

DOI 10.15589/jnn20150407

УДК 621.1

K89

SUMMARY REGULARITIES IN HEAT TRANSFER
SWIRLING FLOW WITHIN THE TUBULAR CHANNELS
OF POWER PLANTS HEAT TRANSFER DEVICES

ОБОБЩЕНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРИ ТЕПЛООТДАЧЕ
ЗАКРУЧЕННЫХ ПОТОКОВ ВНУТРИ ТРУБЧАТЫХ КАНАЛОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ
УСТРОЙСТВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Valerii V. Kuznetsov

valeriy.kuznetsov@nuos.edu.ua

ORCID: 0000-0002-3678-595X

В. В. Кузнецов

канд. техн. наук, доц.

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv**Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

Abstract. Heat transfer devices of «gas» – «gas» type are widely used for recovery of exhaust gases heat of power plants of different purposes, thereby improving their efficiency. In case of increase of heat flows, an increase in weight and size can be observed in such heat transfer devices, which is not always acceptable. An effective method to reduce them is to intensify the heat transfer. The issue of heat transfer intensification in these devices is associated with comparability of heat transfer coefficients on both sides of the heat transfer area. One of the effective ways of heat transfer intensification is to swirl the flow. Today swirling flows are successfully used in the elements of gas turbine equipment for the intensification of heat transfer processes. However, the represented in the literature empirical dependencies for calculating the heat transfer of swirling flows are private and require generalization. On the basis of the theoretical solution, there has been performed the generalization of experimental data on heat transfer and hydrodynamic resistance for axial-blade, auger-type and tangential ways to swirl the flow inside the tubular channels of heat transfer devices. The obtained function which takes into account the effect of relationship between circumferential and axial components of shear stress on the heat transfer allows us to trace the change of flow swirling along the channel. The difference between the obtained dependences and the experimental data did not exceed 9%.

Keywords: generalization; heat transfer; flow resistance; swirling flow; tubular channel.

Аннотация. На основании теоретического решения выполнено обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче и гидродинамическому сопротивлению для аксиально-лопаточного, тангенциального и шнекового способов закрутки потока внутри трубчатых каналов теплопередающих устройств. Полученная функция, учитывающая влияние на теплоотдачу отношения окружной и осевой составляющих касательного напряжения позволяет проследить изменение развития закрутки потока по длине канала. Отличие найденных зависимостей от экспериментальных данных не превысило 9%.

Ключевые слова: обобщение; теплоотдача; гидродинамическое сопротивление; закрученный поток; трубчатый канал.

Анотація. На підставі теоретичного вирішення виконано узагальнення експериментальних даних з тепловіддачі і гідродинамічного опору для аксіально-лопаткового, тангенціального і шнекового способів закрутки потоку всередині трубчастих каналів теплопередавальних пристроїв. Отримана функція, що враховує вплив на тепловіддачу відношення окружної та осьової складових дотичного напруження, дозволяє простежити зміну розвитку закрутки потоку по довжині каналу. Відмінність одержаних залежностей від експериментальних даних не перевищило 9%.

Ключові слова: узагальнення; тепловіддача; гідродинамічний опір; закручений потік; трубчастий канал.

REFERENCES

- [1] Bazhan P. I., Kanevets G. E., Seliverstov V. M. *Spravochnik po teploobmennim apparatam* [Handbook of heat transfer exchangers]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 367 p.
- [2] Guhman, A. A. *Primenenie teorii podobiya k issledovaniyu protsessov teplo-massoobmena: Protssessyi perenosu v dvizhushcheyseya srede* [Application of similarity theory to the study of heat and mass transfer processes: Transport processes in a moving medium]. Moscow, LKI Publ., 2010. 328 p.

