

УДК 536.24

## Теплоотдача поперечно обтекаемого цилиндра в пульсирующем потоке\*

В.М. Молочников<sup>1,2</sup>, Н.И. Михеев<sup>1,2</sup>, А.Н. Михеев<sup>1</sup>, А.А. Паерелий<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Казанский научный центр РАН

<sup>2</sup>Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева — КАИ

E-mail: vmolochnikov@mail.ru

Приведены результаты экспериментального исследования теплоотдачи цилиндра в пульсирующем внешнем потоке. Получены распределения локального коэффициента теплоотдачи поверхности цилиндра, которые соотносятся с четырьмя режимами его обтекания, выделенными ранее авторами. Введено новое число подобия для пульсирующих потоков, представляющее отношение ускорения потока при его нестационарном движении к центробежному ускорению, возникающему за счет искривления линий тока при обтекании цилиндра. На основе обобщения экспериментальных данных получены зависимость осредненного коэффициента теплоотдачи от указанного критерия подобия и поправочный множитель к известному критериальному соотношению для обтекания цилиндра стационарным потоком воздуха, учитывающий влияние параметров вынужденных пульсаций потока на осредненную теплоотдачу цилиндра.

**Ключевые слова:** теплоотдача, поперечно обтекаемый цилиндр, вынужденные пульсации потока, критерий подобия, критериальное соотношение, поправочный множитель.

### Введение

Теплоотдача поперечно обтекаемого цилиндра в потоке вязкой жидкости является предметом многочисленных теоретических и экспериментальных исследований, что объясняется весьма обширной областью прикладного использования этой конфигурации течения. Для определения средней теплоотдачи с поверхности цилиндра в стационарном внешнем потоке предложены различные критериальные соотношения, такие как зависимости безразмерного коэффициента теплоотдачи — числа Нуссельта — от определяющих критериев подобия — чисел Рейнольдса, Прандтля и др. Чаще всего для расчета теплоотдачи цилиндра используется следующее соотношение [1–4]:

$$\text{Nu}_f = c \text{Re}_f^m \text{Pr}_f^n (\text{Pr}_f/\text{Pr}_w)^p, \quad (1)$$

где индекс  $f$  означает, что входящие в числа подобия теплофизические свойства среды определяются при температуре внешнего потока, а  $w$  — при температуре поверхности цилиндра. Значения коэффициента  $c$ , показателей степени  $m$  и  $n$  различны в зависимости от диапазона изменения числа Рейнольдса, причем границы диапазонов и, соответственно, значения  $c$ ,  $m$  и  $n$ , полученные разными авторами, могут отличаться.

\* Работа выполнена за счет гранта РНФ (проект № 16-19-10336).

В уравнение (1) вводятся поправки, учитывающие уровень турбулентности внешнего потока, степень загромождения цилиндром потока (обтекание цилиндра в канале) и т.д. [1–3]. Для низких чисел Рейнольдса правую часть уравнения (1), как правило, представляют в виде двух членов [2], один из которых учитывает теплоотдачу в ламинарном пограничном слое на лобовой поверхности цилиндра, второй — теплоотдачу в его кормовой зоне. Аналогичным образом — в виде суммы двух членов в правой части уравнения (1) — учитывается влияние теплофизических свойств жидкости на теплоотдачу цилиндра [2].

В случае пульсирующего внешнего потока подобные обобщающие соотношения или какие-либо поправки, учитывающие влияние вынужденных колебаний потока на среднюю теплоотдачу цилиндра, практически отсутствуют. Между тем, вынужденные пульсации потока могут являться эффективным способом интенсификации теплоотдачи с поверхности цилиндра. В литературе имеется достаточно большое число публикаций, в которых представлены результаты экспериментальных и численных исследований теплоотдачи поперечно обтекаемого цилиндра в пульсирующем потоке, хотя эти результаты зачастую противоречивы.

В экспериментальной работе [5] было получено незначительное увеличение теплоотдачи с поверхности цилиндра в пульсирующем потоке при относительной амплитуде пульсаций 25 % и числе Рейнольдса по диаметру цилиндра  $Re_d = 5 \cdot 10^4$ . Авторы работы [6] обнаружили при этом же значении числа Рейнольдса небольшой прирост теплоотдачи цилиндра за счет увеличения турбулентности внешнего потока до 7,5 %, однако добавление вынужденных пульсаций потока не выявило дополнительного увеличения теплоотдачи.

