

# ФІЗИКО-МАТЕМАТИЧНІ НАУКИ

УДК 536.24:533.6.011

## CFD-МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Рогачов В.А., Баранюк А.В., Проценко П.Ю.

Национальный технический университет Украины  
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

Представлены результаты численного исследования теплообмена и гидравлического сопротивления в каналах пластинчатого теплообменника разборного типа. Численное исследование выполнено методами CFD-моделирования. Проведена верификация результатов моделирования с расчетными данными, полученными по известным инженерным методикам расчета теплогидравлических характеристик пластинчатых теплообменных аппаратов. Результаты исследования могут быть использованы для оценки интенсификации теплообмена и анализа течения с целью повышения эффективности пластинчатого теплообменника.

**Ключевые слова:** пластинчатый теплообменник, численное исследование, теплообмен, течение, моделирование.

**Постановка проблемы.** Пластинчатые теплообменники используются на теплоэнергетических и теплоиспользующих предприятиях во всем мире. Этому способствует их высокая компактность, малое гидравлическое сопротивление при одновременно высокой интенсивности теплообмена, простота изготовления, удобство монтажа и доступность очистки поверхностей от загрязнений.

На сегодня разработано множество аналитических и инженерных методов расчета теплообмена и гидродинамики для различных типов пластинчатых теплообменников [1–7]. Однако, несмотря на непрерывный рост публикаций по данной тематике, количество исследований путем численного моделирования с помощью известных программных продуктов для решения этой сложной задачи весьма ограничено, а их результаты часто носят противоречивый и случайный характер, а полученные модели недостаточно детальны и точны [8].

В статье предлагается на основе физических обоснованных методов CFD-моделирования в среде программного комплекса ANSYS-Fluent рассчитывать тепловые, гидравлические и геометрические характеристики пластинчатых теплообменников разборного типа.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Когда процессы теплообмена нашли широкое применение в энергетической, химической, нефтеперерабатывающей, металлургической, пищевой промышленности, коммунальном хозяйстве. Как свидетельствуют работы Барановского В.Н., Петухова Б.С., Мартыненко О.Г. и др., теплообменники различных типов (пластинчатые, кожухотрубные, спиральные и т.д.) используются для нагревания холодных и охлаждения горячих сред, для проведения процессов испарения, конденсации, выпаривания, плавления, кристаллизации [1–3]. Поэтому задача повышения эффективности при производстве, передаче

и использовании тепловой энергии является актуальной и напрямую зависит от эффективности применяемых теплообменных аппаратов. В свою очередь данная задача решается на основе перспективных способов интенсификации теплообмена в этих теплообменниках с учетом применения надежных и достоверных методов их расчета.

Известно, что разборный пластинчатый теплообменник (рис. 1) [1; 3] состоит из множества (до 700) тонких толщиной 0,5–1,2 мм прямоугольных металлических теплопередающих пластин 5, с установленными по периферии прокладками и скрепляемыми в корпусе. Корпус обычно представляет собой две массивные плиты 1, 3 на направляющих 2, 6, передвижные ролики 8, систему стяжных шпилек 10 и стойки 4. На плитах корпуса имеются патрубки с фланцами 7 для присоединения подводящих и отводящих магистралей теплоносителей. Теплопередающие пластины имеют на своих поверхностях рельефный рисунок, обеспечивающий формирование каналов и турбулизацию потока в них для каждого теплоносителя. Набором разного количества пластин, зажимаемых в корпусе теплообменника, можно добиться различной его тепловой мощности без замены корпуса. Этому способствуют тот факт, что направляющие и стяжные шпильки обычно выполнены с запасом по длине. Возможность разборки и сборки теплообменника позволяет также осуществлять осмотр теплообменных поверхностей и проводить их механическую очистку от загрязнений.

