

«Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»
(БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова)

ДОПУСКАЕТСЯ К ЗАЩИТЕ:

Факультет _____ А _____

Выпускающая кафедра _____ А9 _____

Группа _____ А942 _____

Заведующий кафедрой _____
шифр кафедры

_____ . _____
Фамилия И.О. подпись
« _____ » _____ 201 ____ г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
БАКАЛАВРА

Вихрова Ирина Андреевна

Фамилия, имя, отчество обучающегося

На тему Численное моделирование химически реагирующих течений в
элементах теплообменника

Направление подготовки 13.03.01 _____ Теплоэнергетика и теплотехника
индекс направления полное наименование направления

Консультант: _____
при необходимости подпись

_____ _____
ученая степень, ученое звание Фамилия ИО
« _____ » _____ 2018г.

Руководитель: _____
подпись

_____ _____
ученая степень, ученое звание Фамилия ИО
« _____ » _____ 2018г.

Обучающийся:

_____ _____
подпись Фамилия ИО
« _____ » _____ 2018г.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2018г.

РЕФЕРАТ

Пояснительная записка 51 стр., 37 рис., 21 источников,

CD диск с презентацией

ТЕПЛООБМЕННЫЙ АППАРАТ, КОНВЕКЦИЯ, ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Целью данной выпускной квалификационной работы является изучение процесса моделирования в вычислительных пакетах гидродинамики задач, связанных с процессами, протекающими в теплообменных аппаратах.

Решена задача моделирования процессов, протекающих в теплообменном аппарате и его элементах, получена визуализация динамики происходящих процессов, выполнен анализ полученных результатов.

Основные этапы курсового проектирования:

1. Аналитический обзор имеющихся теоретических и экспериментальных материалов по тематике работы;
2. Постановка и выполнение вычислительных экспериментов;
3. Анализ результатов.

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

В настоящей пояснительной записке использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 7.1—84 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическое описание документа. Общие требования и правила составления

ГОСТ 8.417—81 Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы физических величин

ГОСТ 7.32—2001 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления

ГОСТ 7.54 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Представление численных данных о свойствах веществ и материалов в научно-технических документах. Общие требования.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

Латинские символы:

C_v и C_p – теплоемкость при постоянном объеме и давлении, Дж/(кг · К);

d – характерный размер, м;

E – энергия, Дж;

H – энтальпия, Дж;

I – единичный тензор;

m – молярная масса, кг/моль;

p – давление, Па;

q – плотность теплового потока, Вт/м²;

S – тензор скоростей деформации;

T – температура, К;

t – время, с;

\vec{u} – вектор скорости осредненного течения, м/с;

u, v, w – компоненты вектора скорости, м/с.

Греческие символы:

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К);

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К);

μ – коэффициент динамической вязкости, Па/с;

ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;

ρ – плотность, кг/м³;

τ – тензор вязких напряжений

Математические операторы:

∇ – оператор Набла;

Δ – оператор Лапласа.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	6
1 Теплообменные аппараты.....	8
1.1 Способы передачи тепла.....	8
1.2 Классификация теплообменников.....	9
1.2.1 Кожухотрубный теплообменный аппарат.....	10
1.2.2 Теплообменник «Труба в трубе».....	11
1.2.3 Пластинчатый теплообменник.....	12
1.2.4 Спиральный теплообменник.....	14
1.3 Расчет и выбор теплообменного оборудования.....	15
1.4 Методы интенсификации теплообмена в теплообменниках.....	16
1.4.1 Чистка и обработка поверхностей теплообмена.....	17
1.4.2 Продувка трубного и межтрубного пространств от инертных газов.....	18
1.4.3 Искусственная турбулизация потока.....	18
1.4.4 Оребрение и ошиповка поверхности теплообмена.....	19
1.4.5 Установка различных перегородок в межтрубном пространстве теплообменника.....	21
2 Численное моделирование.....	25
2.1 Проблемы моделирования теплообмена.....	25
2.2 Математическая модель.....	27
2.3 Постановка задачи.....	33
3 Анализ результатов.....	41
Заключение.....	48
Список использованных источников.....	49

ВВЕДЕНИЕ

В современном мире существует огромное количество самых разнообразных отраслей промышленности, которые улучшают уровень жизни человечества – пищевая, нефтеперерабатывающая, металлургическая, химическая, целлюлозно-бумажная промышленность и т.д.

Теплообменные аппараты хорошо применимы не только в теплоэнергетике, но и во всех вышеперечисленных отраслях производства, в основном для нагрева или охлаждения рабочей среды (жидкость или газ), составляя многочисленную группу оборудования, применяемого для передачи тепла.

В пищевой промышленности теплообменники применяются для пастеризации, нагрева и охлаждения жидких пищевых продуктов. Такие приборы устанавливаются на котельных, а так же тепловых и атомных электростанциях. Так же некоторые виды теплообменников востребованы в нефтехимической и химической промышленности из-за того, что изготавливаются из стойких материалов. Высокая надежность теплообменных аппаратов позволяет их устанавливать на морских судах в системах водяного охлаждения двигателя. В повседневной жизни данные аппараты используются для теплоснабжения и горячего водоснабжения зданий, подогрева воды в бассейне и т.д. [1]

Следовательно, из-за обширного применения теплообменников, важной и актуальной задачей является создание нового экономичного оборудования: снижение его металлоёмкости и габаритов, повышение эффективности и надёжности его работы.

Для достижения поставленной задачи необходимо улучшать характеристики данных устройств, например, увеличивать эффективность теплообменных поверхностей, применять современные подходы к их проектированию, создавать новые технологии производства теплообменных аппаратов [2].

Для интенсификации теплообмена существуют различные способы: оребрение труб или их ошиповка, нанесение на них углублений, выступов различной формы, лунок и т.д. Поэтому важной задачей так же является разработка новых конструкций теплообменников и их элементов.

Целью настоящей работы является знакомство с физикой процессов, протекающих в теплообменных аппаратах, анализ влияния добавочных элементов в конструкцию теплообменника на его эффективность, а так же вычислительное моделирование теплообменного аппарата с происходящими в нем процессами.

Реализация интенсификации теплоотдачи, рассмотренная в данной работе, позволяет оптимизировать показатели теплообменных аппаратов, увеличить их тепловую эффективность, уменьшить гидравлические потери на прокачивание теплоносителя.

1 ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

В данной главе приведена основная теория о способах передачи тепла, теплообменных аппаратах, их классификация, методы интенсификации теплообмена в данных устройствах, их расчет и выбор.

1.1 Способы передачи тепла

Теплообмен – процесс переноса внутренней энергии в пространстве из области с высокой температурой в область с низкой температурой.

Данный процесс может осуществляться тремя способами:

1. Теплопроводность

В таком режиме плотность потока энергии, предающаяся теплопроводностью, пропорциональна градиенту температуры и определяется законом Фурье по формуле (1):

$$q = -\lambda \cdot grad(T) \quad (1)$$

Теплопроводность реализуется в твердых телах, ее интенсивность определяется характером распределения температуры в среде.

Совместно с теплопроводностью в жидкостях и газах осуществляется конвективный перенос теплоты.

2. Конвекция теплоты

При этом режиме течения внутренняя энергия передается струями и потоками. Конвективная теплопередача характеризуется законом Ньютона и определяется по формуле (2):

$$q = \alpha(T_{\text{ж}} - T_{\text{ст}}), \quad (2)$$

где $(T_{\text{ж}} - T_{\text{ст}})$ - разность температур жидкости и стенки.

Конвекция может быть вынужденной (перемешивание жидкости насосом) и свободной (нагревание жидкости). Интенсивность конвекции определяется интенсивностью переноса массы.

Задачи о конвекции делятся на внешние (изучение теплоотдачи при обтекании тел потоком) и внутренние (изучение процесса теплоотдачи при течении жидкости в трубах).

3. Тепловое излучение

Данный процесс представляет собой распространения внутренней энергии излучающего тела в окружающую среду электромагнитными волнами[3].

1.2 Классификация теплообменников

Теплообменный аппарат (ТОА) или теплообменник - это устройство, которое используют для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. Теплоносителем называется поток газа или жидкости, который нагревается и/или охлаждается в теплообменнике [3].

Теплообменные аппараты классифицируются следующим образом:

1. по назначению: холодильники, испарители, конденсаторы, подогреватели;
2. по принципу действия: поверхностные и смесительные;
3. по направлению движения теплоносителей: прямоточные, противоточные, перекрестного тока.

В теплообменниках, которые называются смесительными, теплота передаётся путем смешивания горячего и холодного теплоносителя. В поверхностных ТОА теплообмен осуществляется через разделяющую теплоносители стенку, которая называется рабочей поверхностью теплообменника. Данные теплообменники могут быть с двумя и одним теплоносителем. По виду поверхности теплообмена такие аппараты разделяются на следующие типы:

1. аппараты с трубчатой поверхностью теплообмена (кожухотрубчатые теплообменники, теплообменники «труба в трубе» и т.д.);

2. аппараты с плоской поверхностью теплообмена (пластинчатые теплообменники, спиральные теплообменники и т.д.).

1.2.1 Кожухотрубный теплообменный аппарат

Кожухотрубные теплообменники – аппараты, которые применяются, когда требуется большая поверхность теплообмена.

Конструкция кожухотрубных теплообменных устройств представляет собой пучок теплообменных труб, вваренных в трубную решетку и помещенных в кожух. Кожух закрыт крышками, а теплоносители вводятся в трубы и во внутреннюю полость теплообменника. Кожухотрубный ТОА изображен на рисунке 1.

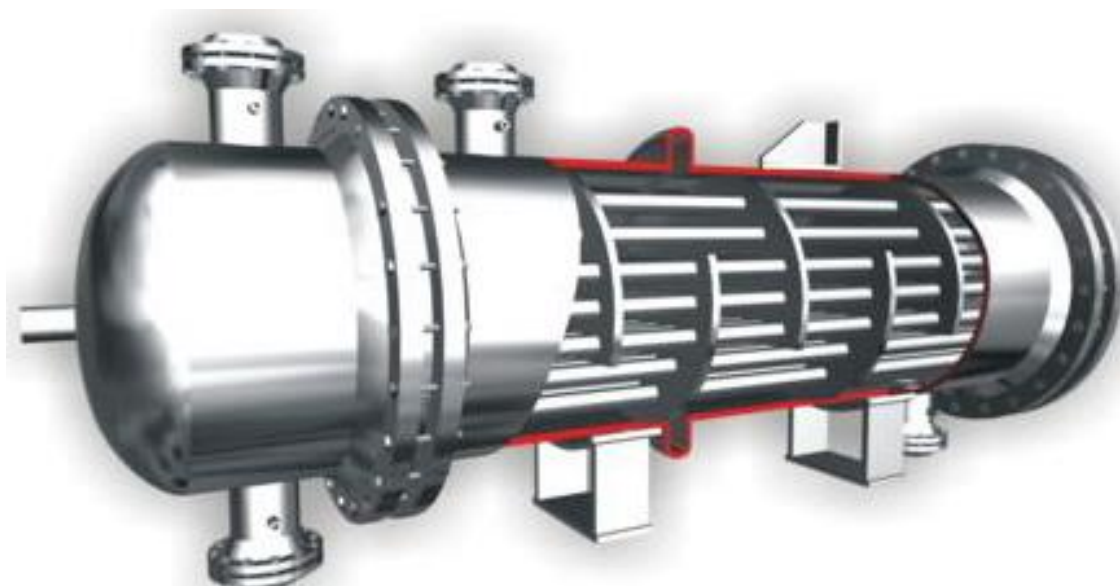


Рисунок 1 – Кожухотрубный теплообменник [4]

Теплообменники кожухотрубного типа изготавливают с площадью теплообмена от нескольких сотен квадратных сантиметров до нескольких тысяч квадратных метров, диаметр кожуха варьируется от 159 мм до 3000 мм, а длина труб - от 1000 мм до 9000 мм с диаметром 20x2 мм или 25x2 мм.