По данным работы [7] влияние вынужденных пульсаций на теплоотдачу поперечно обтекаемого цилиндра зависит от частоты пульсаций: обнаружено снижение теплоотдачи по сравнению со стационарным течением в области низких частот и увеличение — в области более высоких частот. В экспериментах [7] число Рейнольдса изменялось в диапазоне  $Re_d = 2320–13500$ , безразмерная частота пульсаций (число Струхала  $Sh$ ) — от 0,01 до 0,15, а относительная амплитуда пульсаций составляла 35 %.

Результаты численного моделирования обтекания пульсирующим потоком цилиндра в канале [8] показали существование зависимости среднего коэффициент теплоотдачи цилиндра от числа Рейнольдса. При  $Re_d < 10$  число Нуссельта при наличии вынужденных пульсаций оказалось меньше, чем в стационарном потоке, а при  $Re_d > 40$  получена интенсификация теплоотдачи цилиндра, которая становится более значительной при высоких амплитудах пульсаций. В этом диапазоне чисел Рейнольдса зависимость  $Nu(Sh)$  имеет один максимум, а при увеличении амплитуды пульсаций — два максимума: при частотах  $Sh = 0,25–0,3$  и  $Sh = 0,6–0,8$ . С увеличением числа Рейнольдса область существования двух максимумов зависимости  $Nu(Sh)$  смещается в сторону меньших значений амплитуды пульсаций. Подобные данные по зависимости средней теплоотдачи цилиндра от частоты и амплитуды вынужденных пульсаций были экспериментально получены в работе [9] при фиксированном значении числа Рейнольдса  $Re_d = 400$ . Здесь в качестве рабочей среды использовалась вода, частота пульсаций изменялась в диапазоне  $Sh = 0–1,37$ , а относительная амплитуда пульсаций составляла 10, 25, 50 и 75 %.

В работе [10] было показано, что в условиях свободной конвекции при высоких температурах поверхности цилиндра его колебания с частотой 80 Гц позволяют обеспечить 50-кратное повышение теплоотдачи.

К задаче теплообмена цилиндра в пульсирующем потоке тесно примыкают исследования теплоотдачи с поверхности колеблющегося цилиндра в стационарном внешнем потоке. В справочнике [11] представлены данные, свидетельствующие о 20-кратном повышении коэффициента теплоотдачи поперечно обтекаемой трубы за счет ее интенсивных колебаний. Значительная интенсификация теплоотдачи за счет вибрации ряда

из пяти горизонтально расположенных цилиндров получена в исследовании [12]. В работе [13] при помощи лагранжевого бессеточного численного метода вязких вихре-тепловых доменов, представляющего собой обобщение метода вязких вихревых доменов, обнаружены режимы продольно колеблющегося цилиндра, в которых суммарная теплопередача в несколько раз превышает теплопередачу от неподвижного цилиндра.

В настоящей работе представлены результаты систематических экспериментальных исследований теплоотдачи поперечно обтекаемого нагретого цилиндра в условиях вынужденных пульсаций внешнего потока. Выполнены измерения локального коэффициента теплоотдачи на поверхности цилиндра. По результатам измерений получена зависимость безразмерного коэффициента теплоотдачи от нового критерия подобия, представляющего собой отношение ускорения потока при его нестационарном движении к центробежному ускорению, возникающему за счет искривления линий тока при обтекании цилиндра. Предложен поправочный множитель к указанному критериальному соотношению для случая использования воздуха в качестве рабочего тела, позволяющий учитывать влияние частоты и амплитуды пульсаций потока на теплоотдачу поперечно обтекаемого цилиндра.

### 1. Экспериментальная установка и методика проведения измерений

Эксперименты проводились в рабочем участке установки, схема которой представлена на рис. 1. Рабочий участок 3 установки с плавным входом 1 имел длину 2,73 м и квадратное поперечное сечение  $0,38 \times 0,38 \text{ м}^2$ . Вынужденные периодические пульсации скорости потока в рабочем участке обеспечивались пульсатором 6, который позволяет независимо регулировать среднюю скорость потока, частоту и амплитуду вынужденных колебаний. Расход воздуха в установке регулировался вентилятором, работающим на всасывание, и измерялся специализированным ультразвуковым расходомером 4, который устанавливался в канале 5 между участком и пульсатором.

