбулентном изотермическом течении в каналах в условиях интенсификации теплообмена для условий плавно очерченных (абрютированных) турбулизаторов.

#### МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ИЗОТЕРМИЧЕСКОМ ТЕЧЕНИИ В КАНАЛАХ В УСЛОВИЯХ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ УСЛОВИЙ ПЛАВНО ОЧЕРЧЕННЫХ (АБРЮТИРОВАННЫХ) ТУРБУЛИЗАТОРОВ

В работах [1, 2] отмечалось (при прочих равных условиях), что для диафрагм с острой кромкой закон сопротивления практически автомоделен, но для плавно очерченных турбулизаторов коэффициент сопротивления заметно падает с ростом числа Рейнольдса, причем отношение  $\xi/\xi_{гл}$  может убывать.

Вышеуказанный характер изменения коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса благоприятно отражается на интенсификации теплообмена.

В работах [1, 2] также справедливо отмечается, что наилучшие эффекты интенсификации теплообмена достигаются в случаях, где законы гидравлического сопротивления существенно отличаются от автомодельных, например, в [3, 4], хотя в подавляющем большинстве работ, посвященных интенсификации теплообмена, законы гидравлического сопротивления в исследуемых трубах практически автомодельны.

Следовательно, возникает необходимость не только экспериментального, но и теоретического исследования явления снижения отношения  $\xi/\xi_{гл}$  с ростом числа Рейнольдса для труб с плавно очерченными турбулизаторами.

Моделирование гидравлического сопротивления при течении в каналах теплоносителей с постоянными теплофизическими свойствами в условиях интенсификации теплообмена трубах с плавно очерченными (абрютированными) турбулизаторами проводится на базе использования четырехслойной схемы турбулентного пограничного слоя.

Уравнение для определения сопротивления  $\xi$  турбулизированного потока выводится точно так же на основе интеграла средней скорости (1).

Интегрирование (1) производится отдельно для каждого из подслоев.

$$\text{Для вязкого подслоя } - R \in \left[ 1 - \frac{\eta_1}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\xi}}; 1 \right],$$

$$\text{где } \eta_1 = 5 - \frac{w_x}{w_x} = \frac{\xi}{16} \text{Re}(1-R), \quad (3)$$

где  $\beta=0,023$  – константа;  $\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления;  $\eta$  – безразмерная координата;  $\text{Re}$  – число Рейнольдса.

Для промежуточного подслоя –

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

$$\frac{w_x}{w_x} = 5 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left[ 1 + \ln \left( \frac{\eta}{5} \right) \right] =$$

$$= 5 \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left\{ 1 + \ln \left( \frac{\text{Re}}{5} (1-R) \sqrt{\frac{\xi}{32}} \right) \right\}. \quad (4)$$