К достоинствам кожухотрубных аппаратов можно отнести простоту конструкции их надежность, небольшие затраты электроэнергии. Данные

теплообменники могут работать при большом диапазоне давлений и температур рабочих сред.

Несмотря на все достоинства, кожухотрубные теплообменники имеют ряд недостатков. Существенным недостатком является большой размер данных устройств. Также эти теплообменники обладают большой металлоемкостью, которая влияет на их цену.

1.2.2 Теплообменник «Труба в трубе»

Теплообменники «труба в трубе» применяют при незначительных расходах теплоносителей. Внешний вид данных теплообменников изображен на рисунке 2 и представляет собой трубу большего диаметра, в которую помещена труба меньшего диаметра. Несколько элементов теплообменника «труба в трубе» можно объединить друг с другом в цельную конструкцию так, как показано на рисунке 3. Поверхности теплопередачи данных теплообменников не более 20 м².

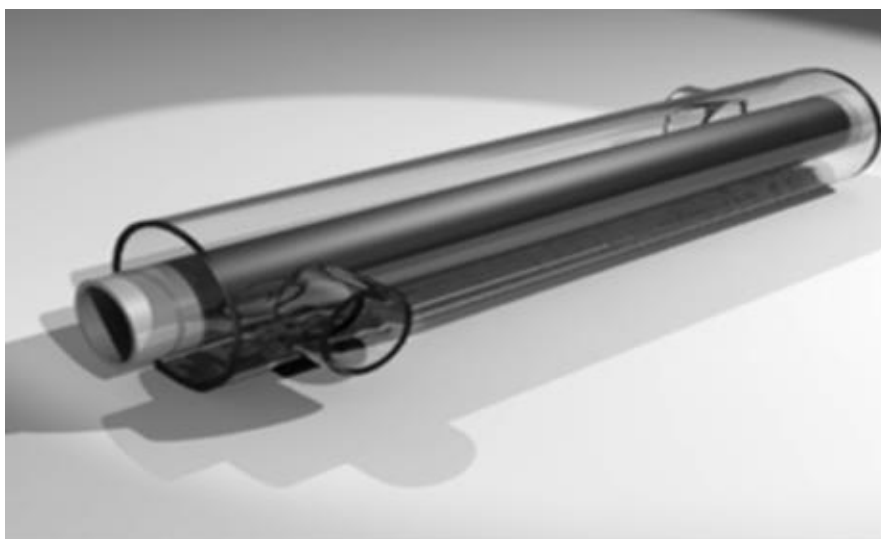


Рисунок 2 – Элемент теплообменника «труба в трубе» [5]



Рисунок 3 – Теплообменник «труба в трубе» в собранном виде [6]

Теплообменники «труба в трубе» могут быть как разборными, так и неразборными. Неразборные теплообменники используются при разности температур до 70 градусов.

Данные ТОА чаще используют для охлаждения или нагрева в системе жидкость-жидкость, когда расходы теплоносителей малы. Такие устройства также находят применение при высоком давлении жидких и газообразных сред.

Теплообменные аппараты «труба в трубе» имеют маленькое гидравлическое сопротивление, соответственно, в них реализуются высокие скорости движения теплоносителей. Такие теплообменные устройства более металлоемки и менее компактны, чем кожухотрубные.

1.2.3 Пластинчатый теплообменник

Теплообменная поверхность пластинчатых теплообменников — это гофрированные пластины, изготовленные из металла. Такие устройства производят в разборном и неразборном виде. Теплообменник в неразборном виде отображен на рисунке 4. Теплообменную поверхность разборных

пластинчатых теплообменников достаточно просто чистить, сервисные работы реализуются сравнительно быстро. Такие аппараты обычно используются как холодильники и конденсаторы.



Рисунок 4 – Пластинчатый теплообменник в собранном виде [7]

ТОА пластинчатого типа изготавливаются с поверхностью теплообмена до 800 м². Рабочий диапазон у пластинчатых устройств уже, чем у кожухотрубных, из-за влияния свойств прокладочных материалов для уплотнения пластин. Приемлемые температуры рабочих сред от –30° до 180 °С, давление до 1.6 МПа.

У этих теплообменников много преимуществ перед другими, например, возможность различных схем пакетной компоновки пластин. Пластинчатые теплообменники компактны, они обеспечивают достаточно высокий коэффициент теплопередачи (3000-4000 Вт/(м² · К)), удобны для обслуживания, чистки и ремонта.

1.2.4 Спиральный теплообменник

Поверхность теплообмена спирального аппарата представляет собой две ленты из стали, которые свёрнуты в спираль. Внешний вид данного теплообменника изображен на рисунке 5. Изготавливают спиральные теплообменники с поверхностью теплообмена 100 м². Такие теплообменники эксплуатируют при температурах 20° - 200 °С, давлении до 1 МПа.

Спиральные теплообменники находят применение в совершенно разных процессах. Это может быть как нагрев и охлаждение, так и конденсация и испарение. Рабочие среды спирального теплообменника так же могут быть разнообразны (суспензии, вязкие жидкости и жидкости, в которых присутствуют твердые частицы и элементы).



Рисунок 5 – Спиральный теплообменник [8]

Данные теплообменники могут работать под значительными нагрузками, сравнительно компактны и их достаточно легко изготавливать. Теплообменники, у которых есть съёмная крышка, легко отчищаются от загрязнений, что является их преимуществом [5].

1.3 Расчет и выбор теплообменного оборудования

Различные конструкции теплообменников применяются для нагревания, и охлаждения жидкости или газа, конденсация пара. Для выбора, требуемого для этих целей теплообменника нужно знать площадь поверхности, которая требуется для теплопередачи, а так же приемлемые для данного процесса температуры и давление теплоносителей. Основная цель при расчете и моделировании теплообменного аппарата - сравнение нескольких вариантов процесса теплопередачи, которые отличаются видом и конструкцией аппарата, режимом движения теплоносителей и температурным режимом.

Результатом данного расчета является выбор оптимального варианта, подходящего по всем показателям для того или иного процесса. Расчет производится по следующим стадиям: выбор аппаратов для сравнения; осуществление для каждого из них теплового, гидравлического и экономического расчетов; анализ полученных результатов и выбор теплообменника, который имеет больше преимуществ.

Для расчета желательно заранее знать не только расходы теплоносителей и исходные температуры, но и конструктивные характеристики выбранного теплообменника такие, как диаметр кожуха, количество труб и т.д.

На начальном этапе происходит приближенный расчет теплообменника, который заключается в определении проходных сечений по величине скорости теплоносителя. После по этим показателям выбираются несколько разных теплообменников, которые в дальнейшем сравниваются. Далее определяются коэффициенты теплоотдачи и коэффициент теплопередачи [5].

Используя систему уравнений (3) определяются коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , тепловой поток q и температуры поверхностей стенки $T_{ст1}$ и $T_{ст2}$.

$$\begin{cases} q = q_1 = \alpha_1(T_1 - T_{\text{ст1}}) = \alpha_1 \Delta T_1; \\ q = K \Delta T_{\text{ср}}; \\ q = q_2 = \alpha_2(T_{\text{ст2}} - T_2) = \alpha_2 \Delta T_2; \\ \alpha_1 = f_1(w_1, d_1, \mu_1, \rho_1, \lambda_1, T_1, T_{\text{ст1}}); \\ \alpha_2 = f_2(w_2, d_2, \mu_2, \rho_2, \lambda_2, T_2, T_{\text{ст2}}). \end{cases} \quad (3)$$

Данная задача решается путем последовательных итераций (приближений). В первую очередь нужно привести соотношения для α к виду: при нагревании и охлаждении $\alpha = A(Pr/Pr_{\text{ст}})^n$ или $\alpha = A'(\mu/\mu_{\text{ст}})^n$; при конденсации или кипении $\alpha = B\Delta t^n$ или $\alpha = B'q^n$, где A, A', B, B' – коэффициенты, которые являются линейными размерами.

Далее необходимо выбрать начальные приближения $T_{\text{ст1}}$ и $T_{\text{ст2}}$, которые удовлетворяют условию: $T_2 < T_{\text{ст2}} < T_{\text{ст1}} < T_1$. После нужно рассчитать $\alpha_1, \alpha_2, K, q_1, q_2, q$ и соотнести последние три величины, узнав расхождение δ по формуле (4).

$$\delta = \frac{\max(q_1, q_2, q) - \min(q_1, q_2, q)}{q}. \quad (4)$$

При $\delta > 5\%$ после нахождения новых значений $T_{\text{ст1}}$ и $T_{\text{ст2}}$ по формулам (5 – 6) расчет выполняют еще раз.

$$T_{\text{ст1}} = T_1 - q/\alpha_1; \quad (5)$$

$$T_{\text{ст2}} = T_2 - q/\alpha_2. \quad (6)$$

Эта операция продолжается пока не выполнится условие $\delta \leq 5\%$. Обычно необходимо не более трех итераций. Большее число приближений указывает на существование ошибок в алгоритме или в вычислениях.

1.4 Методы интенсификации теплообмена в теплообменниках

Теплообменные аппараты нашли применение во многих отраслях техники, поэтому задача интенсификации процесса теплообмена и производства высокоэффективных теплообменных аппаратов достаточно

актуальна. Для интенсификации теплообмена существует несколько способов [9].

1.4.1 Чистка и обработка поверхностей теплообмена

Загрязнение теплообменных поверхностей – одна из важных проблем, которая обнаруживается при использовании теплообменного оборудования, снижая эффективность его работы.

Из-за того, что часто конструкции теплообменников плохо продуманы, требуется постоянная очистка их теплообменных поверхностей, но технические работы могут быть затруднены. Иногда обслуживание теплообменника обходится дороже, чем его стоимость по причине затрудненного доступа к поверхностям теплообмена.

Есть некоторые типы теплообменников в пищевой промышленности, которые требуют повседневного обслуживания, в то время как другие теплообменники могут работать без осуществления технических работ достаточно длительное время. Если теплообменник нуждается в частой чистке, то доступ к теплообменным поверхностям должен быть легким. Если постоянный сервис не требуется, то могут использоваться конструкции с более сложным подходом к поверхностям теплообмена. Поэтому при конструировании устройства теплообменника должен учитываться тот факт, что многим теплообменникам достаточно часто необходима чистка, потому что его эффективность снижается при загрязнении.

Существует два способа профилактики предотвращения загрязнений: химическая и физическая очистка. Химическая чистка представляет собой промывку и обработку поверхности теплообмена. Физический способ защиты поверхности осуществляется путём предварительного отделения из теплоносителей веществ и примесей, которые являются причиной образования отложений.

1.4.2 Продувка трубного и межтрубного пространств от инертных газов

Из-за примесей процесс теплопередачи определяется не скоростью отвода тепла, выделяющегося при конденсации, а интенсивностью движения частиц рабочей среды из центра трубок к поверхности, на которой происходит конденсация. Воздух концентрируется у поверхности охлаждения во время конденсации, создавая сопротивление движению пара к поверхности. Коэффициент теплоотдачи уменьшается из-за увеличения толщины слоя инертных газов, что вызвано ограниченным подводом пара к поверхности.

Поэтому так важно очищать межтрубное пространство от инертных газов. Но следует помнить, что в парогазовой смеси всегда присутствует определенное количество инертных примесей даже после их удаления, что приводит к понижению температуры, а также уменьшению плотности теплового потока.

1.4.3 Искусственная турбулизация потока

При низких значениях числа Рейнольдса с помощью искусственной турбулизации потока можно добиться таких значений коэффициента теплоотдачи, которые будут соответствовать развитому турбулентному режиму.

Турбулизация потока достигается за счет применения шнеков, выступов на трубах, витых лент, которые изображены на рисунке 6.