- [3] Donik, T. V. *Teploobmin ta gidrodinamika v trubi z zavihryuvachem chastkovoyi zakrutki potoku na osnovi hrestopodibnoyi vstavki*. Avtoreferat diss. [Heat transfer and hydrodynamics in a tube with partial flow swirl generator, based on the cruciform insert. Autor's abstract]. Kyiv, 2013. 24 p.
- [4] Kuznetsov V. V., Solomonyuk D. N. *Proektirovanie teploobmennyykh apparatov dlya GTU slozhnykh tsiklov* [Design of heat exchangers for gas turbine complex cycles]. *Visnik NTU «HPI» — Bulletin of NTU «HPI»*. 2008, issue 35, pp. 78–88.
- [5] Kutateladze, S. S. *Teploperedacha i gidrodinamicheskoe soprotivleniye: Spravochnoe posobie* [Heat transfer and flow resistance: A Reference Guide]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1990. 367 p.
- [6] Homenko A. I., Romanov V. V., Chernov S. K., Halatov A. A., Spitsin V. E., Troynich M. G., Koval V. O., Golovaschenko O. F. *Rozrobka ta vprovadzhennya sudnovykh GTD DP NVKG «Zorya» – «Mashproekt»: Monografiya* [Development and implementation of ship GTE of Gas Turbine Research & Production Complex Zorya-Mashproekt]. Mykolaiv, Torubara O. S. Publ., 2010. 288 p.
- [7] Kuznetsov V. V., Movchan S. N., Romanov V. I., Shevtsov A. P. *Predstavlenie i obobshchenie eksperimentalnykh issledovaniy teplootdachi pri zakrutke potoka vnutri trubchatykh elementov gazoturbinykh ustanovok* [Submission and summary of experimental investigations of heat transfer in swirling flow inside the gas turbine tubular elements]. *Zbirnik naukovykh prats NUK — Collection of scientific publications of NUS*, 2011, issue 5, pp. 69–75.
- [8] Halatov A. A., Romanov V. V., Borisov I. I., Dashevskiy Yu. Ya., Severin S. D. *Teploobmen i gidrodinamika pri tsiklonnom ohlazhdenii lopatok gazovykh turbin* [Heat transfer and hydrodynamics in the cyclone cooling gas turbine blades]. Kyiv, ITTF NAN Ukrainy, 2010. 317 p.
- [9] Kuznetsov V. V., Movchan S. N., Romanov V. I., Shevtsov A. P. *Teplootdacha pri zakrutke potoka vnutri trubchatykh kanalov teploobmennyykh apparatov gazoturbinykh ustanovok* [Heat transfer in the swirling flow inside the tubular channels of gas turbine heat exchangers]. *Elektronnyi Visnyk NUK — Electronic Bulletin of NUS*, 2011, no. 4. Available at: <http://ev.nuos.edu.ua>.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Теплопередающие устройства типа «газ» – «газ» широко используются для утилизации теплоты отработавших газов энергетических установок (ЭУ) различного назначения, повышая таким образом их КПД. К примеру, в паротурбинных установках такие устройства применяются в качестве воздухоподогревателей котлов [1], в газотурбинных ЭУ — регенераторов регенеративных установок или нагревателей-утилизаторов воздушных турбинных теплоутилизующих установок [4].

В случае увеличения тепловых потоков в таких теплопередающих устройствах наблюдается увеличение массогабаритных показателей, что не всегда приемлемо. Например, повышение степени регенерации теплоты в гладкотрубных регенераторах или нагревателях-утилизаторах ведет к росту их массы, которая в определенных случаях может превысить 100...120 т [4]. Эффективным методом ее снижения является интенсификация теплопередачи. Проблема интенсификации теплопередачи таких устройств связана с сопоставимостью в них коэффициентов теплоотдачи с обеих сторон теплопередачи.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ПУБЛИКАЦИЙ

Один из результативных способов интенсификации теплопередачи — закрутка потока. На сегодняшний день закрученные потоки успешно применяются в элементах газотурбинной техники для интенсификации процессов теплоотдачи. В работах [6, 8] представлены эмпирические зависимости для

расчета теплоотдачи закрученных потоков, однако эти результаты имеют частный характер и нуждаются в обобщении. Анализ приведенных в этих источниках сведений показывает, что для условий цилиндрических каналов элементов газотурбинных установок с конструктивной точки зрения наиболее приемлемы аксиально-лопаточный, тангенциальный и шнековые завихрители (рис. 1), при этом последние имеют несколько большее гидродинамическое сопротивление.

Согласно [6], для расчетов теплоотдачи в цилиндрических каналах с завихрителями экспериментально найдены следующие зависимости:

— с аксиально-лопаточным:

$$Nu_x = 0,0306 Re_x^{0,8} Pr^{0,4} \varepsilon_\phi, \quad (1)$$

где ε_ϕ — фактор закрутки потока в трубе длиной $l/d = 12,0$, в которой проводились исследования, определялся как:

$$\varepsilon_\phi = 1 + 0,44 \cdot \Phi^{0,78}; \quad (2)$$

— с тангенциальным и открытым выходом:

$$Nu_d = Nu_0 \left[1 + 2,65 \exp \left(-\frac{x/d}{13,0} \right) \right], \quad (3)$$

где Nu_0 — число Нуссельта для гладкого канала;

— со шнековым:

$$Nu_x = 0,63 \cdot \Phi^{0,58} \left[1 + 0,58 \cdot \exp(-0,084\bar{x}) \right] Re_d^{0,5}. \quad (4)$$

