

УДК 536.24

## КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ОТРЫВНОМ ПУЛЬСИРУЮЩЕМ ПОТОКЕ

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

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

Довольно часто в трактах различных технических устройств процессы протекают в условиях нестационарности – запуск, останов, переходные режимы. Частным случаем нестационарности являются пульсирующие потоки, возникающие при работе лопаточных и поршневых машин, редукторов и т.д. Сложная конфигурация каналов в ряде случаев является причиной отрыва потока от стенок. Таким образом, задача экспериментального изучения гидродинамических и тепловых процессов в отрывном пульсирующем потоке является весьма актуальной.

Прогнозирование характеристик конвективного теплообмена в условиях нестационарности невозможно без понимания гидродинамической картины течения. Изучению гидродинамических параметров нестационарных течений уделяется существенное внимание различными авторами [1-4]. Рассматриваются потоки с возрастанием (убыванием) некоторого параметра (скорости, давления) по определенному закону и влиянием этого изменения на другие параметры течения. Известны данные по пульсирующим потокам. Для анализа процессов в условиях пульсаций потока предлагаются различные классификации. Есть попытки на основе полученных экспериментальных данных по гидродинамическим параметрам в условиях нестационарности и имеющимся представлениям по взаимосвязям гидродинамических и тепловых параметров прогнозировать теплообменные процессы в таких сложных течениях [5]. Имеется ограниченное количество экспериментальных данных по конвективному теплообмену в условиях нестационарности [6].

Данная работа посвящена экспериментальному изучению влияния наложенных пульсаций на кинематическую и тепловую структуры отрывного течения. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. Основными элементами установки являлись рабочий участок 2, устройство для создания пульсаций расхода (пульсатор) 3, ресивер 4 объемом около  $0,5 \text{ м}^3$ , на выходном герметичном фланце которого устанавливался набор критических сопел 5, и турбокомпрессор, работающий на всасывание. Ресивер большого объема, установленный между пульсатором и критическими соплами, обеспечивающими измерение и поддержание расхода с погрешностью не более 0,25%, служил для сглаживания пульсаций давления перед соплами.

Пульсации расхода обеспечивались вращающейся заслонкой квадратной формы (рис.1, вид А), периодически перекрывающей входное отверстие (по форме – треугольник со скругленными углами) герметичного отсека 4. Заслонка приводилась во вращение электроприводом с регулируемой и стабилизируемой частотой вращения. Конструкция устройства для создания пульсаций расхода обеспечивала возможность регулирования амплитуды пульсаций расхода посредством изменения степени перекрытия отверстия  $S$ . Электронный блок цифрового управления приводом вращающейся заслонки пульсатора обеспечивал весьма стабильное воспроизведение режимов по частоте пульсаций, а координатное устройство задания положения оси вращения заслонки по отношению к перекрываемому отверстию – стабильность амплитуды пульсаций.

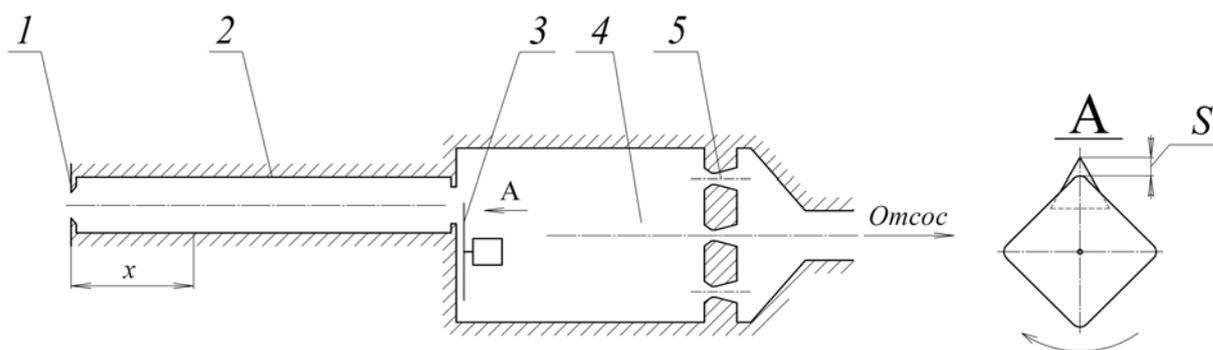


Рис. 1. Экспериментальная установка.