Рисунок 6 – Примеры труб для турбулизации потока [10]

Использование труб с выступами на стенках – один из наиболее действенных способов интенсификации теплообмена. Высота выступов выполняется равной толщине пограничного слоя, вихревые зоны возникающие за этими выступами создают дополнительную турбулизацию и сокращают пограничный слой, что гарантирует интенсификацию теплообмена снаружи и внутри труб.

Но необходимо учитывать, что при повышении числа Рейнольдса, может наступить момент, когда темп роста теплоотдачи и развитие турбулентности будет экономически бесполезным.

1.4.4 Оребрение и ошиповка поверхности теплообмена

Использование оребрения и ошиповки поверхности теплообмена, выгодно как для увеличения значения коэффициента теплопередачи, так и для сокращения массы теплообменника. Ребра можно выполнять из более тонкого материала, чем стенки труб, что позволяет достичь существенного снижения массы аппарата и расхода металла.

Оребренные и ошпикованные трубы представляют собой металлические конструкции. Такие трубы состоят из двух элементов: внутренней трубы, по которой перемещается рабочая среда, и наружных ребер или шипов, передающих тепло. Чаще всего эти элементы изготавливают из стали, чугуна и цветных металлов. Такие изделия могут быть изготовлены тремя способами – накатка, навивание из алюминия, навивание с приваркой.

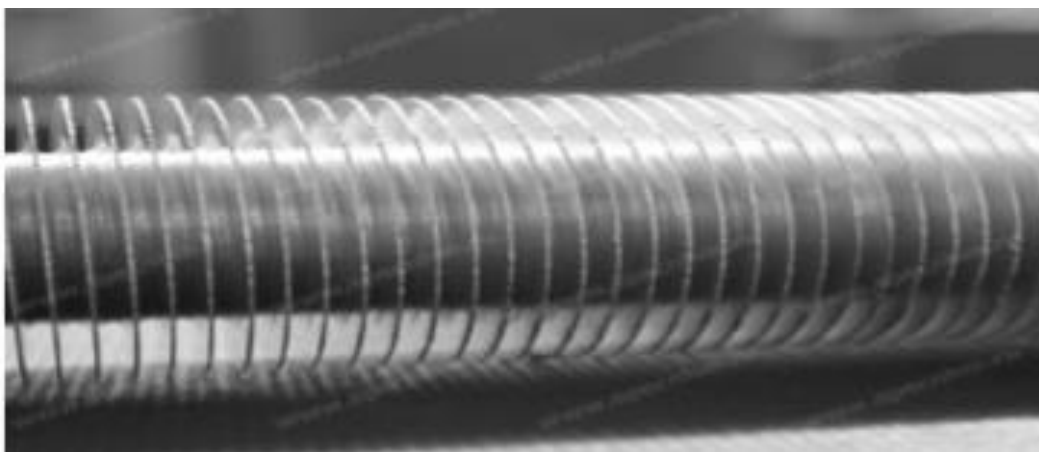


Рисунок 7 – Оребренная теплообменная труба [5]



Рисунок 8 – Ошпикованная теплообменная труба [11]

Оребренные трубы имеют ряд преимуществ, что обуславливает их широкое распространение. В пространстве между ребер происходит

турбулизация потока теплоносителя, что ведет к увеличению интенсивности конвективного теплообмена. Эти изделия обладают хорошим термическим контактом между несущим элементом конструкции и ребрами, что достигается использованием контактной сварки.

1.4.5 Установка различных перегородок в межтрубном пространстве теплообменника

Из-за установки различных перегородок, осуществляется увеличение теплоотдачи, а так же повышение жесткости конструкции трубного пучка. Внешний вид перегородки показан на рисунке 9.

Перегородки в теплообменном аппарате можно разделить на поперечные и продольные. Коэффициент теплоотдачи значительно отличается при сильном обтекании. Поперечное обтекание встречает большее сопротивление. Коэффициент теплоотдачи от потока к наружным стенкам труб увеличивается из-за увеличения степени турбулизации потока.

Так же перегородки в теплообменниках делают как односегментными, так и многосегментными. Односегментные наиболее часто применимы на практике, их сборка и производство достаточно просты.

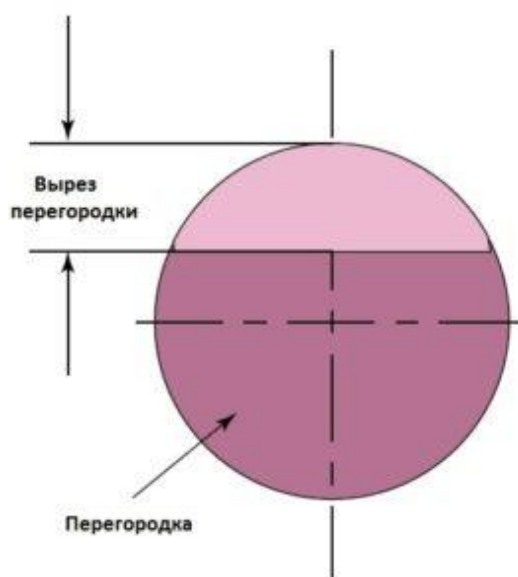


Рисунок 9 – Перегородка, используемая в теплообменном аппарате [12]

Вырез перегородки может быть сделан вертикально или горизонтально. Горизонтальный вырез чаще делают, когда в межтрубном пространстве протекают вязкие жидкости, чтобы более тяжелые фракции потока не оседали на дне теплообменника. Теплообменный аппарат с перегородками с горизонтальным вырезом представлен на рисунке 10.

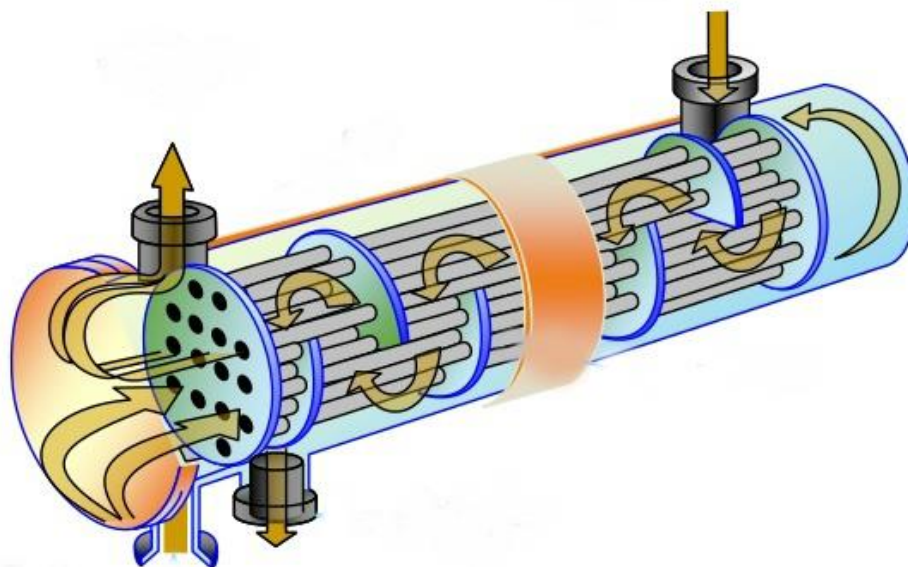


Рисунок 10 – Теплообменник с перегородками с горизонтальным вырезом [12]

Перегородки с вертикальным вырезом применяют при конденсации, для улучшения стекания конденсата или, например, при присутствии твердых частиц в потоке. Теплообменник с перегородками с вертикальным вырезом представлен на рисунке 11.

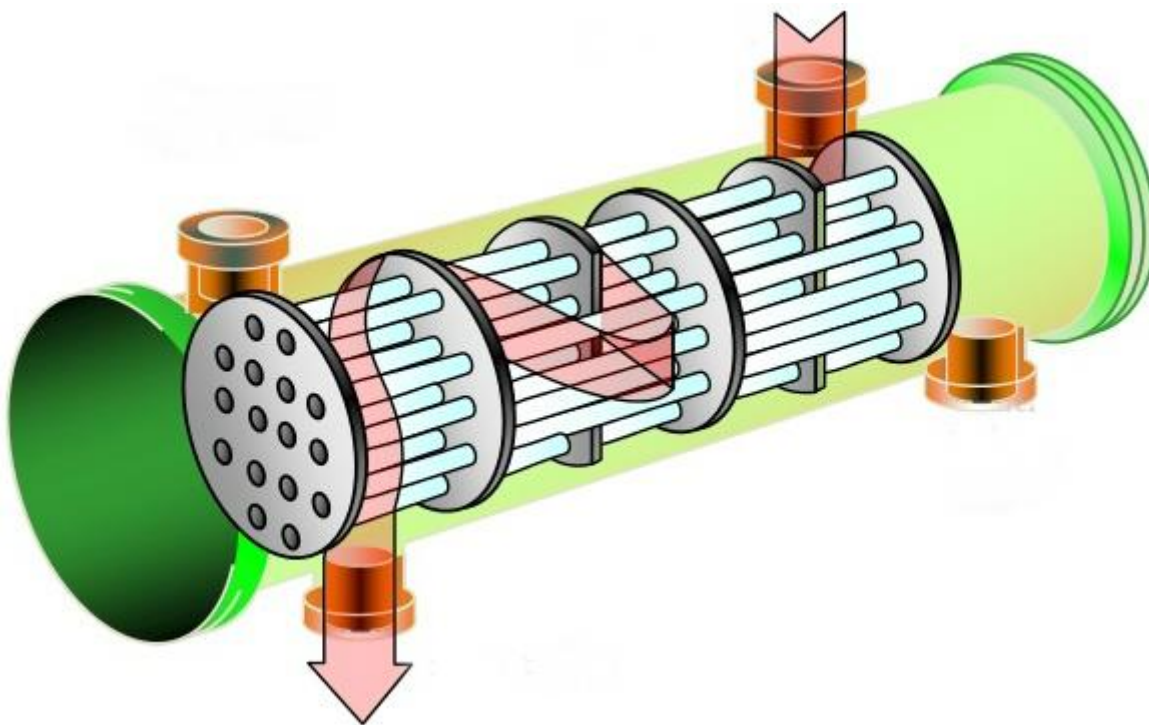


Рисунок 11 – Теплообменник с перегородками с вертикальным вырезом [12]

Оптимальный вырез перегородки варьируется в пределах 15 — 45% от внутреннего диаметра кожуха. Иногда образуются турбулентных завихрения, это происходит в том случае, когда вырез перегородок очень маленький или наоборот, очень большой. Такие завихрения не передают тепло и ведут к увеличению перепада давления. Оптимальный шаг перегородок выбирается в соответствии с утверждением о том, что при уменьшении шага перегородок, перепад давления в межтрубном аппарате возрастает в 2,5 — 3,3 раза быстрее, чем теплоотдача.

При слишком большом перепаде давления или в том случае, когда требуется более надежное обеспечение поддержки трубного пучка, можно использовать двух- или трехsegmentные перегородки. К таким перегородкам можно отнести перегородки типа «диск-кольцо», которые изображенные на рисунке 12 [12].