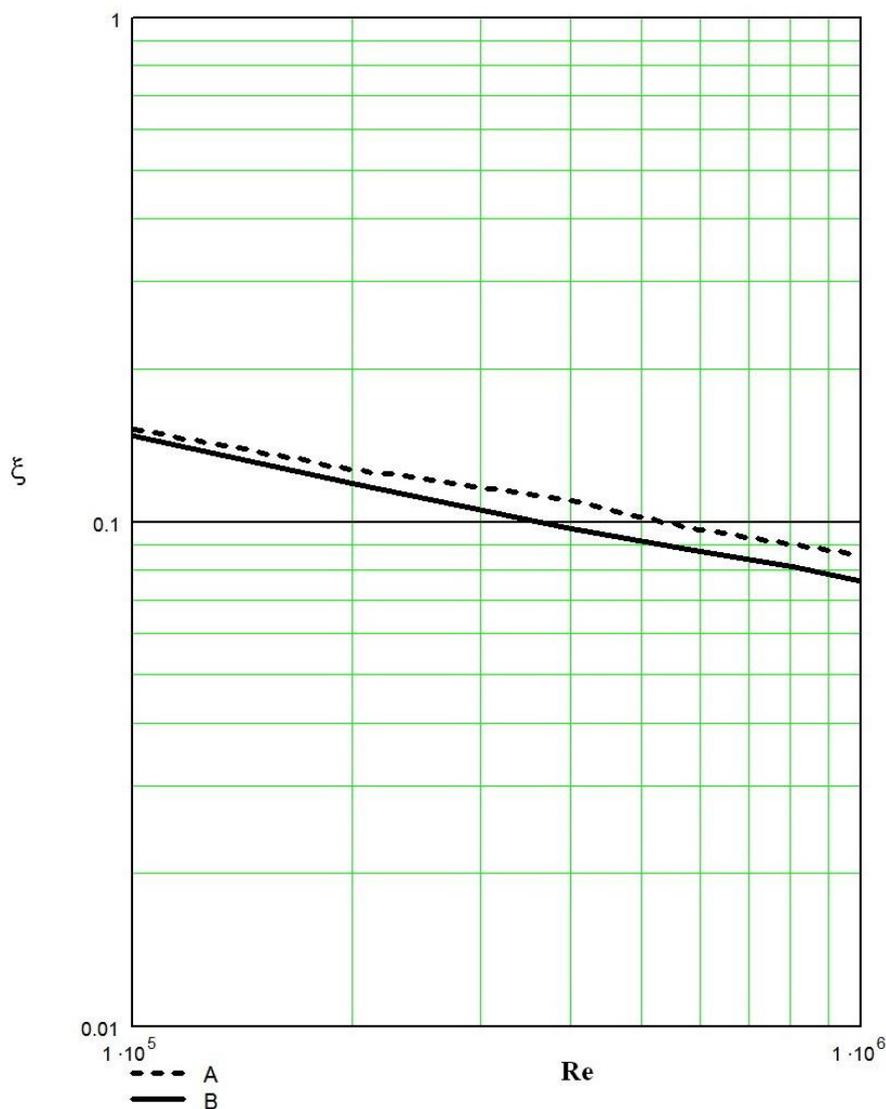
Для вихревого ядра во впадине –

$$R \in \left[ 1 - \frac{h}{r_0}; 1 - \frac{\eta_2}{\text{Re}} \sqrt{\frac{32}{\lambda}} \right] -$$

$$\frac{w_x}{w_x} = \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left\{ 5,5 + 2,5 \ln \left[ \frac{r_0}{h} (1-R) \right] \right\}, \quad (5)$$

где  $h$  – высота турбулизатора.

Для условий интенсификации теплообмена путем применения труб с плавно очерченными (абрютированными) турбулизаторами будет иметь место генерация слоя смешения, что позволяет элиминировать



**Рис. 2.** Расчетные и экспериментальные результаты относительно гидравлического сопротивления для интенсификаторов плавной геометрической формы: А – экспериментальные данные; В – расчетные данные