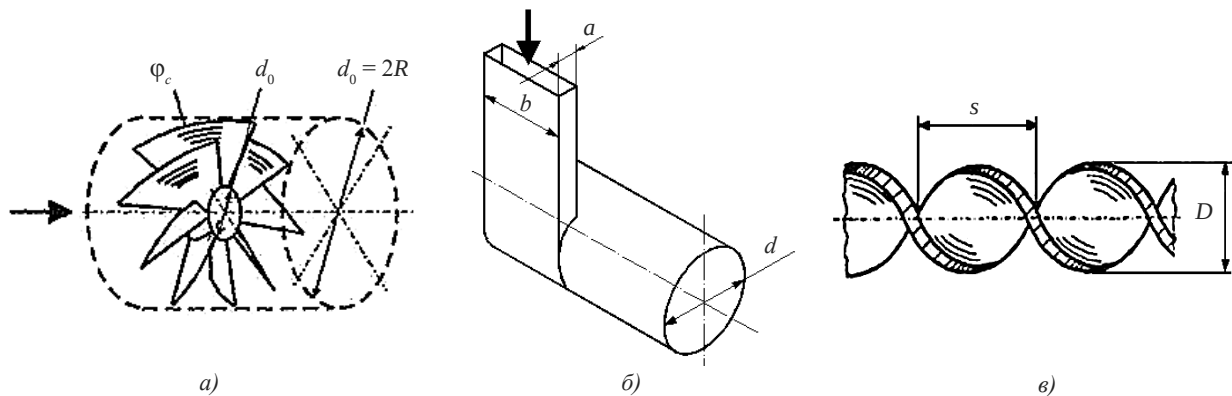


Рис. 1. Типы рассмотренных завихрителей:

a — аксиально-лопаточный; *б* — тангенциальный; *в* — шнековый

Из последнего уравнения следует, что, несмотря на сильную закрутку потока, зависимость $Nu \sim Re^{0.5}$ указывает на эффект ламинаризации потока в области больших чисел Рейнольдса.

Анализ формы представления приведенных уравнений (1), (3) и (4) свидетельствует о том, что они носят локальный характер и получены для различных определяющих параметров в безразмерных критериях.

В работах [9, 7] выполнено решение и частичное обобщение задачи конвективного теплообмена внутри цилиндрического канала для закрученного потока теплоносителя применительно к теплообменным аппаратам газотурбинных установок, результат имеет вид:

$$Nu_d = 0,022 Re_d^{0,8} Pr^{0,43} \frac{1,38}{(x/d)^{0,12}} \left[1 + f(\tau_{\phi_0}/a\tau_0) \right]. \quad (5)$$

Последнее выражение может быть представлено в виде двух частей, в которых комплекс

$$Nu_d = 0,022 Re_d^{0,8} Pr^{0,43} \frac{1,38}{(x/d)^{0,12}}, \quad (6)$$

описывает теплоотдачу внутри гладкого канала [7], а полученное обобщающее выражение

$$\left[1 + f(\tau_{\phi_0}/a\tau_0) \right] \quad (7)$$

учитывает влияние на теплоотдачу отношения окружной и осевой составляющих касательного напряжения.

В общем случае критериальное уравнение теплоотдачи в канале с закруткой потока можно представить как зависимость (5), если найти выражение (7) для отношения окружной и осевой составляющих касательного напряжения для различных способов закрутки.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — определение обобщающего выражения для расчета теплоотдачи и гидродинамического сопротивления для различных способов за-

крутки потока в цилиндрических каналах. Для этого необходимо решить следующие задачи:

– выполнить приведение имеющихся литературных данных к одному обобщающему выражению с использованием теории подобия;

– обосновать достоверность полученных выражений и сопоставить их с имеющимися литературными данными;

– провести сравнение эффективности различных способов закрутки для трубчатых каналов теплопередающих устройств энергетических установок.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Общий вид выражений (1), (3), (4) может быть следующим:

$$Nu_x = C_1 \cdot Re_x^{m_1} Pr^{n_1} \varepsilon_{\phi}, \quad (8)$$

а зависимость (5):

$$Nu_d = C_2 \cdot Re_d^{m_2} Pr^{n_2} \left[1 + f(\tau_{\phi_0}/a\tau_0) \right]. \quad (9)$$

Согласно теории подобия [2], безразмерные критерии определяются как

$$Nu_x = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda}, \quad Nu_d = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda},$$

$$Re_x = \frac{w \cdot x}{\nu}, \quad Re_d = \frac{w \cdot d}{\nu}$$

и

$$Nu_x = Nu_d \frac{x}{d},$$

а

$$Re_x = Re_d \frac{x}{d}. \quad (10)$$

С учетом уравнений (10) из уравнений (8) и (9) функция закрутки потока $\left[1 + f(\tau_{\phi_0}/a\tau_0) \right]$ находится таким образом.

