УДК 532.5+536.24

ЭФФЕКТ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ОБТЕКАНИИ ДИСКРЕТНО-ШЕРОХОВАТОЙ СТЕНКИ ПУЛЬСИРУЮЩИМ ПОТОКОМ

Михеев Н.И., Давлетшин И.А., Кирилин А.К.

Исследовательский центр проблем энергетики
Казанского научного центра РАН, Казань, Россия

Работа выполнена при поддержке РФФИ (гранты № 10-08-00426, № 10-08-00428)

АННОТАЦИЯ

Представлены результаты экспериментальных исследований теплообмена в дискретно-шероховатом канале при наложенных пульсациях потока в нем. Получен эффект интенсификации теплообмена при пульсациях потока, зависящий от безразмерного комплекса, имеющего физический смысл относительного ускорения пульсирующего потока. В него входит произведение характерного размера на амплитуду пульсаций и их частоту, отнесенное к квадрату средней скорости потока. В области высоких значений комплекса коэффициент теплоотдачи при пульсациях потока более чем в 1,5 раза превышает его значение для стационарного режима при таком же числе Рейнольдса.

ВВЕДЕНИЕ

В различных инженерных приложениях часто применяется пристенная интенсификация теплообмена, которая заключаются в целенаправленном воздействии на область течения теплоносителя вблизи обтекаемой поверхности с целью турбулизации или разрушения пристеночного слоя, в котором сосредоточено основное термическое сопротивление. При этом прирост гидравлического сопротивления в случае пристенной интенсификации оказывается существенно ниже, чем при воздействии на весь поток в целом (закрутка спиральными ребрами или шнековыми вставками, оребрение поверхности, использование специальных завихрителей, добавление в газообразный теплоноситель твердых частиц и в жидкий – газовых пузырьков и т. п.).

Для сравнения различных интенсификаторов теплоотдачи в теплообменниках и системах охлаждения часто используют критерий М.В.Кирпичева, который представляет собой отношение энергетических коэффициентов интенсифицированного и гладкостенного канала и учитывает не только прирост теплоотдачи в интенсифицированных каналах, но и затраты энергии на прокачку теплоносителя, т.е. увеличение гидравлического сопротивления каналов за счет использования того или иного способа интенсификации теплообмена. Анализ большинства разновидностей пристенных интенсификаторов теплообмена показал [1], что для наиболее часто реализуемого в реальных условиях эксплуатации турбулентного режима течения теплоносителя значение критерия Кирпичева не превышает 1,08…1,26.

Перспективным способом повышения теплогидравлической эффективности теплообменников и систем охлаждения с пристенной интенсификацией теплоотдачи является использование наложенной нестационарности потока. Экспериментального материала по этому способу пока крайне мало. Имеющиеся результаты исследования турбулентных пульсирующих течений относятся, главным образом, к кинематической сруктуре потока и теплообмену в гладких каналах [2-6]. Заметный прирост теплоотдачи в гладких каналах наблюдается лишь в осциллирующих течени-

© Михеев Н.И., Давлетшин И.А., Кирилин А.К.

ях, т.е. при весьма высокой амплитуде пульсаций скорости потока, превышающей среднюю скорость. Фактически прирост теплообмена в гладком канале достигается за счет того, что с учетом обратных токов каждая порция теплоносителя проходит через сечение канала в среднем более одного раза.

Гораздо меньше исследованы пульсирующие потоки с отрывом [7-11]. В работах [7-9] выполнено численное моделирование пульсирующих отрывных потоков, сравнения с экспериментом нет и результаты противоречивы. Так, в [7] при числе Струхаля 0,3 периодического возмущения входного потока получено сокращение длины рециркуляционной области за обратным уступом на 28,3% по сравнению со стационарным случаем. В [8] же при моделировании турбулентного обтекания кольцевого выступа в трубе пульсирующим потоком при числе числе Струхаля 0,04 получено увеличение области рециркуляции. В [9] моделировалось турбулентное течение за обратным уступом при стационарных и нестационарных граничных условиях. Расчеты показали, что наложенные пульсации не оказывают влияния на распределение среднего числа Стантона. Исключение составил режим при минимальной частоте пульсаций Sh=0,035.

