

УДК 532.517.4

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА КРУГОВОГО ЦИЛИНДРА В ТУРБУЛЕНТНОМ НАБЕГАЮЩЕМ ПОТОКЕ

И.В. Моренко, В.Л. Федяев

Аннотация

Численно исследуется влияние интенсивности и масштаба турбулентности на гидродинамические характеристики и теплообмен цилиндрических тел, обтекаемых потоком вязкой жидкости. **Ключевые слова:** турбулентность, гидродинамика, теплообмен кругового цилиндра.

1. Введение

Гидродинамика потоков, теплообмен их с обтекаемыми телами широко представлены в природе, технике, разнообразных теплотехнических установках, теплообменниках, термоанемометрах, других приборах и аппаратах. Во многих случаях тела имеют цилиндрическую форму, а движение жидкости является турбулентным. Даже исследование особенностей поперечного обтекания круговых цилиндров, их теплового взаимодействия с жидкостью вызывает большой интерес.

В соответствии с существующими представлениями при обтекании тела турбулентным потоком [1] по мере приближения жидкости к нему турбулентность основного течения искажается, взаимодействует с поверхностью тела, оказывает влияние на пограничный слой и положение точки его отрыва, воздействует также на течение в следе за телом. Соответственно, можно выделить следующие характерные области течения: вверх по потоку, в которой течение высокорейнольдсовое, изотропное; в окрестности тела, где вихри вытягиваются, имеет место турбулентная анизотропия; вблизи поверхности тела, здесь вихри контактируют друг с другом, проникают в пограничный слой. Следовательно, турбулентность внешнего потока может существенно отличаться от турбулентности вблизи поверхности обтекаемого тела. В зависимости от интенсивности процессов генерации турбулентной энергии, ее диссипации во внешнем потоке, формы обтекаемого тела, вида граничных условий в пограничном слое устанавливается соответствующее распределение пристенной турбулентности.

Создатель целостной теории локально изотропной турбулентности А. Н. Колмогоров выдвинул гипотезу о том, что статистический режим мелкомасштабной турбулентности является универсальным и определяется лишь двумя параметрами – средней скоростью диссипации турбулентной энергии ϵ и коэффициентом турбулентной вязкости ν_T . Данные параметры выражаются через интенсивность турбулентности $Tu \equiv \frac{\sqrt{u'^2}}{u_{avg}}$, измеряемой в %, и линейный масштаб турбулентных вихревых структур L . Здесь u' – пульсации скорости, u_{avg} – локальная средняя скорость жидкости.

К настоящему времени имеется достаточно много исследований [2-22], в основном, экспериментальных, посвященных изучению влияния интенсивности турбулентности, линейного масштаба турбулентных вихревых структур набегающего

потока, которые далее обозначаются через Tu_f и L_f , на гидродинамические характеристики, а также теплоотдачу поперечно обтекаемого кругового цилиндра.

Известно [9], что одно из основных направлений интенсификации теплообмена на поверхности обтекаемых тел состоит в турбулизации набегающего потока, его завихрении. При этом теплоотдача нагретого тела зависит от числа Рейнольдса, Прандтля, интенсивности турбулентности, линейного масштаба турбулентных вихревых структур, других параметров.

При проведении экспериментов в первую очередь обращается внимание на поведение в зависимости от названных выше параметров локальных коэффициентов теплоотдачи, чаще всего с наветренной стороны, в лобовой точке цилиндра [10, 23]. Часть соотношений, характеризующих влияние числа Рейнольдса набегающего потока $Re = 2u_f R/\nu$, u_f – скорость набегающего потока, ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, R – радиус цилиндра, и интенсивности турбулентности Tu_f на коэффициент теплоотдачи в лобовой точке кругового цилиндра для разных диапазонов изменения величин Re , Tu_f приводится в [23].

Безусловно, основной интерес при исследовании теплообмена обтекаемых тел представляет их теплоотдача, характеризуемая средним по поверхности значением коэффициента теплообмена $\bar{\alpha}$, числом Нуссельта \overline{Nu} .