Ввиду сложности проведения одновременных гидродинамических и тепловых измерений эксперименты проводились с использованием различных измерительных участков 2, проточные части которых были геометрически идентичны. Два этапа измерений – гидродинамические и тепловые – проводились при одинаковых условиях по размерам препятствия (для отрыва потока), среднему расходу газа через канал, частоте и амплитуде наложенных пульсаций. Наложённые пульсации расхода воздуха в канале создавались периодическим перекрыванием проходного сечения вращающейся заслонкой на выходе из трубы, тем самым обеспечивался закон изменения скорости потока близкий к гармоническому  $U = U_0 + A_U \sin(2\pi f t + \phi)$ , где  $U_0$  и  $A_U$  – среднее значение и амплитуда скорости,  $t$  – время,  $\phi$  – начальная фаза. Диаметр проточной части канала составлял  $d_1 = 64$  мм. Отрыв потока осуществлялся на кромке диафрагмы 1 диаметром  $d = 40; 30; 20$  мм, установленной на входе в трубу. Диафрагма в этом случае являлась выступом высотой  $h = (d_1 - d)/2$ . Длина канала  $L = 470$  мм выбиралась достаточно большой с точки зрения исключения влияния на отрывную область и вместе с тем сравнительно небольшой, чтобы избежать резонансных явлений в исследуемом диапазоне частот наложенных пульсаций  $f = 0 - 377$  Гц.

Условия и результаты экспериментов по кинематической структуре отрывного пульсирующего потока приведены в [7]. Выполнены измерения продольной составляющей поверхностного трения  $\tau_x$ , статического давления на стенке и скорости потока на оси канала по координате  $x$ , отсчитываемой от кромки диафрагмы. На рис. 2 приведены коэффициенты поверхностного трения  $c_f = \tau_x / (\rho U_0^2 / 2)$  (рис. 2, а) и статического давления  $c_p = \Delta P / (\rho U_0^2 / 2)$  (рис. 2, б) при расходе воздуха в канале  $Q = 53,1$  м<sup>3</sup>/ч (среднерасходная скорость потока в канале  $U_0 = 4,6$  м/с,  $Re = U_0 d / \nu = 2,3 \times 10^4$ ). Перепад давления  $\Delta P$  определялся относительно фиксированной точки в области релаксации – в конце измерительного участка. Такой подход позволял использовать более чувствительные манометры с малым диапазоном измерений и, тем самым, уменьшать погрешность измерений.

Измерения скорости и поверхностного трения проводились термоанемометрическими датчиками с использованием цифровой аппаратуры ИРВИС ТА-5, перепадов давления – измерителями давления ПРОМА-ИДМ.

Сбор и обработка опытных данных выполнялись при помощи автоматизированной системы, включающей ПЭВМ и многоканальный аналого-цифровой преобразователь с параллельным опросом каналов. Частота опроса каналов составляла 5000 Гц, время опроса – 2 с.

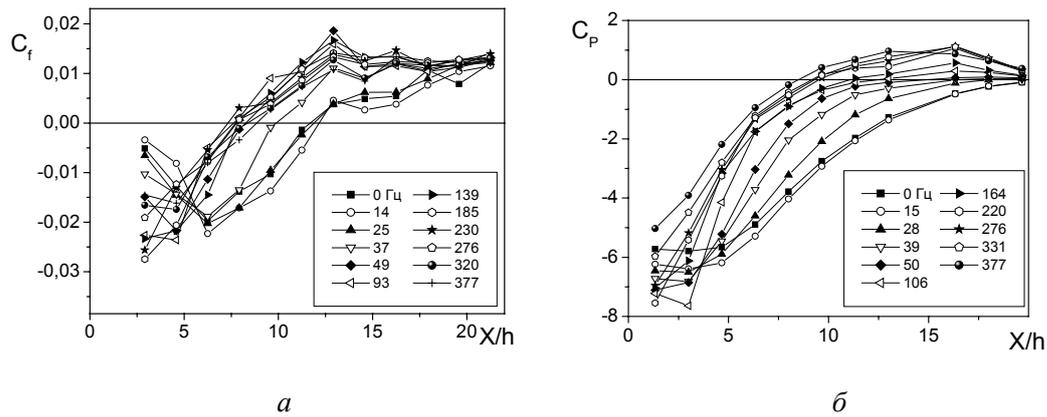


Рис. 2. Распределение поверхностного трения (а) и статического давления на стенке (б) по длине отрывной области за диафрагмой.