Работа [11] посвящена экспериментальному исследованию теплообмена в дискретно-шероховатом канале (ДШК) при низких частотах пульсаций (от 0.2 до 5 Гц). Оказалось, что низкочастотные пульсации несколько снижают теплоотдачу и в гладком, и дискретно-шероховатом каналах по сравнению со стационарным режимом.

Перспективность интенсификации теплообмена за счет пульсаций потока вытекает из работ авторов [12-16]. В них изучались гидродинамические тепловые процессы при отрыве пульсирующего потока при обтекании одиночных препятствий на стенке. В этих работах получены следующие основные результаты. Обнаружен эффект резкого (до двух раз) сокращения длины отрывной области за единичным препятствием по сравнению со стационарным течением. Установлена высокая чувствительность теплоотдачи в отрывной области к наложенным пульсациям потока. Показано, что средний коэффициент теплоотдачи в отрывной области может увеличиваться до 60%, а в ближнем следе за препятствием – пятикратно по сравнению со стационарным режимом. При этом периодические пульсации потока не вызывают заметного увеличения гидравлического сопротивления дискретно-шероховатых каналов.

В данной работе предпринята попытка экспериментального изучения закономерностей теплообмена в дискретно-шероховатом канале в условиях пульсаций потока.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

Эксперименты выполнялись на установке, схема которой представлена на рис.1. Рабочий участок представлял собой канал прямоугольного сечения 50×100 мм^2 длиной 0,5 м. Две противоположных стенки по широкой стороне канала выполнены двухслойными с зазором между ними для подвода жидкости. Внутренний слой выполнен из медной пластины толщиной 0,3 мм. Боковые стенки (шириной 50 мм) изготовлены из стеклотекстолита и изнутри покрыты слоем изолона (на рисунке не выделен).

Теплообмен был организован путем нагрева двух противоположных стенок рабочего участка снаружи потоком воды с температурой 80…90°С. В оба штуцера подвода горячая вода подавалась из общего коллектора, чем обеспечивалась одинаковая температура нагрева противоположных стенок. В рабочий участок всасывался воздух комнатной температуры. Поскольку теплообмен медной пластины с водой на поядки выше, чем с воздухом, в экспериментах было реализовано условие постоянной температуры стенки, близкой к температуре воды.

Канал рабочего участка подключен к пульсатору, который другим своим фланцем пристыкован к ресиверу объемом 2 м^3. Из ресивера воздух откачивался высоконапорным вентилятором. В магистрали между ресивером и вентилятором устанавливался ультразвуковой расходомер ИРВИС РС4-Ультра, обеспечивающий измерение расхода воздуха с погрешностью не более 1% в весьма широком диапазоне расходов. В составе расходомера имелись также каналы измерения температуры и давления воздуха.

Вентилятор обеспечивал практически постоянное разрежение в ресивере во всем диапазоне расходов воздуха. Величина расхода и амплитуда пульсаций потока регулировались путем изменения площадей проходного сечения двух окон в пульсаторе. В одном из них

сечение изменялось заслонкой, вращающейся с помощью электродвигателя, в другом окне площадь сечения в пределах одного опыта оставалась постоянной. Для динамически изменяющегося окна максимальная площадь соответствует показанному на рис.1 положению заслонки, а при ее повороте на 90° от этого положения площадь уменьшается практически до нулевой. Каждое из окон могло независимо изменяться по ширине, свободной для прохода воздуха, в пределах от 0 до 50 мм. В результате обеспеча возможность независимого изменения в широких пределах средней скорости потока в рабочем участке и амплитуды ее пульсаций. На близких к резонансным режимам по частоте наложенных пульсаций амплитуда пульсаций скорости потока на входе в канал может даже превышать среднюю скорость потока (относительная амплитуда больше 1). При этом часть периода пульсаций поток движется в обратном направлении.