Из экспериментальных результатов [23] следует, что рост интенсивности турбулентности набегающего потока при больших числах Рейнольдса вызывает значительное увеличение среднего числа Нуссельта, в то время как при малых числах Рейнольдса этот эффект мал. Указывается также, что величина \overline{Nu} зависит от линейного масштаба турбулентности вихревых структур в меньшей степени, чем от интенсивности турбулентности.

Из приведенного обзора следует, что при анализе влияния турбулентности набегающего потока на гидродинамику и теплообмен поперечно обтекаемого кругового цилиндра обращается внимание, в основном на лобовое сопротивление, теплообмен в лобовой точке, теплоотдачу цилиндра. Вместе с тем, представляет интерес распределение интенсивности турбулентности в потоке, по поверхности цилиндра, влияние ее и линейного масштаба турбулентных вихревых структур на подъемную силу, другие показатели. Часть этих вопросов рассмотрена в [24].

2. Постановка задачи

Рассматривается поперечное нестационарное обтекание вязкой жидкостью кругового цилиндра и теплообмен его с потоком. В качестве расчетной области выбирается прямоугольник. Начало системы координат $X_1O X_2$ располагается в центре обтекаемого тела, ось X_1 направляется вдоль набегающего потока.

Для описания нестационарного неизотермического турбулентного движения вязкой несжимаемой жидкости записываются осредненные уравнения Рейнольдса и уравнение баланса энергии. Данные уравнения дополняются моделью замыкания, начальными и граничными условиями.

В качестве модели замыкания выбирается модель Ментера переноса сдвиговых напряжений $k - \omega$ [25], являющаяся комбинацией модели $k - \omega$ Саффмена-Вилкокса, описывающей пристеночные турбулентные течения, и стандартной $k - \epsilon$ модели Лаундера-Сполдинга для течения вдали от стенки. Здесь k – турбулентная энергия, ϵ – турбулентная диссипация, ω – удельная турбулентная диссипация.

Следует заметить, что согласно определению кинетической энергии интенсивность турбулентности $Tu = \frac{\sqrt{2k/3}}{u_{avg}}$. В идеале она должна определяться из эксперимента. Скорость турбулентной диссипации ϵ , кинетическая энергия k и безразмерный линейный масштаб турбулентных вихревых структур \bar{L}_f связаны соотноше-

нием $\epsilon = C_\mu^{3/4} k^{3/2} / \bar{L}_f$. Поскольку $\omega = \epsilon/k$, между удельной турбулентной диссипацией ω и безразмерным линейным масштабом турбулентных вихревых структур \bar{L}_f имеет место зависимость $\omega = k^{1/2} / C_\mu^{1/4} \bar{L}_f$.

Расчетная область представляет собой прямоугольник, внутри которого размещается круговой цилиндр. Диаметр его полагается равным $D = 0.2$ м. Считается, что внешние границы расчетной области находятся на достаточном удалении от тела, влияние их на численное решение задачи пренебрежимо мало. Размеры расчетной области составляют $10D$ вверх по потоку и $40D$ вниз. Высота расчетной области $20D$.

Используются следующие граничные условия. На поверхности тела компоненты вектора скорости $u_i = 0$ ($i=1, 2$). Температура поверхности тела постоянна: $T = T_w$.

На входе полагается: $u_1 = u_f$, $u_2 = 0$, операционное давление $p = p_f$, температура жидкости $T = T_f$. Задаются интенсивность турбулентности набегающего потока Tu_f и безразмерный линейный масштаб турбулентных вихревых структур \bar{L}_f . С использованием заданных значений u_f , Tu_f , \bar{L}_f на входе в расчетную область находятся кинетическая энергия $k = 2/3(u_f Tu_f)^2$ и удельная турбулентная диссипация $\omega = 10C_\mu k^{1/2} / \bar{L}_f$.

На верхней и нижней границе области: $\partial u_1 / \partial n = 0$, $u_2 = 0$, $\partial p / \partial n = 0$, $\partial T / \partial n = 0$, $\partial k / \partial n = 0$, $\partial \omega / \partial n = 0$.

В выходном сечении: $\partial u_1 / \partial n = 0$, $\partial u_2 / \partial n = 0$, $\partial p / \partial n = 0$, $\partial T / \partial n = 0$, $\partial k / \partial n = 0$, $\partial \omega / \partial n = 0$. Здесь n – внешняя нормаль к соответствующим границам.

