

**ТЕПЛООБМЕН В ПРОТОЧНОМ КАНАЛЕ С ПУЧКОМ ТРУБ
КОРИДОРНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ПРИ НАЛОЖЕНИИ НА ПОТОК
ЖИДКОСТИ ПРОТИВОТОЧНЫХ НИЗКОЧАСТОТНЫХ
НЕСИММЕТРИЧНЫХ ПУЛЬСАЦИЙ**

А.И. ХАЙБУЛЛИНА, А.Р. ХАЙРУЛЛИН, В.К. ИЛЬИН

Казанский государственный энергетический университет

В данной работе экспериментальным путем получены профили скоростей в теплообменнике при наложении на поток жидкости противоточных низкочастотных несимметричных пульсаций (ПННП). Разработана математическая модель для моделирования теплообмена при ПННП в пучке труб коридорного расположения. По результатам численного и физического эксперимента получена обобщающая зависимость для расчета чисел Нуссельта при ПННП для диапазона чисел Рейнольдса $100 \leq Re \leq 1000$, чисел Струхала $0,026 \leq \beta Sh \leq 2,6$ и $2,6 \leq Re(\beta Sh) \leq 260$. Безразмерная амплитуда пульсаций $1,25 \leq \beta \leq 4,5$.

***Ключевые слова:** теплообмен, низкочастотные несимметричные пульсации; пульсирующие течения, пучок труб, теплообменник, математическое моделирование.*

Введение

На сегодняшний день пульсационные методы интенсификации теплообмена привлекают интерес многих исследователей [1–15]. Пульсирующие течения изучаются как теоретически, так и экспериментально. Многие работы по данной теме посвящены исследованиям, в которых рассматривается теплообмен в трубе круглого сечения [1, 2, 3], при обтекании одиночного цилиндра [4, 5, 6, 7], различных выступов [8, 9, 10], блоков [11] и других препятствий [12].

В работе [10] эксперименты выполнены в диапазонах чисел Рейнольдса $11000 < Re < 41000$, чисел Струхала $0,01 < Sh < 4$, относительной амплитуды пульсаций $0,2 < \beta < 0,7$, использован безразмерный комплекс βSh , имеющий физический смысл относительного ускорения пульсирующего потока, в области высоких значений комплекса замечено увеличение теплоотдачи в 1,5 раза по сравнению со стационарным течением.

Авторы работы [11] экспериментальным методом изучали теплообмен при симметричных пульсациях потока воздуха в канале с периодически расположенными блоками. Частота пульсаций лежала в диапазоне $10 < f < 100$ Гц ($0,35 \leq Sh \leq 3,5$), безразмерная амплитуда $0,2 < A < 0,3$, числа Рейнольдса были постоянными $Re = 700$. Замечено, что максимальное увеличение теплоотдачи примерно в 1,3 раза наблюдалось при частоте $f = 40$ Гц ($Sh = 1,4$) и ухудшение теплоотдачи – при $f > 80$ Гц ($Sh > 2,8$).

В работе [12] изучали теплообмен при пульсирующем течении в канале с регулярными углублениями. Исследования проводились при числах Рейнольдса $270 < Re < 910$ и числах Струхала $0,08 < Sh < 0,67$. Авторы говорят об увеличении теплоотдачи в 4,5 раза при $Re = 270$, $Sh = 0,34$.

Авторами работы [14] приведены данные по теплоотдаче при обтекании квадратного цилиндра пульсирующим потоком жидкости. Частота пульсаций

© А.И. Хайбуллина, А.Р. Хайруллин, В.К. Ильин
Проблемы энергетики, 2016, № 11-12

изменялась в диапазоне $0 < f < 60$ Гц ($0,125 \leq Sh \leq 0,24$), числа Рейнольдса $Re = 350, 540$. Максимальная интенсификация теплоотдачи в 1,13 раза зафиксирована при $f = 10$ Гц ($Sh = 0,13$) и $Re = 540$.

Как показывает проведенный литературный обзор, в работах других авторов пульсации имеют симметричный характер с высокой частотой. При этом теплообмен при противоточных несимметричных низкочастотных пульсациях (ПННП) в пучке труб остается малоизученным. Под противоточными пульсациями понимаются такие пульсации, при которых теплоноситель меняет свое направление, т.е. совершается возвратно-поступательное движение в пучке труб теплообменника.

Целью работы является разработка адекватной математической модели теплообмена при ПННП в пучке труб на основе экспериментальных данных, представленных в этой статье и полученных ранее [15].

Экспериментальная часть

На рис. 1 показана установка для определения характера течения в пучке труб при ПННП.