Частота пульсаций скорости потока может изменяться от 3 до 190 Гц путем изменения скорости вращения вала двигателя с помощью частотного преобразователя. Контроль соответсвия заданной частоты вращения заслонки пульсатора дублируется ее измерением по каналу фотоприемника, на который поступает луч света от светодиода с его перекрытием заслонкой на части ее угловых положений.

В экспериментах выполнялись измерения следующих параметров:

- расхода воздуха с относительной погрешностью не более 1% с помощью ультразвукового расходомера ИРВИС РС4-Ультра;
- частомы пульсаций с помощью цифрового частотомера;
- мгновенной скорости потока на оси канала во входном сечении расходомера с помощью цифрового термоанемометра ИРВИС ТА5;
- температуры воды с помощью платинового термометра сопротивления ПТП-100 с погрешностью не более 0,3°С;

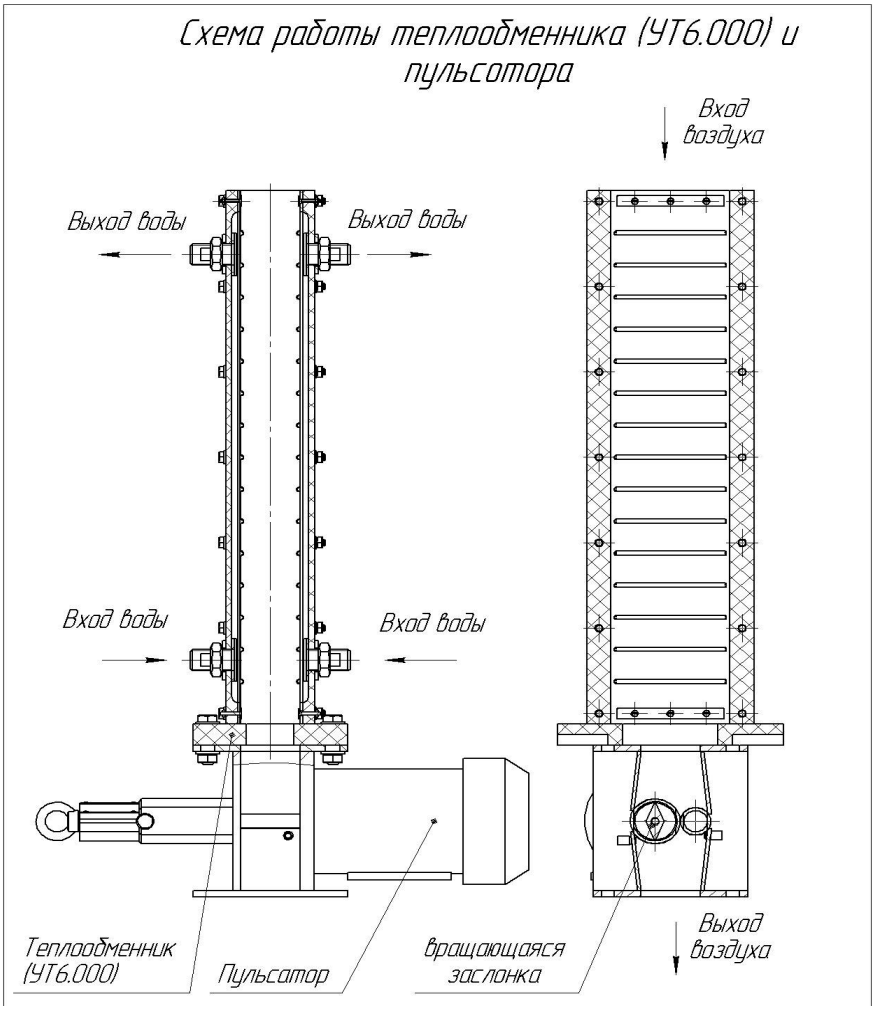

Рис.1 Схема рабочего участка экспериментальной установки.