Предполагается, что в начальный момент времени $t = 0$ жидкость мгновенно приходит в движение.

Решение поставленной задачи осуществляется методом конечных объемов. При выполнении расчетов используются нерегулярные треугольные сетки с существенным сгущением узлов в окрестности обтекаемого тела. Общее число узлов расчетных сеток составляет около 250000. Число узлов на поверхности цилиндра 200.

Интегрирование названных выше уравнений производится с помощью программного комплекса Fluent. Выбирается неявный решатель второго порядка точности, используется процедура коррекции давления SIMPLEC. Критерий сходимости по всем параметрам принимается равным 10^{-8} , максимальное количество итераций на каждом временном шаге 30.

3. Результаты расчетов

При поперечном обтекании воздушным потоком нагретого кругового цилиндра для $Re = 4 \cdot 10^4$, когда еще не наступает кризис обтекания, рассчитываются поля скоростей и давления, линии тока, завихренности, интенсивность турбулентности, коэффициенты лобового сопротивления и подъемной силы, местные и средние числа Нуссельта. Интенсивность турбулентности и линейный масштаб турбулентных вихревых структур набегающего потока варьируется от 1.0% до 40% и от 0.25 до 4.0, соответственно. Задаются следующие параметры воздуха: плотность $\rho = 1.225$ кг/м³, динамический коэффициент вязкости $\mu = 1.8 \cdot 10^{-5}$ кг/(м·с), коэффициент теплопроводности $\lambda = 0.0242$ Вт/(м·К), удельная теплоёмкость при постоянном давлении $c_p = 1006.43$ Дж/(кг·К). Полагается, что температура воздуха во входном сечении расчетной области $T_f = 300$ К, температура поверхности тела $T_w = 350$ К. Число Прандтля Pr среды в данном случае практически не меняется и принимается равным 0.74.

Результаты предварительных расчетов, проведенных при $Tu_f = 1.5\%$ и $L_f = 1$,

когда набегающий поток не сильно турбулирован, дополнительная турбулизация отсутствует, показали, что режим течения автоколебательный, в следе за телом образуется дорожка Кармана. В этом случае расчетные данные, в целом, удовлетворительно согласуются с результатами других авторов [1, 26].

Увеличение Tu_f с 1.0% до 40% приводит к подавлению процесса периодического отрыва вихрей с поверхности цилиндра и формированию стационарного режима обтекания. Таким образом, обтекание цилиндра вязкой жидкостью при $Re = 4 \cdot 10^4$ в зависимости от интенсивности турбулентности может быть как автоколебательным, так и установившимся.

Согласно экспериментальным данным [23] за перфорированной пластиной, с помощью которой создается повышенный уровень турбулентности в набегающем потоке, интенсивность турбулентности плавно уменьшается вниз по течению. Это подтверждают и результаты численных расчетов. Вместе с тем, наличие в потоке кругового цилиндра приводит к тому, что вблизи поверхности цилиндра интенсивность турбулентности сильно меняется (рис. 1). В общем случае на величину ее, помимо удаленности обтекаемого тела от турбулизатора, оказывают влияние предыстория потока, наличие внешних границ, другие факторы. Поэтому при анализе влияния интенсивности турбулентности на гидродинамику и теплообмен обтекаемых тел, на наш взгляд, представляется целесообразным оценивать их в зависимости не от Tu_f , а от интенсивности турбулентности Tu^* непосредственно перед телом, например, на расстоянии порядка $2R \div 3R$ от лобовой точки. При этом согласно полученным результатам

$$Tu^* \cong (0.77 - 0.011Tu_f)Tu_f. \quad (1)$$

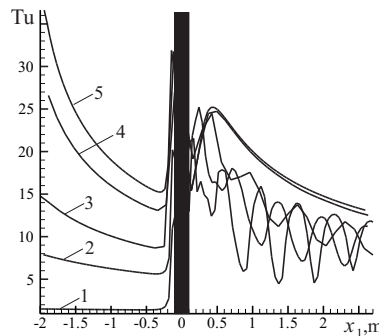


Рис. 1. Интенсивность турбулентности в сечении $x_2 = 0$: $Tu_f = 1\%$ (1), 8% (2), 15% (3), 30% (4), 40% (5)