Для стационарного режима (линии и точки 0 Гц на рис.2) полученные данные хорошо согласуются с известными экспериментальными данными как по распределению поверхностного трения и давления в отрывной области, так и по длине отрывной области при обтекании выступа стационарным турбулентным потоком. При различных частотах наложенных пульсаций зависимости  $C_f$  и  $C_p$  от  $x/h$  сильно расслаиваются, но хорошо согласуются между собой по характеру изменения как по частоте пульсаций, так и по координате  $x$ . Как следует из рис.2, положение средней точки присоединения потока  $X_R$ , расстояние до которой часто называют длиной отрывной области, при высоких частотах наложенных пульсаций существенно приближается к выступу. Координату точки  $X_R$  принято определять по условию  $C_f = 0$ .

На рис.3 приведена обобщенная зависимость относительной длины отрывной области от безразмерной частоты наложенных пульсаций скорости внешнего потока  $Sh = fX_R/U_0$ .

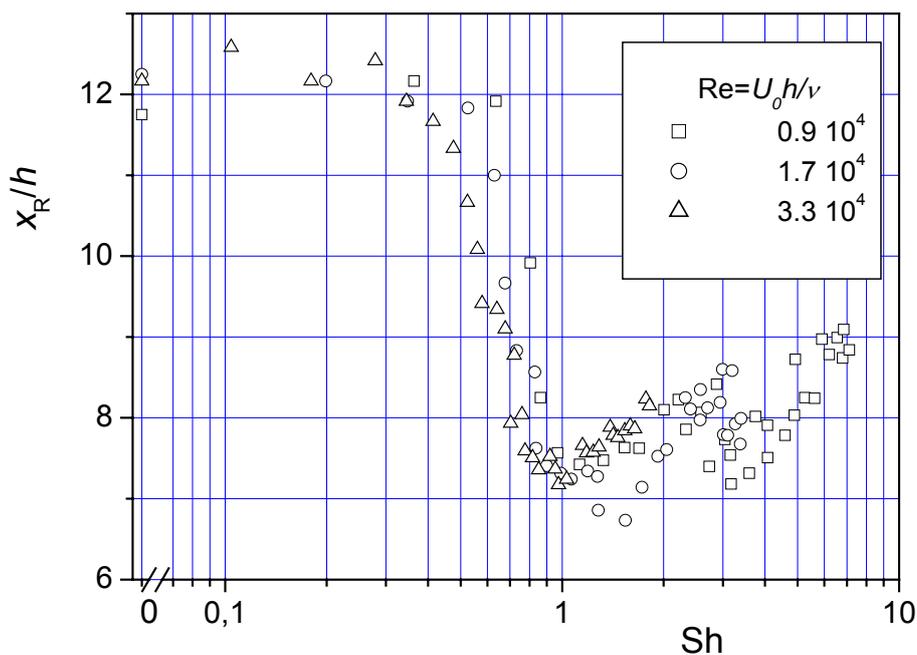


Рис. 3. Длина отрывной области за диафрагмой  $d=40$  мм в пульсирующем потоке.

Минимальные значения длины отрывной области достигались при  $Sh \approx 1$ . То есть наибольший эффект влияния наложенных пульсаций проявлялся при совпадении пути, пройденного газом за период наложенных пульсаций скорости потока, с длиной отрывной области. По-видимому, этому условию соответствует наиболее интенсивный массообмен между отрывной областью и основным потоком, что и приводит к существенному уменьшению длины (в полтора – два раза) отрывной области.

Относительная амплитуда пульсаций скорости на оси канала вблизи диафрагмы  $d=40$  мм в экспериментах составляла  $A_U/U_0=0,05 - 0,5$  (рис. 4). Характер зависимостей амплитуды скорости на графиках не позволяет судить о наличии выраженных резонансных режимов в экспериментах в сравнительно коротком канале.