- температуры воздуха на входе и выходе канала с помощью нити платинового термометра сопротивления ПТП-100, равномерно распределенной по поперечному сечению канала.

Чувствительный элемент термометра сопротивления ПТП-100 представляет собой проволоку диаметром порядка 20 мкм длиной около 1 м. Эта проволока с помощью специальной платы с окном, повторяющим форму сечения канала, была закреплена «змейкой» с равномерным шагом поперек канала. Это обеспечило возможность измерения усредренной по сечению температуры воздуха.

Тепловой поток в опытах оценивался по измеренным значениям массового расхода воздуха и разности его температур на входе и выходе. Несмотря на тепловую изоляцию боковых стенок канала, часть теплового потока к воздуху поступала от них. На расчетную величину этого теплового потока делалась поправка. В расчете полагалось, что боковая стенка в области стыка с медной пластиной имеет температуру горячей воды, охлаждаясь по высоте потоком воздуха с коэффициентом теплоотдачи для гладкой стенки при расходе воздуха, соответствующем условиям опыта. Величина поправки на тепловой поток от боковых стенок не превышала 5% от измеренного значения.

Для определения плотности теплового потока использовалась смачиваемая поверхность нагреваемых стенок, включая увеличение площади за счет элементов дискретной шероховатости. При оценке коэффициента теплоотдачи использовалась разность температур между температурой воды и полусуммой температур воздуха на входе и выходе канала. В качестве определяющей температуры использовалась средняя температура воздуха. Число Рейнольдса определялось по средней скорости потока, определенной как отношение среднего объемного расхода к площади сечения канала без поправок на влияние дискретной шероховатости. При обобщении данных в качестве характерного размера канала использовался эквивалентный гидравлический диаметр.

Эксперименты выполнялись при гладких и дикретно-шероховатых медных стенках канала. Используемая в опытах геометрия дискретной шероховатости была получена с помощью штамповки. В работе представлены данные для поперечных выступов с относительным шагом 10. Геометрия выступов показана на рис.2.

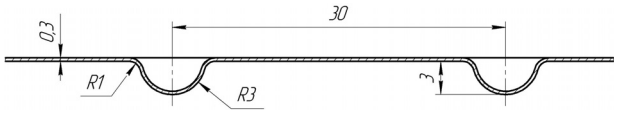

Рис.2 Геометрия поперечных выступов (ребер), расположенных с относительным шагом 10.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Пред основной серией опытов с дискретно-шероховатой стенкой были проведены эксперименты при гладких стенках канала.

Полученные экспериментальные значения Nu для гладкого канала в диапазоне чисел Рейнольдса 8–50 10^3 (рис.3) лишь на 8…10% превышают значения, вычисленные по известной зависимости

$$Nu = 0{,}021 \times \mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,43} \times (\mathrm{Pr}_f / \mathrm{Pr}_w)^{0,25} \times \varepsilon \qquad (1)$$

с учетом поправки на влияние начального участка канала ε. Для начального участка некруглого канала такое соглаование с литературными данными можно считать вполне удовлетворительным.

Для дискретно-шероховатого канала с относительным шагом выступов 10 первоначально была проведена серия опытов при стационарном потоке. Как видно из рис.3, коэффициент интенсификации теплоотдачи в ДШК по отношению к опытным данным для гладкого канала практически постоянен в исследованном диапазоне чисел Рейнольдса и в среднем составляет 2,2.

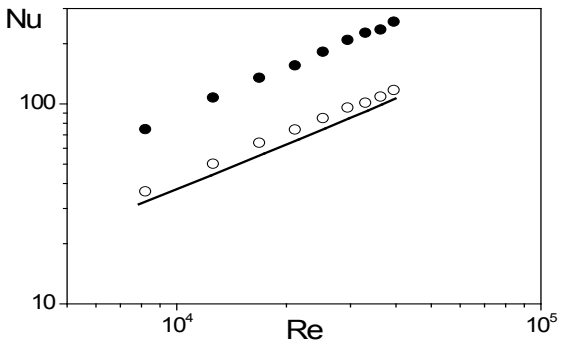

Рис.3 Теплоотдача в канале: линия – расчет по (1), светлые значки – гладкая стенка, темные значки– ДШК.