Теплопередающие пластины с рифленой поверхностью изготавливают штамповкой или прессованием из листового металла. На одной стороне каждой пластины имеются специальные углубления по периферии и вокруг отверстий входов и выходов теплоносителей для резиновых прокладок. В мире на сегодняшний день разработано более 60-и различных конфигураций риф-

ления пластин. В процессе установки пластин все выступы рельефа на поверхности соприкасаются между собой, обеспечивая тем самым механическую жесткость всей конструкции теплообменника. Образующиеся при этом параллельные межпластинчатые каналы, предназначенные для прохода теплоносителей и имеющие небольшую высоту (1,5–7 мм), чрезвычайно разветвлены и извилисты, что способствует увеличению коэффициентов теплоотдачи и уменьшению отложений на поверхности.

Каждая теплообменная пластина имеет четыре отверстия. Парно они обеспечивают прохождение потока теплоносителя с обеих сторон пластины. При сборке пластин, прокладками вокруг пластин и отверстий формируется распределение теплоносителей по смежным теплообменным каналам. Входное и выходное отверстия для подачи и отвода греющего теплоносителя для каждого канала находятся на противоположных концах по длине пластины и связаны внутренними каналами с внешними подающим и отводящим трубопроводами. При этом два других отверстия для течения нагреваемого теплоносителя изолированы прокладками от теплообменного тракта. На следующей пластине уже первая пара изолирована от теплообменного канала, а вторая пара отверстий обеспечивает доступ в канал и отвод нагреваемого теплоносителя. Таким образом, в теплообменнике обеспечивается, как правило, поочередное противоточное течение теплоносителей в смежных каналах.

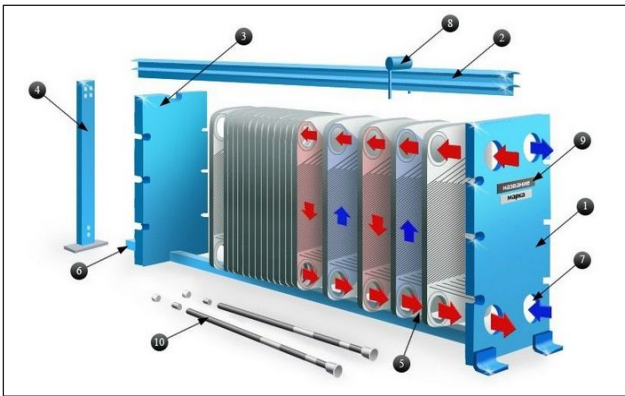


Рис. 1. Общий вид пластинчатого теплообменника и схема движения теплоносителей:

1 – передняя неподвижная плита; 2, 6 – верхняя и нижняя направляющие; 3 – задняя подвижная плита; 4 – задняя стойка (штатив); 5 – рабочая пластина с уплотнением; 7 – патрубки; 8 – ролики для перемещения пластин вдоль направляющих; 9 – шильд с названием и техническими данными; 10 – шпильки

К преимуществам пластинчатого теплообменника [1–3] можно отнести компактность ( $120\text{--}660\text{ м}^2/\text{м}^3$ ) и малый вес (в 6 раз меньше веса эквивалентного кожухотрубчатого теплообменника), высокую турбулентность потоков теплоносителей, обеспечивающих высокую эффективность теплообмена и эффект самоочистки поверхностей, возможность легкого наращивания мощности теплообменника путём добавления новых пластин, осуществление контроля и технического обслуживания. Пластинчатым теплообменникам свойственны высокие КПД – до 93%.

Однако, пластинчатые теплообменники из-за конструктивных особенностей имеют значительно ограниченные диапазоны рабочих параметров. Так, максимальное давление теплоносителя не может превышать 3 МПа, обычно номинальное давление составляет 1 МПа. Материал прокладок ограничивает и максимальную рабочую температуру – до  $260^\circ\text{C}$ , поэтому, во избежание использования прокладок из дорогостоящих материалов, номинальная температура составляет  $150^\circ\text{C}$ .