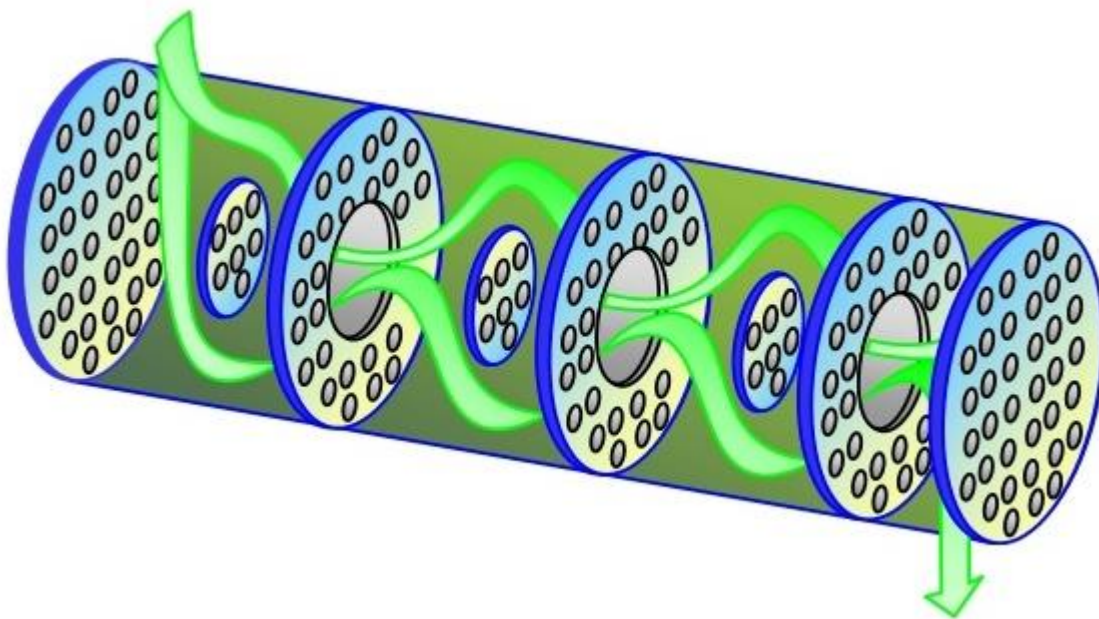


Рисунок 12 – Теплообменник с перегородками типа «диск-кольцо» [12]

Рассмотренные выше методы интенсификации теплообмена применимы чаще других. Бывают и другие способы повышения интенсификации теплообмена, такие, как вращение или вибрация поверхности теплообмена, пульсации теплоносителя, струйные системы. Эффективность интенсификации для таких способов при различных затратах энергии различна.

2 ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

В современном мире существует множество программных пакетов, которые дают большие возможности моделирования течений жидкостей и газов для задач с учетом турбулентности и теплообмена. Подбор различных настроек турбулентности в таких средах гарантирует корректное моделирование турбулентности для любых видов течений. А усовершенствованные пристеночные функции повышают точность результатов в пограничных слоях

Широкие возможности моделирования задач теплообмена в таких программных средах и приобретенные ранее навыки работы в них, позволили рассчитать процесс тепломассопереноса в теплообменнике.

2.1 Проблемы моделирования теплообмена

Одной из главных проблем механики является изучение течений жидкости и газа. Данная проблема определена широким распространением таких течений в техническом оборудовании, в том числе, в теплообменных аппаратах.

Большое внимание в настоящее время уделяется изучению взаимодействия потока жидкости с твердыми телами. Параметры и геометрия в таких задачах значительно влияют на режим течения, так же возникают неустойчивости, которые надлежит принимать во внимание при проектировании конструкций.

Довольно интересны для практики задачи о конвективных течениях. Конвективный теплообмен – это совокупность тепловых и гидродинамических взаимодействий в жидкости [13]. Данный процесс между твердыми элементами устройств и жидкостной и/или воздушной средой описывается системой уравнений гидродинамики, которая содержит в себе уравнения Навье – Стокса, непрерывности и переноса энергии. Эти уравнения очень сложны, и в

настоящее время нет их приемлемых решений, которые представляли бы интерес для теплового проектирования. Поэтому для того, чтобы хотя бы приближенно моделировать реальный конвективный теплоперенос, используют различного рода допущения, которые упрощают его описание. Проверить корректность этих упрощений для получаемых с их помощью зависимостей достаточно непросто.

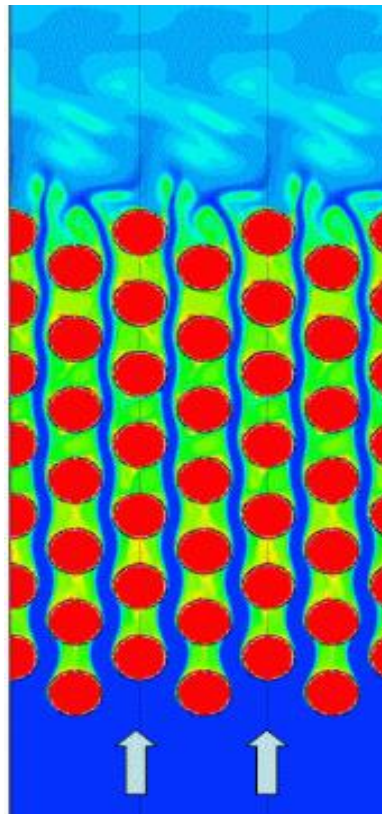


Рисунок 13 - Нагрев жидкости, протекающей через пакет горячих труб[14]

Реализация математической модели конвективного теплопереноса, соответствующая реальным условиям теплообмена (турбулентность, нелинейности разного рода и пр.) требует больших вычислительных ресурсов. Так же обнаружение определенных гидродинамических взаимодействий, часто требует тонкой настройки решателя, что бывает затруднительно.

При численном моделировании таких течений, обычно, используют одну из моделей турбулентности (известными являются модели $k - \omega$ и $k - \varepsilon$). В большинстве случаев вопрос о влиянии турбулентности в пристенных областях

на получаемое решение вообще не рассматривается. Для учета эффектов турбулентности и вязких пристеночных эффектов применяются, так называемые, «низкоренольдсовые» модели турбулентности. К «низкоренольдсовым» моделям относится модифицированная стандартная модель $k - \varepsilon$, которая применима ко всей области течения. Она является продолжением стандартной $k - \varepsilon$ модели и сохраняет многие ее достоинства [15]. Но для ее реализации требуется очень густая расчетная сетка. Эти требования приводят к большим затратам вычислительных ресурсов [16]. Некоторые из проблем до сих пор не решены, несмотря на наличие сверхмощных высокопроизводительных компьютеров. Поэтому исследование и моделирование процессов конвективного теплообмена, протекающих в реальных конструкциях, является сложной задачей [17].

Анализ режимов конвекции жидкости в трубах теплообменников, совместно с изучением поведения потока, помог бы продвинуться в понимании термогидродинамических процессов и выявить новые методы для интенсификации теплообмена [18].

2.2 Математическая модель

При процессе пастеризации жидких пищевых продуктов один жидкий продукт (исходная смесь компонентов) превращается в другой жидкий продукт (компоненты продукта) путем нагрева.

исходная смесь компонентов \Rightarrow компоненты продукта

Парциальная плотность для i – ой компоненты вычисляется по уравнению состояния (7).

$$\rho_i = \frac{p_i}{R_i T}, \quad (7)$$

где p_i – парциальное давление i – ой компоненты в составе смеси;

$R_i = R/m_i$ – газовая постоянная,

m_i – молярная масса i – го компонента.

Плотность смеси определяется по уравнению (8).

$$\rho_{\text{см}} = \frac{p_{\text{см}}}{R_{\text{см}} T}, \quad (8)$$

где давление смеси

$$p_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n p_i, \quad (9)$$

$R_{\text{см}} = R/m_{\text{см}}$ – газовая постоянная смеси,

$m_{\text{см}}$ – молярная масса смеси,

$$m_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n C_i \cdot m_i, \quad (10)$$

$C_i = \frac{\rho_i}{\rho_{\text{см}}}$ – массовая концентрация i – ой компоненты в смеси.

Термодинамическая энтальпия смеси вычисляется по уравнению (11).

$$i = \sum_{i=1}^n C_i \cdot i_i, \quad (11)$$

где $i_i = \int_{T_1}^{T_2} c_{p,i} \cdot dT$ – термодинамическая энтальпия i – ой компоненты.

Удельная теплоёмкость $c_{p,i}$ каждой i – ой компоненты задана по кусочно-линейному закону в виде функции от температуры и давления. Таким образом, средняя удельная теплоёмкость смеси вычисляется с использованием соотношения (12).

$$c_{p,i} = \sum_{i=1}^n C_i \cdot c_{p,i}, \quad (12)$$

где C_i – массовая концентрация каждого компонента;

$c_{p,i}$ – удельная изобарная теплоёмкость каждого компонента.

Теплопроводность λ_i каждой i – ой компоненты определяется с использованием соотношения (13) из кинетической теории газов.

$$\lambda_i = \frac{15}{4} \frac{R}{m_i} \cdot \mu_i \left[\frac{4}{15} \frac{c_{p,i} m_i}{R} + \frac{1}{3} \right], \quad (13)$$

где μ_i – динамическая вязкость i – го компонента.

Теплопроводность смеси определяется по формуле (14).

$$\lambda_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n \frac{X_i \lambda_i}{\sum_j X_j \varphi_{ij}}, \quad (14)$$

где X_i – мольная концентрация i – го компонента; λ_i – теплопроводность i – го компонента; параметр φ_{ij} рассчитывается с использованием соотношения (15).

$$\varphi_{ij} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{m_{w,j}}{m_{w,i}} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2}{\left[8 \left(1 + \frac{m_{w,j}}{m_{w,i}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}}. \quad (15)$$

Вязкость каждого i – го компонента вычислялась по формуле Сатерленда (16).

$$\mu_i = \mu_{0i} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{T_{\text{норм}} + S}{T + S}, \quad (16)$$

где μ_{0i} – динамическая вязкость i – го компонента при нормальных условиях;

$T_{\text{норм}}$ – температура при нормальных условиях;

S – эффективная температура (константа Сатерленда).

Динамическая вязкость смеси вычисляется как по уравнению (17)

$$\mu_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n \frac{X_i \mu_i}{\sum_{j=1}^m X_j \varphi_{ij}}, \quad (17)$$

где X_i – мольная концентрация i – го компонента.

Для каждого из компонентов смеси решалось отдельное уравнение переноса массы вида (18).

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho_i C_i) + \nabla \cdot (\rho_i \bar{v} C_i) = -\nabla \cdot \bar{g}_i + \omega_i, \quad (18)$$

где g_i – диффузионный поток i – го компонента;

ω_i – скорость образования i – го компонента в химических реакциях.

Скорость образования i – го компонента в химических реакциях вычисляется с использованием соотношения (19).

$$\omega_i = m_{w,i} \sum_{r=1}^{N_R} R_{i,r} \quad (19)$$

где $m_{w,i}$ – молярная масса i – го компонента;

N_R – количество химических реакций в расчёте;

$R_{i,r}$ – молярная скорость образования (распада) i – го компонента в реакции r , вычисленная по уравнению химической кинетики скорости образования i – го компонента в ходе химической реакции.

Молярная скорость образования (распада) i – го компонента в реакции r , записываются в виде:

$$R_{i,r} = \Gamma(v_{i,r}'' - v_{i,r}') \left(k_{f,r} \prod_{j=1}^N [X_{j,r}]^{\eta_{j,r}''} - k_{b,r} \prod_{j=1}^N [X_{j,r}]^{v_{j,r}'} \right), \quad (20)$$

где $X_{j,r}$ – молярная концентрация компонента j в реакции r (всегда равен стехиометрическому коэффициенту продукта реакции);

Γ – коэффициент, учитывающий влияние третьих тел на скорость реакции;

$k_{f,r}$ – константа скорости прямой реакции;

$k_{b,r}$ – константа скорости обратной реакции.

Константа скорости реакции r вычисляется из закона Аррениуса (f – прямая реакция, b – обратная реакция):

$$k_{f,b,r} = A_{f,b,r} T^{\beta_{f,b,r}} e^{\frac{-E_{f,b,r}}{RT}}, \quad (21)$$

где $A_{f,b,r}$ – предэкспоненциальный фактор;

$\beta_{f,b,r}$ – температурный показатель;

$E_{f,b,r}$ – энергия активации реакции.

Введём в рассмотрение основные уравнения, описывающие течение смеси жидкости.

Уравнение неразрывности для i – го компонента имеет вид

$$\frac{\partial \rho_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_i v_i) = \dot{m}_i, \quad (22)$$

где \dot{m}_i – скорость изменения массы i – го компонента в результате химической реакции.