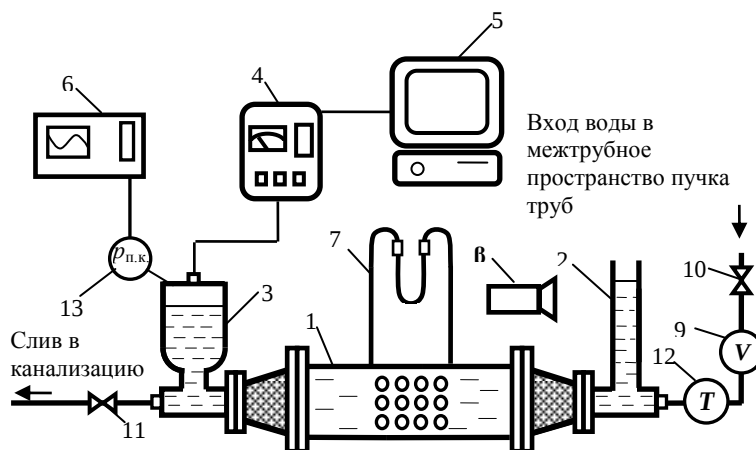


Рис. 1. Определение нестационарной скорости теплоносителя:
1 – ЭТ; 2 – ГА; 3 – ПК; 4 – пульсатор; 5 – компьютер; 6 – осциллограф;
7 – дифманометр; 8 – камера; 9 – расходомер; 10, 11 – вентиль;
12 – термодатчик; 13 – датчик давления

При работе установки водопроводная вода подается в межтрубное пространство экспериментального теплообменника (ЭТ) 1, при этом необходимый расход V , м³/ч, регулируется вентилем – 10. Расход фиксируется расходомером 9, температура жидкости – термодатчиком 12. ЭТ представляет собой прямоугольный корпус с размещенным по центру пучком труб, расположенным перпендикулярно набегающему потоку жидкости. Наружный условный диаметр трубки пучка составляет $D_y = 10$ мм. Пульсационная камера (ПК) 4 служит для передачи энергии пневматических импульсов, генерируемых пульсатором 4, потоку жидкости. Гидравлический аккумулятор (ГА) 2 осуществляет обратный ход жидкости в ЭТ, при этом аккумулирует энергию жидкости и возвращает ее обратно потоку, ускоряя его течение. Таким образом, при ПННП жидкость совершает возвратно-поступательное движение в ЭТ с заданной частотой f и давлением пульсаций p_n . Величиной p_n задается необходимая амплитуда пульсаций A в самом узком сечении межтрубного пространства $S_{м.п.}$. ЭТ, при этом безразмерная амплитуда пульсаций определяется как

$\beta=A/D$. Числа Re находятся по формуле $Re =VD/(S_{м.п.} \nu)$, где ν – кинематическая вязкость жидкости, $м^2/с$.

Необходимая амплитуда A пульсаций рассчитывается следующим образом:

$$A = \frac{A_{г.а.} \cdot S_{г.а.}}{S_{м.п.}} - \frac{V}{S_{м.п.}} \cdot T_{и}, \quad (1)$$

где $A_{г.а.}$ – амплитуда в ГА, м; $S_{г.а.}$ – сечение ГА, м.

Частота f задается компьютером 5 и рассчитывается следующим образом:

$$f = \frac{1}{T_{п}}, \quad T_{п} = T_{и} + T_{с}, \quad (2)$$

где $T_{п}$ – период пульсации, который состоит из суммы двух полупериодов: $T_{и}$ – полупериод подачи импульса в ПК, $T_{и} = 0,5$ с (const); $T_{с}$ – полупериод сброса давления из ПК, задается в зависимости от f .

Число Струхала рассчитывается следующим образом:

$$Sh = \frac{fD}{\nu}, \quad (3)$$

где $\nu = V/S_{м.п.}$ – средняя стационарная скорость потока, м/с.

Гидравлическое сопротивление пучка труб ЭТ при стационарном течении измерялось с помощью жидкостного дифманометра 7 и рассчитывалось следующим образом [16]:

$$\Delta p = (\rho_H - \rho') \Delta H, \quad (4)$$

где ρ_H – плотность рабочей жидкости в манометре, $кг/м^3$; ρ' – плотность жидкости, находящейся в манометре над рабочей жидкостью, $кг/м^3$; ΔH – разность уровней жидкости в манометре.

С помощью датчика (преобразователя) давления 13 ОВЕН ПД100–ДИ0.06–111–0.5 измерялось давление в ПК, электрический выходной сигнал датчика фиксировался осциллографом 6.

Камерой 8 в режиме скоростной съемки регистрировались колебания уровня жидкости в ГА, для этого его стенки были выполнены из прозрачного материала.

Мгновенная скорость при нестационарном течении $v_{э.т.}$ в пучке труб ЭТ находилась по формуле

$$v_{э.т.} = \frac{V_{э.т.}}{S_{м.п.}}, \quad (5)$$

где $V_{э.т.}$ – мгновенное значение объемного расхода через ЭТ при нестационарном течении определялось по формуле

$$V_{э.т.} = (V - V_{г.а.}). \quad (6)$$

Здесь V – заданный расход на входе в ЭТ при стационарном течении; $V_{г.а.}$ – мгновенное значение расхода в ГА находилось по формуле

$$V_{г.а.} = v_{г.а.} \cdot S_{г.а.}. \quad (7)$$

Здесь мгновенное значение скорости в ГА $v_{г.а.}$ находилось как отношение приращения уровня жидкости в ГА $\Delta H_{г.а.}$ к приращению времени:

$$v_{г.а.} = \frac{\Delta H_{г.а.}}{\Delta t}, \quad (8)$$

где $\Delta H_{г.а.}$ – изменение уровня в ГА за соответствующий промежуток времени Δt .