Цилиндр 2 диаметром  $d = 110 \text{ мм}$  размещался в центре рабочего участка на расстоянии 1 м от его входа. Средняя скорость потока  $U_0$  варьировалась от 0,5 до 1,4 м/с, что соответствует диапазону изменения числа Рейнольдса  $Re_{fd} = (1,9 - 10,6) \cdot 10^3$ , вычисленному по диаметру цилиндра. Частота вынужденных пульсаций скорости потока изменялась в диапазоне  $f = 0 - 4 \text{ Гц}$  ( $Sh = 0 - 1,76$ ), а относительная амплитуда пульсаций  $\beta = 0 - 0,8$ . В результате методических экспериментов установлено, что форма вынужденных колебаний потока в рабочем участке установки близка к гармонической, а частота основной моды собственных акустических колебаний составляет приблизительно 31 Гц, что существенно выше диапазона изменения частоты вынужденных пульсаций потока в проводимых экспериментах.

Цилиндр был выполнен из полипропиленовой трубы с толщиной стенки  $\delta = 2 \text{ мм}$ . На полуокружности цилиндра в плоскости его симметрии с равным шагом  $12^\circ$  располагались 16 хромель-копелевых термопар. Первая термопара устанавливалась в лобовой точке цилиндра, а 16-ая — на угловой координате  $\varphi = 180^\circ$ . Спаи термопар заделывались в стенку цилиндра изнутри через специальные отверстия, затем поверхность цилиндра обрабатывалась до начального гладкого состояния. Торцы цилиндра закрывались герметичными заглушками. Холодные спаи термопар выводились

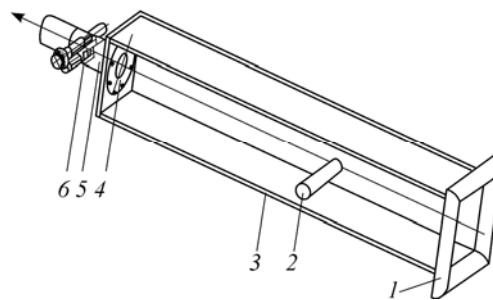


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.  
1 — вход, 2 — цилиндр, 3 — рабочий участок,  
4 — ультразвуковой расходомер, 5 — канал,  
6 — пульсатор.

через одну из торцевых заглушек цилиндра и отверстие в стенке рабочего участка за пределы последнего. При этом отверстия в заглушке и стенке участка надежно герметизировались.

При измерении теплоотдачи цилиндра он предварительно нагревался в термошкафу до температуры приблизительно 70 °С, затем устанавливался в рабочий участок установки. При этом обеспечивалось равенство температуры холодных спаев термопар и окружающей среды (воздуха). Таким образом, термопары измеряли температуру стенки цилиндра относительно температуры набегающего потока. Коэффициент теплоотдачи с поверхности цилиндра определялся на основе метода регулярного режима [14] по темпу изменения температуры (охлаждения) стенки цилиндра:

$$\ln \theta = -S\alpha\tau / (W\rho c), \quad (2)$$

$$\theta = (t - t_f) / (t_0 - t_f). \quad (3)$$

Здесь  $S$  — площадь теплоотдающей поверхности цилиндра,  $W$  — объем стенки цилиндра,  $t$  — текущая температура стенки цилиндра,  $t_f$  — температура окружающей среды,  $t_0$  — начальная температура стенки цилиндра, соответствующая началу регулярного режима,  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи поверхности цилиндра.

Использование метода регулярного режима предполагает, что в процессе охлаждения температура по толщине стенки изменяется одинаково. Как показали оценки, для режимов обтекания цилиндра, при которых выполнялись измерения локального коэффициента теплоотдачи, максимальное значение числа Био (в лобовой точке цилиндра) соответствует ограничениям, при которых это условие выполняется.

