УДК 536.24

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НИЗКОЧАСТОТНЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ПОТОКА ЖИДКОСТИ НА ПРОЦЕССЫ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ КОРИДОРНОГО ПУЧКА ТРУБ

Мусаева Д.А., Синявин А.А., Гурьянов А.И.

Казанский государственный энергетический университет, Казань, Россия

АННОТАЦИЯ

Основными задачами работы являются исследование степени интенсификации процессов теплообмена при искусственном создании нестационарного режима течения путём наложения на поток низкочастотных несимметричных пульсаций в условиях протекания жидкости в межтрубном пространстве коридорного пучка труб, и оценка влияния таких факторов как изменение частоты и скважности импульсов для выбранного диапазона чисел Рейнольдса (f=[0;0.8]; ψ=[0;1]; Re=[20;100]).

ВВЕДЕНИЕ

Проблема использования пульсирующего потока для интенсификации теплообмена рассматривалась многими исследователями. Подробно изучены потоки, пульсирующие с высокой частотой [2], пульсации, имеющие синусоидальный характер [3], а также симметричные пульсации потока низкой частоты [4]. Авторами исследований отмечается, что наложение на поток пульсаций различных амплитуд и частот приводит к интенсификации теплообменных процессов [5, 6], в том числе, при обтекании цилиндра [7], пучка труб [8] и для плотного слоя [9]. Стоит отметить, что в настоящее время теплообмен в условиях низкочастотных несимметричных пульсаций потока исследован не был.

В работе, для оценки влияния наложения на поток низкочастотных несимметричных пульсаций на теплообмен при поперечном обтекании пучка труб рассматриваются результаты математического моделирования.

Рассматривается двухмерная задача течения потока жидкости в межтрубном пространстве коридорного пучка труб, при этом для определения числа Рейнольдса берётся скорость на входе в канал. Пучок состоит из пяти рядов трубок диаметром D=20 мм с поперечным и продольным шагом S_1=S_2=26 мм (рис.1).

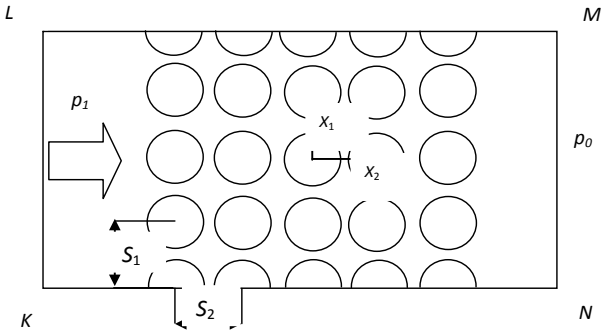

Рис.1 Геометрическая модель пучка труб.

При компьютерном моделировании, для упрощения задания параметров потока (Таб.1), геометрическая модель коридорного пучка была помещена в канал, состоящий из адиабатных стенок (KLMN: KL=78 мм; LM=260 мм).

На вход в канал подавалось давление в соответствии с заданным режимом. В ходе исследования рассматривались два способа задания: постоянный перепад давлений, для моделирования стационарного течения, и давление, как функция времени, изменяющееся с определённой частотой (рис.2).

© Мусаева Д.А., Синявин А.А., Гурьянов А.И.

Таблица 1

Параметры модели	Величина
Среда	Вода
Температура воды на входе, К	293
Модели течения	Модель ламинарного течения, k-e модель турбулентности
Температура стенки цилиндра, К	303
Давление на выходе, Па	101325
AB (рис.1): давление на входе: - стационарный режим течения, Па	p_1=Const
-нестационарный режим течения, Па/с	p_1=f(t) (рис.2)
KN, LM	U=0; dq/dn=0
MN	dq/dn=0; $U_i(x_i;0)=0$; i=1,2
Частота пульсаций потока жидкости, f, Гц	[0,055;1] Гц
Коэффициент скважности, Ψ	[0,25;1]

В данной работе представлены результаты моделирования процессов теплообмена при пульсациях давления потока жидкости с частотой f=0.055 Гц. На рис.2 показан характерный период пульсации давления. Данный период можно разделить на два полупериода. В течение первого полупериода, продолжительность которого T_1, подаётся давление превышающее опорное на величину Δp. Во время второго полупериода (T_2) величина подаваемого давления меньше опорного на то же значение Δp. Отношение продолжительности меньшего полупериода к большему будет характеризовать степень несимметричности пульсаций давления и называться коэффициентом скважности Ψ (рис.2).