Суммируя по всем компонентам и внося сумму под знак дивергенции, получим уравнение неразрывности (23) для всей смеси.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (v \rho) = 0. \quad (23)$$

При записи уравнения выше учитывается условие сохранения массы при химической реакции

$$\sum_{i=1}^N \dot{m}_i = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M (v''_{ij} - v'_{ij}) M_i \omega_j = \sum_{j=1}^M \omega_j \sum_{i=1}^N m_i (v''_{ij} - v'_{ij}) = 0. \quad (24)$$

При химической реакции масса не создается и не уничтожается, а происходит превращение одного вещества в другое.

Вектор потока диффузии выглядит следующим образом

$$I_i = \rho_i (v_i + v) = \rho_i \omega_i. \quad (25)$$

Уравнение изменения импульса для смеси можно записать в таком же виде как и для однокомпонентных систем

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + (\rho v \cdot \nabla) v = \nabla \Pi + \sum_{i=1}^N \rho_i f_i. \quad (26)$$

В тензор напряжений смеси входит сумма парциальных тензоров напряжений и тензор диффузионных напряжений.

$$\Pi = \sum_{i=1}^N \Pi_i + D. \quad (27)$$

Для вычисления тензора диффузионных напряжений имеет место соотношение

$$D = -\rho \sum_{i=1}^N Y_i \omega_i \omega_i. \quad (28)$$

Пренебрегая эффектом объемной вязкости, для тензора напряжений смеси имеем соотношение

$$\Pi = \left[p + \frac{2}{3} (\nabla \cdot v) \right] I - \mu [(\nabla v) + (\nabla v)']. \quad (29)$$

Полный вектор массовых сил, приходящийся на единицу объема смеси, определяется по формуле (30).

$$\rho f = \sum_{i=1}^N \rho_i f_i, \quad (30)$$

где f_i сила, действующая на единицу массы i – го вещества.

Введем полную энергию смеси

$$\varepsilon = e + \frac{v^2}{2} \quad (31)$$

Уравнение изменения полной энергии смеси имеет вид

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho v \cdot \nabla \varepsilon = -\nabla I_q + \nabla (\Pi v) + \sum_{i=1}^N \rho_i f_i v_i. \quad (32)$$

Далее получим уравнение изменения внутренней энергии смеси (33).

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} + \rho v \cdot \nabla e = -\nabla I_q + \Pi * \nabla v + \sum_{i=1}^N f_i I_i. \quad (33)$$

Преобразуем уравнение (33) к виду

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} + \rho v \cdot \nabla e = \nabla (\lambda \nabla T) - \sum_{i=1}^N h_i I_i + \Pi * \nabla v + \sum_{i=1}^N f_i I_i. \quad (34)$$

Звездочкой здесь обозначена свертка двух тензоров второго ранга. Свертка тензора вязких напряжений с градиентом скорости представляет собой диссипативную функцию [20].

2.3 Постановка задачи

Решать задачу моделирования теплообменника с реальными размерами достаточно тяжело. Поэтому на начальном этапе из-за ограниченных вычислительных ресурсов, было принято решение рассмотреть модель теплообменника малого размера. Прототипом рассматриваемой модели теплообменника стала конструкция, применяемая в пищевой промышленности, показанная на рисунках 14 и 15. Данная конструкция проверена на практике и является достаточно эффективной благодаря перегородкам, находящимся во внутренней полости. Из-за перегородок изменяется направление потока, что приводит к интенсивному перемешиванию среды.



Рисунок 14 – Прототип рассматриваемой модели [21]



Рисунок 15 – Прототип рассматриваемой модели [21]

Сначала был рассмотрен теплообменник без перегородок, чтобы проанализировать эффективность теплообменного аппарата без них. На рисунках 16 и 17 представлен эскиз рассматриваемого теплообменника с характерными размерами, нарисованный в системе трехмерного проектирования.

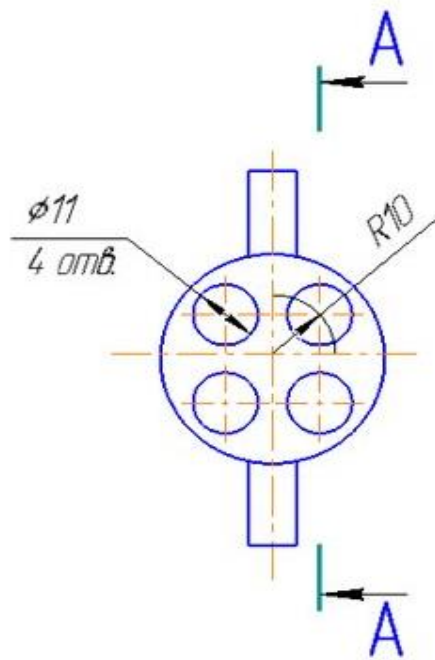


Рисунок 16 – Эскиз конструкции теплообменника

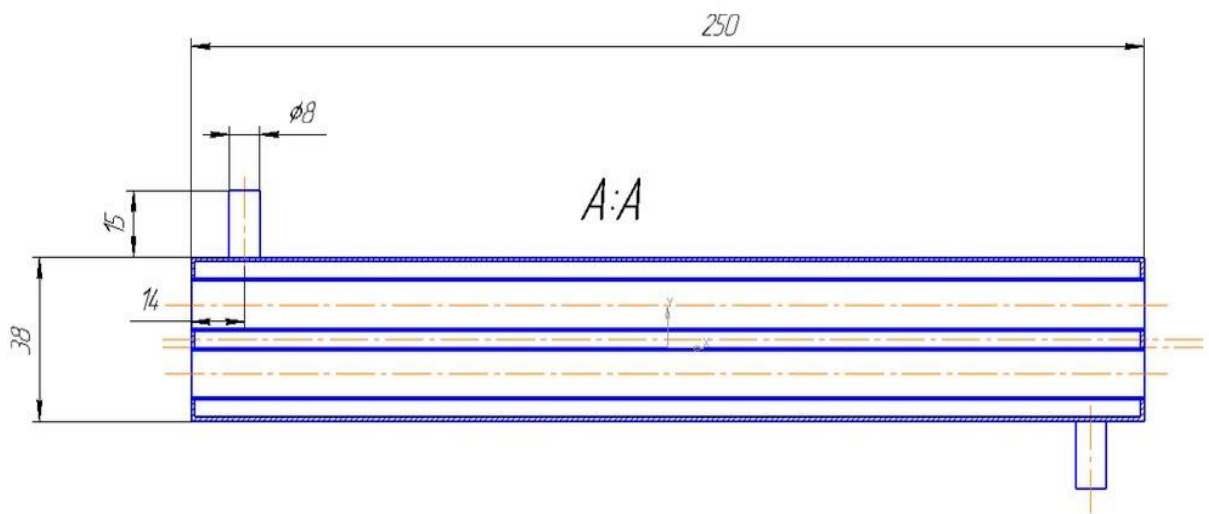


Рисунок 17 - Эскиз конструкции теплообменника

Исследуемая область теплообменника представляет собой его трехмерную модель, которая изображена на рисунках 18 и 19.

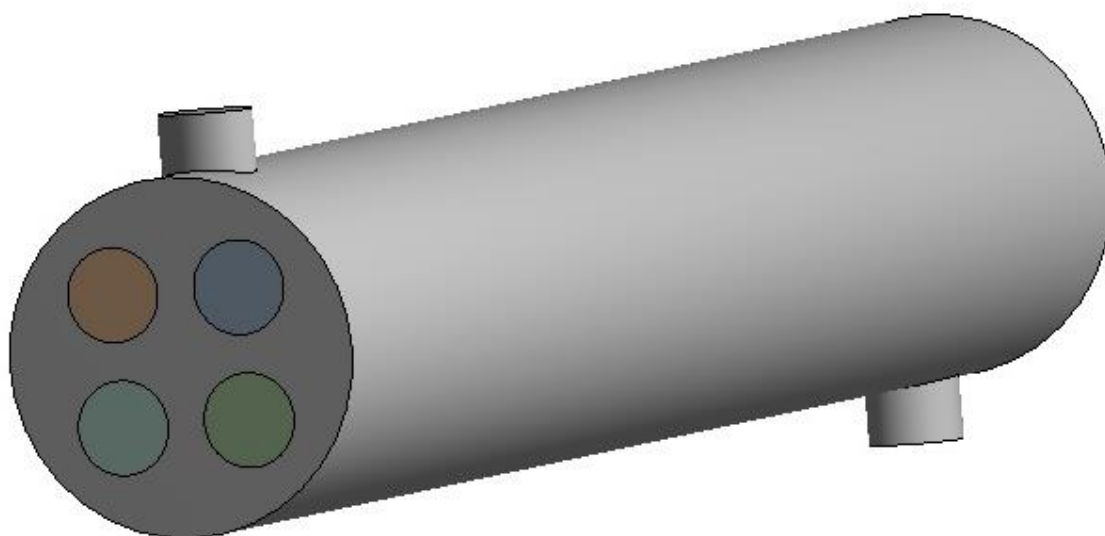


Рисунок 18 – Трехмерная модель теплообменника

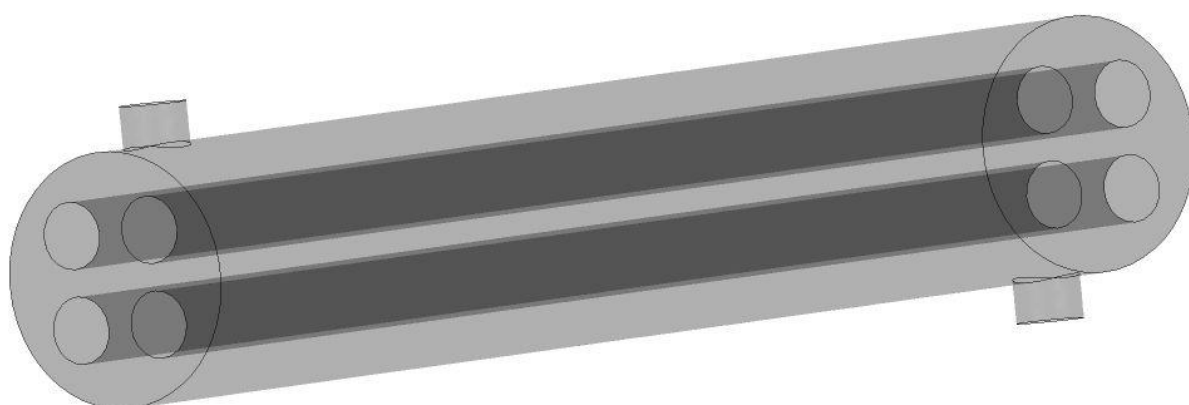


Рисунок 19 – Трехмерная модель теплообменника

Для построения расчетной сетки был использован генератор сеток. Сетка неструктурированная тетраэдральная, с количеством ячеек - 400 тысяч, представлена на рисунке 20.

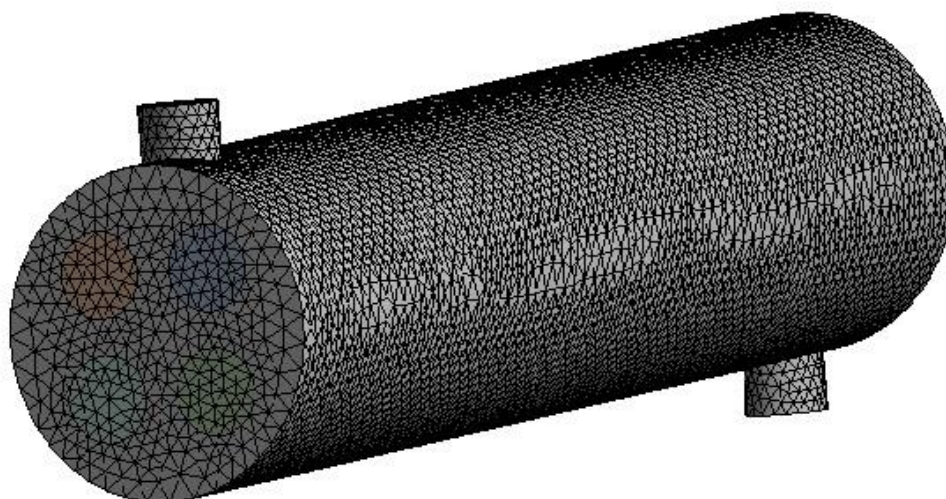


Рисунок 20 – Модель с нанесенной расчетной сеткой

После было принято решение проверить эффективность конструкции с перегородками. В межтрубное пространство рассматриваемой ранее конструкции теплообменника было добавлено несколько перегородок. На рисунках 21 - 22 представлен эскиз модифицированного теплообменника с характерными размерами.