В пульсирующем внешнем потоке коэффициент теплоотдачи стенки цилиндра может изменяться за период вынужденных колебаний. Однако при реализованных в опытах частотах вынужденных пульсаций амплитуда колебаний температуры стенки из-за ее тепловой инерционности многократно ослабляется и в окрестности частоты вынужденных колебаний потока эта амплитуда изменяется монотонно (см. рис. 2). В этих условиях использование метода регулярного режима позволяет измерять значение локального коэффициента теплоотдачи на поверхности цилиндра, осредненное по большому числу периодов пульсаций внешнего потока. В экспериментах количество периодов осреднения составляло не менее 30.

Измерение температуры начиналось через 5 с после выхода установки на режим и проводилось в течение 30 с. При этом температурный напор (разность температуры стенки цилиндра и набегающего потока) в конце измерений составлял в среднем порядка 75 % начального значения. Аппроксимация зависимости  $\ln \theta(\tau)$  в указанном интервале времени выполнялась методом наименьших квадратов. Типовые примеры зависимости избыточной локальной температуры  $\Delta t$  стенки цилиндра для стационарного и пульсирующего режимов его обтекания представлены на рис. 3. Как видно из рисунка, зависимость избыточной температуры по времени в диапазоне измерений имеет линейный характер, что подтверждает правомерность использования метода регулярного режима в настоящих экспериментах. Наклон кривых (темп охлаждения) характеризует

локальный коэффициент теплоотдачи поверхности цилиндра.

Перед проведением исследований теплоотдачи с поверхности цилиндра в пульсирующем потоке были выполнены тестовые эксперименты, которые

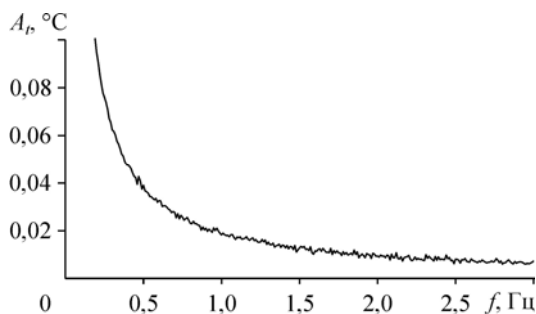


Рис. 2. Характерный спектр пульсаций температуры поверхности цилиндра в пульсирующем потоке.  
 $Re_{fd} = 4700, f = 0,93$  Гц,  $\beta = 0,6$ .

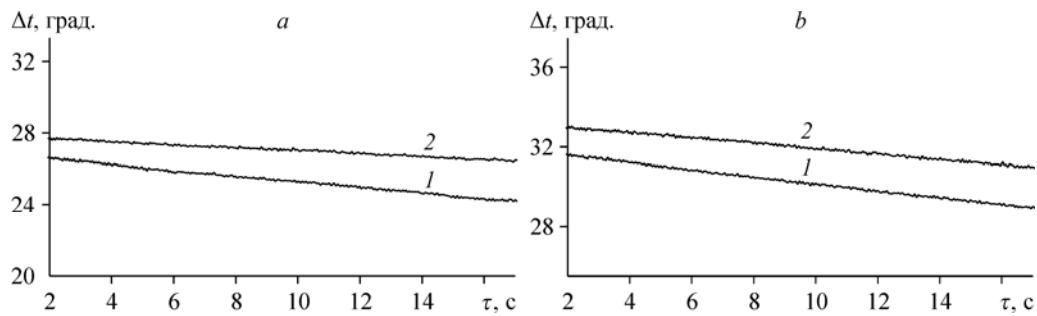


Рис. 3. Типовые примеры изменения избыточной локальной температуры стенки цилиндра при  $Re_d = 4670$ .

$a$  — стационарный режим,  $b$  — пульсирующий внешний поток;  $Sh = 0,54$ ,  $\beta = 0,6$ ;  $\varphi = 0^\circ$  (1),  $72^\circ$  (2).