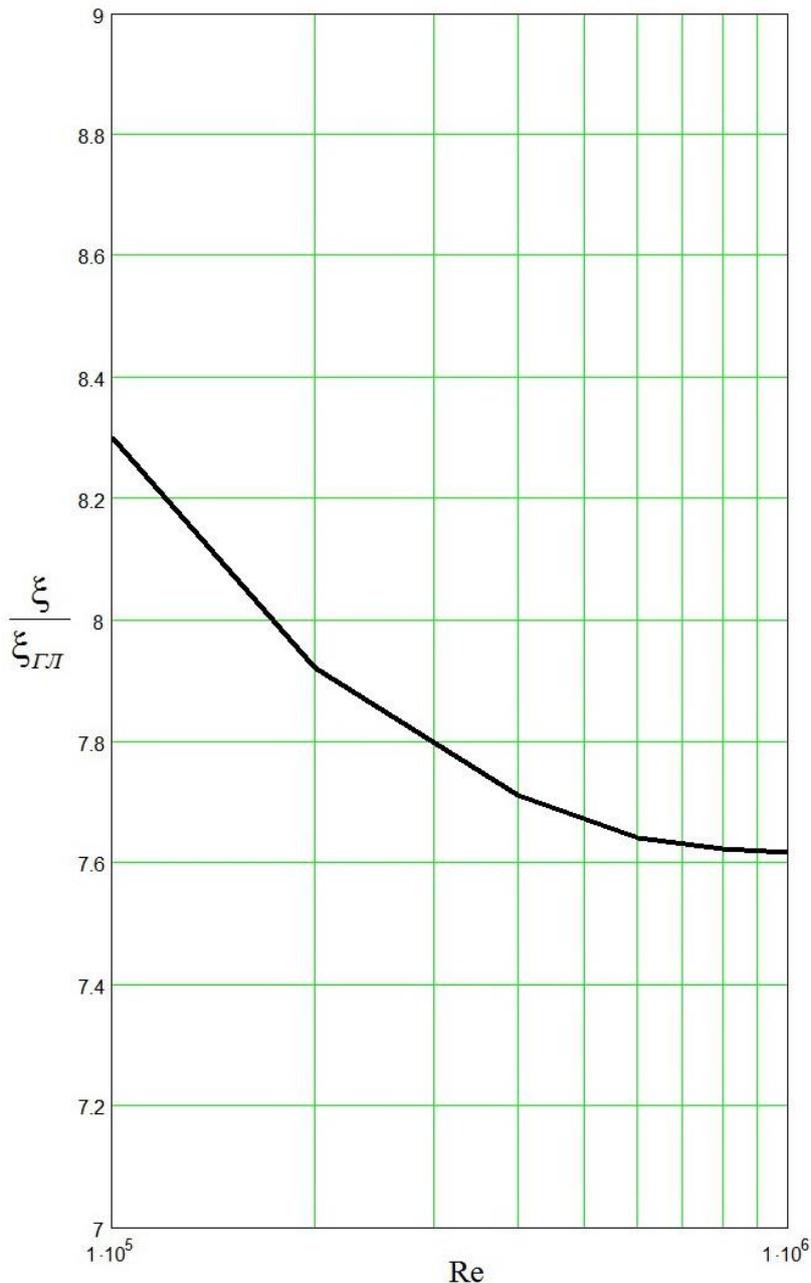
турбулентное ядро потока при расчете гидравлического сопротивления.

Следовательно, задача об определении гидравлического сопротивления для труб с плавно очерченными (абрютированными) турбулизаторами будет сведена к решению трансцендентного уравнения, полученного после проведения интегрирования уравнения (1) с учетом условий (3)–(5).

Численное решение уравнения (1) при учете условий (3)–(5) для  $d/D \approx 0,9$  и  $t/D = 1,00$  в зависимости от числа Рейнольдса в диапазоне  $Re = 10^5 \div 10^6$  представлено на рис. 2.

На рис. 3 представлены данные по относительному гидравлическому сопротивлению  $\xi/\xi_{\text{гл}}$ . Там же приведены экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению для различных соответствующих значений режимных параметров и геометрических параметров турбулизаторов [1, 2].

Результаты, приведенные на рис. 2, указывают на то, что теоретическая модель хорошо соответствует экспериментальным данным для соответствующего диапазона геометрических и режимных характеристик соответствующего метода интенсификации теплообмена.



**Рис. 3.** Теоретические данные расчета относительного гидравлического сопротивления  $\xi/\xi_{\text{гл}}$  для интенсификаторов плавной геометрической формы

Следовательно, адекватность расчетных данных опытным данным можно считать установленной.

На графике, представленном на рис. 3, где приведено отношение гидравлического сопротивления, рассчитанного теоретически по вышеприведенной модели, к гидравлическому сопротивлению гладкой трубы, рассчитанного по формуле Блазиуса, отчетливо видно, что это отношение снижается с ростом числа Рейнольдса.