Математическая модель пневмогидравлической системы пульсатор – теплообменник генераций ПННП

Для определения колебаний расходов при ПННП пульсационную установку (рис. 1) представим в виде пневмогидравлической схемы (рис. 2), на которой все элементы установки заменены трубопроводами с заданными конструктивными характеристиками. При этом конструктивные параметры соответствуют параметрам экспериментальной установки.

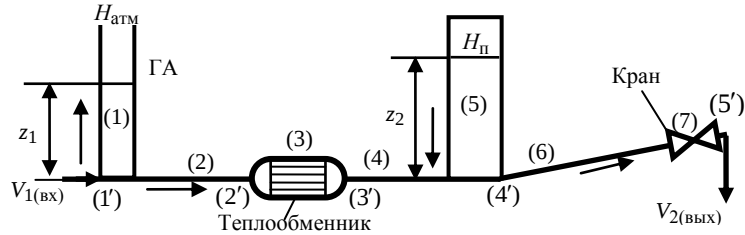


Рис. 2. Принципиальная пневмогидравлическая схема системы для создания пульсаций

Для моделирования данной системы необходимо определить изменение расходов V_1, V_2, V_4, V_5, V_6 во времени для каждого участка системы и давление в ее узлах H_1, H_2, H_3, H_4, H_5 .

Уравнения материального баланса для каждого узла (тройника) системы: узлы (1', 2')

$$V_{1(вх)} - V_1 - V_2 = 0; \quad (9)$$

узлы (3', 4', 5')

$$V_4 - V_5 - V_6 = 0. \quad (10)$$

Уравнения для расчета расходов в элементах исследуемой системы в нестационарной форме будут выглядеть следующим образом:

ГА (резервуар) 1

$$\frac{dV_1}{dt} = gS_1 \frac{H_1 - (H_{атм} + z_1)}{z_1} - \left[\frac{\lambda_{г1}}{2D_1S_1} + \left(\frac{S_1}{S_{0г}} \right)^2 \right] V_1 |V_1|; \quad (11)$$

$$\frac{dz_1}{dt} = \frac{V_1}{S_1}. \quad (12)$$

Трубы 2, 4, теплообменник 3

$$\left(\frac{l_2}{S_2} + \frac{l_3}{S_3} + \frac{l_4}{S_4} \right) \frac{dV_2}{dt} = gS_2(H_1 - H_4) - V_2 |V_2| \left(\frac{\lambda_{г2}l_2}{2D_2S_2} + \frac{\lambda_{г3}l_3}{2D_3S_3} + \frac{\lambda_{г4}l_4}{2D_4S_4} \right); \quad (13)$$

ПК 5

$$\frac{dV_5}{dt} = gS_5 \frac{H_4 - z_2 - H_{п}}{z_2} - \left[\frac{\lambda_{г5}}{2D_5S_5} + \left(\frac{S_5}{S_{0п}} \right)^2 \right] V_5 |V_5|; \quad (14)$$

$$\frac{dz_2}{dt} = \frac{V_5}{S_5}; \quad (15)$$

Труба 6

$$\frac{l_6}{S_6} \frac{dV_6}{dt} = g(H_4 - H_{\text{атм}}) - V_6 \left[\lambda_{\Gamma 6} \frac{l_6}{D_6 S_6^2} + \xi_7 \frac{1}{S_7^2} \right], \quad (16)$$

где g – ускорение свободного падения, $\text{м}^2/\text{с}$; S – сечение, м^2 ; $H_{\text{атм}}$ – давление воздуха над поверхностью жидкости ГА, м.вод.ст.; D – диаметр, м; λ_{Γ} – гидравлическое сопротивление; z – уровень жидкости в ГА и ПК, м; l – длина, м; H – напор, м.вод.ст.; $S_{0\Gamma}$, $S_{0\text{п}}$ – сечение отверстия на дне ГА и ПК соответственно, м^2 ; ξ – коэффициент сопротивления крана; $H_{\text{п}}$ – давление воздуха на поверхности жидкости ПК, м.вод.ст.

λ_{Γ} для элементов 1, 2, 4–6 определялось по эмпирическим формулам Хазена-Вильямса [17], для 3 λ_{Γ} соответствовало гидравлическому сопротивлению ЭТ (рис. 1).

Необходимый расход через теплообменник 3 задается на входе в тройник 1'. ПННП создаются с помощью профиля давления, который задается в ПК в виде зависимости $H_{\text{п}} = f(t)$ м.вод.ст. Характер зависимости $H_{\text{п}} = f(t)$ получен на экспериментальной установке (см. рис. 1). Необходимая частота пульсаций f задается изменением времени t периода пульсаций $T_{\text{п}}$, поскольку $f = 1/T_{\text{п}}$, а изменением $H_{\text{п}}$ – необходимая амплитуда пульсаций A , которая так же, как и в эксперименте фиксировалась по уровню жидкости в ГА.

Для решения уравнений (9–16) можно воспользоваться любым численным методом. Наиболее часто используется итерационный метод Ньютона (метод касательных) [17].