При движении потока в нестационарном режиме характерная скорость потока жидкости определялась путём усреднения скоростей фильтрации, импульса и переходного режима, при этом характерная скорость нестационарного потока была равна средней скорости стационарного течения для каждого из рассматриваемых чисел Рейнольдса.

Для сравнительной оценки интенсивности переноса теплоты сравнивались коэффициенты теплоотдачи, характеризующие стационарный и нестационарный режимы течения, а также среднеинтегральное по поверхности нагретого в центре пучка цилиндра значение коэффициента теплоотдачи для нестационарного потока. Скорость движения стационарного и усреднённая скорость нестационарного потока жидкости равны.

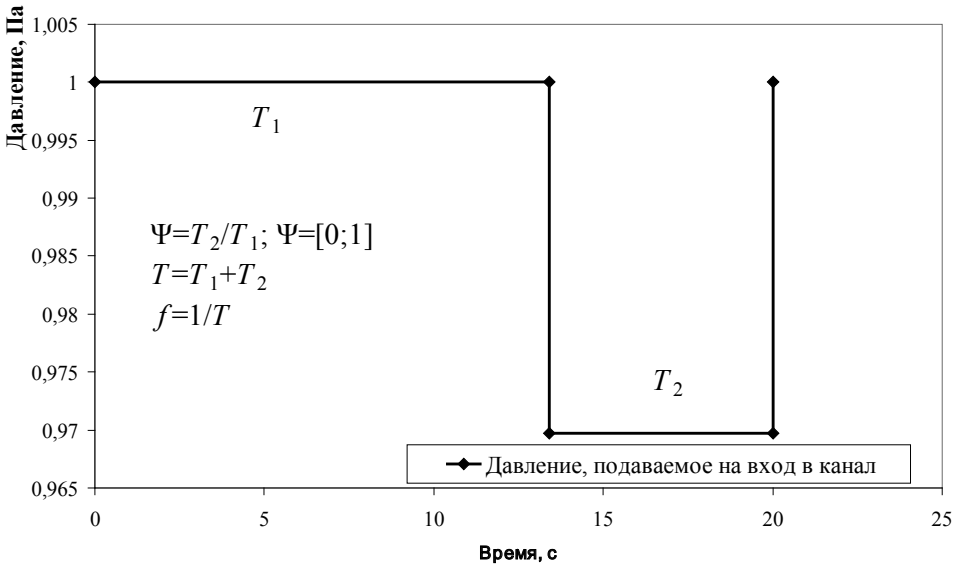

Рис.2 Распределение статического давления на входе в канал (Ψ – коэффициент скважности; T – период пульсаций; T1,- полупериод импульса прямого хода; T2 – полупериод импульса обратного хода).

Рис.3 Распределение коэффициентов теплоотдачи для стационарного и нестационарного потоков, а также среднеинтегральный коэффициент теплоотдачи для нестационарного потока (f=0.055 Гц, Ψ=0.25), при скорости набегающего потока, соответствующей Re=74: 1 – коэффициент теплоотдачи нестационарного потока; 2 – усреднённый коэффициент теплоотдачи нестационарного потока, 3 – коэффициент теплоотдачи стационарного потока.

Как видно из графика (рис.3, 4) при наложении на поток пульсаций происходит интенсификация теплообмена. Исходя из наблюдений за тепловой и гидродинамической картиной процесса, можно сделать вывод, что данный эффект реализуется за счёт увеличения локальной скорости жидкости, образовании дополнительных вихрей и вовлечения в теплообмен как кормовой, так и лобовой части цилиндра при противотоке. Подобная картина увеличения интенсивности переноса тепла в сравнении со стационарным потоком наблюдалась для всех чисел Рейнольдса в рассматриваемом диапазоне (Re=[20;100]).