Уравнение (8) преобразовывается как

$$\begin{aligned} Nu_d &= \frac{d}{x} \cdot C_1 \cdot Re_x^{m_1} Pr^{n_1} \left(\frac{x}{d} \right)^{m_1} \varepsilon_\phi = \\ &= C_1 \cdot Re_x^{m_1} Pr^{n_1} \left(\frac{x}{d} \right)^{m_1-1} \varepsilon_\phi. \end{aligned} \quad (11)$$

Из уравнений (9) и (11) можно получить

$$f(\tau_{\phi_0}/a\tau_0) = \frac{\varepsilon_\phi}{\frac{C_2}{C_1} \cdot Re_d^{m_2-m_1} Pr^{n_2-n_1}} \left(\frac{x}{d} \right)^{m_1-1} - 1. \quad (12)$$

Для принятых к рассмотрению способов закрутки потока функция (7) с учетом (12) определится следующим образом.

Для аксиально-лопаточного завихрителя из уравнений (1), (10)...(12) следует:

$$\varepsilon_\phi = \frac{0,022}{0,0306} \frac{Pr^{0,43}}{Pr^{0,4}} 1,38 \left(\frac{x/d}{(x/d)^{0,12}} \right)^{0,2} \left[1 + f(\tau_{\phi_0}/a\tau_0) \right].$$

Входящий в последнее выражение комплекс $\frac{0,022}{0,0306} \frac{Pr^{0,43}}{Pr^{0,4}} 1,38$ по справочным данным [5] для газообразных сред (воздух и отработавшие газы) в диапазоне температур 100 ... 400 °С можно оценить как:

$$\frac{0,022}{0,0306} \frac{Pr^{0,43}}{Pr^{0,4}} 1,38 \cong 0,93 \pm 0,04.$$

Тогда с учетом (2) искомая функция (7) имеет вид:

$$1 + f(\tau_{\phi_0}/a\tau_0) = \frac{1 + 0,44 \cdot \Phi^{0,78}}{0,89 \cdot (x/d)^{0,08}}, \quad (13)$$

где 0,89 — это минимальное значение комплекса $\frac{0,022}{0,0306} \frac{Pr^{0,43}}{Pr^{0,4}} 1,38$.

Таким образом, результирующее выражение для расчета теплоотдачи внутри трубчатых каналов с аксиально-лопаточными завихрителями будет

$$Nu_d = 0,022 Re_d^{0,8} Pr^{0,43} \frac{1,38}{(x/d)^{0,12}} \left[\frac{1 + 0,44 \cdot \Phi^{0,78}}{0,89 \cdot (x/d)^{0,08}} \right]. \quad (14)$$

Сопоставление полученного выражения (14) с (1) выполнено для условий теплообмена с учетом режимных и геометрических параметров, приведенных в работах [4, 6], когда числа Рейнольдса изменялись от 10000 до 130000.

Результаты сопоставления представлены на рис. 2, где для сравнения также нанесены результаты расчета теплоотдачи для гладкого канала (6) [5]. Полученные результаты показывают, что интенсифи-

кация теплоотдачи с использованием одного аксиально-лопаточного завихрителя незначительна (до 14%). Расхождение между зависимостями (1) и (14) не превышает 9%.

Полученное выражение для расчета функции закрутки (13) аналогично выражению (2), но дополнительно позволяет в явном виде проанализировать изменение закрутки потока по длине канала.

Согласно [6], при $\Phi < 0,19$ теплообмен закрученного потока практически соответствует осевому потоку в трубе. Изменение функции отношения окружной и осевой составляющих касательного напряжения $f(\tau_{\phi_0}/a\tau_0)$ в (13) при $\Phi = 0,19$ представлено на рис. 3, где видно, как затухает закрутка потока по мере его перемещения вдоль канала.

При увеличении относительной длины канала x/d функция закрутки (7) будет стремиться к единице и уравнение (5) принимает вид соотношения (6).

Описание функции закрутки как (13) позволяет оценить состояние закрученного потока по длине канала при различных степенях его закрутки Φ . Анализ зависимостей функции отношения окружной и осевой составляющих касательного напряжения $f(\tau_{\phi_0}/a\tau_0) = z_1(x/d)$ и $f(\tau_{\phi_0}/a\tau_0) = z_2(\Phi)$ для выбора размеров завихрителя и степени закрутки возможен на основании данных рис. 4 и 5.