Разработка и проектирование пластинчатого теплообменника включает ряд расчетов: тепловой, гидродинамический, прочностной, технико-экономический. Основным видом расчета является тепловой, который позволяет определить, при задаваемой тепловой мощности, требуемую площадь поверхности теплообмена [1–3]. Однако, количественные соотношения для теплогидравлического расчета межпластинчатых каналов в широком диапазоне изменения их геометрических характеристик (высота, форма поперечного сечения, тип рельефа пластины) и гидродинамических условий течения в канале определены пока далеко не в полном объеме и не всегда физически обоснованы [1–3]. Объясняется это отсутствием строгих аналитических моделей и методов расчета, а также недостаточной разработкой численных методов расчета, расширяющих диапазоны изменения характеристик. Существует также дефицит надежных экспериментальных исследований, в том числе относительно детального выяснения существа механизма интенсификации теплообмена, а также возможных малоизученных особых гидродинамических режимов течения в геометрически сложных каналах пластинчатого теплообменника.

**Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы.** В известной авторам литературе, нет сведений о расчетах теплогидравлических и прочностных характеристик пластинчатого теплообменного аппарата средствами CFD-моделирования. Подобной работой в этом направлении является работа Черемискиной Н.А. [8], но она носит обзорный характер. Авторами предпринята попытка, определить тепловую нагрузку и гидравлическое сопротивление пластинчатого теплообменного аппарата разборного типа с помощью разработанных методов CFD-моделирования в среде программного комплекса ANSYS-Fluent.

**Постановка задачи.** Целью настоящей работы является создание метода расчета теплообмена и гидродинамики пластинчатых теплообменников с каналами различной геометрической конфигурации, на основе компьютерного моделирования с использованием пакета ANSYS (модуль FLUENT).

Для достижения цели поставлены следующие задачи:

- создать подробную расчетную модель, подготовленную для численного решения с минимизированной погрешностью в задании исходных данных;
- настроить решатель и решение, обеспечивающие сходимость и устойчивость итерационного процесса, а также запуск решения задачи

с результатом численного решения в широком диапазоне его применимости;

– обработать и представить результаты моделирования в виде визуализации распределения искомых тепловых и гидродинамических характеристик.

**Методика CFD-моделирования теплообмена и течения в каналах пластинчатого теплообменника.** Разработанная CFD-модель представляет собой трехмерную модель пластинчатого теплообменника (рис. 2а) и позволяет рассчитывать тепло- и гидравлические характеристики потоков, движущихся в межпластинчатом пространстве. Процедура моделирования предполагает дискретизацию основных конструктивных элементов и жидкой фазы пластинчатого теплообменного аппарата с помощью неравномерных расчетных сеток, позволяющих представить физико-математическое описание течения внутри пространства между пластинами, которое основывается на численном решении усредненных по числу Рейнольдса уравнений Навье-Стокса, замкнутых с помощью RNG модели турбулентности с неравновесными пристенными функциями.

В качестве объекта моделирования использовалась, разработанная авторами реально действующая конструкция пластинчатого теплообменника (предприятие «СИГМА-ИНЖИНИРИНГ», г. Киев). Конструкция состояла из отдельных пластин, разделенных резиновыми прокладками, двух плит (одной неподвижной, а другой прижимной), входных и выходных патрубков с различными видами соединений, комплекта жестко и герметично соединенных рабочих гладких пластин, специальных направляющих, резьбовых метизов и штуцеров для присоединения технологических трубопроводов (рис. 2а) и ее CFD-модель (рис. 2б).

Известно, что главным элементом теплообменника являются пластины, которые предназначены для передачи тепловой энергии одного теплоносителя другому. Обычно, для увеличения поверхности теплообмена и турбулизации потока теплоносителя проточная часть пластин выполняется гофрированной или ребристой, причем гофры могут быть горизонтальными или расположены в «елку». Однако, существующими средствами CFD-моделирования, создание модели из таких пластин пока вызывает затруднения и сложности, поэтому авторы статьи рассматри-

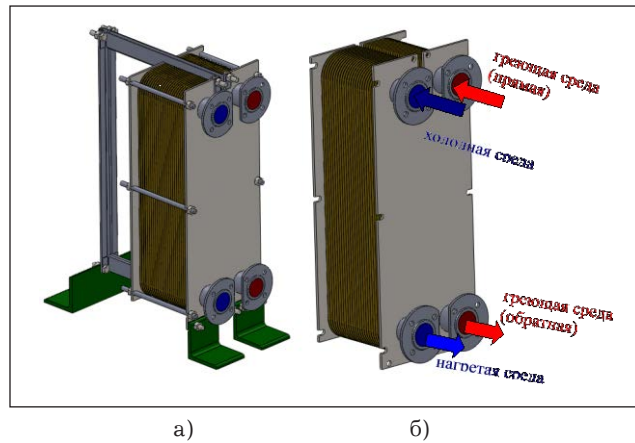


Рис. 2. Конструкция пластинчатого теплообменника (а) и CFD-модель для расчета теплообмена и гидродинамики (б)