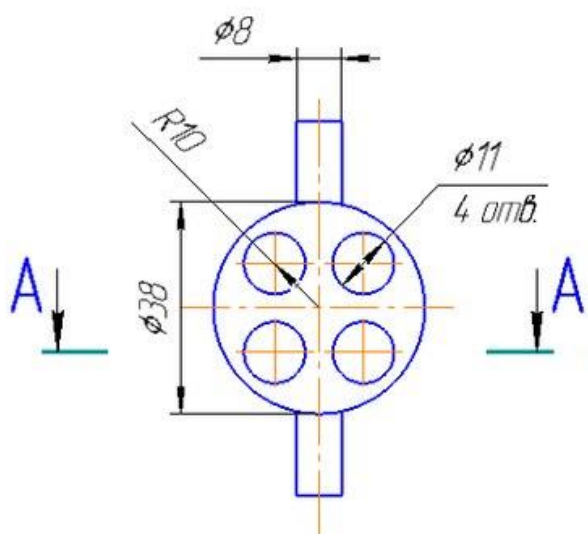


Рисунок 21 – Эскиз теплообменника с перегородками

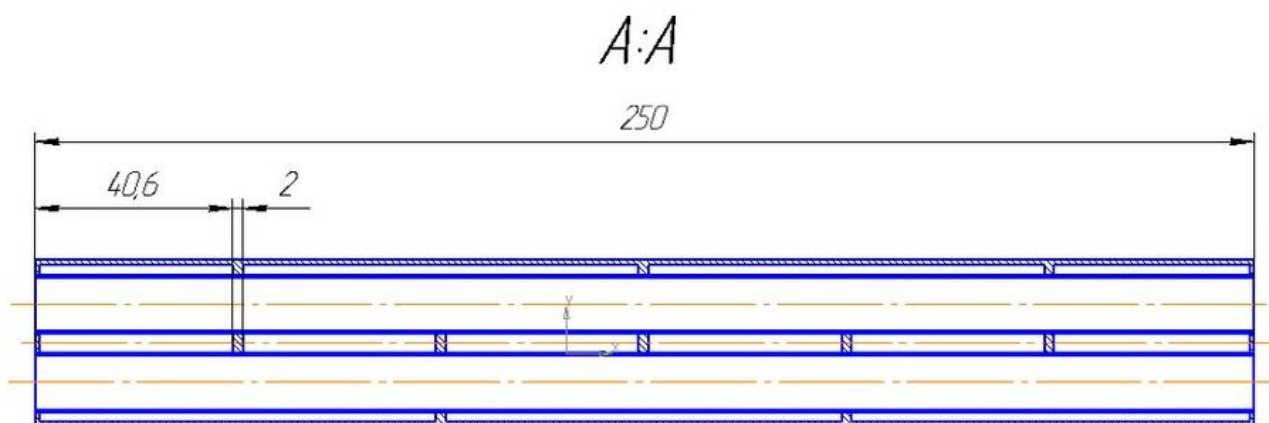


Рисунок 22 – Эскиз теплообменника с перегородками

На рисунках 23-24 изображена трехмерная модель теплообменника с перегородками.

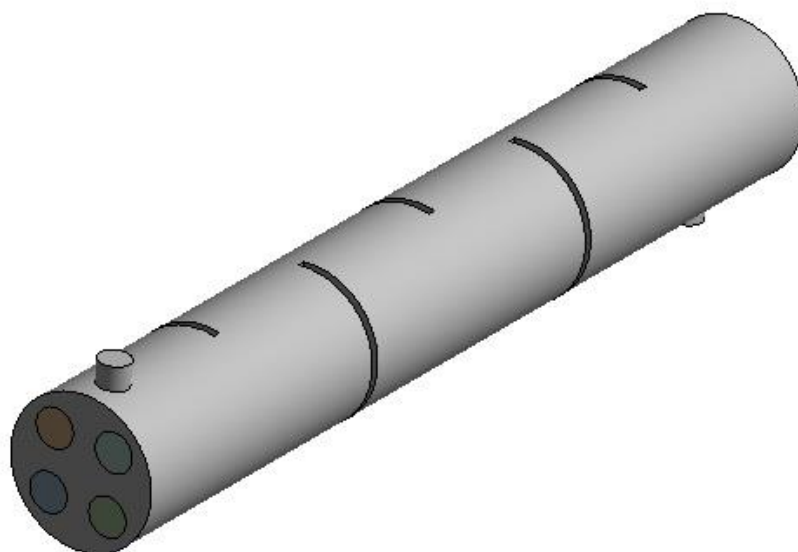


Рисунок 23 – Трехмерная модель теплообменника с перегородками

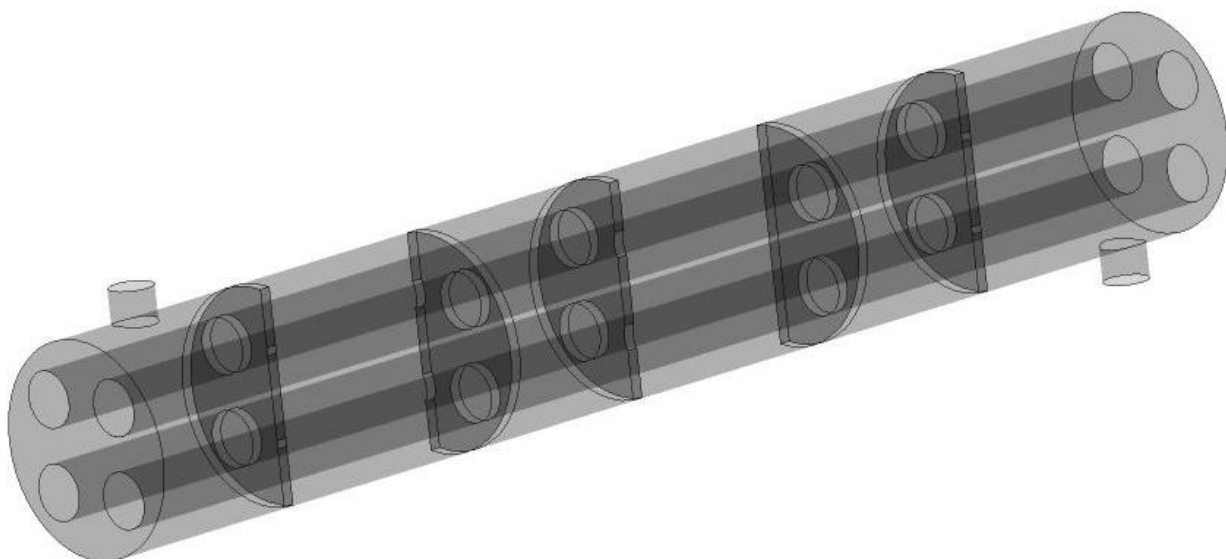


Рисунок 24 – Трехмерная модель теплообменника с перегородками

Расчетная сетка, как и в первом случае, была построена с помощью генератора сеток. Неструктурированная тетраэдральная сетка, с количеством ячеек - 1 миллион 400 тысяч, представлена на рисунке 25.

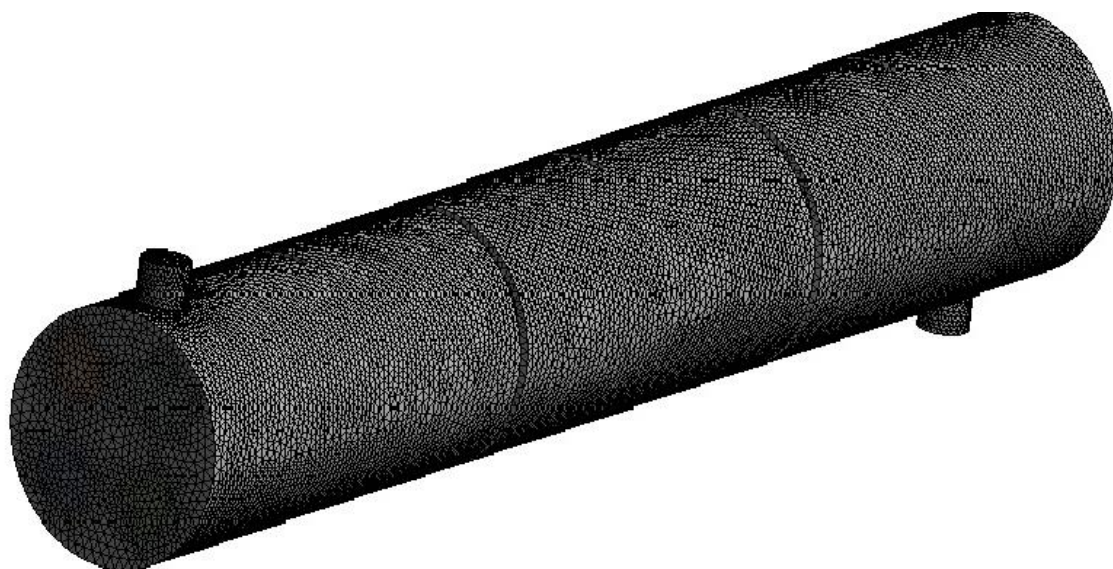


Рисунок 25 – Теплообменник с нанесенной расчетной сеткой

В данной работе были рассмотрены две принципиально разные модели теплообменного аппарата. Для того, чтобы иметь возможность сравнить и сделать вывод о более эффективной конструкции устройств передачи тепла.

Для численной реализации использован специализированный программный пакет. Анализ результатов и картины расчетов приводятся в следующей главе.

3 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

Для начала была рассмотрена задача о нагреве воздуха в теплообменнике без перегородок, поэтому через трубы и межтрубное пространство в данной задаче протекает воздух. В качестве граничных условий для расчета процессов в теплообменнике заданы: температура воздуха на входе в трубы – 320 К, температура воздуха на входе в межтрубное пространство – 280 К, скорость воздуха на входе в трубы и межтрубное пространство - 0.5 м/с, давление воздуха на выходе труб и межтрубного пространства – 0.1 МПа.

Для численной реализации был использован программный пакет гидрогазодинамики.

На рисунке 26 изображено распределение температуры по всему объему теплообменника.

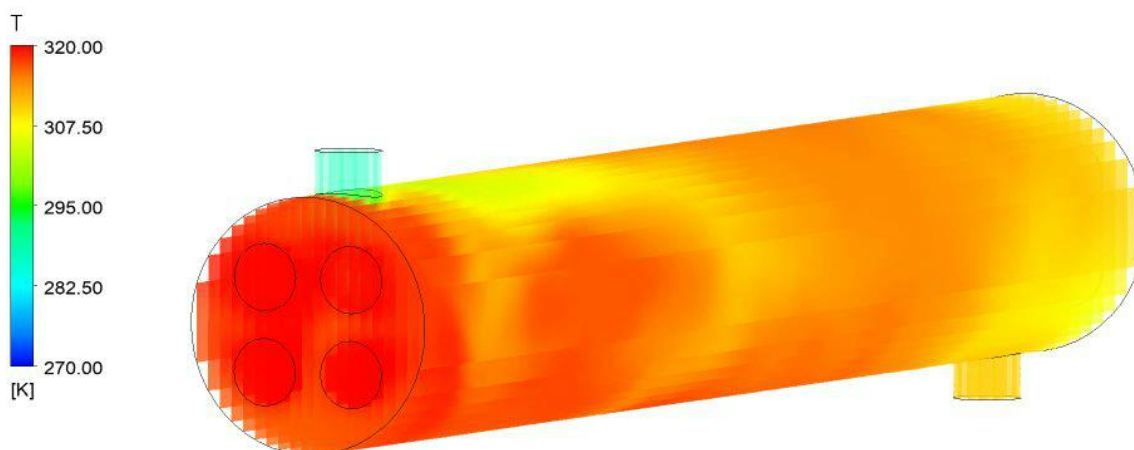


Рисунок 26 – Распределение температуры по объему теплообменника, с рабочей средой – воздух

А на рисунках 27 - 28 представлено распределение температуры в различных плоскостях.

