

УДК 536.24

## **Теплообмен в турбулентной отрывной области при наложенных пульсациях потока\***

**И.А. Давлетшин, Н.И. Михеев, В.М. Молочников**

*Исследовательский центр проблем энергетики КазНЦ РАН, Казань*

Представлены экспериментальные данные по теплообмену в турбулентной отрывной области за препятствием в широком диапазоне частот наложенных пульсаций внешнего потока. Коэффициент теплоотдачи определялся методом обратной задачи нестационарной теплопроводности на основе измеренной в экспериментах динамики изменения температуры стенки. Выявлен эффект существенной интенсификации теплообмена в отрывной области при наложенных пульсациях потока.

### **ВВЕДЕНИЕ**

Эффект интенсификации теплообмена в области отрыва и присоединения турбулентного потока уже давно привлекает к себе пристальное внимание исследователей ввиду его чрезвычайной практической важности. Отрыв потока пытаются использовать для повышения эффективности теплообменников и систем охлаждения, но стараются исключить в проточной части установок с высокотемпературным рабочим телом. В отрывной области за препятствием максимум теплоотдачи достигается в окрестности точки присоединения потока. В литературе предложены различные эмпирические зависимости как для максимального значения коэффициента теплоотдачи на стенке за препятствием, так и для распределения интенсивности теплообмена по длине отрывной области. Обширный экспериментальный материал по теплоотдаче в точке присоединения потока, полученный многими авторами, обобщен в [1]. В этой и других известных работах также изучался теплообмен в отрывной области.

Течение в отрывной области даже в условиях стационарного внешнего потока всегда является существенно нестационарным. Это может иметь далеко идущие последствия с инженерной точки зрения. Во-первых, сама нестационарная отрывная область может служить источником возникновения нестационарности внешнего потока. Во-вторых, внутренняя нестационарность турбулентного отрывного течения может взаимодействовать с нестационарностью внешнего потока, порожденной акустическими колебаниями в канале, работой лопаточных и поршневых машин, редукторов, регуляторов и других устройств, создающих пульсации потока.

Факт высокой восприимчивости внутренней нестационарности кинематической структуры течения в отрывной области к наложенным пульсациям внешнего потока установлен экспериментально. В работе [2] обнаружено, что при опреде-

---

\* Работа выполнена при финансовой поддержке Президента РФ (НШ-8574.2006.8), РФФИ (гранты 05-02-16263, 06-08-00521, 07-08-00330).

ленном соотношении параметров при обтекании препятствия пульсирующим потоком может достигаться практически двукратное сокращение расстояния от препятствия до точки присоединения потока. Разумеется, что такая серьезная перестройка течения в отрывной области пульсирующего потока не может не отразиться на характеристиках теплообмена.

Конвективный теплообмен в условиях нестационарности потока изучался сравнительно редко. Основной объем экспериментальной информации получен для условий ускорения и замедления потока в гладких каналах. Полученные результаты в [3, 4] указывают на существенное, вплоть до четырехкратного, отличие коэффициентов теплоотдачи и гидродинамического сопротивления в нестационарных условиях от данных квазистационарного расчета. Выполненные исследования показали, что основным механизмом, определяющим это отличие, является специфическое изменение турбулентной структуры потока теплоносителя. Такое изменение турбулентной структуры потока может быть вызвано нестационарными воздействиями теплового характера (изменение температуры потока, температуры стенки канала или плотности теплового потока на стенке канала), гидродинамического характера (изменение расхода теплоносителя) и их совместным влиянием.

Экспериментальных данных по теплообмену в турбулентной отрывной области в условиях пульсаций внешнего потока практически нет. В частности, в классической работе [5] такой класс течений вообще не рассматривается.

В настоящей работе предпринята попытка экспериментального определения коэффициента теплоотдачи на стенке за препятствием в канале, обтекаемым пульсирующим потоком. Представлены экспериментальные данные пока лишь только для одной из конфигураций из числа тех, для которых ранее были получены данные по кинематической структуре течения в отрывной области в условиях наложенных пульсаций потока, и только на одном режиме по расходу в широком диапазоне частот наложенных пульсаций. Для удобства восприятия влияния нестационарности внешнего потока на теплообмен в отрывной области режимные параметры и результаты экспериментов представлены, в основном, не в числах подобия, а в размерном виде. При этом в статье приведены все необходимые данные для определения чисел подобия.