Изменение интенсивности турбулентности на поверхности цилиндра. Увеличение Tu^* способствует увеличению интенсивности турбулентности на поверхности цилиндра, в основном, с наветренной его части. В точке торможения наблюдается локальный минимум интенсивности турбулентности, далее значения ее увеличиваются до максимума, за которым следует уменьшение Tu . Положение минимума функции Tu близко к точке отрыва ламинарного пограничного слоя. После чего интенсивность турбулентности возрастает, достигая локального максимума в кормовой точке.

Влияние интенсивности турбулентности Tu^ на средний по времени коэффициент лобового сопротивления обтекаемого цилиндра C_D .* Наблюдается существенно нелинейный характер изменения C_D в зависимости от Tu^* . С ростом интенсивности турбулентности при $Tu^* < 6.0\%$ коэффициент сопротивле-

ния уменьшается, при $Tu^* > 9.0\%$ – увеличивается. Соответственно, в интервале $6.0\% < Tu^* < 9.0\%$, когда начинает устанавливаться стационарный режим обтекания цилиндра, C_D достигает минимума.

Влияние интенсивности турбулентности Tu^ на коэффициент подъемной силы C_L .* Как отмечалось выше, помимо коэффициента лобового сопротивления представляет интерес и коэффициент подъемной силы, который определяется по формуле $C_L = F_{x_2}/0.5\rho u_f^2 D$, где F_{x_2} – проекция на ось $0x_2$ гидродинамической силы, действующий на цилиндр. С течением времени коэффициент подъемной силы меняется в автоколебательном режиме. С ростом интенсивности турбулентности Tu^* амплитуда C_L^* коэффициента подъемной силы уменьшается по закону, близкому к линейному, что означает подавление дорожки Кармана. При $Tu^* \approx 14\%$ амплитуда C_L^* близка к нулю и при $Tu^* = 16\%$ поток становится симметричным, дорожка Кармана отсутствует.

Влияние интенсивности турбулентности на теплоотдачу. Число Нуссельта вдоль поверхности цилиндра меняется следующим образом (рис. 2). В точке торможения потока наблюдается локальный максимум. По мере утолщения пограничного слоя Nu убывает. Минимум достигается при $\varphi = 1.6 \div 1.8$ в окрестности точки отрыва потока от поверхности. Далее Nu растет, достигая локального максимума в кормовой точке. Видно, что с ростом интенсивности турбулентности Tu^* теплоотдача увеличивается, в большей степени, с наветренной стороны цилиндра.

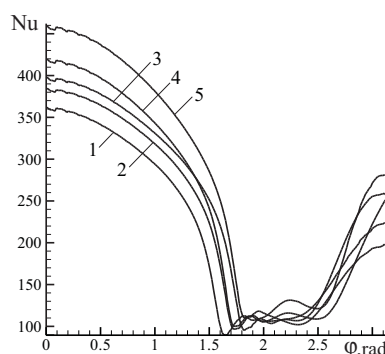


Рис. 2. Изменение числа Нуссельта по поверхности кругового цилиндра:
 $Tu^* = 1\%(1), 4\%(2), 6\%(3), 9\%(4), 16\%(5)$

Установлено также, что среднее по поверхности цилиндра число Нуссельта \overline{Nu} с ростом Tu^* увеличивается (рис. 3), причем при $Tu^* > 2.5\%$ по линейному закону:

$$\overline{Nu} = 231.5 + 2.5Tu^*. \quad (2)$$

При изменении Tu^* от 1.0% до 16% \overline{Nu} возрастает на 17%. Если в выражении (2), воспользовавшись (1), заменить Tu^* на Tu_f , для среднего числа Нуссельта получим квадратичную зависимость от Tu_f , при этом число Нуссельта может достигать максимального значения. Таким образом, из результатов расчетов и экспериментов следует, что при изменении интенсивности турбулентности набегающего потока, в принципе, при определенных Tu_f возможна максимальная теплоотдача обтекаемого кругового цилиндра.