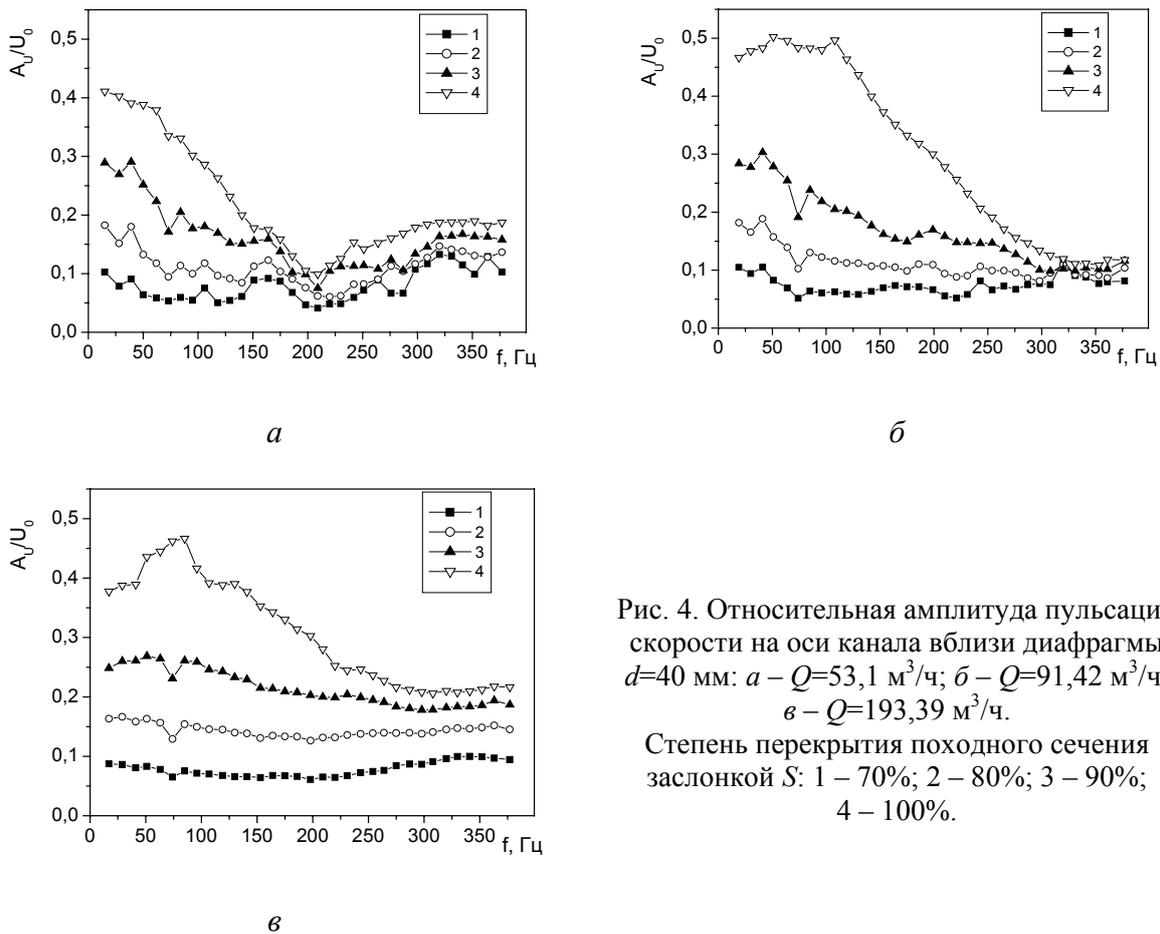


Рис. 4. Относительная амплитуда пульсаций скорости на оси канала вблизи диафрагмы  $d=40$  мм: а –  $Q=53,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; б –  $Q=91,42 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; в –  $Q=193,39 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Степень перекрытия походного сечения заслонкой  $S$ : 1 – 70%; 2 – 80%; 3 – 90%; 4 – 100%.

Эксперименты, направленные на изучение конвективного теплообмена в турбулентном отрывном течении при наложенных пульсациях расхода газа, также проводились в канале длиной 470 мм. Измерительный участок (рис. 5) представлял собой толстостенную круглую трубу 1 из нержавеющей стали с внутренним диаметром  $d_1=64$  мм и наружным  $d_2=76$  мм. Динамика изменения температуры стенки в процессе теплообмена измерялась 24 хромель-копелевыми термопарами 3, расположенными на наружной стенке. Наружная поверхность канала была теплоизолирована слоем изолонa 2 толщиной 10 мм.

