

Баринов Александр Юрьевич

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗВИТОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

В современных условиях теплообменное оборудование широко используется в технологических процессах, требующих высокой энергоэффективности. Ошипованная поверхность является весьма распространенным видом развитой поверхности теплообмена. В настоящее время моделирование - экономически оправданный инструмент разработки новых конструктивных решений, направленных на повышение эффективности теплообмена в дополнение к физическому эксперименту. Целью исследования была разработка численной модели, способной адекватно описывать теплообмен с ошипованной поверхностью. Адекватность разработанной модели подтверждена сопоставлением полученных данных с результатами экспериментального исследования.

Адрес статьи: www.gramota.net/materials/1/2017/4-5/3.html

Статья опубликована в авторской редакции и отражает точку зрения автора(ов) по рассматриваемому вопросу.

Источник

Альманах современной науки и образования

Тамбов: Грамота, 2017. № 4-5 (118). С. 17-20. ISSN 1993-5552.

Адрес журнала: www.gramota.net/editions/1.html

Содержание данного номера журнала: www.gramota.net/materials/1/2017/4-5/

© Издательство "Грамота"

Информация о возможности публикации статей в журнале размещена на Интернет сайте издательства: www.gramota.net
Вопросы, связанные с публикациями научных материалов, редакция просит направлять на адрес: almanac@gramota.net

УДК 620.9:662.92

Технические науки

В современных условиях теплообменное оборудование широко используется в технологических процессах, требующих высокой энергоэффективности. Ошипованная поверхность является весьма распространенным видом развитой поверхности теплообмена. В настоящее время моделирование – экономически оправданный инструмент разработки новых конструктивных решений, направленных на повышение эффективности теплообмена в дополнение к физическому эксперименту. Целью исследования была разработка численной модели, способной адекватно описывать теплообмен с ошипованной поверхностью. Адекватность разработанной модели подтверждена сопоставлением полученных данных с результатами экспериментального исследования.

Ключевые слова и фразы: теплообмен; ошипованная поверхность; расчетная сетка; рекуператор; кольцевой канал.

Баринов Александр Юрьевич

Самарский государственный технический университет

barinov126@gmail.com

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗВИТОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА**1. Программное обеспечение**

В настоящее время основная часть численных экспериментов, описывающих динамику жидких сред, производится на универсальных вычислительных платформах: *ANSYS CFD* [4], *OpenFOAM* [8], *FlowVision* [7]. В то же время существуют профилированные платформы, которые предназначены для решения отраслевых задач. В настоящей работе была использована одна из таких платформ (*Code_Saturne* [6]), разработанная французской энергетической компанией *Électricité de France* (EDF), обслуживающей атомные электростанции.

Code_Saturne предназначена для решения задач гидромеханики и теплообмена как в стационарной, так и нестационарной постановке. Для турбулентных потоков решение уравнений Навье-Стокса производится с замыканием усредненными по Рейнольдсу (k -epsilon, k -omega SST, V2-f), а также вихревыми моделями (LES Smagorinsky, WALE). Базовая настройка *Code_Saturne* осуществляется через доступный графический интерфейс, при этом пользователю доступна расширенная настройка через редактирование системных скриптов.

Для создания расчетной сетки использовалась платформа *Salome* [9], предназначенная для подготовки расчетной области, создания расчетной сетки и обработки результатов моделирования. Данная платформа содержит ряд подключаемых модулей, в частности *ParaVis* (расширенную версию *ParaView*), предназначенный для обработки результатов моделирования.

Все использованное в настоящем исследовании программное обеспечение распространяется по свободной лицензии [3], при этом многие его компоненты имеют открытый исходный код.

2. Экспериментальное исследование

Для проверки адекватности разрабатываемой численной модели поверхностного теплообмена с ошипованной поверхностью были заимствованы результаты экспериментального исследования [2], в котором проводилась оценка влияния температурного напора и скорости тангенциального потока на эффективность теплопередачи через ошипованную поверхность. Экспериментальная установка позволяет воспроизводить условия механической приточно-вытяжной вентиляции помещения с рекуперацией тепла. Рекуператор представляет собой теплообменник типа «труба в трубе» с ошипованной внутренней поверхностью.