Показатели рис. 4 определяют, во сколько раз изменится теплоотдача по сравнению с гладким каналом по длине самого канала, а рис. 5 позволяет уточнить

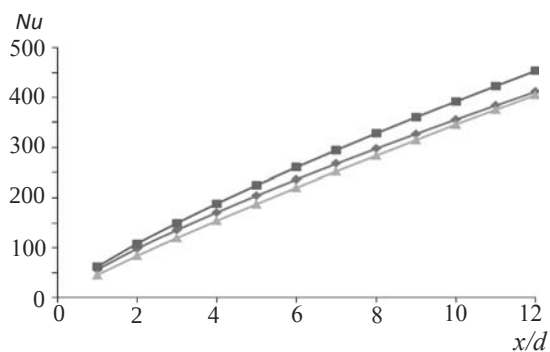


Рис. 2. Сравнение полученных результатов:

◆ — значения по зависимости (1); ■ — значения по зависимости (14); ▲ — значения по зависимости (6)

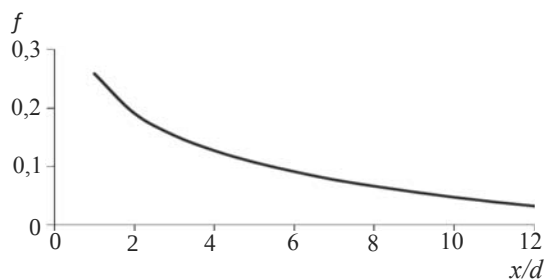


Рис. 3. Изменение закрутки потока по длине канала при $\Phi = 0,19$

геометрические размеры завихрителя и проследить изменение степени закрутки Φ по длине канала.

Для тангенциального завихрителя выражение для расчета функции закрутки (7) можно получить путем преобразования уравнений (3) и (5) к виду:

$$1 + f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0) = 1 + 2,65 \exp\left(-\frac{x/d}{13,0}\right). \quad (15)$$

Результаты расчета функции отношения окружной и осевой составляющих касательного напряжения $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ с исходными данными [4] в диапазоне относительной длины канала $0 \dots 12$ представлены на рисунке 6.

Выражение для расчета функции закрутки с использованием шнекового завихрителя определяется путем преобразования зависимостей (4) и (5) с учетом (10):

$$1 + f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0) = 20,75 \times \Phi_0^{0,58} [1 + 0,58 \cdot \exp(-0,084\bar{x})] \times \times \text{Re}_d^{-0,3} \text{Pr}^{-0,43} \bar{x}^{-0,88}. \quad (16)$$

На рис. 7 показаны результаты расчета функции отношения окружной и осевой составляющих касательного напряжения $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ для значения чис-

ла $\text{Re} = 10000$. Анализ показывает, что для этого значения числа Re закрутка практически затухает при относительной длине канала $x/d = 2$. При больших значениях Re закрутка затухает практически в начале канала ($x/d < 1$) и на графике не изображена. Затухание вызвано конструктивными особенностями шнековых завихрителей [6], которые располагаются по всей длине канала.

Результаты сравнения значений функции $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0) = z(x/d)$ для трех рассмотренных типов завихрителей представлены на рис. 8.

Анализ полученных графиков позволяет определить относительную длину канала для дополнительного воздействия на поток. Если для тангенциального завихрителя целесообразное место дополнительной закрутки составляет $x/d = 30 \dots 40$, то для аксиально-лопаточного — в диапазоне $x/d = 20 \dots 30$. Применение же шнекового завихрителя требует практически постоянной закрутки потока по длине канала. Окончательный способ может быть выбран только с учетом конструктивных особенностей трубчатых каналов теплопередающих устройств.

Используя аналогию Рейнольдса между гидродинамическим сопротивлением и теплоотдачей, можно предположить, что сопротивление канала с закруткой потока f_k может быть рассчитано как

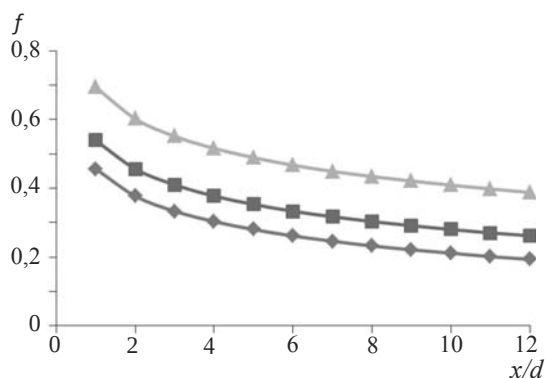


Рис. 4. Изменение функции $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ по длине канала:
◆ — $\Phi = 0,6$; ■ — $\Phi = 0,8$; ▲ — $\Phi = 1,2$

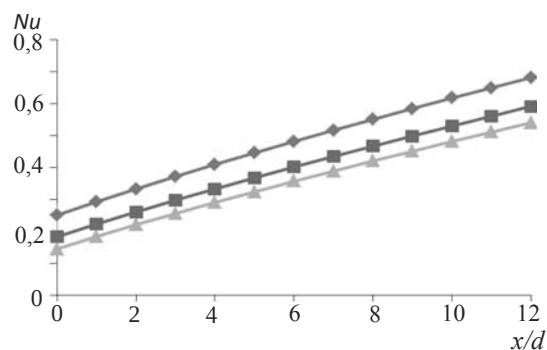


Рис. 5. Зависимость функции $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ от параметра закрутки Φ :