Математическая модель теплообмена в проточном канале с пучком труб коридорного расположения

Далее полученные профили скоростей при помощи системы уравнений (9–16) используются в качестве граничных условий при моделировании теплообмена и гидродинамики в пучке труб. Расчетная область модели представляет собой пучок труб (рис. 3), который со всех сторон ограничен половинками трубок с заданными между ними граничными условиями $\frac{\partial u_i}{\partial n} = 0$, $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$, что позволяет сократить расчетную область фактически до двух цилиндров по вертикали. Это вполне допустимо, поскольку картина течения снизу и сверху обтекаемых цилиндров симметрична [18, 19].

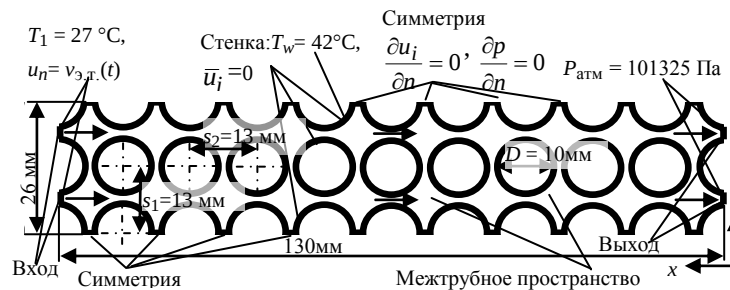


Рис. 3. Расчетная область модели

Течение несжимаемой жидкости описывается системой уравнений Навье-Стокса, осредненных по методу Рейнольдса с применением гипотезы турбулентной вязкости, предложенной Ж. Буссинеском и уравнением неразрывности [20, 21]:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left((\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right), \quad (17)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0, \quad (18)$$

где $\bar{u}_i$, $\bar{u}_j$ – компоненты осредненной скорости; ρ – плотность жидкости; μ – динамическая вязкость; $\bar{p}$ – давление; μ_t – турбулентная вязкость; ($i = 1, 2; j = 1, 2$).

Теплоперенос описывается уравнением конвективного теплообмена (Фурье-Кирхгофа):

$$c_p \left(\frac{\partial}{\partial t} \rho \bar{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{T}) \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\lambda + \lambda_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right], \quad (19)$$

где c_p – теплоемкость жидкости; $\lambda_t = \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}$ – турбулентная теплопроводность;

$Pr_t = 0,85$ – турбулентное число Прандтля; $\bar{T}$ – температура.

В качестве модели турбулентности на основе проведенного анализа [20, 21, 23] была выбрана модель Спаларта-Аллараса (Spalart–Allmaras, SA) с включенной поправкой на кривизну линии тока.

В данной модели дополнительно к уравнению (17) решается уравнение переноса для величины $\tilde{v}$, которая совпадает с турбулентной вязкостью μ_t всюду, кроме пристеночных областей:

$$\frac{\partial \rho \tilde{v}}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_j \tilde{v}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\rho (v + \tilde{v})}{\sigma_{\tilde{v}}} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right) + \frac{C_{b2} \rho}{\sigma_{\tilde{v}}} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} + \rho P_v - \rho \varepsilon_v, \quad (20)$$

где P_v – скорость генерации турбулентной вязкости, а ε_v – скорость её диссипации, $C_{b2} = 0,622$, $\sigma_{\tilde{v}} = 2/3$ – модельные константы.

На входе задавались профили скоростей (полученные с помощью математической модели пневмогидравлической системы пульсатор–теплообменник) (рис. 4, в) соответствующие необходимым A , f , Re , температура потока на входе $T_{вх} = 27^\circ\text{C}$ (const), температура стенок трубок $T_{ст} = 42^\circ\text{C}$ (const). При этом давление на выходе было постоянным 101325 Па. Остальные граничные условия показаны на рис. 3.

Моделирование теплообмена и гидродинамики при ПННП осуществлялось решением системы уравнений (17 – 20) с помощью программного обеспечения *Ansys Fluent 14.0* при следующих ограничениях: $100 \leq Re \leq 1000$; $0,026 \leq (\beta Sh) \leq 2,6$; $2,6 \leq Re(\beta Sh) \leq 260$; $1,25 \leq \beta \leq 4,5$. Для повышения точности вычислений расчетная сетка состояла из 64856 контрольных объемов со средним размером 2×10^{-4} м из условия для безразмерной координаты в пограничном слое $y^+ = 1$. Расчет оптимальной сетки произведен по методике, приведенной в работе [22].

Результаты и их обсуждение

На рис. 4, а показано изменение уровня жидкости в ГА при частоте $f = 0,25$ Гц, числах Re около 300 и безразмерной амплитуде $\beta = 3$. Колебания уровня жидкости во времени в ГА было получено при помощи скоростной съемки (см. рис. 1). Из рис. 4 видно, что время увеличения уровня равно времени подаче импульса $T_{и}$ в ПК, причем уровень жидкости повышается с увеличением Re . Во время второго полупериода T_c

подача импульса прекращается и происходит сброс давления из ПК, в результате чего уровень в ГА снижается.