включали измерение средней теплоотдачи поперечно обтекаемого цилиндра в стационарном внешнем потоке и оценку воспроизводимости результатов измерений. Измерение теплоотдачи цилиндра в стационарном внешнем потоке проводилось при  $Re_{fd} = 6800$ . Средняя величина коэффициента теплоотдачи по периметру цилиндра (число Нуссельта  $Nu_{fd}$ ) сопоставлялась с известной обобщающей зависимостью для воздуха [2]

$$Nu_{fd} = 0,23 Re_{fm}^{0,6}, \quad (4)$$

здесь  $Re_{fm} = U_m d / \nu$  — число Рейнольдса, рассчитанное по диаметру цилиндра и скорости потока  $U_m$  в зазоре между цилиндром и стенкой рабочего участка установки;

$$U_m = U_0(1 - k_q), \quad (5)$$

где  $k_q$  — степень загромождения цилиндром канала,  $k_q = d/H$ ,  $H = 0,38$  м — ширина канала. Такой выбор определяющей скорости позволяет учесть загромождение цилиндром потока [2].

Как показали измерения, значение  $Nu_{fd}$  отличается от оцененного по (4) не более чем на 7 %, что находится в пределах приводимой в литературе неопределенности результатов тепловых экспериментов. Это отличие может быть объяснено неточностью в определении коэффициента теплопроводности материала стенки цилиндра и выбора способа учета степени загромождения цилиндром потока [2]. В дальнейшем средняя теплоотдача с поверхности цилиндра в пульсирующем течении сравнивалась с экспериментальными величинами, полученными при обтекании цилиндра стационарным потоком. Для оценки воспроизводимости результатов измерений в стационарном внешнем потоке сопоставлялось распределение локальных коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  на поверхности цилиндра в двух вариантах его расположения относительно набегающего потока: исходном и при повороте на 180 градусов вокруг своей оси. Отличие значений  $\alpha$  в этих двух опытах для сходственных положений точки измерения не превышало 1 %.

## 2. Результаты и обсуждение

Экспериментам по измерению коэффициента теплоотдачи от поверхности цилиндра предшествовала визуализация его обтекания пульсирующим потоком, которая проводилась в рабочем участке установки, изображенной на рис. 1. Результаты этих экспериментов детально изложены в работе [15]. По данным визуализации было выделено четыре основных режима обтекания цилиндра и построена карта режимов в пространстве безразмерной частоты  $Sh$  и относительной амплитуды  $\beta$  вынужденных пульсаций потока. Было показано, что области, соответствующие различным режимам обтекания цилиндра,

имеют хорошо определяемые границы. Определение локальных коэффициентов теплоотдачи с поверхности цилиндра в пульсирующем потоке проводилось при значениях параметров периодической нестационарности, соответствующих всем четырем режимам обтекания цилиндра. Измерения в каждом из режимов выполнялись при трех значениях относительной амплитуды вынужденных пульсаций:  $\beta = 0,2, 0,4$  и  $0,6$ . Число Рейнольдса в этих опытах поддерживалось приблизительно постоянным, однако некоторые небольшие отличия все же наблюдались. По этой причине по оси ординат откладывалось число Фреслинга  $Nu_{fd}/Re^{0,5}$ . Результаты измерений показаны на рис. 4, для сравнения приведено распределение локальных коэффициентов теплоотдачи для стационарного режима обтекания цилиндра.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи цилиндра определялось интегрированием полученных распределений  $Nu_{fd}(\theta)$ . Установлено, что интенсификация средней теплоотдачи цилиндра по сравнению со стационарным режимом его обтекания имеет место на всех пульсирующих режимах. Для обобщения полученных данных по теплоотдаче цилиндра в пульсирующем потоке введено новое число подобия  $A_U f d / U^2 = \beta Sh$ , которое представляет собой отношение двух сил инерции. Здесь  $\beta = A_U / U$  — относительная амплитуда пульсаций,  $Sh = fd / U$ . Первая инерционная сила вызвана ускорением внешнего потока при его глобальном нестационарном движении и пропорциональна произведению частоты и амплитуды вынужденных пульсаций скорости —  $A_U f$ . Вторая инерционная сила имеет центробежную природу и возникает при обтекании цилиндра