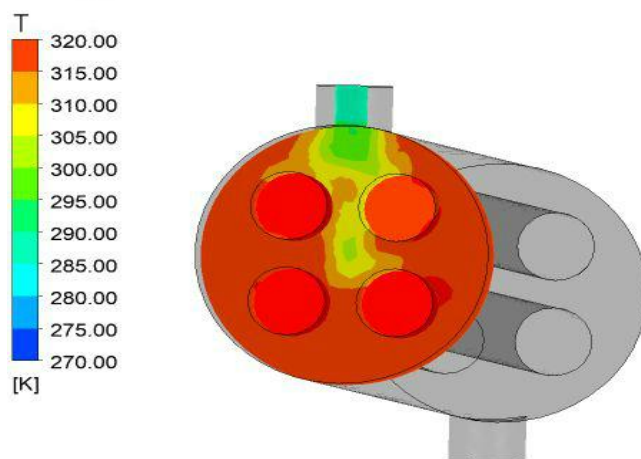


Рисунок 27 – Распределение температуры по плоскости YX,
рабочая среда – воздух

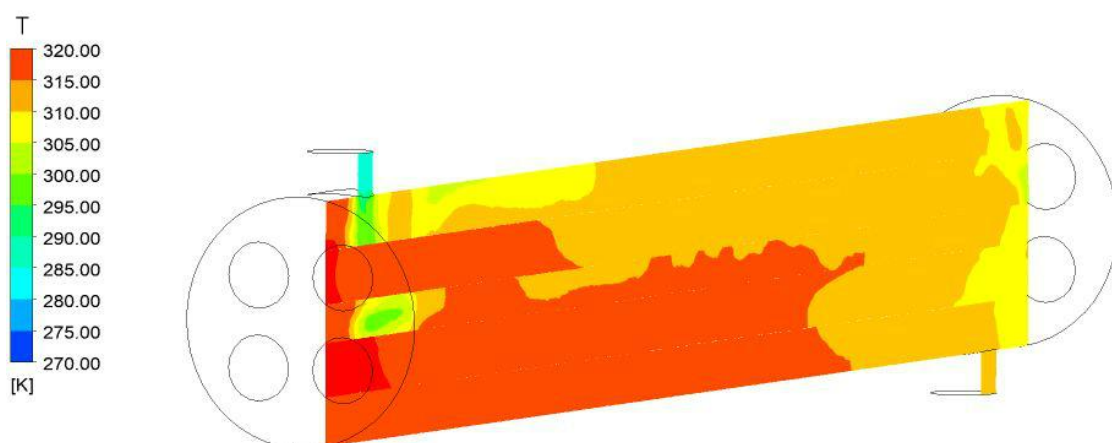


Рисунок 28 – Распределение температуры по плоскости ZY,
рабочая среда – воздух

На рисунке 29 можно увидеть распределение скорости.

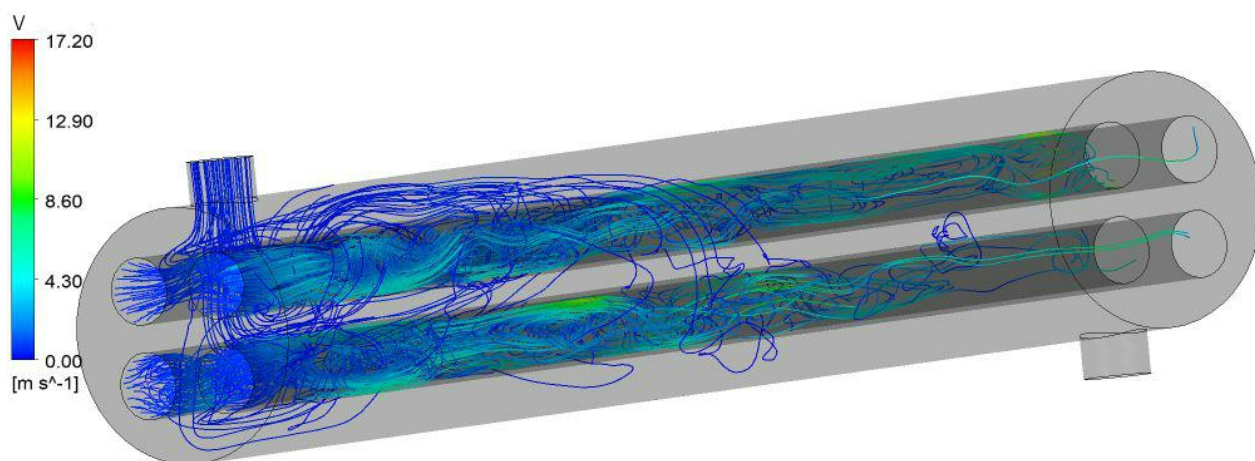


Рисунок 29 – Распределение скорости, рабочая среда- воздух

Анализ данных картин течения позволяет делать вывод о том, что воздух достаточно быстро и хорошо нагревается.

Следующим этапом моделировался процесс пастеризации сока в межтрубном пространстве. В данной работе все параметры и свойства сока принимаются, как у воды. Поэтому в трубах и межтрубном пространстве протекает вода.

В качестве граничных условий заданы: температура воды на входе в трубы – 360 К, температура воды на входе в межтрубное пространство – 290 К, скорость воды на входе в трубы и межтрубное пространство - 0.05 м/с, давление воды на выходе труб и межтрубного пространства – 0.1 МПа.

После расчета были получены картины течения температуры и скорости, которые представлены на рисунках 30 - 32. Анализ результатов приводится ниже.

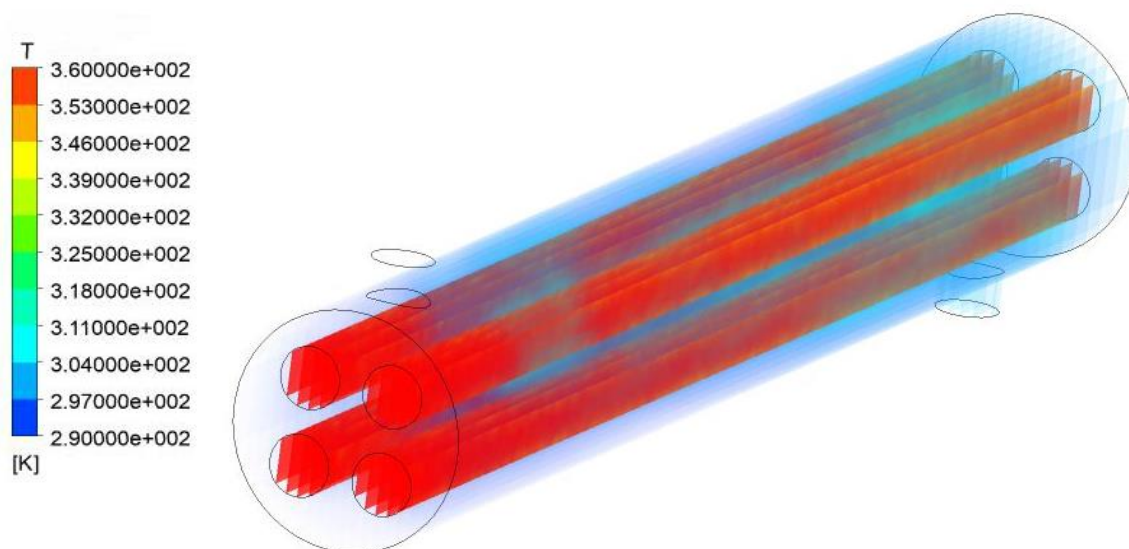


Рисунок 30 – Распределение температуры по объему теплообменника,
рабочая среда – вода

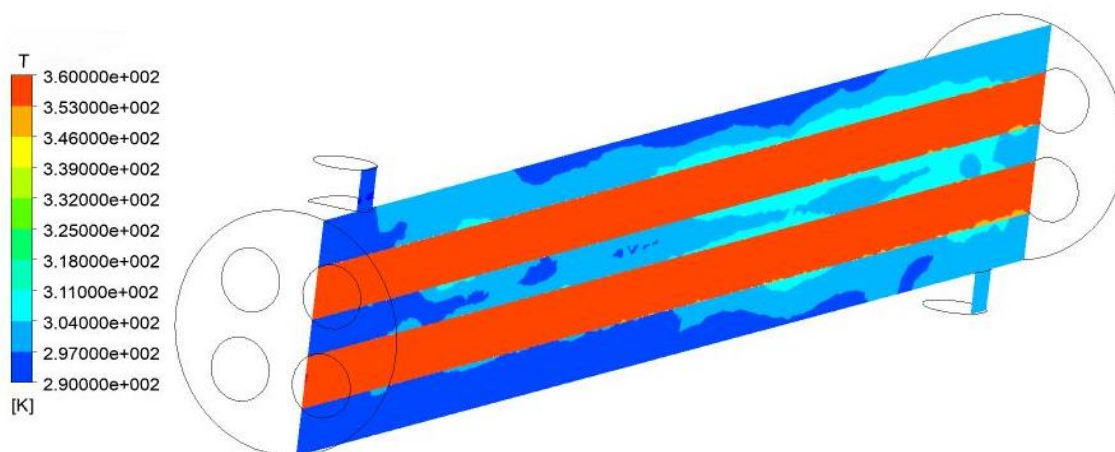


Рисунок 31 – Распределение температуры по плоскости ZY,
рабочая среда – вода

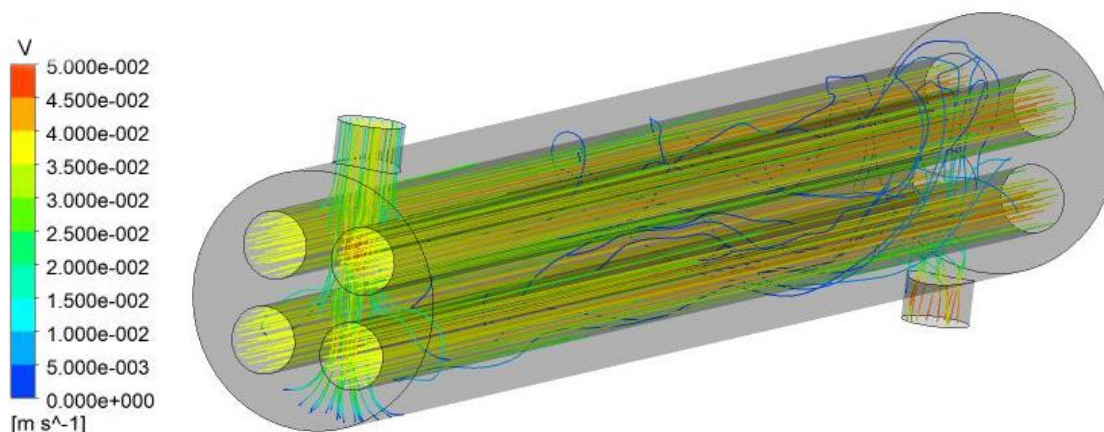


Рисунок 32 – Распределение скорости, рабочая среда – вода

По данным картинам видно, что вода недостаточно хорошо нагревается, соответственно, в данной конструкции теплообменника не достигаются температуры удовлетворяющие процессу пастеризации. Такая конструкция не эффективна для данного процесса.