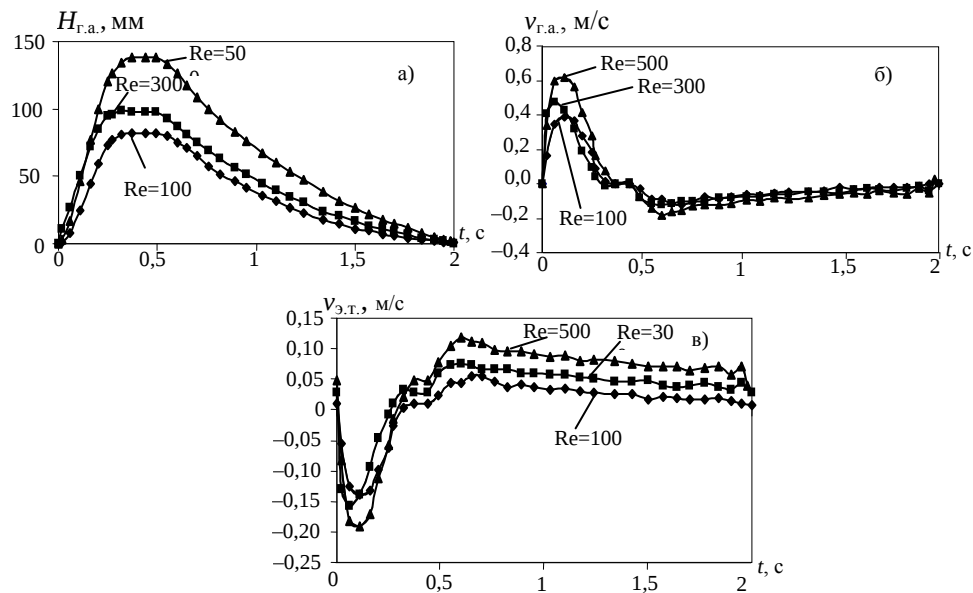


Рис. 4. Определение нестационарной скорости теплоносителя при частоте $f = 0,5$ Гц, $\beta = 3$:

а) зависимость уровня жидкости в ГА от времени; б) зависимость скорости жидкости в ГА от времени; в) зависимость скорости потока в пучке труб ЭТ от времени

По уравнению (8) рассчитываем скорость жидкости в ГА $v_{Г.а.}$ в зависимости от времени t (рис. 4, б). Используя уравнения (5) – (7), рассчитываем мгновенные значения скорости в пучке труб ЭТ $v_{Э.Т.}$ (рис. 4, в).

Из рис. 4 б, в видно, что максимальные значения $v_{Г.а.}$ в ГА соответствуют максимальной отрицательной скорости $v_{Э.Т.}$ в ЭТ во всем диапазоне Re . Максимальная положительная скорость $v_{Э.Т.}$ совпадает с максимальной отрицательной скоростью $v_{Г.а.}$, каждая для своих чисел Re .

Далее показаны профили скоростей (рис. 5), полученные в результате совместного решения системы уравнений (9) – (16). В начальный период времени $t \approx [0; 0,12]$ с, при численном решении, как и в эксперименте, наблюдается разворот жидкости в теплообменнике, что выражается отрицательным значением скорости. Затем наблюдается ускорение потока жидкости до максимального значения, где также наблюдается хорошее совпадение с экспериментом. После следует период времени, в котором происходит спад скорости до исходного состояния. Здесь видно, что расчетная скорость обладает чуть большим ускорением.

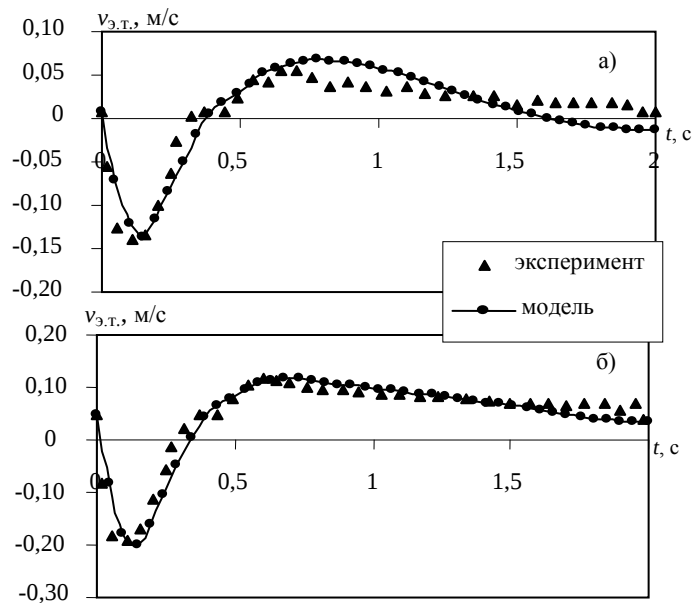


Рис. 5. Профиль скорости при $f = 0,5$ Гц, $A = 0,03$ м:
а) $Re = 100$; б) $Re = 500$

Результаты численного решения хорошо согласуются с гидродинамической картиной, наблюдаемой при проведении физического эксперимента. Относительное отклонение расчетных данных от эксперимента при $Re = 100$ составило 11 %, при $Re = 500$ – 2 %. При этом погрешность экспериментальных значений $v_{э.т.}$ и A в среднем составила 16 и 10 % соответственно.