Полученный результат хорошо согласуется (с отнклонением не более 10%) с известными литературными данными [17] для соответствующей геометрии дискретной шероховатости.

Эксперименты при пульсациях потока проводились в диапазоне средней скорости потока в канале U=2–15 м/с. Частоты и относительные амплитуды наложенных пульсаций скорости составили f=0–190 Гц и $\beta=A_U/U=0–3$ (A_U – амплитуда пульсаций скорости). Закон изменения скорости потока по времени был близок к гармоническому: u/U=1+b sin(2p f t).

Амплитуда пульсаций потока оценивалась по осциллограммам скорости потока во входном сечении канала, измеренной термоанемометром. На величину этой амплитуды на некоторых режимах сильное влияние оказывает резонанс. Первая резонансная мода канала (по длине от входа до заслонки) как 1/4–волнового резонатора при комнатной температуре воздуха соответствует частоте около 150 Гц, которая находилась в пределах исследованного диапазона частот. На рис.4 показана зависимость абсолютной амплитуды пульсаций скорости потока от частоты пульсаций, полученная при среднем расходе 50 м^3/час (средней скорости потока U = 2.8 м/с) и фиксированных настройках расходных окон пульсатора. Как видно из рис.4, получена типичная резонансная кривая. На резонансном режиме здесь $\beta=A_U/U = 3$, т.е. имеют место обратные токи.

Термоанемометр чувствителен только к абсолютной скорости потока и нечувствителен к направлению потока. На осциллограмме сигнала термоанемометра в потоке с обратными токами участки отрицательной скорости «переворачивались» в положительную область. В чередующихся с полупериодом пульсаций максимумах сигнала участки обратного тока легко распознавались по меньшему уровню сигнала. Все это учитывалось при обработке осциллограмм скорости потока.

При обобщении данных использовалась безразмерная частота (число Струхаля) наложенных пульсаций $Sh=fX_R^{ст}/U$, в котором в качестве характерной длины использовано расстояние до средней точки присоединеия потока за выступом в стационарных условиях $X_R^{ст}$. Для выступов представленной на рис.2 формы это расстояние составляет 10 высот выступа, т.е. 0,03 м. Диапазон изменения числа Струхаля в опытах составлял от 0 до 4.

По результатам каждого опыта оценивалось 4 числа подобия: Nu, Re, Sh, относительная амплитуда пульсаций β. Теплофизические свойства воздуха определялись при средней его температуре в канале. В числах Re, Sh и β использовалась осредненная по времени и сечению канала скорость потока, основанная на результатах измерения расхода. Далее оценивался коэффициетнт дополнительной интенсификации теплообмена от влияния нестационарности потока. Он представлял собой отношение числа Нуссельдта в условиях нестационарности потока Nu к опытному значению $Nu_{ст}$ в том же самом дискретно-шероховатом канале при стационарном потоке с таким же числом Рейнольдса.

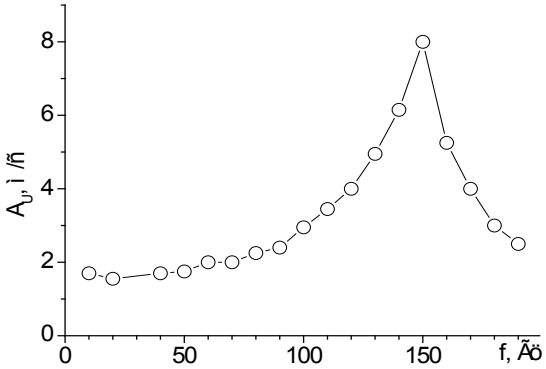

Рис.4 Зависимость амплитуды пульсаций скорости потока на входе в канал от частоты пульсаций.