Результаты сравнения рассчитанных значений \overline{Nu} с экспериментальными данными при $Re = 27700$, $\overline{L}_f = 0.78$ приводятся на рис. 4.

Несмотря на то, что аппроксимационная зависимость (2) получена для $Re=1900$, $\overline{L}_f < 0.19$ числа Нуссельта \overline{Nu} , найденные с ее помощью, близки к расчетным значениям \overline{Nu} . Следует заметить: полученные в настоящей работе результаты

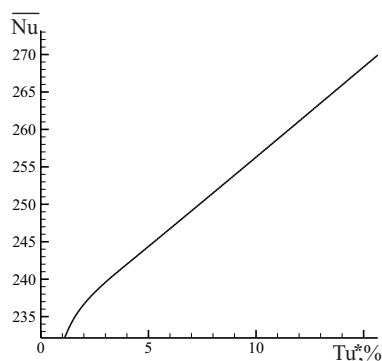


Рис. 3. Зависимость среднего числа Нуссельта от интенсивности турбулентности

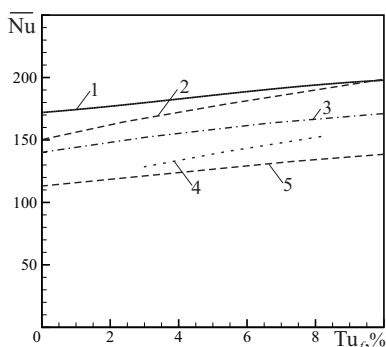


Рис. 4. Зависимость среднего числа Нуссельта от интенсивности турбулентности набегающего потока при $Re = 27700$ и $\bar{L}_f = 0.78$. Сравнение численных данных с экспериментальными: 1 – наш расчет, 2 – [19], 3 – [20], 4 – [21], 5 – [23]

превышают экспериментальные данные, что, в общем, согласуется с выводами [23]. В общем наблюдается удовлетворительное согласие расчетных и экспериментальных данных как по порядку величин \bar{Nu} , так и по характеру изменения числа Нуссельта в зависимости от Tu_f .

Влияние линейного масштаба турбулентных вихревых структур \bar{L}_f на теплоотдачу. В соответствии с гипотезой А.Н. Колмагорова линейный масштаб турбулентных вихревых структур, как и интенсивность турбулентности, убывает вниз по течению. Несмотря на то, что этот параметр, по общему мнению, оказывает меньшее влияние на гидродинамику и теплообмен обтекаемых тел, чем интенсивность турбулентности, в расчетах, он, безусловно, должен приниматься во внимание.

На рис. 5 показывается изменение среднего числа Нуссельта \bar{Nu} в зависимости от линейного масштаба турбулентных вихревых структур набегающего потока \bar{L}_f при $Tu_f = 1.5\%$.

Вначале, с увеличением \bar{L}_f до 1.0, теплоотдача цилиндра растет, в основном, за счет улучшения теплообмена с наветренной стороны. При $\bar{L}_f \approx 1.0$ величина \bar{Nu} достигает максимума, затем \bar{Nu} уменьшается в силу того, что снижается теплоотдача на кормовом участке цилиндра. Наличие максимума \bar{Nu} при изменении линейного масштаба турбулентных вихревых структур, фиксированной интенсивности турбулентности отмечается также в [10, 22]. Однако максимальная теплоотдача в этих работах наблюдается при $\bar{L}_f = 1.6, 0.06$, соответственно. Разница обусловлена, по нашему мнению, различием в значениях чисел Рейнольдса,

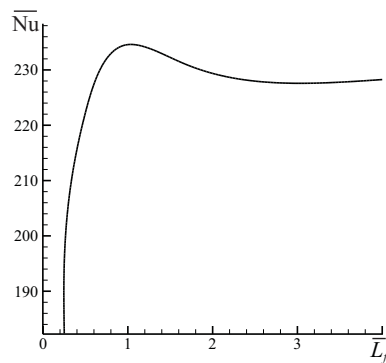


Рис. 5. Зависимость среднего числа Нуссельта от безразмерного линейного масштаба турбулентных вихревых структур

интенсивности турбулентности.