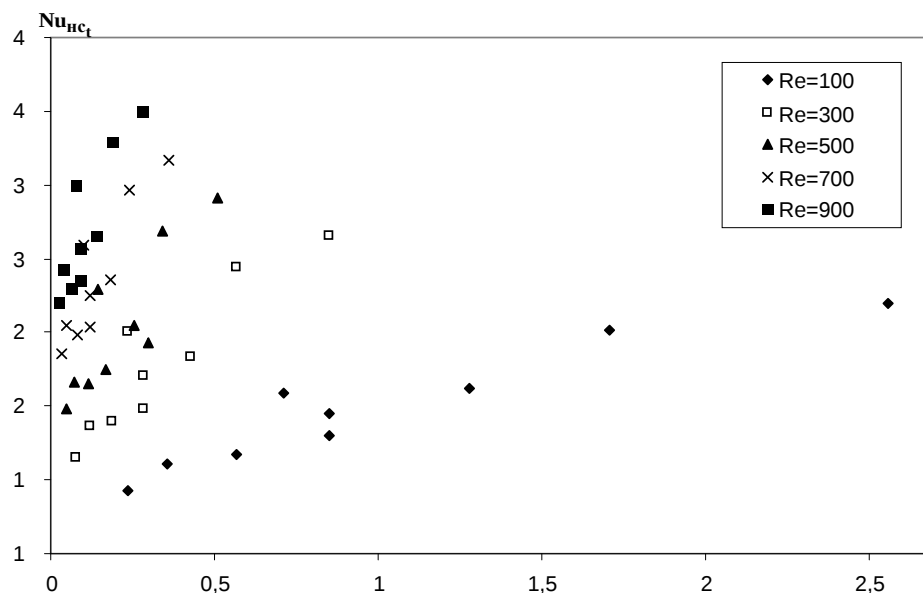


Рис. 6. Зависимость $Nu_{нст}$ от βSh при $100 \leq Re \leq 900$ по результатам численного моделирования

На рис. 6, показана зависимость $Nu_{nc_t}(\beta Sh)$ при разных числах Re , полученная при математическом моделировании, по которой видно, что с увеличением комплекса βSh происходит рост Nu во всем диапазоне чисел Re . На рис. 7 сравниваются зависимости $Nu_{nc_t}(f)$ и $Nu_{nc_t}(\beta)$, полученные в ходе численного моделирования с экспериментальными данными [15].

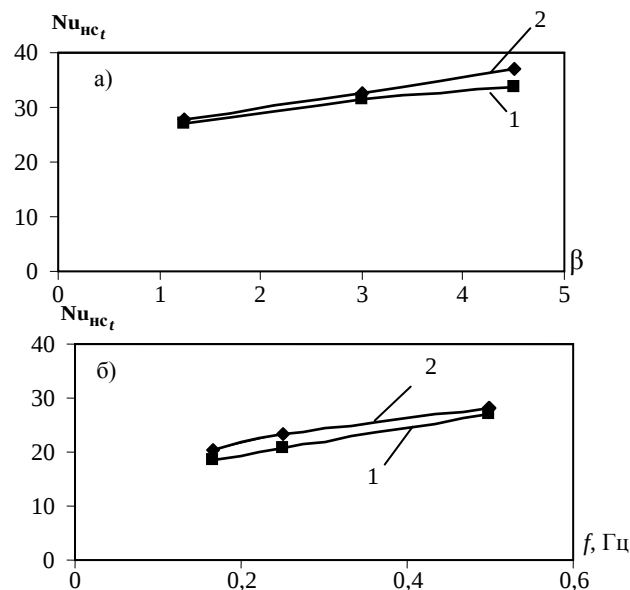


Рис. 7. Интенсивность теплообмена:

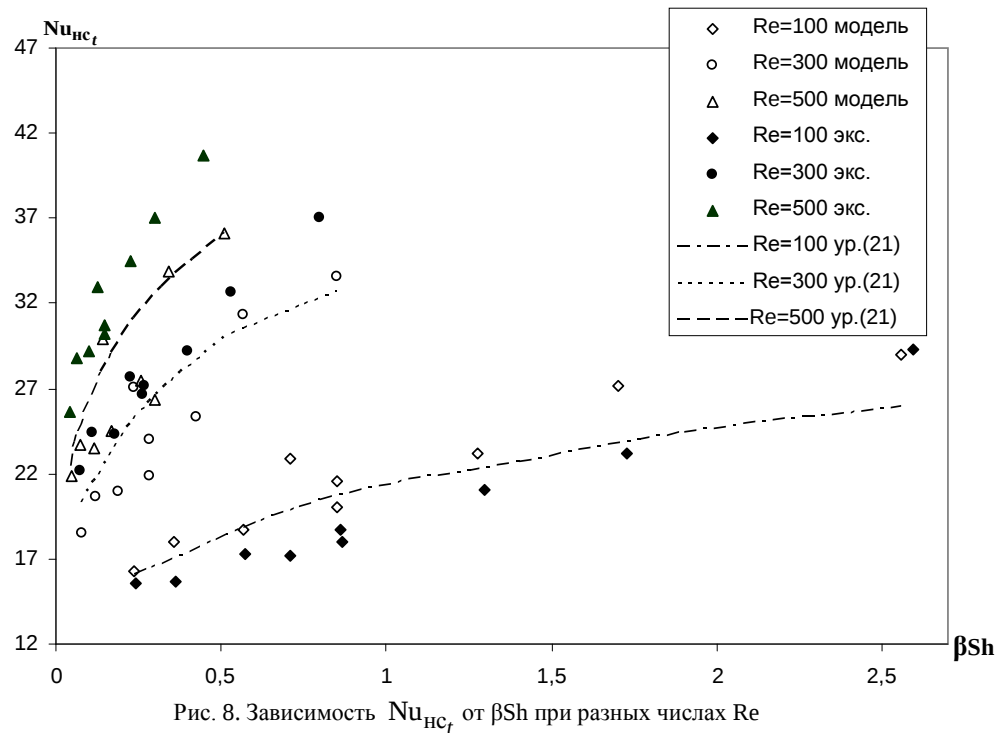
а) Зависимость Nu_{nc_t} от β , при $Re = 300$, $f = 0,5$ Гц; б) Зависимость Nu_{nc_t} от f , при $Re = 300$, $\beta = 1,25$; 1 – численное решение; 2 – эксперимент