вают теплообменник, состоящий из 26-и гладких алюминиевых пластин. При этом, для моделирования тепловых характеристик реальная конструкция (рис. 2а) упрощена до вида, представленного на рис. 2б. Модель состоит из неподвижной и подвижной плит, входных и выходных патрубков и рабочих пластин. В каждой пластине по углам имеются четыре отверстия для прохода рабочих сред.

Для того чтобы каждая пластина омывалась двумя рабочими средами, с одной стороны – греющей, а с другой – нагреваемой. В CFD-модели все каналы, в которых течет, как греющая среда, так и нагреваемая, объединялись в два отдельных проточных объема, соответственно с греющей и нагреваемой средами. Передача теплоты осуществляется от одной среды к другой через разделяющую их стенку пластины (рис. 3а).

Расчетные сетки внутри межпластинчатого канала представлены на рис. 3б. Как видно из рис. 3б по всему периметру объема, который моделирует текущую среду, расположена область так называемого Boundary Layer, которая содержит 20 ячеек в форме параллелепипеда. Высота первой ячейки у стенки составляет  $10^{-6}$  м, что не противоречит рекомендациям [9]. Остальное пространство объема, вне области занимаемой Boundary Layer, заполняется неструктурированной расчетной сеткой, конечный элемент которой имеет форму тетраэдра.

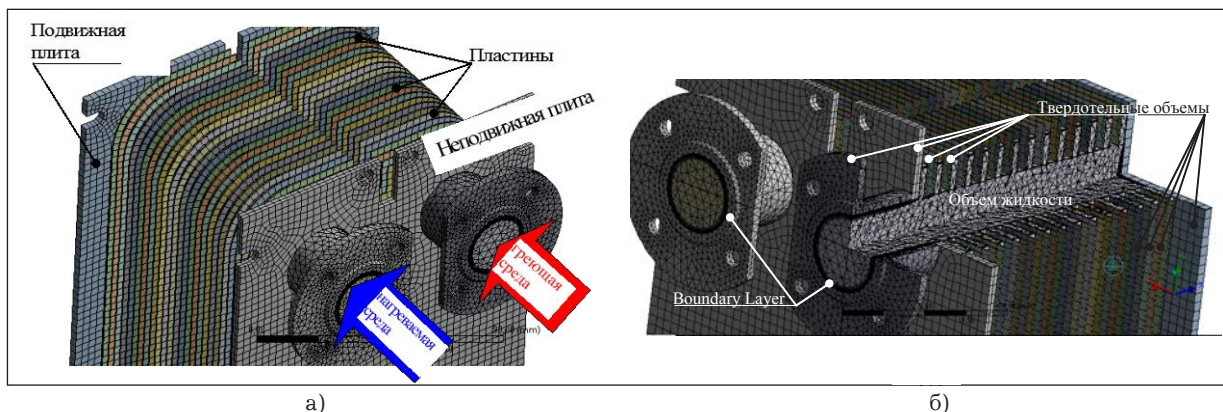


Рис. 3. Элементы CFD-модели пластинчатого теплообменника (а) и расчетные сетки внутри его межпластинчатого канала (б)



Геометрические параметры пластины, выби-  
рались из табл. 1.

Поставленная задача решалась в стационар-  
ной постановке с соблюдением требования до-  
стижения независимости решения от плотности  
расчетной сетки. В качестве граничных условий  
на входе в теплообменный аппарат устанавлива-  
лись расходы и температуры сред участвующих  
в теплообмене. На выходе из теплообменного  
аппарата задавались условия постоянства рас-  
хода сред, при этом перепад температур через  
теплообменный аппарат получено средствами  
ANSYS-Fluent.