◆ — $x/d = 3$; ■ — $x/d = 6$; ▲ — $x/d = 9$

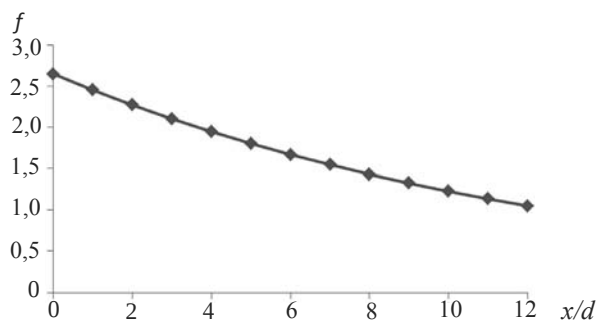


Рис. 6. Изменение функции $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ по длине канала при тангенциально-наклонной закрутке

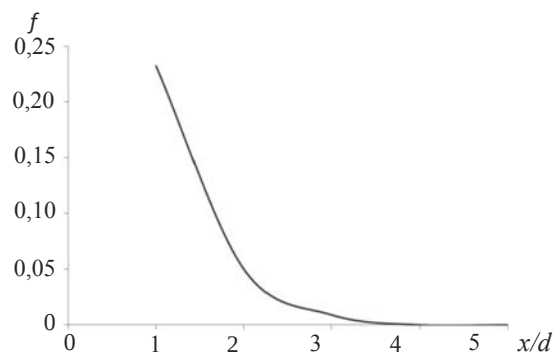


Рис. 7. Изменение функции $f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)$ по длине канала при шнековой закрутке и значениях $\text{Re} = 10000$

$$f_k = f_0 \cdot \left[1 + f(\tau_{\varphi_0} / a\tau_0) \right] \cdot A, \quad (17)$$

где $f_0 = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$ — сопротивление гладкого канала, определено по формуле Блазиуса; A — корректирующий множитель между значениями гидродинамического сопротивления и коэффициентом теплоотдачи.

Для нахождения множителя A приняты результаты экспериментальных исследований для тангенциальной закрутки потока с открытым выходом [4].

Корректирующий множитель A представлен в виде функции от относительной длины канала x/d как выражение

$$A = 3,5288 \cdot \exp(-0,048 \cdot \bar{x}). \quad (18)$$

Сравнительный расчет по зависимости (17) с учетом (18) изображен на рис. 9.

Результаты показывают удовлетворительное совпадение, что позволяет их использовать для сравнительной оценки способов интенсификации теплоотдачи.

В работах [6, 8] для оценки эффективности способов интенсификации теплоотдачи использован фактор аналогии Рейнольдса:

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{f/f_0}.$$

Сравнительная оценка эффективности способов закрутки потока выполнена по показателю FAR [6] и зависимостям, полученным в настоящей статье, и представлена на рис. 10.

Различие полученных результатов не превышает 9%.

Расчет при $\bar{x} = 0...25$ (линия 1) показывает, что при увеличении относительной длины канала значения FAR и f/f_0 стремятся к единице, т. е. по мере продвижения по каналу течение приближается к потоку без закрутки. При этом сама линия не выходит за линию обтекания ребер при высоких числах Рейнольдса, которая, согласно [6], является нижней границей для всех известных интенсификаторов.

В [3] для сравнения эффективности интенсификаторов теплоотдачи предложен коэффициент качества интенсификатора, определяемый как

$$K^* = \frac{(\overline{Nu_f} / \overline{Nu_{0f}}) / (\bar{f} / \bar{f}_0)_{\text{инт}}}{(\overline{Nu_f} / \overline{Nu_{0f}}) / (\bar{f} / \bar{f}_0)_{\text{сф. углубл.}}},$$

который отображает степень отличия фактора аналогии Рейнольдса для конкретного метода интенсификации теплообмена (числитель) от фактора аналогии Рейнольдса для поверхностных углублений при низких числах Рейнольдса (знаменатель).