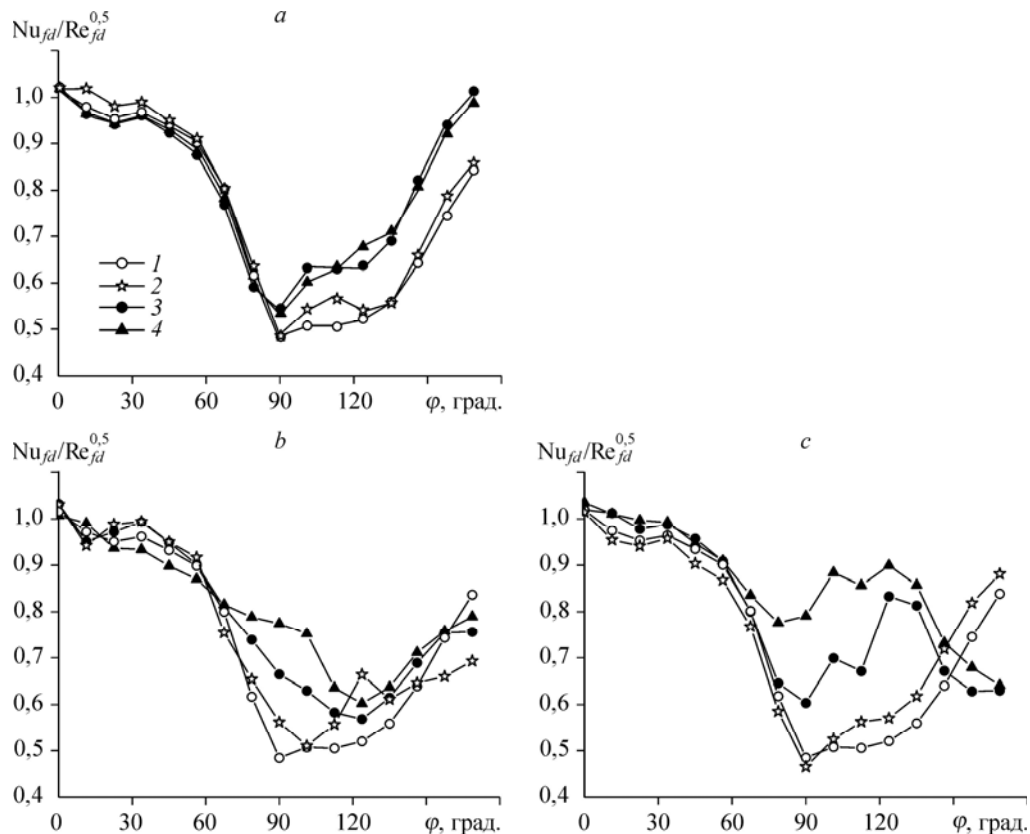
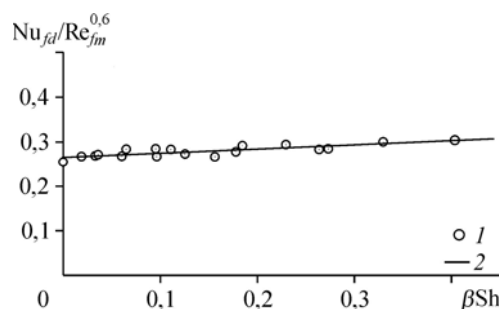


Рис. 4. Распределение локального коэффициента теплоотдачи на поверхности цилиндра.  $Sh = 0,16$  (a),  $0,42$  (b),  $0,68$  (c) при режимах II, III, IV из работы [15] соответственно;  $\beta = 0$  (стационарный поток (1)),  $0,2$  (2),  $0,4$  (3),  $0,6$  (4).

Рис. 5. Средняя теплоотдача цилиндра при его обтекании пульсирующим потоком.  
1 — эксперимент, 2 — аппроксимирующая зависимость.



вследствие искривления линий тока. Она пропорциональна отношению квадрата скорости набегающего потока к характерному поперечному размеру (диаметру цилиндра) —  $U^2/d$ .

В исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса показатель степени  $m$  в выражении (1) равен 0,6. Загромождение цилиндром потока учитывалось приведенным выше способом. Анализ данных по средней теплоотдаче цилиндра проводился по комплексу  $Nu_{fd}/Re_{fm}^{0,6}$ . На рис. 5 показана зависимость  $Nu/Re_{fm}^{0,6}$  от нового числа подобия  $\beta Sh$ . Как видно из рисунка, все экспериментальные данные по теплоотдаче цилиндра в пульсирующем потоке хорошо обобщаются линейной зависимостью. Тогда критериальное соотношение (4) для расчета средней теплоотдачи с поверхности поперечно обтекаемого цилиндра с учетом влияния вынужденных пульсаций потока примет вид:

$$Nu_{fd} = 0,23 Re_{fm}^{0,6} [1 + 0,355(\beta Sh)].$$

Таким образом, введение поправочного множителя позволяет прогнозировать осредненный коэффициент теплоотдачи цилиндра в пульсирующем внешнем потоке с известной частотой и амплитудой пульсаций.