Поэтому было принято решение проверить эффективность конструкции с перегородками. В межтрубное пространство рассматриваемой ранее конструкции теплообменника было добавлено несколько перегородок. Граничные условия совпадают с теми, что были заданы в предыдущем случае.

Картини течения температуры представлены на рисунках 33 -36.

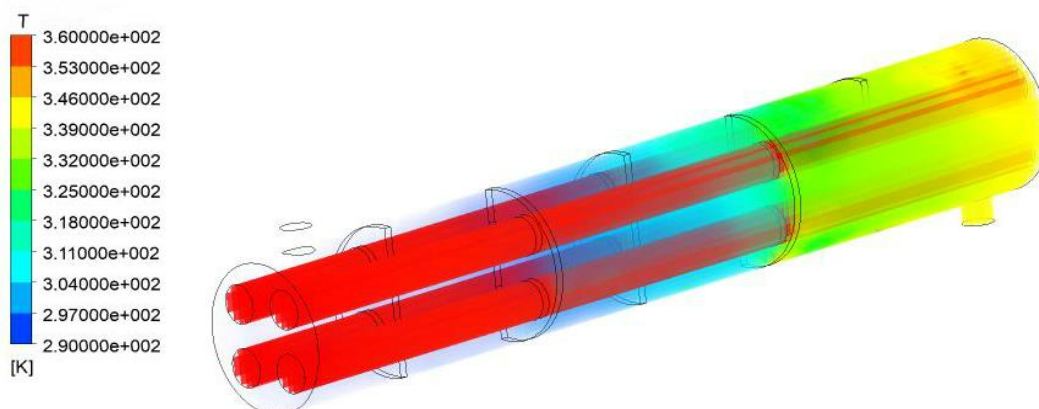


Рисунок 33 – Распределение температуры по объему, рабочая среда – вода

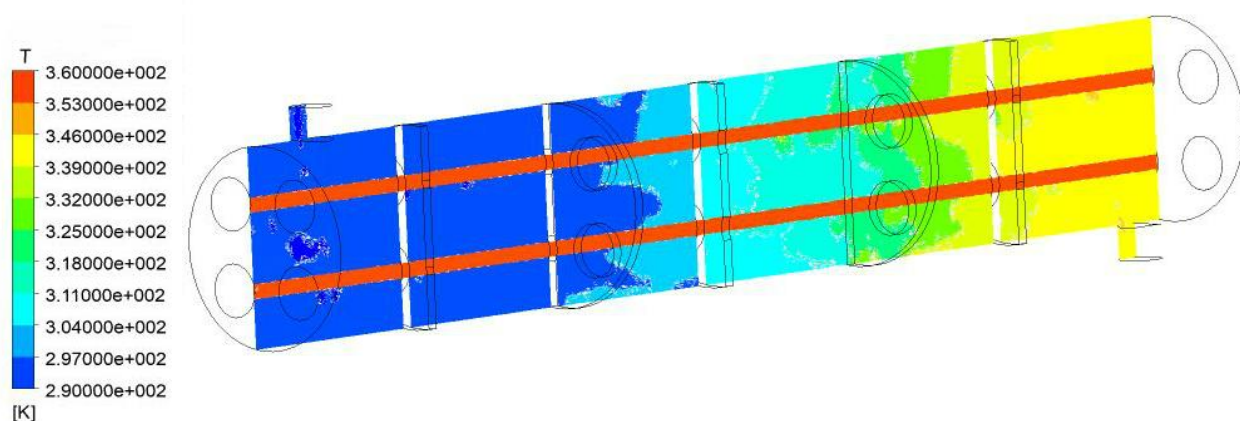


Рисунок 34 – Распределение температуры по плоскости ZY,
рабочая среда – вода

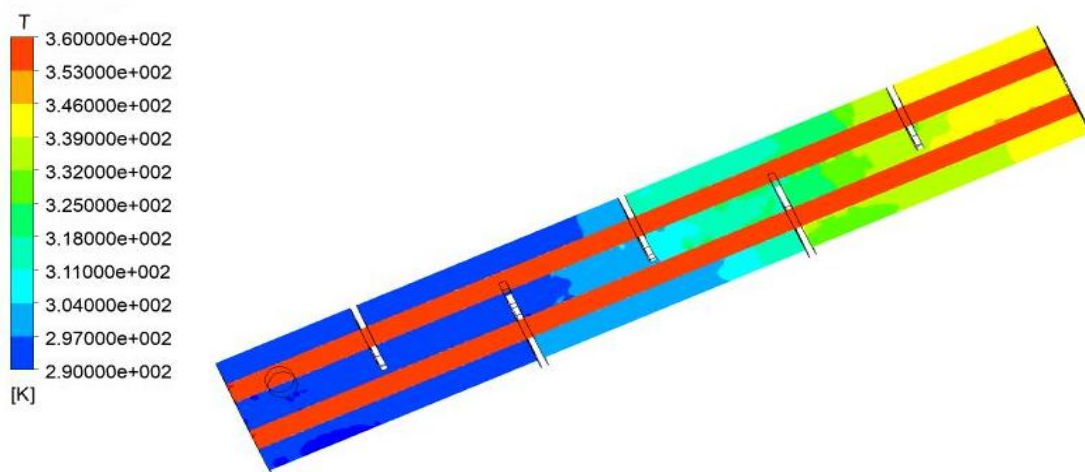


Рисунок 35 – Распределение температуры по плоскости ZX,
рабочая среда – вода

На рисунках 36-37 показано распределение объемных фракций. По этим картинам видно, как один жидкий продукт (сок) при нагреве превращается в другой жидкий продукт (сок пастеризованный).



Рисунок 36 – Распределение объемных фракций



Рисунок 37 – Распределение объемных фракций

Проанализировав данные картины течения можно сделать вывод, что перегородки повышают температуру нагревания воды, происходит процесс пастеризации. Из-за перегородок изменяется направление потока, что приводит к интенсивному перемешиванию среды, данная конструкция более эффективна.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе показано, что исследование интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах является актуальным. Поэтому знания по этой тематике исследования необходимо применять для совершенствования теплообменных установок.

В работе были рассмотрены две модели теплообменного аппарата разной конструкции (с перегородками и без них). С помощью численного моделирования была решена задача течения воздуха и сока (воды) через эти теплообменники. Получены картины течения температуры и скорости в двух разных теплообменных аппаратах, которые позволили сделать вывод о том, что использование перегородок в межтрубном пространстве теплообменных аппаратов в целях повышения эффективности является достаточно действенным методом. Перегородки позволяют уменьшить габариты теплообменника в целом. Течение, благодаря перегородкам, ускоряется, что улучшает перемешивание холодных и горячих слоев рабочей среды. Данные исследования помогут в дальнейшем моделировать более сложные конструкции. Все цели и задачи, которые были сформулированы во введении, выполнены в полном объеме.

В настоящее время перегородки для теплообменных аппаратов изготавливают в виде конструкции, позволяющей не задерживать различного рода отложения в межтрубном пространстве. Перспективным направлением исследований является создание самоочищающихся теплообменных аппаратов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Область применения и преимущества пластинчатых теплообменников: [Электронный ресурс] // Внедрение и продвижение технологических разработок лаборатории жидких кристаллов .2008. URL: <http://www.mvmpplant.com/lib/oblast-primjenjenija-iprjeimushhjestva/plastinchatykh-tjeploobmjennikov.html>. (Дата обращения: 20.03.2018);
2. Маскинская А.Ю. Повышение эффективности теплообменных аппаратов за счет интенсификации теплообмена на поверхности с лунками: Диссертация/МЭИ. Москва, 2004. – 139 с.
3. Сахин В.В., Шалимов В.П., Теплопередача: Учеб. пособие/Балт.гос.техн.ун-т. СПб, 2003.
4. Сравнение кожухотрубного теплообменника с пластинчатым [Электронный ресурс] // Теплопрофи. 2011-2016. URL: <https://sankt-peterburg.teploprofi.com/kozhuhotrubniy-teploobmennik-protiv-plastinchatogo/>. (Дата обращения: 2.04.2018)
5. Банных О.П. Основные конструкции и тепловой расчет теплообменников. Учебное пособие. СПбНИУ ИТМО, 2012. – 42 с.
6. Теплообменники труба в трубе: [Электронный ресурс] // ООО Костромское НПО Нефтехиммаш. 2007–2018. URL: <http://www.neftehim mash.com/catalog/kozhuhotrubchatye-teploobmenniki/tvt>. (Дата обращения: 10.04.2018)
7. Теплообменник пластинчатый: [Электронный ресурс] // САНЛЕКС – отопительное и котельное оборудование. 2010. URL: <http://tdsanlex.ru/product/item/teploobmennik-plastinchatyiy>. (Дата обращения: 10.04.2018)
8. Спиральный теплообменник: [Электронный ресурс] // Учебные материалы для студентов. 2018. URL: <https://vunivere.ru/work78238>. (Дата обращения: 10.04.2018)

9. Методы интенсификации теплообмена в теплообменниках: [Электронный ресурс] //Портал теплообменного оборудования. 2009 - 2017. URL: <http://www.teploobmenka.ru/oborud/art-intensification/>. (Дата обращения: 20.04.2018);
10. Интенсификация теплообмена в аппаратах: [Электронный ресурс] //ПроНПЗ. 2018. URL: <http://pronpz.ru/kozhuhotrubnye-teploobmenniki/intensifikatsiya.html>. (Дата обращения: 20.04.2018);
11. Огнеупорная продукция: [Электронный ресурс] // «Рутектор». 1991-2018. URL: <https://rutector.ru/catalog/ogneupornaya-produktsiya>. (Дата обращения: 22.04.2018);
12. Перегородки теплообменника: [Электронный ресурс] //ПроНПЗ. 2018. URL: <http://pronpz.ru/kozhuhotrubnye-teploobmenniki/peregorodki.html>. (Дата обращения: 30.04.2018);
13. В.В. Ёлшин, Ю.В. Жильцов. Моделирование процесса сопряженного теплообмена с использованием программного комплекса: Статья /Вестник ИрГТУ. Иркутск, 2011, - 4 с.
14. Приложения компьютерных технологий для решения задач энергомашиностроения и смежных задач: [Электронный ресурс] //Кафедра гидроаэродинамики горения и теплообмена СПбПУ. 1998-2018. URL: <https://aero.spbstu.ru/images/aero/science/1.gif>. (Дата обращения: 12.05.2018);
15. Низкоренольдсовые модели турбулентности: [Электронный ресурс] //COMSOL INC. 2018. URL: <https://www.comsol.ru/blogs/which-turbulence-model-should-choose-cfd-application/>. (Дата обращения: 12.05.2018);
16. А.И. Храбрый. Численное моделирование нестационарных турбулентных течений жидкости со свободной поверхностью: Диссертация /СПбГПУ. СПб, 2014, - 184 с.

17. А.Г. Мадера. Математическое моделирование конвективного теплопереноса в электронных устройствах: Статья/ Программные продукты и системы. Москва, 2011, - 5 с.
18. Е.И. Калинин. Численное исследование периодических и стационарных течений вязкой жидкости: Диссертация/ КФУ. Казань, 2011.
19. М.И. Авраменко. О $k-\epsilon$ модели турбулентности: Статья/ VIII Забабахинские научные чтения. Снежинск, 2005, - 21 с.
20. Быков Л.В., Никитин П.В., Пашков О.А. Математическое моделирование процессов обтекания затупленного тела высокоскоростным потоком / Электронный журнал «Труды МАИ». Выпуск №78. МАИ, Москва.
21. Кожухотрубный теплообменник: [Электронный ресурс] //Хоум Дистиллер.2018.URL: <http://forum.homedistiller.ru/index.php?topic=61626.0>. (Дата обращения: 2.04.2018).