Следовательно, вышеуказанные данные показывают, что разработанная теоретическая модель адекватно описывает известное явление снижения отношения  $\xi/\xi_{\text{гл}}$  с ростом числа Рейнольдса для труб с плавно очерченными турбулизаторами, указанного в работах [1–6], что, в свою очередь, благоприятно сказывается на интенсификации теплообмена, потому что наилучшие эффекты интенсификации теплообмена достигаются именно в случаях, где законы гидравлического сопротивления существенно отличаются от автомоделейных.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В статье было выявлено, что гидравлическое сопротивление, теоретически рассчитанное по данной модели, отнесенное к гидравлическому сопротивлению для гладкой трубы, рассчитанному по формуле Блазиуса, с ростом числа Рейнольдса снижается.

2. Полученные в статье расчетные данные показали, что сгенерированная теоретическая модель адекватно описывает явление понижения относительного гидравлического сопротивления с увеличением числа Рейнольдса для труб с плавно очерченными (абрютированными) турбулизаторами потока, описанное в имеющихся экспериментах, что благоприятно сказывается на интенсификации теплообмена, поскольку улучшение эффекта интенсификации теплообмена достигается в тех случаях, где закон гидравлического сопротивления отличается от автомоделейного.

3. Результаты могут быть использованы для интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах, применяемых в авиационной и ракетно-космической технике.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. 208 с. [Е. К. Kalinin, G. A. Dreitser, S. A. Yarkho, *Intensification of heat transfer in channels* (in Russian). M.: Mashinostroenie, 1990. ]
2. Эффективные поверхности теплообмена / Э. К. Калинин [и др.] М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с. [Е. К. Kalinin, et al., *Effective exchange surface*, (in Russian). M.: Energoatomisdat, 1998. ]
3. Dipprey D. F., Sabersky R. H. Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl numbers // *Jbid*. 1963. V. 6. № 5. P. 306-311.
4. Kalinin E. K., Dreitser G. A., Yarkho S. A. The experimental study of the heat transfer intensification under conditions of forced flow in channels // *Proc. JSME 1967 Semi-International Symposium*, 4–8-th September 1967. V. 1. Tokyo, 1967. P. 65–77.
5. Лобанов И. Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: дисс. ... д-ра техн. наук. М., 2005. 632 с. [ I. E. Lobanov, *Mathematical modeling of intensified heat transfer in turbulent flow in channels: diss. of Ph*, (in Russian). Moscow, 2005. 632 p. ]
6. 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, *Mathematical modeling of intensified heat transfer during flow in channels on the basis of complex models of the turbulent boundary layer*, (in Russian). M.: Izdatel'stvo MAI, 2011. ]

## ОБ АВТОРЕ

**ЛОБАНОВ Игорь Евгеньевич**, д-р техн. наук, вед. науч. сотр. 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:** Theory of hydraulic resistance in turbulent flow in direct round tubes with smoothed (addressed) flow turbulators

**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. 22, no. 4 (82), pp. 80-86, 2018. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** The mathematical modeling of isothermal hydraulic resistance in turbulent flow in canals under conditions of intensification of heat exchange for conditions of smoothly outlined turbulators was carried out. It showed that an increase in the Reynolds number can favorably affect the intensification of heat transfer, and the best effects of heat exchange intensification are achieved if the laws differ substantially from self-similar ones. In the article it was

revealed that the hydraulic resistance, theoretically calculated for this model, referred to the hydraulic resistance for a smooth pipe, calculated by the Blasius formula, decreases with increasing Reynolds number. The results can be used to intensify heat transfer in heat exchangers used in aviation and rocket and space technology.

**Key words:** hydraulic resistance; modeling; flow; channel; intensification; turbulent; turbulence; turbulizer; addressed.

**About author:**

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