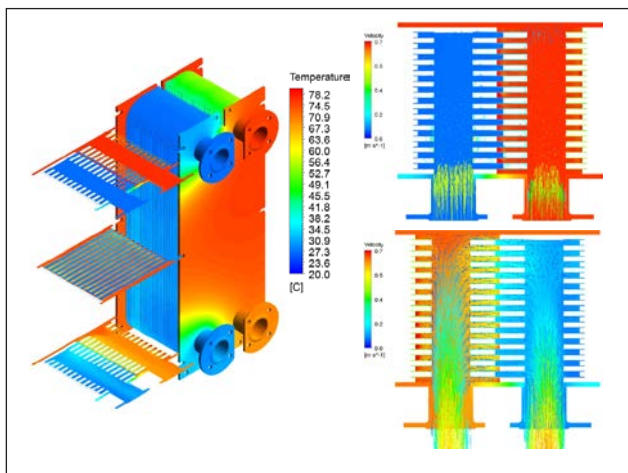
Таблица 1

**Составы и основные характеристики  
сухих газовых топлив и воздуха горения  
на МК «Запорозжсталь», % объемные**

Обозначение	Численное значение
Габариты (L×B×Δ), мм	311×112×0,4
Площадь теплообмена, м <sup>2</sup>	0,07
Вес, кг	0,1
Высота канала, м	0,0035
Диаметр отверстия для прохода среды, мм	25

В качестве греющей среды выбрано масло ги-  
дравлическое марки А/МГ-32-В/Агринол ISO  
VG 32 [10], а в качестве нагреваемой – дистилли-  
рованная вода. Теплофизические свойства воды  
и масла записывались в виде полиномиальных за-  
висимостей от температуры. Температура масла  
и воды на входе, соответственно 80°С и 15°С. Рас-  
ход масла, выбранный согласно рекомендаций [5]  
составлял 2,94 кг/с, при этом расход воды со-  
ставлял 0,85 кг/с.

**Результаты исследования теплообмена и те-  
чения в межпластинчатом канале теплообмен-  
ника.** На рис. 4а изображено температурное поле  
пластинчатого теплообменника расположенного  
в изометрии. На рис. 4б, в показаны направления  
движения потоков сред и величины их скоростей  
в сечениях по центру верхних и нижних подво-  
дящих патрубков.



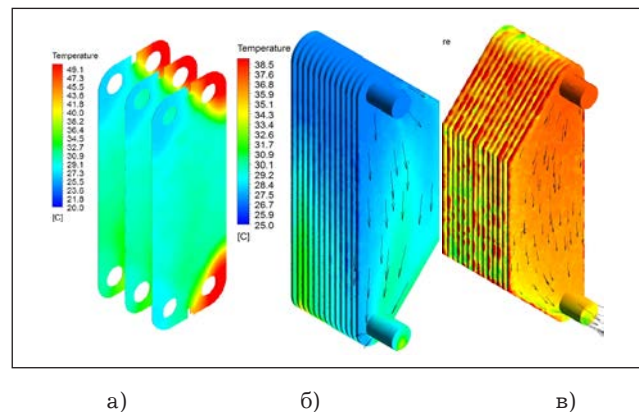
**Рис. 4. Распределение температур  
в пластинчатом теплообменнике (а)  
и распределение температур  
нагреваемой среды в сечениях верхних (б)  
и нижних патрубков**

Рис. 4 свидетельствует, что наиболее нагретой  
частью теплообменного аппарата является  
входной патрубок подвода греющей среды.  
Остальные патрубки принимают температуру  
текущей в них среды. Это следует из того, что  
в граничных условиях модели использованы  
условия тепловой изоляции внешней поверх-  
ности патрубков, при этом температура потока  
среды и стенок патрубков однородны.

Наиболее теплонапряженной частью теплооб-  
менного аппарата является передняя неподвиж-  
ная плита.