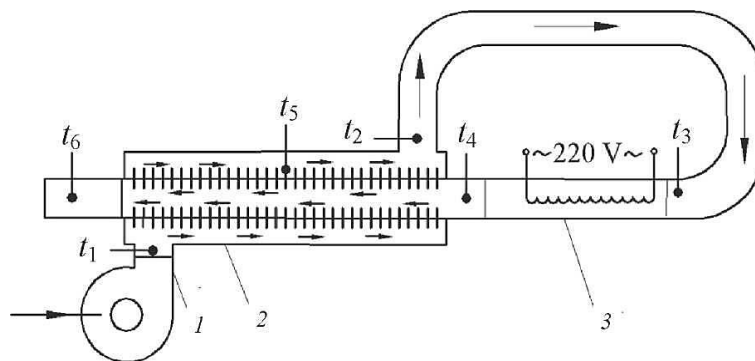


Рис. 1. Схема экспериментальной установки [4]: 1 – вентилятор, 2 – рекуператор, 3 – воздушонагреватель

Воздух нагнетается в противоточный рекуператор 2 при помощи вентилятора с регулятором расхода воздуха 1 (Рис. 1). Скорость приточного воздуха ($t = 20^{\circ}\text{C}$) на входе в рекуператор варьируется от 0,5 м/с

до 10 м/с. Подогрев приточного воздуха в кольцевом канале рекуператора осуществляется за счет теплоты вторичного воздуха, движущегося по его центральному каналу. Подогрев вторичного воздуха производится с помощью электрического воздухонагревателя 3 с регулируемой мощностью от 0,1 до 1 кВт.

Температура фиксировалась на 4-х участках экспериментальной установки: кольцевой канал рекуператора (t_1, t_2), воздуховод (t_2, t_3), воздухонагреватель (t_3, t_4) и центральный канал рекуператора (t_4, t_6). Температура на поверхности шипа также определялась закрепленной на нем термопарой (t_5).

3. Численное моделирование

3.1. Расчетная область

Для сокращения вычислительной нагрузки в качестве расчетной области была выбрана только та часть теплообменника, в которой происходит нагрев приточного воздуха. Расчетная область была задана кольцевым каналом, при этом геометрия экспериментальной установки не позволяет использовать условия симметрии.

Конструктивные размеры элементов ошипованной поверхности могут быть определены относительно внутреннего диаметра (D_2) кольцевого канала рекуператора по следующим зависимостям:

$$s = 11/24 \cdot D_2; D_1 = 221/120 \cdot D_2; d = 1/8 \cdot D_2; \alpha = 35/6 \cdot D_2; \beta = 35/15 \cdot D_2; h = 5/24 \cdot D_2.$$

В рассматриваемом случае приняты следующие размеры расчетной области: высота шипа $h = 2,5$ мм; внутренний диаметр $D_1 = 22,1$ мм; внешний диаметр $D_2 = 12$ мм; диаметр шипа $d = 1,5$ мм; продольный шаг ошиповки $s = 3,3$ мм, поперечный шаг $\alpha = 70^\circ$; шаг смещения продольного шага $\beta = 35^\circ$ (Рис. 2).

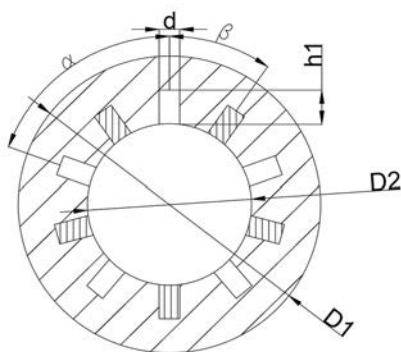


Рис. 2. Профиль расчетной области

3.2. Модель турбулентности

При решении задач поверхностного теплообмена и определения аэродинамического сопротивления необходимым условием является детальное решение в пристеночном слое, где наблюдаются высокие градиенты как скоростных, так и температурных полей [5].