4. Заключение

Из полученных результатов вычислительных экспериментов следует, что интенсивность турбулентности набегающего потока Tu_f оказывает значительное влияние на все основные характеристики обтекаемого цилиндра. В зависимости от величины Tu_f режим течения может быть как автоколебательным, так и установившимся. В потоке жидкости интенсивность турбулентности Tu претерпевает существенные изменения, с наветренной стороны цилиндра, вблизи его поверхности, резко возрастает. Для того, чтобы при анализе гидродинамики, теплоотдачи обтекаемого цилиндра в зависимости от интенсивности турбулентности исключить влияние удаленности его от турбулизаторов, стенок канала, других факторов предлагается оценивать соответствующие показатели не по Tu_f , а по интенсивности турбулентности Tu^* на удалении два, три радиуса от лобовой точки цилиндра. Установлено, что при фиксированном числе Рейнольдса, линейном масштабе турбулентных вихревых структур, изменении Tu^* от 1.0% до 16.0% коэффициент лобового сопротивления цилиндра в интервале 6.0 ÷ 9.0% достигает минимума, амплитуда коэффициента подъемной силы уменьшается по закону, близкому к линейному, вплоть до нуля. Однако среднее по поверхности цилиндра число Нуссельта, наоборот, с ростом Tu^* увеличивается, причем при $Tu^* > 2.5\%$ также по линейному закону. Зависимость среднего числа Нуссельта от безразмерного линейного масштаба турбулентных вихревых структур \bar{L}_f при фиксированных числе Рейнольдса, интенсивности турбулентности набегающего потока более сложная. При $\bar{L}_f < 1.0$ с ростом масштаба турбулентности число Нуссельта резко увеличивается, достигая максимума, когда, ориентировочно, $\bar{L}_f = 1.0$. Затем число Нуссельта, соответственно, теплоотдача несколько уменьшаются. Таким образом, турбулизация потока жидкости, набегающего на круговой цилиндр, является одним из эффективных способов влияния на характер и структуру течения, гидродинамические силы, действующие на него, теплообмен цилиндра с потоком. Турбулизация позволяет свести до минимума действие на цилиндр гидродинамических сил, обеспечить максимальную теплоотдачу цилиндра.

Summary

I.V. Morenko, V.L. Fedyaev Intensification of heat exchange of a circular cylinder in the free-stream turbulence. The influence of the turbulence intensity and turbulence length scale on

the hydrodynamic characteristics and the heat transfer of the circular cylinder streamlined by a viscous fluid flow is under numerical investigation. **Key words:** turbulence, hydrodynamics, heat transfer of a circular cylinder.