Представленные в статье результаты являются частью продолжающегося в настоящее время широкомасштабного исследования, целью которого является обобщение данных по конвективному теплообмену в турбулентной отрывной области в широком диапазоне факторов нестационарности потока. Забегая вперед, отметим, что обработанные к настоящему времени экспериментальные данные для других конфигураций канала и режимов течений свидетельствуют о существенном количественном влиянии чисел подобия режимов пульсирующего потока на теплообмен в отрывной области при сохранении качественной стороны эффекта влияния наложенных пульсаций, который хорошо виден из приведенных в настоящей статье результатов.

#### **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ**

Взаимодействие возмущений потока от источника вынужденных колебаний с пульсациями акустической природы при разном сочетании длины канала, частоты и амплитуды вынужденных колебаний, свойств среды и импеданса границ приводит к большому разнообразию пульсирующих потоков. В каналах часто возникают стоячие волны, моды которых могут изменяться с изменением частоты

вынужденных колебаний. Особенно характерно это для пульсирующих газовых потоков, для которых наряду с пульсациями скорости потока имеют место высокие амплитуды пульсаций плотности газа. Все это приводит к тому, что при обтекании пульсирующим потоком препятствия, расположенного в канале, во внешнем потоке могут реализоваться различные сочетания амплитуд пульсаций скорости потока и плотности газа. Соответственно разным будет и влияние наложенных пульсаций на структуру течения в отрывной области.

В настоящей работе изучалось течение, в котором отрывная область находилась под преимущественным влиянием пульсаций именно скорости внешнего потока. Для этих целей препятствие располагалось вблизи входа в максимально короткий канал, но все же достаточно длинный, чтобы ограничение по длине не сказывалось на условиях присоединения потока. В результате такого компромисса длина канала за препятствием выбрана такой, чтобы она превышала расстояние до точки присоединения потока при самой длинной отрывной области в три раза. В таком сравнительно коротком канале обеспечивались безрезонансные режимы течения практически во всем весьма широком диапазоне частот наложенных пульсаций, реализованном в экспериментах.

Экспериментальная установка для исследований теплообмена (рис. 1) включала рабочий участок 1, устройство для создания пульсаций расхода (пульсатор) 2, ресивер 3 объемом  $0,5 \text{ м}^3$ , набор критических сопел 4 для стабилизации и измерения среднего расхода воздуха через рабочий участок. Необходимый перепад давления на критических соплах поддерживался с помощью турбокомпрессора, работающего на всасывание. Ресивер служил в качестве аккумулятора пульсаций расхода и сглаживания пульсаций давления перед соплами. На точно таком же по геометрии (длина, внутренний диаметр канала и препятствие для отрыва потока) рабочем участке с помощью термоанемометрического датчика 5 были проведены измерения скорости потока на оси с целью определения относительной амплитуды наложенных пульсаций.

Установка обеспечивала глубокое регулирование и точное многократное воспроизведение режимов течения по среднему расходу воздуха, частоте и амплитуде наложенных пульсаций. Пульсации расхода создавались вращающейся профилированной заслонкой (см. рис. 1, вид А), периодически перекрывающей входное профилированное отверстие герметичного ресивера. Заслонка приводилась во вращение электроприводом. Электронный блок цифрового управления приводом заслонки обеспечивал весьма стабильное воспроизведение режимов по частоте пульсаций. Конструкция пульсатора обеспечивала возможность регулирования амплитуды пульсаций расхода путем изменения степени перекрытия отверстия (размера  $S$  на рис. 1) с помощью координатного устройства.