На основании данных физического [15] и численного экспериментов по теплоотдаче при ПННП для постоянного времени полупериода импульса $T_{и} = 0,5$ с получено критериальное уравнение следующего вида:

$$Nu = 3,05 \cdot Re^{0,42} \cdot (\beta Sh)^{0,2}. \quad (21)$$

Уравнение (21) получено для следующих условий: $100 \leq Re \leq 1000$; $0,026 \leq (\beta Sh) \leq 2,6$; $2,6 \leq Re(\beta Sh) \leq 260$; $1,25 \leq \beta \leq 4,5$ при относительном продольном и поперечном шаге трубок в пучке $s_1/D = 1,3$, $s_2/D = 1,3$ и $Pr \approx 5,5$. Коэффициент детерминации составил $R^2 = 0,84$. Полученное уравнение (21) может быть использовано на практике для подобных пульсационных систем при выполнении условий масштабного перехода.

На рис. 8 сравниваются полученные значения Nu от βSh в результате эксперимента [11] и математического моделирования, а также приведены кривые, построенные по критериальному уравнению (21). Отклонение экспериментальных данных по теплоотдаче от расчетных значений в среднем составило 15 %, при погрешности экспериментальных данных не более 12 %.



Выводы

Экспериментальным путем получена гидравлическая картина течения теплоносителя при ПННП, которая показывает сложный профиль изменения его скорости во времени, что не позволяет применять для моделирования теплообмена в пульсационных системах с несимметричными колебаниями упрощенных профилей скоростей (синусоидальные, прямоугольные и т.п.).

Результаты численного моделирования на основе разработанного алгоритма расчета теплообмена в пучке труб при ПННП показали удовлетворительное согласование с экспериментальными данными (15 %), что позволяет применять разработанный подход моделирования теплообмена в дальнейшем для подобных задач.

Проведенные расчеты и эксперименты показали, что с увеличением комплекса βSh происходит прирост интенсивности теплообмена до 170 % ($Re=100$), до 70 % ($Re=900$). С увеличением чисел Re происходит снижение эффекта интенсификации теплообмена при ПННП.

По данным физического и численного экспериментов по теплоотдаче получено критериальное уравнение в коридорном пучке труб для пульсационных систем, подобных рассмотренной в работе при наложении на поток жидкости ПННП для условий: $100 \leq Re \leq 1000$; $0,026 \leq \beta Sh \leq 2,6$; $2,6 \leq Re(\beta Sh) \leq 260$; $1,25 \leq \beta \leq 4,5$, при $s_1/D = 1,3$, $s_2/D = 1,3$ и $Pr \approx 5,5$. Коэффициент детерминации составил $R^2 = 0,84$.

Summary

Velocity profiles in the heat exchanger for water stream low-frequency asymmetrical with upstream pulsations (LFAUP) were obtained experimentally. Mathematical model for heat transfer modeling with LFAUP in the corridor tube bundle was developed. According to the results of numerical and physical experiments the correlation for the Nusselt number (Nu) with LFAUP for the ranges of Reynolds number $100 \leq Re \leq 1000$, Strouhal number

Проблемы энергетики, 2016, № 11-12

$0,026 \leq \beta Sh \leq 2,6$ and $2,6 \leq Re(\beta Sh) \leq 260$ was obtained. Nondimensional amplitude was $1,25 \leq \beta \leq 4,5$.

Key words: heat transfer, low-frequency asymmetrical impulses, pulsating flow, tube bundle, heat exchanger, mathematical modeling.