### Заключение

Выполнены экспериментальные исследования теплоотдачи при поперечном обтекании нагретого цилиндра в пульсирующем внешнем потоке. Для всех ранее описанных режимов обтекания цилиндра [15] получены распределения локальных коэффициентов теплоотдачи вдоль его поверхности в зависимости от частоты и амплитуды вынужденных пульсаций потока. Интегрированием этих распределений определены средние значения коэффициента теплоотдачи цилиндра. Показано, что на всех режимах обтекания цилиндра в исследуемом диапазоне изменения параметров нестационарности вынужденные пульсации потока приводят к интенсификации теплоотдачи. Полученные данные обобщены линейной зависимостью безразмерного коэффициента теплоотдачи от нового числа подобия, представляющего собой отношение силы инерции, вызванной ускорением внешнего потока при его глобальном нестационарном движении, и центробежной силы инерции, возникающей при обтекании цилиндра вследствие искривления линий тока. В известное критериальное соотношение, определяющее теплоотдачу при поперечном обтекании цилиндра стационарным потоком воздуха, введен поправочный множитель, учитывающий влияние вынужденных пульсаций потока.

### Список литературы

1. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление. Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
2. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.
3. Дыбан Е.П., Эпик Э.Я. Тепломассообмен и гидродинамика турбулизированных потоков. Киев: Наук. думка, 1985. 296 с.
4. Справочник по теплообменникам: в 2 т. Т. 1/ Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
5. Andraka C.E., Diller T.E. Heat transfer distribution around a cylinder in pulsating cross-flow // ASME J. Engng Gas Turbines Power. 1985. Vol. 107, No. 4. P. 976–982.

6. **Gundappa M., Diller T.E.** The effects of free stream turbulence and flow pulsation on heat transfer from a cylinder in crossflow // ASME J. Heat Transfer. 1991. Vol. 113. P. 776–779.
7. **Perwaiz J., Base T.E.** Heat-transfer from a cylinder and finned tube in a pulsating cross-flow // Exp. Therm. Fluid Sci. 1992. No. 5. P. 506–512.
8. **Al-Sumaily G.F., Thompson M.C.** Forced convection from a circular cylinder in pulsating flow with and without the presence of porous media // Int. J. Heat Mass Transfer. 2013. No. 61. P. 226–244.
9. **Kikuchi Y., Suzuki H., Kitagawa M., Ikeya K.** Effect of pulsating strouhal number on heat transfer around a heated cylinder in pulsating cross-flow // JSME Int. J., Series B. 2000. Vol. 43, No. 2. P. 250–257.
10. **Bergles A.E.** The influence of flow vibrations on forced-convection heat transfer // J. Heat Transfer. 1964. Vol. 86. P. 559–560.
11. **Bergles A.E.** Techniques to enhance heat transfer. 3-rd ed. / eds. W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho. N.Y.: McGraw-Hill, 1998. Chap. 11.
12. **Hsieh R., Marsters G.F.** Heat transfer from a vibration vertical array of horizontal cylinders // Can. J. Chem. Eng. 1973. Vol. 51. P. 302–306.
13. **Малахова Т.В.** Теплоотдача колеблющегося цилиндра в потоке вязкой несжимаемой жидкости // Теплофизика и аэромеханика. 2012. Т. 19, № 1. С. 75–82.
14. **Болгарский А.В., Мухачев Г.А., Щукин В.К.** Термодинамика и теплопередача. М.: Высшая школа, 1975. 496 с.
15. **Михеев А.Н., Михеев Н.И., Молочников В.М.** Процесс вихреобразования за цилиндром в пульсирующем потоке // Изв. РАН МЖГ. 2014. № 5. С. 38–44.

*Статья поступила в редакцию 16 мая 2016 г.,  
после доработки — 26 сентября 2016 г.*