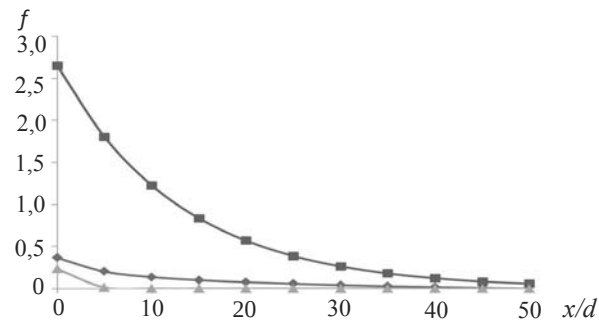


Рис. 8. Сравнение значений функции отношения окружной и осевой составляющих касательного напряжения для рассмотренных способов закрутки

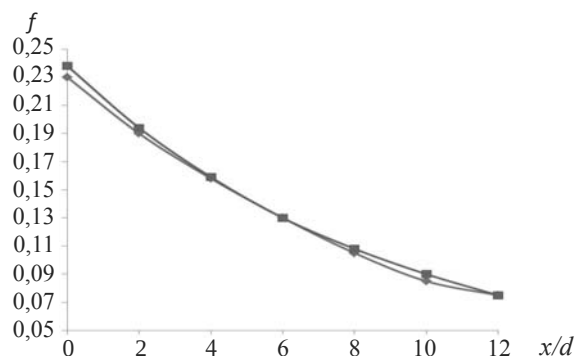


Рис. 9. Сравнение расчетных и экспериментальных значений сопротивления канала с тангенциальной закруткой и открытым выходом:

♦ — данные работы [4]; ■ — результаты расчета по зависимости (17)

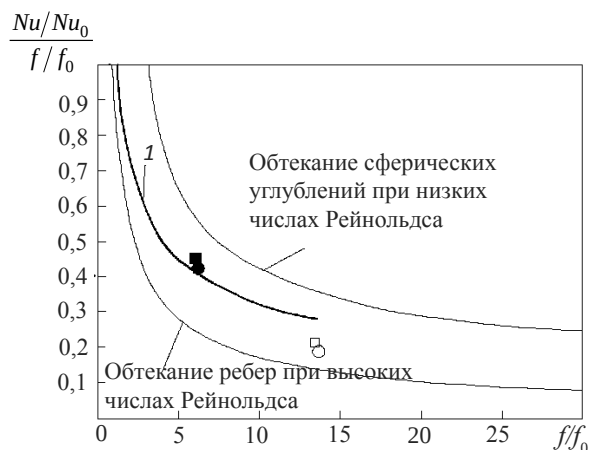


Рис. 10. Сравнение расчетных и экспериментальных значений показателей эффективности теплоотдачи:

■, □ — данные [8]; ●, ○ — результаты настоящей работы; линия 1 — расчет при $\bar{x} = 0...25$

Результаты сравнения эффективности способов закрутки с другими способами интенсификации теплоотдачи по показателю качества представлены на рис. 11.

Применение рассмотренных способов закрутки потоков внутри трубчатых каналов позволяет интенсифицировать теплоотдачу до уровня, соответствующего

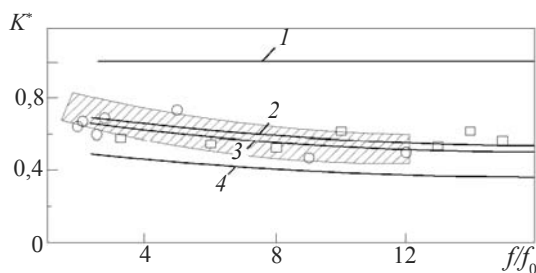


Рис. 11. Залежності коефіцієнта якості інтенсифікаторів теплоотдачі для різних способів:

1 — сферическіе углублення при низких числах Рейнольдса; 2 — результати настоящего исследования; 3 — результати [3]; 4 — оребрение при высоких числах Рейнольдса; □ — интенсификация теплообмена, обусловленная закруткой потока [6]; ○ — интенсификация теплообмена, обусловленная наличием шероховатости [6]

значенням коефіцієнта якості інтенсифікатора $K^* = 0,55 \dots 0,7$, по сравнению со сферическими углублениями при низких числах Рейнольдса, что выше, чем способ закрутки, описанный в [3], на 4...7%.

Результаты сравнительного анализа коэффициента качества K^* для интенсификаторов с закруткой потока с аналогичными данными для шероховатости свидетельствует о следующем. Для закрученных потоков показатель K^* лежит в диапазоне 0,55...0,7 для интервала отношений коэффициентов сопротивления ff_0 от 3 до 15. Для интенсификаторов теплообмена, обусловленных шероховатостью поверхности, коэффициент качества интенсификатора теплоотдачи может достигать значений до 0,78 для интервала ff_0 от 1,4 до 5. Сравнение этих результатов интенсификации при закрутке и шероховатости свидетельствует

о необходимости проведения дополнительных исследований с целью более полного сравнения.