На задней подвижной плите температурное  
поле практически равномерно из-за того, что  
она контактирует только с объемом, который  
заполнен греющей средой, а наружная ее по-  
верхность теплоизолирована. Температура ее  
поверхности изменяется от 20 до 80°С. Изме-  
нение температуры в алюминиевых пласти-  
нах (рис. 5а) находится в диапазоне от 49 до  
30°С. При этом на пластинах, в месте отвер-  
стий для перетекания сред, находятся обла-  
сти повышенной (около 45...69°С) и пониженной  
(25...27°С) температуры. Эти области возника-  
ют из-за отсутствия теплообмена между гре-  
ющей и нагреваемой средами, что обусловле-  
но конструктивными особенностями проклад-  
ки между пластинами и формой объемов течения  
сред (рис. 5б, в), построенных согласно гео-  
метрии прокладки.

Разработанная CFD-модель позволила рас-  
считать гидравлическое сопротивление пластин-  
чатого теплообменника, как по греющей,  
так и по нагреваемой среде. Распределение  
абсолютных давлений в межпластинчатых кана-  
лах представлены на рис. 6а, б.



**Рис. 5. Изменение температуры в алюминиевых  
пластинах (а), распределение температур  
нагреваемой среды (б) и распределение температур  
греющей среды (в)**

Согласно методике [5] потери давления в пластинчатом теплообменнике следует рассчитывать при помощи зависимости:

$$\Delta P = x \xi \frac{L_n}{d_s} \left( \frac{\rho w^2}{2} + \frac{\rho w_{шт}^2}{2} \right), \quad (1)$$

где  $x$  – число пакетов для данного теплоносителя, включенных последовательно, шт.,  $d_s$  – эквивалентный диаметр каналов;  $L_n$  – приведенная длина каналов, для данной конструкции равна ширине пластины (табл. 1);  $w$  и  $w_{шт}$  – соответственно скорость теплоносителя в каналах

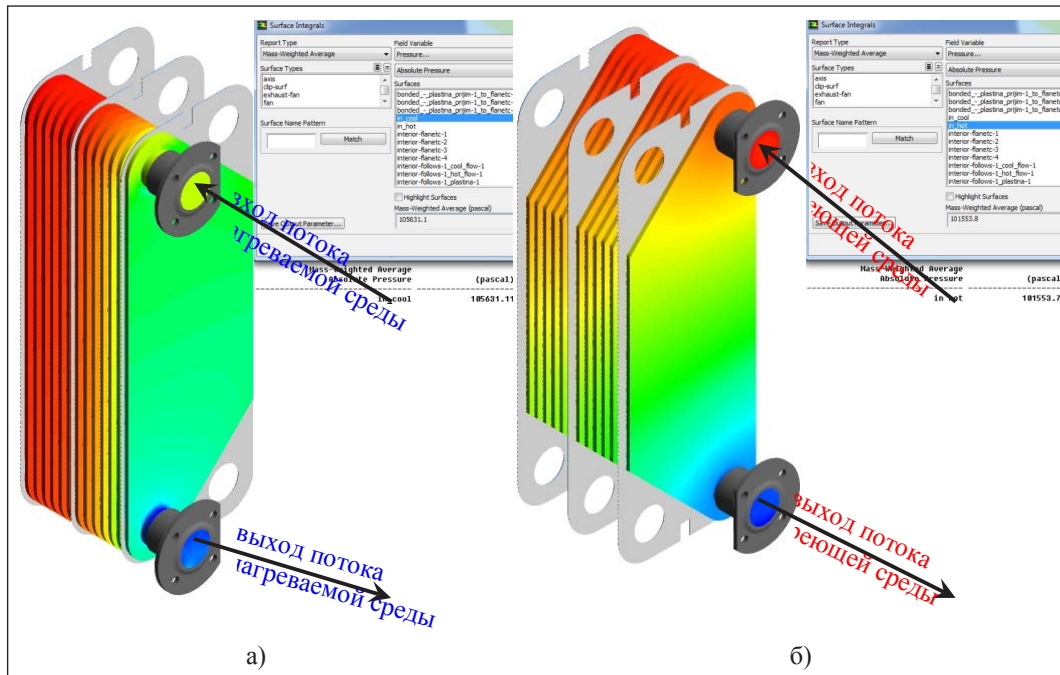


Рис. 6. Распределение абсолютных давлений в объемах течения нагреваемой (а) и греющей (б) сред

и в штуцерах на входе и выходе (при скорости в штуцерах менее 2,5 м/с их гидравлическое сопротивление можно не учитывать);  $\xi$  – коэффициент, гидравлического сопротивления.