Анализ экспериментальных данных показал, что Sh и β влияют на $Nu/Nu_{ст}$ совсестно в виде их произведения. Произведение β Sh можно представить в виде числа подобия

$$\frac{A_U f}{U^2 / X_R},$$

имеющего физический смысл относительного ускорения пульсирующего потока. Обобщенные данные для дискретно-шероховатого канала с поперечными выступами при относительном их шаге 10 представлены на рис.5. Как видно, при β Sh>0,1 имеет место дополнительная интенсификация теплообмена в ДШК за счет нестационарности потока. Этот эффект связан с перестройкой структуры течения в следе за выступом, обтекаемым пульсирующим потоком. При определенных условиях за выступом формируются мощные «разгонные» вихри, которые интенсифицируют процессы переноса теплоты между ядром потока и стенкой. Результаты исследования кинематической структуры течения при отрыве пульсирующего потока опубликованы в [18].

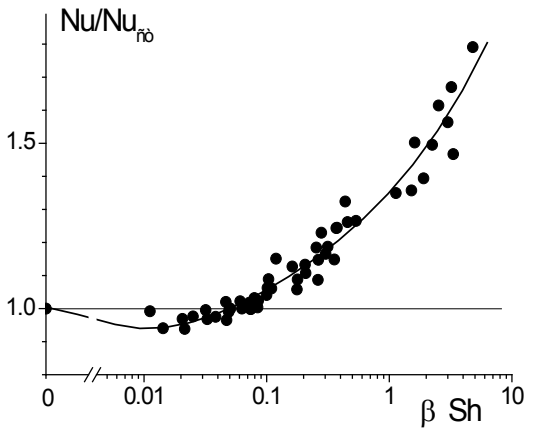

Рис.5 Зависимость коэффициента дополнительной интенсификации теплообмена в ДШК от параметров нестационарности потока.

Там же приведена классификация таких течений и карта режимов, построенная на основе визуализации обтекания препятствий пульсирующим потоком. Интересно отметить, что в этой карте граница квазистационарных режимов в координатах Sh и β отделена линией, близкой к β Sh=0,2. Рис.5. Зависимость коэффициента дополнительной интенсификации теплообмена в ДШК от параметров нестационарности потока

В полученной зависимости (рис.5) можно выдедить 4 области. В окресности β Sh=0,01 имеется небольшое (до 5%) снижение теплообмена. В этой области еще нет образования «разгонных» вихрей, и поток можно считать квазистационарным. Мгновенный теплообмен подчиняется зависимостям для стационарного потока, а снижение среднего по времени теплообмена приисходит из-за нелинейности зависимости Nu(Re). Другими словами, при измененении Re в некотором диапазоне получим осредненное по диапазону значение Nu ниже, чем значение этого числа подобия при среднем значении Re. И чем выше β, тем больше заметно это снижение. Именно в этой области были условия тепловых опытов при низких частотах пульсаций в работе [11], где тоже было получено некоторое снижение теплообмена по отношению к стационарному режиму.

В области β Sh=0,01 – 0,1 просходит компенсация упомянутого выше фактора началом формирования «разгонных» вихрей. В области β Sh=0,1 – 1 эти вихри становятся все более мощными, и их роль в интенсификации теплообмена повышается. При β Sh > 1 зависимость $Nu/Nu_{ст}$ (β Sh) становится более крутой. Это связано, главным образом, с появлением в этой области (при β>1) обратных токов, и большая интенсификация теплообмена достигается средней кратностью прохожнения теплоносителя через определенное сечение более 1. В этой области, возможно, влияние факторов β и Sh следует рассматривать раздельно, чего в данной работе не сделано.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Получены экспериментальные данные по теплообмену дискретно-шероховатой стенки в широком диапазоне частот и амплитуд пульсаций потока в канале. Данные обобщены в виде зависимости отношения коэффициента теплоотдачи к стационарному уровню в зависимости от безразмерного комплекса, имеющего физический смысл относительного ускорения пульсирующего потока. В области высоких значений этого комплекса относительный теплообмен превышает 1,5.