Литература

1. *Кутателадзе С.С.* Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
2. *Ko S.C., Graf W.H.* Drag coefficient of cylinders in turbulent flow // ASCE Journal of the Hydraulic Division. – 1972. – V. 98. – No. HY5. – P. 897–912.
3. *Yeboah E.N., Rahai H.R., LaRue J.C.* The effects of external turbulence on mean pressure distribution, drag coefficient, and wake characteristics of smooth cylinders // ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM'97-3167. – 1997. – No. 6.
4. *Surry D.* Some effects of intense turbulence on the aerodynamics of a circular cylinder at subcritical Reynolds number // Journal of Fluid Mechanics. – 1972. – V. 52. – P. 543–563.
5. *Younis N.* The role of turbulent integral length scale on the drag of a circular cylinder in cross flow // Electronic Theses and Dissertations, Windsor, Ontario, Canada, 2010.
6. *Arie M., Kiya M., Suzuki Y., Hagino M., Takahashi K.* Characteristics of circular cylinders in turbulent flows // Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers. – 1981. – V. 24. – No. 190. – P. 640–647.
7. *Savkar S.D., So R.M.C., Litzinger T.A.* Fluctuating lift and drag forces induced on large span bluff bodies in a turbulent cross flow // American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Division, (Publication) HTD. – 1980. – V. 9. – P. 19–26.
8. *Blackburn H.M., Melbourne W.H.* The effect of free-stream turbulence on sectional lift forces on a circular cylinder // J. Fluid Mech. – 1996. – No. 11. – P. 267–292.
9. *Жукаускас А.А.* Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
10. *Sanitjai S., Goidstein R.J.* Effects of free stream turbulence on local mass transfer from a circular cylinder // Int. J. of Heat and Mass Transfer. – 2001. – No. 44. – P. 2863–2875.
11. *Kondjoyan A., Daudin J.D.* Effects of free stream turbulence intensity on heat and mass transfers at the surface of a circular cylinder and an elliptical cylinder, axis ratio 4 // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1995. – V. 38. – No. 10. – P. 1735–1749.
12. *Smith M.C., Kuethe A.M.* Effects of turbulence on laminar skin friction and heat transfer // Phys. Fluids. – 1966. – V. 9. – No. 12. – P. 2337–2344.
13. *Kestin J., Wood R.T.* The influence of turbulence on mass transfer from cylinders // J. Heat Transfer. – 1971. – V. 93. – P. 321–327.
14. *Dydan E.P., Epick E.Ya.* Some heat transfer features in the air flows of intensified turbulence // Proc. 4th Heat Transfer Conf. F. C.5.7, Part 2, Paris-Versailles. – 1970.
15. *Dydan E.P., Epick E.Ya., Kozlova L.G.* Combined influence of turbulence intensity and longitudinal scale and air flow acceleration on heat transfer of circular cylinder // Proc. 5th Heat Transfer Conf. F. C.8.4, Tokyo. – 1974. – P. 310–314.
16. *Boulos M.I., Pei D.C.T.* Heat and mass transfer from cylinders to turbulent fluid stream // Can. J. Chem. Engng. – 1973. – V. 51. – No. 12. – P. 673–679.
17. *Чжен П.* Отрывные течения. Т.3. – М.: Мир, 1973. – 333 с.
18. *Lowery G.W., Vachon R.I.* The effect of turbulence on heat transfer from heated cylinders // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1975. – No. 18. – P. 1229–1242.

19. *Mehendale A.B., Han J.C., Ou S.* Influence of high mainstream turbulence on leading edge heat transfer // *Journal of Heat Transfer*. – 1991. – No. 113. – P. 843–850.
20. *Sikmanovic S., Oka S., Kondar-Djordjevic S.* Influence of the structure of turbulent flow on heat transfer from a single cylinder in a cross flow // *Proceedings of the 5th International Heat Transfer Conference*. – 1974. – V. II. – P. 320–324.
21. *Sak C., Liu R., Ting D.S.-K., Rankin G.W.* The role of turbulence length scale and turbulence intensity on forced convection from a heated horizontal circular cylinder // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2007. – No. 31. – P. 279–289.
22. *Zukauskas A., Vaitiekunas P., Ziugzda J.* Analysis of influence of free stream turbulence intensity and integral length scale on skin friction and heat transfer of a circular cylinder // *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. – 1993. – P. 591–596.
23. *Kondjoyan A., Boisson H.C.* Comparison of calculated and experimental heat transfer coefficients at the surface of circular cylinders placed in a turbulent cross-flow of air // *Journal of Food Engineering*. – 1997. – No. 34. – P. 123–143.
24. *Моренко И.В., Федяев В.Л.* Влияние турбулентности потока вязкой жидкости на гидродинамические характеристики и теплообмен обтекаемых тел // *Проблемы энергетики*. – 2010. – № 7–8. – С. 36–45.
25. *Menter F.R.* Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA Journal*. – 1994. – V. 32. – No. 8. – P. 1598–1605. (doi: 10.2514/3.12149)
26. *Braza M., Perrin R., Hoarau Y.* Turbulence properties in the cylinder wake at high Reynolds number // *J. Fluids Struct.* – 2006. – No. 22. – P. 757–771.

Моренко Ирина Вениаминовна – к.т.н., с.н.с., Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт механики и машиностроения Казанского научного центра Российской академии наук (ИММ КазНЦ РАН)

Федяев Владимир Леонидович – д.т.н., с.н.с., зав. лабораторией, Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт механики и машиностроения Казанского научного центра Российской академии наук (ИММ КазНЦ РАН), Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ»

E-mail: morenko@mail.knc.ru