Для турбулентного режима течения коэффициент, гидравлического сопротивления можно рассчитать по зависимости [5]:

$$\xi = \frac{15}{Re^{0,25}}, \quad (2)$$

Расчет по формуле (2) позволил определить перепад давления через теплообменный аппарат, который составил 13,79 кПа, тогда, как при вычислении по CFD-модели (рис. 7) получено

значение 13,63 кПа, что показывает их хорошее согласование.

**Результаты исследования характеристик прочности пластинчатого теплообменника.** Для анализа прочности теплообменника необходимо распределения интенсивности напряжений  $\sigma_u$  и деформаций  $\epsilon_u$ , которые изображены на рис. На указанных рисунках видно, что наибольшие напряжения и деформации будут возникать в корпусе теплообменника из стали 3.

Согласно ГОСТ Р 52857.1-2007 при рабочей температуре теплообменника 150°C допускаемое напряжение для стали 3 будет составлять  $[\sigma]=145$  МПа.

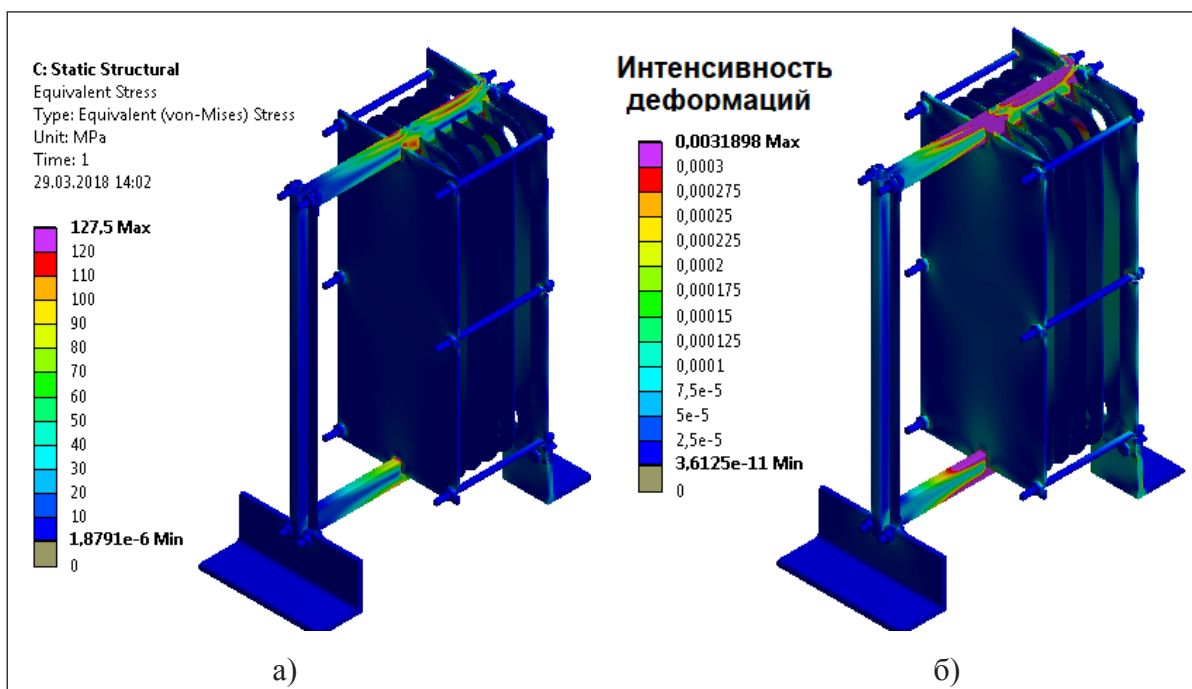


Рис. 7. Распределение интенсивностей напряжений (а) и деформаций (б) в теплообменнике

Для анализа прочности конструкции используем четвертую теорию прочности – энергетическую. Энергетическая теория прочности (теория наибольшей удельной потенциальной энергии формоизменения) исходит из предпосылки о том, что количество потенциальной энергии формоизменения, накопленной к моменту наступления опасного состояния (текучести материала), одинаково как при сложном напряженном состоянии, так и при простом растяжении. Приведенные напряжения при объемном напряженном состоянии, согласно работе Писаренко Г.С. [11] определяются как:

$$\sigma_{np} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \sigma_u, \quad (3)$$

где  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – главные напряжения.