ЛИТЕРАТУРА

1. Леонтьев А.И., Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А. Эффективные интенсификаторы теплоотдачи для ламинарных (турбулентных) потоков в каналах энергоустановок // Изв. РАН. Энергетика. 2005. №1, С.75-91.
2. Букреев В.И., Шахин В.М. Сопротивление трения и потери энергии при турбулентном пульсирующем течении в трубе. // Изв. АН СССР. Мех. жидк. и газа. 1977. № 1 – с. 160-162.
3. Ковальногов Н.Н. Структура течения и особенности турбулентного обмена в пограничном слое динамически нестационарного потока в каналах //Изв. РАН. Энергетика. 1995. №2. с. 107-117.
4. Mizushina T., Maruyama T., Hirasawa H. Structure of the turbulence in pulsating pipe

flows // J. Chem. Eng. Japan – 1975 – Vol. 8, № 3 – p. 210-216 и др.
5. Gündoğdu M.Y., Carpinlioğlu M.Ö. Present State of Art on Pulsatile Flow Theory // Jap. Soc. Mech. Eng. B. 1999. Vol.42. No.3. p. 384-410.
6. Галицейский Б.М, Рыжов Ю.А, Якуш Е.В. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. М.: Машиностроение, 1977. 256 с.
7. Saric S., Jakirlic S., Tropea C. A Periodically Perturbed Backward-Facing Step Flow by Means of LES, DES and T-RANS: An Example of Flow Separation Control // Journal of Fluids Engineering. Sept. 2005. Vol.127. Pp.879-887.
8. Lee T.S., Shi Z.D. Numerical Study of Effects of Pulsatile Amplitude for Transitional Turbulent Pulsatile Flow in Pipes with Ring-Type Constrictions // Int. J. Numer. Meth. Fluids. 1999. 30. Pp.813-830.
9. Pozarlik A.K., Panara D., Kok J.B.W., van der Meer T.H. Heat Transfer in a Recirculation Zone at Steady-State and Oscillating Conditions - The Back Facing Step Test Case // Proceedings 5th European Thermal-Sciences Conference; Editors: Stoffels G.G.M., van der Meer T.H. and van Steenhoven A.A., Eindhoven, 2008.
10. Mullin T., Greated C.A., Grant I. Pulsating Flow over a Step // Phys. Fluids. April 1980. 23(4). Pp.669-674.
11. Jarosinski W. Various experimental methods to study heat transfer from the heated rib-roughed wall to a steady or pulsating flow // Journal of KONES Internal Combustion Engines. 2003. vol. 10. № 3-4.P.1.
12. Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Молочников В.М. Теплообмен в турбулентной отрывной области при наложенных пульсациях потока // Теплофизика и аэромеханика. 2008. Т.15. № 2. С.229-236.
13. Михеев Н.И., Давлетшин И.А., Молочников В.М. Теплообмен при отрыве пульсирующего потока // Тепловые процессы в технике. 2009. Т.1. №8. С.314-317.
14. Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Молочников В.М. Отрыв пульсирующего потока. // Доклады Академии наук. 2007. т.417. №6. С.760-763.
15. Давлетшин И.А., Михеев Н.И. Отрывная область при обтекании препятствия пульсирующим потоком в канале // Изв. РАН. МЖГ. 2010. №5. С.85-90.
16. Давлетшин И.А., Душина О.А., Занько Ф.С., Михеев Н.И., Молочников В.М. Турбулентный отрыв потока и характеристики теплообмена в условиях гидродинамической нестационарности // Изв. РАН. Энергетика. 2011.– №1. С. 56-69.
17. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
18. Давлетшин И.А., Михеев Н.И. Структура течения и теплообмен при отрыве пульсирующего потока //Теплофизика высоких температур. 2012. №3. С.442-449.