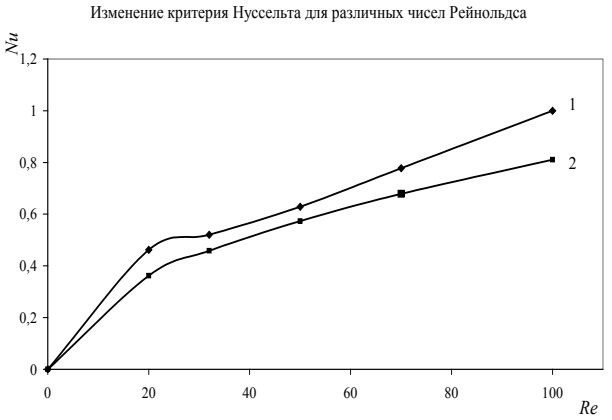

Рис.4 Изменение интенсивности теплоотдачи при наложении на поток пульсаций с частотой f=0.055 Гц и скважностью Ψ=0.25 в сравнении со стационарным потоком: 1 – поток с пульсациями; 2 – стационарный поток.

Таким образом, полученные данные показывают, что наложение на поток жидкости низкочастотных пульсаций, при поперечном обтекании цилиндра, расположенном в центре коридорного пучка труб, приводит к интенсификации теплообмена в сравнении со стационарным течением в среднем до 10%. При этом, с точки зрения энергоэффективности, наибольший эффект наблюдается при пульсациях со степенью несимметричности ψ=0.25, с учётом дополнительных энергозатрат на генерацию пульсаций.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.И. Гурьянов, А.А. Синявин, Д.П. Иовлев и др. Энерго- и ресурсоэффективность диффузионного аппарата. Казань: Сахар, 2008. - №2. – С.44-46.
2. Inaba, T., Kubo.T. Enhanced heat transfer through oscillatory flow // J. Heat Transfer - Japanese Research – 1993 - Vol.22. № 5 -. P. 480-92.
3. Kurzweg, U.H., Ling de Zhao. Heat transfer by high-frequency oscillations: a new hydrodynamic technique for achieving large effective thermal conductivities // Physics of Fluids - Nov. 1984 - Vol.27. № 11 - P. 2624-7.
4. Zhixiong Guo, Hyung Jin Sung. Analysis of the Nusselt number in pulsating pipe flow // International Journal of Heat and Mass Transfer - July 1997 - Vol.40. № 10 - P. 2486-9.
5. Olayiwola B.O., Walzel P. Flow pulsation and modified duct surface for process heat transfer intensification // International

Journal of Chemical Reactor Engineering – 2007 - Vol.5 - P. 10.
6. Mostinskii I.L., Lamden D.I., Stonik O.G. Influence of flow pulsations on the heat and mass transfer with particles // High Temperature - July-Aug. 1983 - Vol.21. № 4 - P. 576-82.
7. Pence D.V., Beasley D.E. Heat transfer in pulse-stabilized fluidization // International Journal of Heat and Mass Transfer - Aug. 2002 - Vol.45. № 17 - P. 362.
8. Bokun I.A. Heat exchange between a pulsating layer and a bundle of tubes immersed in it // Vestsi Akademii Navuk BSSR, Serya Fizika Energetychnykh Navuk – 1977 - № 2 - P. 37-40.
9. Mousa A.N. Prediction of gas-particle heat transfer coefficients by pulse technique // J. Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development - Oct. 1984 - Vol.23. № 4 - P. 805-808.
10. Xuefeng Wang, Nengli Zhang. Numerical analysis of heat transfer in pulsating turbulent ow in a pipe // International Journal of Heat and Mass Transfer – Oct. 2004 – Vol. 48 – p. 3957 – 3970.