Для решения такого рода задач применима модель турбулентности Ментера [10], которая комбинирует детальное решение в пристеночном слое (при малых Re) с усредненным подходом к определению скоростных полей в свободном потоке. Эта модель позволяет решать задачи в широком диапазоне критериев Re и безразмерных расстояний y^+ .

Геометрия расчетной области предполагает формирование вихревых структур, которые будут определять динамику распределения скоростных полей. В связи с этим расчет поставленной задачи производился в нестационарном режиме. В рассматриваемой задаче преобладал конвективный теплообмен ($Gr/Re < 1$), поэтому воздействие гравитационных сил не учитывалось.

Комбинированная модель турбулентности была применена в постановке уравнений первого порядка, без использования пристеночных функций, что позволило повысить точность решения вблизи поверхности теплообмена при умеренной вычислительной нагрузке.

Уравнение неразрывности было связано с уравнением момента по алгоритму *SIMPLEC*, который позволил несколько увеличить предел по числу Куранта ($Cr^{max} = 2$). Базовая точность решателя не превышала 10^{-5} при максимальном количестве итераций 10000. Согласно постановке модели турбулентности, была использована общая схема дискретизации первого порядка (*Upwind*). Релаксация шаговых отклонений для стабилизации решателя не использовалась.

3.3. Расчетная сетка

Геометрия расчетной области не позволила использовать экструзионные алгоритмы построения расчетной сетки. Использование тетраэдральных элементов сетки было предопределено шахматным расположением шипов на цилиндрической поверхности с малым приведенным радиусом. При создании сетки был введен запрет на формирование пирамидальных элементов для обеспечения совместимости с форматом *Ideas Universal* (UNV), который может быть использован на платформе *OpenFOAM* [8].

Призматические слои вдоль поверхностей теплообмена не использовались из-за особенностей геометрии ошипованной поверхности. При этом алгоритм *NETGEN* ограничил максимальный размер ячеек сетки вблизи поверхности шипов, а высокая плотность их размещения обеспечила равномерное распределение безразмерных расстояний (y^+) вблизи всей поверхности теплообмена (Рис. 3). Предварительная оценка безразмерных расстояний (y^+) и температур (T^+) дала удовлетворительные результаты: $y^+ \sim T^+ < 5$ для скоростей 1...3 м/с

и $u^+ \sim T^+ < 10$ для скорости 6 м/с. Принятые значения безразмерных величин были подтверждены в результате обработки результатов моделирования.

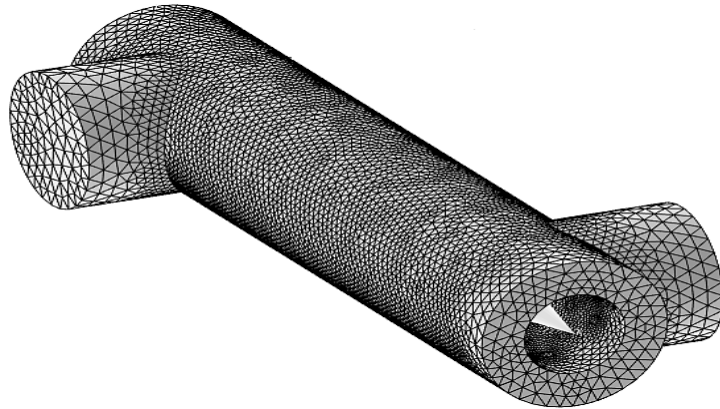


Рис. 3. Расчетная сетка

Использовавшаяся расчетная сетка содержала порядка 0,54 млн гексаэдральных элементов. Линейные размеры ячеек лежали в диапазоне 1...10 мм. Автоматическое создание объемных элементов расчетной сетки привело к образованию ячеек, не удовлетворяющих требованиям по минимальному углу (10^0) между смежными ребрами. Эти ячейки преимущественно располагались в зонах примыкания подводящего и отводящего патрубков и составили менее 1% от общего количества элементов расчетной сетки. Влияние указанных ячеек на результаты моделирования не учитывалось ввиду их количества и характера размещения.