Коэффициент теплоотдачи определялся методом обратной задачи нестационарной теплопроводности [6] на основе измеренной в экспериментах динамики изменения температуры стенки. Для этого рабочий участок (рис. 2), выполненный

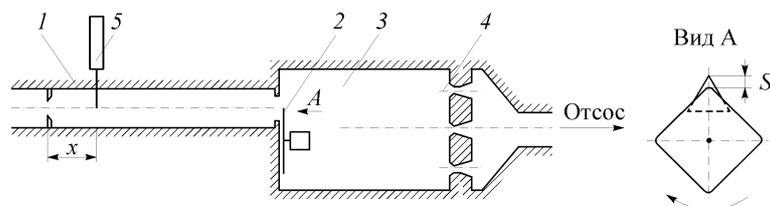


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

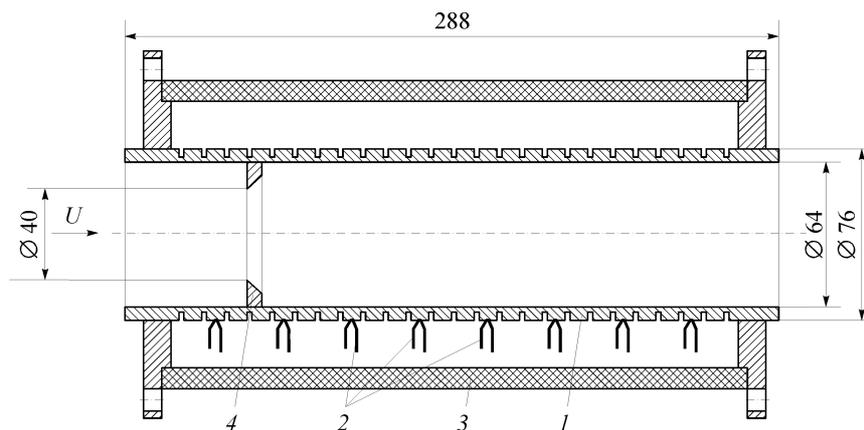


Рис. 2. Схема рабочего участка.

из толстостенной трубы 1, был препарирован 24 хромель-копелевыми термопарами 2. Материал трубы — нержавеющая сталь 12Х18Н10Т. Основные размеры рабочего участка показаны на рисунке. Снаружи трубы выполнено 25 кольцевых пазов шириной 2 мм и глубиной 4 мм, посередине между которыми к наружной поверхности трубы приварены термопары, расположенные с шагом по длине  $\Delta x = 10$  мм. Наличие кольцевых пазов существенно уменьшало тепловую проводимость стенки в продольном направлении, тем самым температурное поле стенки контрастнее отражало распределение потока тепла в стенку по продольной координате. Для того, чтобы свести к минимуму теплоотдачу с наружной поверхности трубы, пространство над термопарами теплоизолировалось слоем изолонa 3 толщиной 10 мм. В качестве препятствия использовалась диафрагма 4 диаметром 40 мм по острой кромке, установленная с тепловой развязкой от трубы на расстоянии 54 мм от входа.

В экспериментах через предварительно нагретый рабочий участок подавался воздух комнатной температуры. При предварительном нагреве в рабочий участок подавался воздух, нагретый до определенной температуры с помощью передвижного электрического нагревателя с регулируемой мощностью. После прогрева стенки до температуры порядка 100 °С, по возможности равномерной по длине, нагреватель отстыковывался от рабочего участка и перемещался от экспериментальной установки на расстояние, исключающее его влияние на гидродинамические и тепловые параметры поступающего в установку воздуха. После того как в установку начинал подаваться воздух комнатной температуры, осуществлялся сбор первичных данных по теплообмену в канале — температурного поля стенки в зависимости от времени.

Холодные спаи термопар располагались в закрытой капсуле, обдуваемой воздухом комнатной температуры, поступающим в рабочий участок. Приняты меры по исключению влияния локальных изменений температуры от работы нагревателя на температуру этих спаев. В такой схеме термопары измеряли непосредственно разность температур между стенкой канала и потоком газа на входе в рабочий участок.