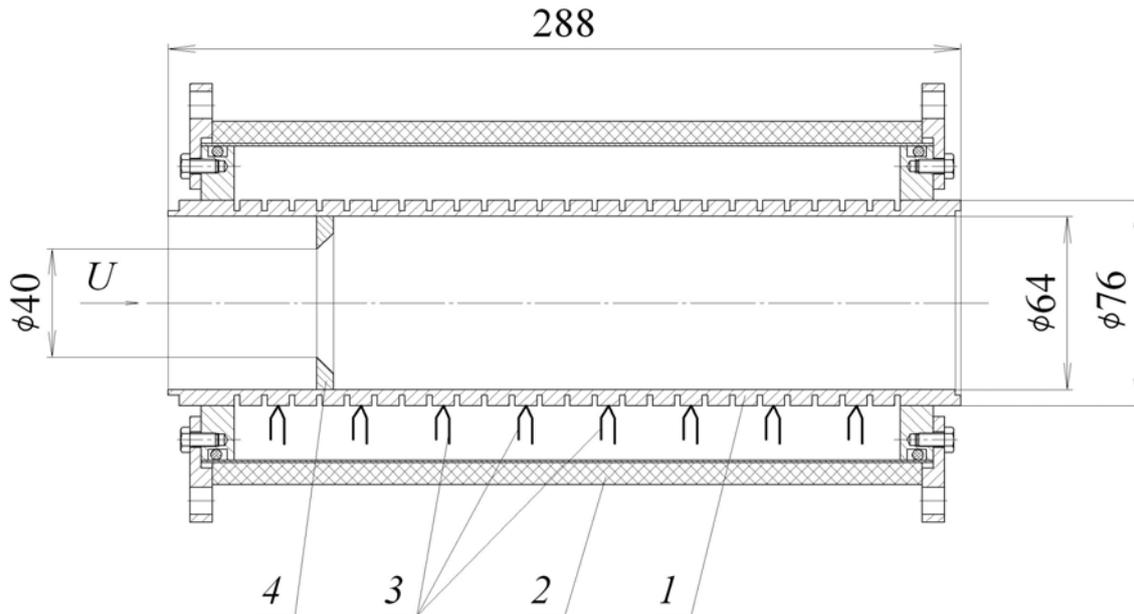


Рис. 5. Измерительный участок

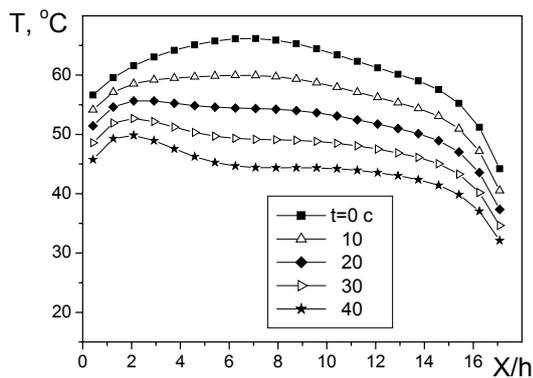
Эксперименты проводились при среднерасходных скоростях потока  $U_0=2,2-16,6$  м/с ( $Re= U_0 d_1/\nu= (1,1 - 8,2)\times 10^4$ ). Теплообмен обеспечивался путем предварительного нагрева стенки канала на  $40 - 120$  °С относительно комнатной температуры. Нагрев участка производился потоком горячего воздуха, протекающего через электрический нагреватель с регулируемой мощностью, что давало возможность достигать необходимого уровня нагрева и стабилизации температуры. Далее в канал подавался воздух комнатной температуры, и в течение определенного времени выполнялись измерения динамики температурного поля стенки.

Аналогичным образом проводились эксперименты с предварительным захлаживанием стенки наружным воздухом в зимнее время.