3.4. Начальные и граничные условия

Рабочая среда (воздух) рассматривалась как идеальный газ при определении зависимости ее плотности от температуры. Остальные термодинамические параметры среды были приняты постоянными при начальных условиях в объеме расчетной области: $T_0 = 20^\circ\text{C}$, $p = 101325$ Па.

Величина теплового потока была принята из условия образования наибольших температурных градиентов воздушного потока (ΔT_f), при которых допустимо применение фиксированных термодинамических параметров рабочей среды. Градиенты рассчитывались как разность начальной температуры ($T_f = T_0$) и средней температуры воздуха на поверхности теплообмена ($T_f = T_{fw} = 26,3^\circ\text{C}$). Критерием допустимости использования изотермических параметров в условиях неизотермической системы было определено предельное отклонение термодинамических параметров от истинной величины на 1,5%, т.е. $\phi(T_f)|_{T_0} / \phi(T_f)|_{T_{fw}} < 0,015$.

Ввиду малой относительной высоты шипов было принято допущение о равномерности распределения теплового потока по поверхности теплообмена, к которой были отнесены поверхности шипов и внутренняя цилиндрическая поверхность расчетной области. Величина удельного теплового потока для нагретых поверхностей ($q = 500$ Вт/м²) была зафиксирована во времени. Остальные стенки расчетной области были приняты адиабатными.

На подводящем и отводящем патрубках были заданы граничные условия Дирихле: $T_{in} = 20^\circ\text{C}$ при атмосферном давлении на выходе. Расчет проводился для трех значений скорости на входе: $U_1 = 1$ м/с ($Re = 750$), $U_2 = 3$ м/с ($Re = 2268$) и $U_3 = 6$ м/с ($Re = 4538$).

Расчет при минимальной начальной скорости ($U_0 = 1$ м/с) проводился с переменным шагом ($\Delta\tau = var$) с ограничением предельного числа Куранта ($Cr^{max} = 15$). В остальных расчетах ($U_0 = 3$ м/с и $U_0 = 6$ м/с) временной шаг был определен по предельному числу Куранта ($Cr^{max} \leq 15$) для средней длины ребра ячейки (Δl). В Табл. 1 даны фактические значения числа Куранта, полученные в процессе обработки результатов. Необходимое количество итераций (N) определялось в процессе решения. После стабилизации контролируемых параметров системы (скорости и температуры) решение останавливалось.

Таблица 1.

Временной шаг решателя

U_0 , м/с	$\Delta\tau$, с	Cr	N	τ , с
1	var	15	500	0,2804
3	$3e^{-4}$	< 15	400	0,12
6	$3e^{-5}$	< 3	2500	0,075

4. Обсуждение результатов

Верификация примененной численной модели была проведена путем сопоставления с заимствованными экспериментальными данными (Рис. 4).