Сбор данных выполнялся при помощи автоматизированной системы, включающей ПЭВМ и две платы L-card (L-761), имеющие по 16 дифференциальных входов АЦП. Частота опроса температурных данных по каждому из каналов составляла 200 Гц, время опроса — 50 с. Таким образом, в одном эксперименте по каждой термопаре записывалось 10000 значений температуры стенки. Работа

термоанемометрического датчика скорости потока поддерживалась аппаратурой DISA-55M. Измерения скорости выполнялись в потоке комнатной температуры с частотой опроса 5000 Гц в течение 2 с.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И ОБСУЖДЕНИЕ

Эксперименты проводились при объемном расходе воздуха через установку  $Q = 53,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ . При этом средняя по времени и сечению диафрагмы скорость потока составляла 11,7 м/с, а число Рейнольдса по этой скорости и высоте выступа ( $h = 12 \text{ мм}$ ) —  $9,6 \times 10^3$ . Частота наложенных пульсаций среднего расхода воздуха варьировалась в диапазоне  $f = 0\text{--}377 \text{ Гц}$ . Геометрическая степень перекрытия вращающейся заслонкой отверстия пульсатора в экспериментах оставалась постоянной. При этом относительная амплитуда пульсаций скорости на оси канала  $A_U/U_0$ , измеренная на расстоянии  $x = 26 \text{ мм}$  от плоскости по кромке диафрагмы (см. рис. 1), в экспериментах изменялась в пределах от 10 % до 41 % в зависимости от частоты наложенных пульсаций (рис. 3). Под амплитудой понималась разность между величинами максимального и среднего значений скорости, т. е. в условиях гармонических колебаний скорость потока изменялась по закону  $U = U_0 + A_U \sin(2\pi f t)$ , где  $U_0$  — средняя скорость потока,  $A_U$  — амплитуда пульсаций скорости,  $t$  — время.

Займованная из работы [2] зависимость длины отрывной области от частоты наложенных пульсаций расхода для данной конфигурации рабочего участка и при данных режимных параметрах потока показана на рис. 4. Под длиной отрывной области здесь понимается расстояние до средней точки присоединения потока  $x_R$ , определенное по условию равенства нулю среднего значения продольной составляющей напряжений поверхностного трения, измеренной с помощью термоанемометрического датчика трения, чувствительного к мгновенному направлению потока вблизи стенки. При обтекании выступа стационарным потоком получено  $x_R = 12h$ , что хорошо согласуется с известными экспериментальными данными.

Следует особо отметить, что как зависимость  $x_R$  от частоты наложенных пульсаций, так и приведенные ниже данные по теплообмену получены в условиях изменяющейся по частоте относительной амплитуды пульсаций скорости потока. Для разделения факторов потребуется серия экспериментов при разной геометрической степени перекрытия расходного отверстия пульсатора. Однако, сопоставляя изменения  $A_U/U_0$  (см. рис. 3) и  $x_R$  (рис. 4) по частоте пульсаций, легко заметить, что наиболее резкое из них, для  $x_R$  в диапазоне частот до 50 Гц, произошло практически при постоянной относительной амплитуде пульсаций скорости потока.

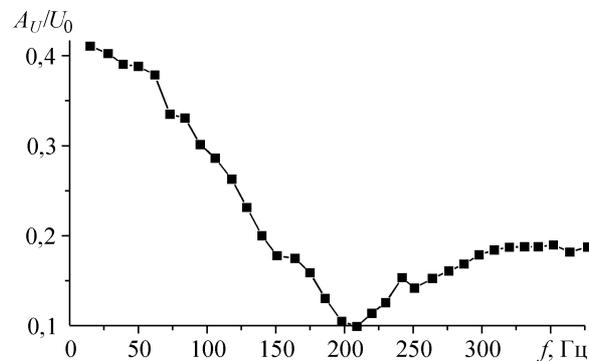


Рис. 3. Относительная амплитуда пульсаций скорости потока.

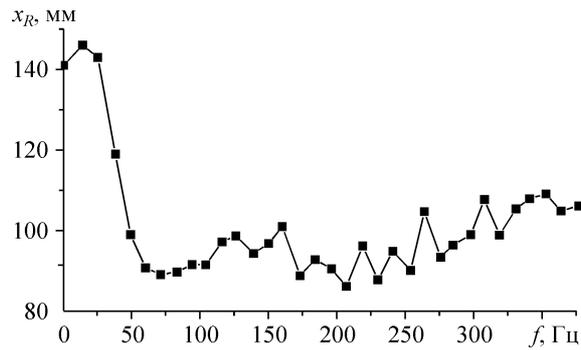


Рис. 4. Длина отрывной области.