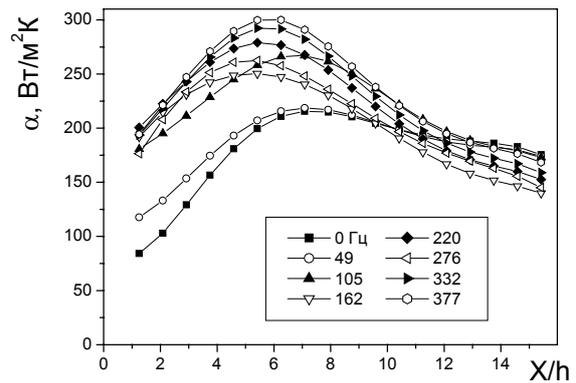
Сбор опытных данных выполнялся при помощи автоматизированной системы, включающей ПЭВМ и две платы L-card (L-761), имеющие по 16 дифференциальных входов АЦП. Частота опроса данных по каждому из каналов составляла 200 Гц, время опроса - 50 с. Таким образом, в одном эксперименте по каждой термопаре записывалось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

Характерная динамика температурного поля стенки в процессе теплообмена в отрывной области за диафрагмой  $d=40$  мм приведена на рис. 6, а. Из графиков видно, что скорость изменения температуры стенки различна по длине отрывной области: в районе  $x=7h$  темп охлаждения максимален, а значит и теплоотдача максимальна. Концевые эффекты связаны с влиянием массивных фланцев.

По результатам измерений температурного поля стенки канала было получено распределение осредненного по времени коэффициента теплоотдачи (рис. 6, б) по длине отрывной области пульсирующего потока в предположении, что в окружном направлении плотность теплового потока постоянна. Тепловые потоки на стенке определялись решением обратной задачи теплопроводности или уравнения теплового баланса стенки канала [8,9]. В качестве начального условия принималось температурное поле стенки, измеренное термопарами в начальный момент процесса теплообмена. Задача определения распределения теплового потока на внутренней поверхности канала решалась при условии отсутствия теплового потока на наружной поверхности канала. Тепловые потоки на концах канала оценивались по разностям температур между крайними элементами измерительного участка.



а



б

Рис.6. Температурное поле стенки (а) и распределение коэффициента теплоотдачи (б) при среднерасходной скорости потока  $U_{\theta}=16,6$  м/с.

Из графиков (рис.6, б) видно, что максимальное значение коэффициента теплоотдачи с увеличением частоты наложенных пульсаций расхода газа приближается к диафрагме. Данный факт согласуется с характером изменения координаты точки присоединения в пульсирующем потоке (рис.3).

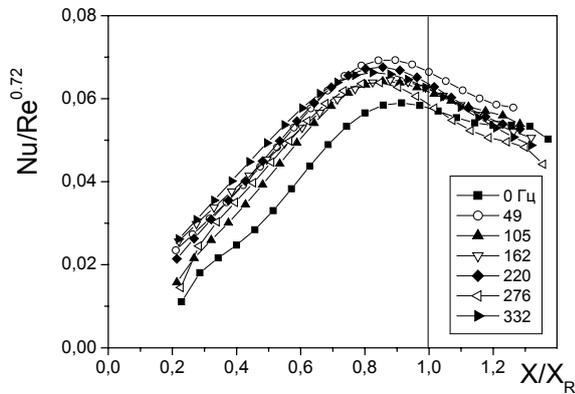
Результаты исследований для отрывного пульсирующего течения, обобщенные с учетом переменной длины отрывной области, приведены на рис. 7. Величина теплоотдачи в соответствии с зависимостью из [10] для стационарных течений представлена здесь в виде комплекса  $Nu_L/Re_L^{0.72}$ , где за длину разделяющей линии тока принималась длина отрывной области  $X_R$ :  $Nu_L = \alpha X_R / \lambda$ ,  $Re_L = U_c X_R / \nu$  ( $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи,  $U_c$  – скорость потока на срезе диафрагмы). Данные для максимума теплоотдачи в отрывной области при стационарном режиме хорошо согласуются с соотношением [10], полученным аппроксимацией большого количества экспериментальных данных различных авторов:

$$Nu_L = 0.0803 Re_L^{0.72} Pr^{0.43}.$$

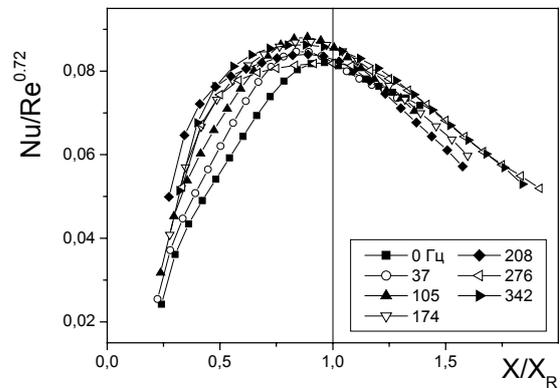
Число Рейнольдса определялось по скорости потока на срезе диафрагмы, которая является максимальной для внешнего потока над отрывной областью. Однако, при большой степени загромождения сечения канала диафрагмой ( $d=20; 30$  мм) скорость потока существенно переменна по длине канала за препятствием. Использование максимальной скорости в данном случае должно приводить к уменьшению комплекса  $Nu_L/Re_L^{0.72}$ , что и видно на графиках (рис. 7, а, б). Во всех случаях наложенные пульсации приводят к интенсификации теплообмена по сравнению со стационарным режимом. С уменьшением размера препятствия (увеличением диаметра диафрагмы) интенсификация теплообмена в отрывной области увеличивается. Т.е. прирост теплоотдачи тем выше, чем сильнее изменяется (уменьшается) длина отрывной области при наложенных пульсациях расхода газа.

Таким образом, наибольший эффект по теплообмену в пульсирующем потоке был достигнут в отрывном течении за диафрагмой  $d=40$  мм при максимальной степени перекрытия заслонкой проточной части канала. Из графиков (рис. 7, в) видно, что распределения теплоотдачи имеют максимумы чуть выше точки присоединения – на расстоянии  $(0,6 - 0,8) X_R$  от точки отрыва потока. В пульсирующем потоке коэффициент теплоотдачи  $Nu_L$  увеличивается по всей длине отрывной области. Особенно высок эффект от пульсаций потока в ближайшем следе за диафрагмой, где

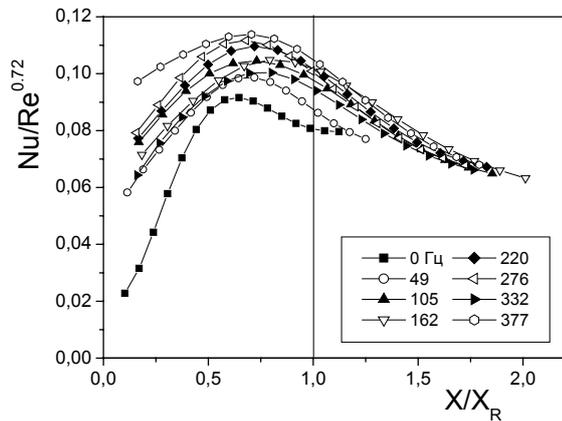
наложенные пульсации расхода приводят к 4-кратному увеличению теплообмена. В области релаксации ( $x > 2X_R$ ) влияние пульсаций на уровень теплоотдачи уменьшается.



*a*



*б*



*в*

Рис.7. Теплоотдача в отрывной области:  
*a* –  $d=20$  мм,  $Q=25,76$  м<sup>3</sup>/ч,  $S=80\%$ ;  
*б* –  $d=30$  мм,  $Q=53,1$  м<sup>3</sup>/ч,  $S=80\%$ ;  
*в* –  $d=40$  мм,  $Q=97,2$  м<sup>3</sup>/ч,  $S=100\%$ .

Полученные распределения позволяют провести оценку интегрального эффекта интенсификации теплообмена в отрывном пульсирующем потоке. Для различных частот наложенных пульсаций расхода средние значения коэффициента теплоотдачи по длине отрывной области (рис.8) находились как