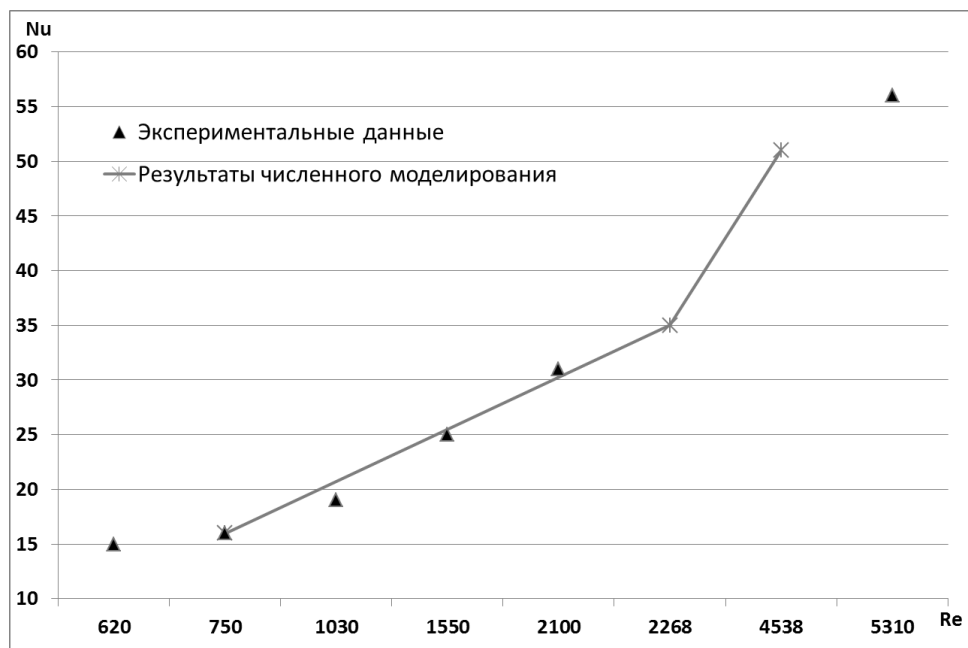


Рис. 4. Зависимость интенсивности теплоотдачи от скорости потока в кольцевом канале

Анализируя полученные результаты, видим, что характер изменения теплообмена становится линейным после $Re = 1000$. Также потенциальное повышение теплоотдачи наблюдается в диапазоне более $Re = 2000$, т.е. при скоростях более 2,5 м/с. Максимальное отклонение результатов моделирования по критерию Нуссельта составило 1,5%. Можно заключить, что выбранная модель корректно описывает физические процессы, протекающие в эксперименте. Модель адекватно описывает режимы работы установки в диапазоне от 1 до 6 м/с, что соответствует $Re = 750-4538$. В дальнейшем планируется произвести численные эксперименты с использованием полученной модели по снижению гидравлического сопротивления путем изменения геометрии шипа, но с постоянной площадью поверхности.

Заключение

В данной работе был численно смоделирован опыт и подобрана подходящая для данных условий модель, результаты которой были проверены на адекватность путем сравнения с экспериментальными данными. Эти знания в дальнейшем помогут нам повысить энергоэффективность рекуператора, не прибегая к физическим экспериментам.

Список источников

1. Горшенин А. С. Методы интенсификации теплообмена. Самара: Изд-во СамГТУ, 2009. 82 с.
2. Коновалов В. И., Романова Е. В., Колиух А. Н. Исследование процесса теплообмена в оребренном трубчатом рекуператоре // Вестник Тамбовского государственного технического университета. 2012. № 4 (18). С. 876-880.
3. Цынаева А. А., Цынаева Е. А. Моделирование задач теплообмена и гидрогазодинамики с помощью свободного программного обеспечения // Вестник Ульяновского государственного технического университета. 2014. № 68 (4). С. 42-47.
4. ANSYS CFX [Электронный ресурс]. URL: <http://cae-expert.ru/product/ansys-cfx> (дата обращения: 22.05.2016).
5. Bejan A. Turbulent Boundary Layer Flow. John Wiley & Sons, 2013. 685 p.
6. Code_Saturne [Электронный ресурс]. URL: <http://code-saturne.org/cms/> (дата обращения: 22.05.2016).
7. FlowVision [Электронный ресурс]. URL: <https://flowvision.ru/> (дата обращения: 22.05.2016).
8. OpenFOAM [Электронный ресурс]. URL: <http://openfoam.org/> (дата обращения: 22.05.2016).
9. SALOME Platform [Электронный ресурс]. URL: <http://www.salome-platform.org/> (дата обращения: 22.05.2016).
10. Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD. La Canada, California, 1998. 268 p.

MODELING OF EXTENDED SURFACE FOR THE HEAT TRANSFER

Barinov Aleksandr Yur'evich
Samara State Technical University
barinov126@gmail.com

In modern conditions, heat-exchange equipment is widely used in technological processes that require high energy efficiency. Studded surface is a very common form of extended surface for the heat transfer. At present, modeling is an economically justified tool for developing new constructive solutions aimed at improving efficiency of the heat transfer in addition to the physical experiment. The objective of the study was development of a numerical model capable of describing adequately the heat transfer with studded surface. Adequacy of the developed model is confirmed by comparison of the obtained data with the results of the experimental study.

Key words and phrases: heat and mass transfer; studded surface; computational grid; recuperator; annular channel.