Характерная динамика изменения температурного поля стенки канала видна на рис. 5, где представлено распределение температуры наружной поверхности стенки канала с шагом по времени 10 с на режиме обтекания выступа стационарным потоком. Показана разность температур стенки и воздуха на входе в канал. Как видно из рисунка, темп охлаждения стенки по длине канала различный. Очевидно, что в точках с большим темпом охлаждения коэффициент теплоотдачи выше.

Даже в области максимальной интенсивности теплообмена критерий Био не превышал  $Bi = 0,05$ . Следовательно, температура стенки в любой момент времени практически не изменялась по толщине. В этой ситуации коэффициент теплоотдачи определялся по упрощенной методике — из решения системы уравнений теплового баланса элементов стенки, записанных с учетом тепловой проводимости стенки.

Экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи на стенке за препятствием на стационарном режиме и при десяти частотах пульсаций потока представлены на рис. 6. Максимальный коэффициент теплоотдачи на стационарном режиме (1), полученный в эксперименте, лишь на 10 % превышает расчетную оценку этого параметра по известной [1] зависимости  $Nu_L = 0,0803Re_L^{0,72} Pr^{0,43}$ , которая получена на основе обобщения большого объема экспериментальных данных различных авторов по теплообмену в отрывной области в стационарных условиях.

На рис. 6 видно, что наложенные пульсации расхода газа приводят к росту уровня теплообмена в отрывной области. С повышением частоты пульсаций до 220 Гц происходит увеличение максимума теплоотдачи, составляющее до 40 % от значения на стационарном режиме, а положение максимума смещается ближе к препятствию. При дальнейшем увеличении частоты наложенных пульсаций величина максимума коэффициента теплоотдачи стабилизируется на более низком

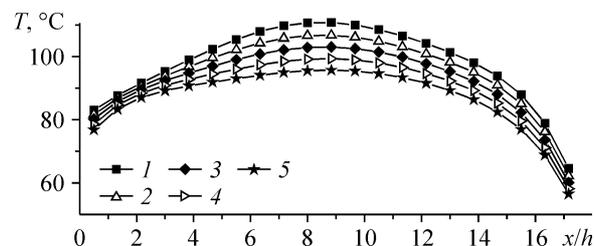


Рис. 5. Температурное поле стенки:  $t = 0$  (1), 10 (2), 20 (3), 30 (4), 40 (5) с.

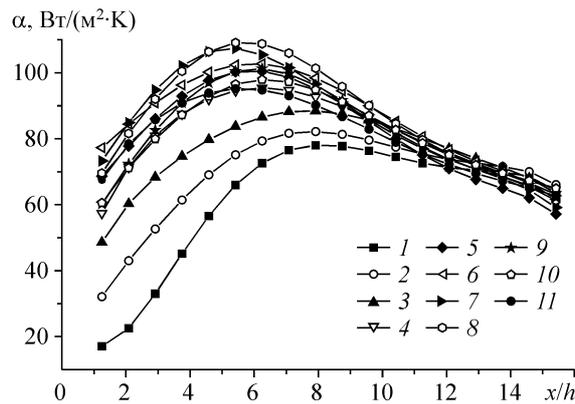


Рис. 6. Коэффициент теплоотдачи: 0 (1), 14 (2), 25 (3), 37 (4), 49 (5), 105 (6), 162 (7), 220 (8), 276 (9), 332 (10), 377 (11) Гц.

уровне. Смещение положения максимума этого коэффициента на нестационарных режимах ближе к препятствию хорошо согласуется с зависимостью положения точки присоединения потока от частоты наложенных пульсаций (см. рис. 4).

Напомним, что относительная амплитуда наложенных пульсаций скорости потока в экспериментах изменялась по частоте. При постоянной относительной амплитуде следует ожидать еще более существенного расслоения данных по частоте пульсаций. Действительно, максимальная интенсификация теплообмена в области высоких частот наложенных пульсаций получена при меньших относительных амплитудах по сравнению с низкочастотными режимами. Если в этой области амплитуды пульсаций увеличить до уровня амплитуд в низкочастотной области, теплоотдача, по-видимому, станет еще большей.