Литература

1. Wang X., Zhang N. Numerical analysis of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe / International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005, Vol 47, P. 3957–3970.
2. Hessami Dr. Mir-Akbar, Zulkifli Miss Nurin Wahida. Experimental Study of Pulsatile Flows in a Heated Horizontal Tube For Various Flow and Pulsation Conditions // ICET07, University of Kuala Lumpur, 11-13 December, 2007, P. 1-15.
3. Badr H. M. Effect of free-stream fluctuations on laminar forced convection from a straight tube // Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 40, No. 15, pp. 3653-3662, 1997.
4. Sung H.J., Hwang K.S., Hyun J.M. Experimental study on mass transfer from a circular cylinder in pulsating flow // Int. J. Heat Mass Transfer, 1994. Vol. 37, No. 15, P. 2203-2210.
5. Мусаева Д.А., Сиявин А.А., Гурьянов А.И. Математическое моделирование процессов теплообмена при поперечном обтекании цилиндра в условиях низкочастотных несимметричных пульсаций потока жидкости // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2012. № 7–8. С. 19–27.
6. Молочников В.М., Михеев Н.И., Михеев А.Н. Поперечное обтекание и теплообмен цилиндра в пульсирующем потоке // Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: Тезисы докладов, пятая международная конференция. Санкт-Петербург, 2015. С. 217–218.
7. Liang C., Papadakis G. Large eddy simulation of pulsating flow over a circular cylinder at subcritical Reynolds number // Computers & Fluids 36, 2007, P. 299–312.
8. Velazquez A., Arias J.R., Mendez B. Laminar heat transfer enhancement downstream of a backward facing step by using a pulsating flow // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2008, Vol 51, P. 2075–2089.
9. Khalil Khanafer, Bader Al-Azmi, Awadh Al-Shammari, Ioan Pop. Mixed convection analysis of laminar pulsating flow and heat transfer over a backward-facing step // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2008, Vol 51, P. 5785–5793.
10. Колчин С.А. Гидравлическое сопротивление дискретно-шероховатого канала при наложенных пульсациях потока: дис....канд. техн. наук: 01.02.05, 01.04.14 / Колчин Сергей Александрович. Казань, 2015. 126 с.
11. Moon Jeong Woo, Kim Seo Young, Cho Hyung Hee. Frequency-dependent heat transfer enhancement from rectangular heated block array in a pulsating channel flow // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005, Vol 48, P. 4904–4913.
12. Jin D.X., Lee Y.P., Lee D.-Y. Effects of the pulsating flow agitation on the heat transfer in a triangular grooved channel // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2007, Vol 50, P. 3062–3071.
13. Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Молочников В.М. Теплообмен в турбулентной отрывной области при наложенных пульсациях потока // Теплофизика и аэромеханика. 2008. Том 15. № 2. С. 229–236.
14. Ji Tae Ho, Kim Seo Young, Hyun Jae Min. Experiments on heat transfer enhancement from a heated square cylinder in a pulsating channel flow // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2008, Vol 51, P. 1130–1138.
15. Хайбуллина А.И., Ильин В.К. Экспериментальное исследование внешней теплоотдачи при поперечном обтекании коридорного пучка труб при $Re \leq 500$ с наложением на поток низкочастотных несимметричных пульсаций // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2014. № 1-2. С 11–19.
16. Жукаускас А.А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Изд. «Минтис», 1968. 192 с.

17. Larock, Bruce E. Hydraulics of pipeline systems / Bruce E. Larock, Roland W. Jeppson, Gary Z. Watters. 1940, p. 533.
18. W. A. Khan, J. R. Culham, M. M. Yovanovich. Nalytical Model for Convection Heat Transfer From Tube Banks / Journal of Thermophysics and Heat transfer, Vol. 20, No. 4, 2006, p. 720-727.
19. S.B. Beale, D.B. Spalding. Numerical study of fluid flow and heat transfer in tube banks with stream-wise periodic boundary conditions // Transactions of the CSME, 22, 4A, 1998, p. 397-416.
20. Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. 143 с.
21. ANSYS FLUENT. Издательство ANSYS, Inc. Southpointe, 2011 г., Р. 1146.
22. Хайбуллина А.И., Хайруллин А.Р., Синявин А.А., Ильин В.К. Моделирование турбулентности пульсирующего потока теплоносителя в коридорном пучке труб // Сборник статей V Всероссийской научной конференции «Теплофизические основы энергетических технологий» с международным участием. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. С. 368–372.
23. You Qin Wang Turbulence Modeling Applied to Flow Through a Staggered Tube Bundle // Journal of Thermophysics and Heat Transfer. 2010. Vol. 24, № 3. С. 534–543.

Поступила в редакцию

26 декабря 2016 г.

Ильин Владимир Кузьмич – д-р техн.наук, проректор по непрерывному образованию, заведующий кафедрой «Энергообеспечение предприятий и энергоресурсосберегающих технологий» (ЭЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). Тел. 8(917)262-66-87. E-mail: ilinwk@rambler.ru.

Хайбуллина Айгуль Ильгизаровна – аспирант, ассистент кафедры «Энергообеспечение предприятий и энергоресурсосберегающих технологий» (ЭЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). Тел. 8(917)222-47-87. E-mail: haybullina.87@mail.ru.

Хайруллин Айдар Рафаэлевич – аспирант, инженер кафедры «Энергообеспечение предприятий и энергоресурсосберегающих технологий» (ЭЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). Тел. 8(962)561-07-54. E-mail:kharullin@yandex.ru.