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

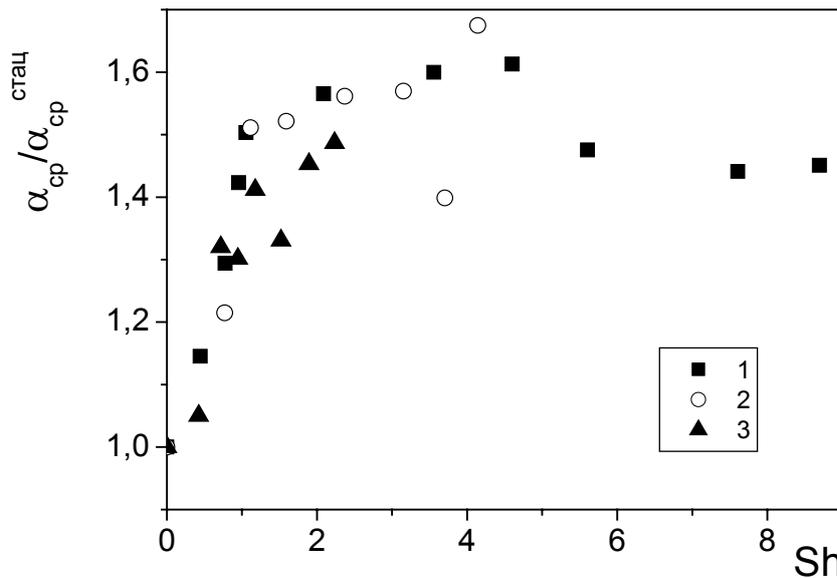


Рис.8. Интенсификация теплоотдачи в отрывной области за диафрагмой  $d=40$  мм:  
 1 –  $Q=53,1$  м<sup>3</sup>/ч; 2 –  $Q=97,2$  м<sup>3</sup>/ч; 3 –  $Q=191,89$  м<sup>3</sup>/ч.

Как видно из рис.8, интегральное увеличение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{ср}}$  в отрывной области достигает 60% по сравнению со стационарным режимом ( $\alpha_{\text{ср}}^{\text{стац}}$ ). Наибольший темп нарастания наблюдается в диапазоне частот  $Sh=0 - 1$ , в котором резко меняется длина отрывной области.

Таким образом, экспериментальными измерениями установлено, что наложенные пульсации расхода газа в отрывном течении приводят к увеличению теплообмена. Интенсификация теплоотдачи проявляется на расстоянии до  $2X_R$  от препятствия. Эффект интенсификации локального и среднего по отрывной области теплообмена быстро нарастает в диапазоне  $Sh$  от 0 до 1 и при дальнейшем увеличении частоты остается приблизительно постоянным, по крайней мере, до  $Sh=9$ , реализованного в экспериментах. Наибольшее увеличение локального коэффициента теплоотдачи наблюдается непосредственно за препятствием.

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

## Литература

1. Дрейцер Г.А., Краев В.М. Турбулентные течения газа при гидродинамической нестационарности: Монография / САА. Красноярск.– 2001.– 148 с.
2. Григорьев М.М. Кузьмин В.В., Фафурин А.В. Классификация пульсирующих турбулентных течений // ИФЖ.– 1990.– Т.59, №5.– С.725-735.
3. Mizushima T., Maruyama T., Siozaki Y. Pulsating turbulent flow in a tube //J. Chem. Engrs. Jap. 1973. V.6. №6. P. 487-494.
4. Козлов А.П., Михеев Н.И., Стинский Г.В., Сухоруков О.В. Влияние наложенных пульсаций скорости потока на мгновенный вектор поверхностного трения // Изв. Вузов. Авиационная техника. 1999.– №3.– С.51-53.
5. Краев В.М. Влияние гидродинамической нестационарности на турбулентную структуру и теплообмен при неизотермическом течении газа в трубе: дис. докт. техн. наук. // М., 1998.
6. Дрейцер Г.А. Нестационарный конвективный теплообмен при турбулентном течении газов и жидкостей в каналах // Теплоэнергетика, 1998.- №12. С. 29-38.
7. И.А. Давлетшин, Н.И. Михеев, В.М.Молочников. Отрыв пульсирующего потока // Доклады академии наук, 2007. – том 417, №6, с. 1-4.
8. Давлетшин И.А., Михеев Н.И. Метод измерения осредненных значений коэффициента теплоотдачи в сложных течениях // Известия РАН. Энергетика. 2005.- №6.–С.16-19.
9. Давлетшин И.А. Экспериментальное исследование теплоотдачи в сложных турбулентных течениях // Труды Академэнерго, 2007. №1. С.25-36.
10. А.И. Леонтьев, В.И. Ивин, Л.В. Грехов. Полуэмпирический способ оценки уровня теплообмена за точкой отрыва пограничного слоя. // ИФЖ, 1984, т. 47, №4, с. 543-550.