ВЫВОДЫ. 1. Выполнено обобщение имеющихся литературных данных по теплообмену и гидродинамическому сопротивлению для аксиально-лопаточного, тангенциального и шнекового способов закрутки потока в виде функции $f(\tau_{\phi_0}/a\tau_0)$.

2. Достоверность результатов обобщения подтверждается допустимым значением погрешности 9% при сравнении с экспериментальными данными других авторов.

3. Полученные обобщенные зависимости показателей теплообмена и гидродинамического сопротивления закрученных потоков внутри трубчатых каналов позволяют корректно оценивать эффективность теплообмена на основе аналогии Рейнольдса в диапазоне изменения коэффициентов сопротивления $ff_0 = 1 \dots 14$.

4. Применение закрученных потоков внутри трубчатых каналов дает возможность интенсифицировать теплоотдачу до уровня соответствующего значениям коэффициента качества интенсификатора $K^* = 0,55 \dots 0,7$ по сравнению со сферическими углублениями при низких числах Рейнольдса.

5. Предложенный подход может быть использован для обобщения, результатов исследований теплоотдачи и гидродинамического сопротивления потоков в каналах теплопередающих устройств энергетических установок.

6. Для более полного сравнения результатов интенсификации при закрутке и шероховатости требуется проведение дополнительных исследований.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

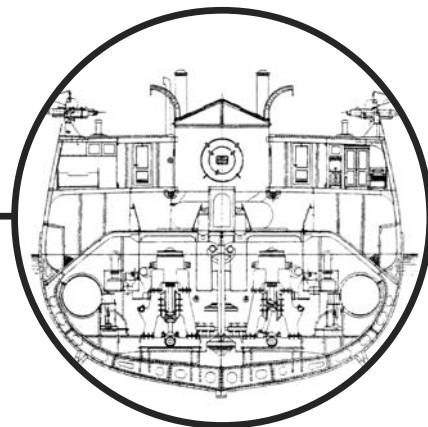
- [1] Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам/П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. — М. : Машиностроение, 1989. — 367 с.
- [2] Гухман, А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепломассообмена : Процессы переноса в движущей среде/А. А. Гухман. — Изд. 3-е, испр. — М. : Издательство ЛКИ, 2010. — 328 с.
- [3] Доник, Т. В. Теплообмін та гідродинаміка в трубі з завихрювачем часткової закрутки потоку на основі хрестоподібної вставки : автореф. дис. ... канд. техн. наук. : 05.14.06 / Доник Тетяна Василівна; Інститут технічної теплофізики НАН України. — К., 2013. — 24 с.
- [4] Кузнецов, В. В. Проектирование теплообменных аппаратов для ГТУ сложных циклов [Текст] / В. В. Кузнецов, Д. Н. Соломонюк // Вісник НТУ «ХП». Збірник наук. праць. — 2008. — № 35. — С. 78–88.
- [5] Кутателадзе, С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление : Справочное пособие/С. С. Кутателадзе. — М. : Энергоатомиздат, 1990. — 367 с.
- [6] Розробка та впровадження судових ГТД ДП НВКГ «Зоря»—«Машпроект» : монографія/А. І. Хоменко, В. В. Романов, С. К. Чернов, А. А. Халатов, В. Є. Спіцин, М. Г. Тройніч, В. О. Коваль, О. Ф. Головащенко. — Миколаїв : видавництво О. С. Торубари, 2010. — 288 с.
- [7] Представление и обобщение экспериментальных исследований теплоотдачи при закрутке потока внутри трубчатых элементов газотурбинных установок/В. В. Кузнецов, С. Н. Мовчан, В. И. Романов, А. П. Шевцов // Збірник наукових праць НУК. — 2011. — № 5. — С. 69–75.
- [8] Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин/А. А. Халатов, В. В. Романов, И. И. Борисов, Ю. Я. Дашевский, С. Д. Северин // ИТТФ НАН Украины. — Киев, 2010. — 317 с.
- [9] Теплоотдача при закрутке потока внутри трубчатых каналов теплообменных аппаратов газотурбинных установок [Электронный ресурс]/В. В. Кузнецов, С. Н. Мовчан, В. И. Романов, А. П. Шевцов // Електронний Вісник НУК. — 2011. — № 4. — Режим доступу : <http://ev.nuos.edu.ua>.

© В. В. Кузнецов

Надійшла до редколегії 07.07.2015

Статтю рекомендує до друку
д-р техн. наук, проф. О. П. Шевцов

КОРАБЛЕБУДУВАННЯ



Астахова А. О.

Дун Синьшо

Зайцев В. В.

Зайцев Вал. В.

Зайцев Д. В.

Кротов О. І.

Нгуєн Тьєн Нам

Савицький А. М.

Савицький М. М.

Соломенцев О. І.

Ястреба О. П.

**Збірник
наукових праць**

2015