Следует обратить внимание, что при наложенных пульсациях потока в ближней области за препятствием достигается многократное увеличение коэффициента теплоотдачи по сравнению со стационарным режимом. Зона пониженной интенсивности теплообмена практически исчезает, что способствует более равномерному распределению плотности теплового потока в отрывной области и повышению интегрального эффекта интенсификации теплообмена. В области релаксации потока, начиная с расстояния  $x/h = 12$ , соответствующего положению точки присоединения в стационарном случае, эффект интенсификации теплообмена в пульсирующем потоке исчезает. В этой области стенки значения коэффициента теплоотдачи как на стационарном, так и на всех нестационарных режимах находятся в диапазоне  $\pm 8\%$  от некоторого среднего значения.

По полученным распределениям была проведена оценка интегрального эффекта интенсификации теплообмена в отрывном пульсирующем потоке. Для разных частот наложенных пульсаций расхода были определены средние значения коэффициента теплоотдачи по длине отрывной области (рис. 7):

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{1}{x_R} \int_0^{x_R} \alpha(x) dx.$$

В условиях изменяющегося размера отрывной области и наличия эффекта интенсификации теплообмена на некотором расстоянии и за точкой присоеди-

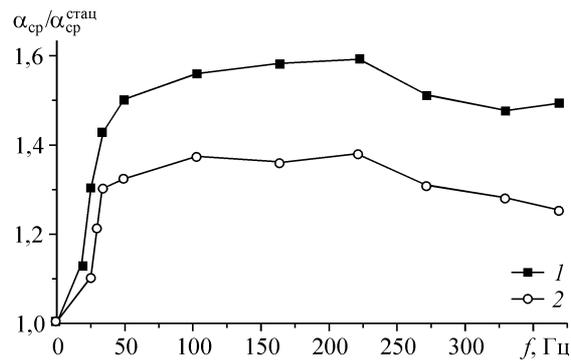


Рис. 7. Средний коэффициент теплоотдачи: на длине  $x_R$  (1), на длине  $15,4 h$  (2).

ния представляет интерес интегральный эффект его интенсификации во всей области влияния пульсаций на теплообмен

$$\alpha_{ср} = \frac{1}{l} \int_0^l \alpha(x) dx.$$

В данном случае  $l = 15,4 h$  — длина участка, где измерялся теплообмен.

На графиках (см. рис. 7) видно, что интегральное увеличение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{ср}$  в отрывной области достигает 60 % по сравнению со стационарным режимом ( $\alpha_{ср}^{стационар}$ ), а во всей области влияния пульсаций — 40 %. Наибольший темп нарастания наблюдается при частотах от 0 до 50 Гц, т. е. в диапазоне частот, где резко меняется длина отрывной области.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнены измерения коэффициента теплоотдачи в турбулентной отрывной области за препятствием в канале при наложенных пульсациях расхода. Выявлен эффект интенсификации теплообмена в отрывной области при наложенных пульсациях потока, достигающий 60 % от уровня коэффициента теплоотдачи в стационарных условиях.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леонтьев А.И., Ивин В.И., Грехов Л.В. Полуэмпирический способ оценки уровня теплообмена за точкой отрыва пограничного слоя // ИФЖ. — 1984. — Т. 47, № 4. — С. 543–550.
2. Михеев Н.И., Давлетшин И.А., Фасхутдинов Р.Э., Душина О.А. Отрывная область за диафрагмой в пульсирующем потоке // XVI Школа-семинар молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева “Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках”, 21-25 мая 2007 г., Санкт-Петербург, 2007. — Т. 1. — С. 234–237.
3. Кошкин В.К., Калинин Э.К., Дрейцер Г.А. Нестационарный теплообмен. — М.: Машиностроение, 1973. — 328 с.
4. Дрейцер Г.А. Нестационарный конвективный теплообмен при турбулентном течении газов и жидкостей в каналах // Теплоэнергетика. — 1998. — № 12. — С. 29–38.
5. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. — М.: Энергоатомиздат, 1990. — 367 с.
6. Михеев Н.И., Давлетшин И.А. Метод измерения осредненных значений коэффициента теплоотдачи в сложных течениях // Изв. РАН. Энергетика. — 2005. — № 6. — С. 16–19.

Статья поступила в редакцию 19 сентября 2007 г.