Исходя из рис. а можно установить, что  $\sigma_{np} = \sigma_u = 120$  МПа <  $[\sigma] = 145$  МПа. Условие прочности по четвертой теории выполняется.

**Выводы.** Основные выводы по проведенной работе следующие:

1. Полученные результаты позволяют успешно проводить инженерный анализ про-

цессов теплообмена и гидродинамики в пластинчатом теплообменнике, оценивать влияние геометрических и режимных характеристик на эффективную работу теплообменника и определять теплогидравлические характеристики теплообменника.

2. Полученные результаты являются базовыми для расчета пластинчатых теплообменников с более сложными профилями межпластинчатых каналов со ступенчатыми и шевронными гофрами на пластинах.

3. Полученные результаты обеспечивают быстрое выполнение инженерных расчетов и позволяют своевременно вносить в документацию изменения, исключая необходимость их внесения на поздних этапах проектирования теплообменников.

4. Использование в инженерной практике современных систем автоматизации (CAE, Computer Aided Engineering) совместно с системами автоматического проектирования (CAD, Computer Aided Design) существенно ускоряет весь цикл разработки и изготовления новых конструкций пластинчатых теплообменников.

## Список литературы:

1. Барановский В.Н., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые теплообменники. Москва: Машиностроение, 1973. 678 с.
2. Петухов Б.С., Шикова В.К. Справочник по теплообменникам: в 2 т. Т. 1. Пер. с англ. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
3. Мартыненко О.Г., Михалевича А.А., Шикова В.К. Справочник по теплообменникам: в 2 т. Т. 2. Пер. с англ. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 352 с.
4. Ведерникова М.И., Терентьев В.Б., Таланкин В.С., Юрьев Ю.Л. Стандартное оборудование для переработки растительного сырья. Ч. IV. Теплообменные аппараты: справочные материалы : учебное издание. Екатеринбург: УГЛТУ, 2007. 100 с.
5. Ведерникова М.И., Таланкин В.С. Расчет пластинчатых теплообменников. Екатеринбург: УГЛТУ, 2008. 29 с.
6. Хавин Г.Л. Расчет пластинчатого теплообменника с каналами разных типов в одном аппарате. Проблемы машиностроения. 2011. Т. 14, № 4. С. 40–45; ISSN 0131–2928.
7. Кошельник А.В., Морозов А.Е. Методика расчета пластинчатых теплообменников для утилизации тепла отходящих газов высокотемпературных теплотехнических систем. Проблемы машиностроения. 2011. Т. 14, № 2. С. 62–66.
8. Черемискина Н.А., Лавров В.В., Спиринов Н.А. Разработка компьютерной модели в пакете ANSYS для исследования работы пластинчатого теплообменника и проведения лабораторных работ. Труды X Всероссийской научно-практической конференции (17–19 декабря 2015 г.). Сиб. гос. индустр. ун-т. – Новокузнецк, 2015. С. 120–124.
9. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости : пер. с англ. / Под ред. С. Патанкар, В.Д. Виленского. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.
10. <http://arlanda.com.ua/product/maslo-gidravlichesкое-marki-a-marki-r/>.
11. Писаренко Г.С. Сопrotивление материалов / Г.С. Писаренко, В.А. Агареев, А.Л. Квитка и др. – Киев: Техника, 1974. 793 с.

**Рогачов В.А., Баранюк О.В., Проценко П.Ю.**

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

## CFD-МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І МІЦНОСТІ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛОБМІННОГО АПАРАТА

### Анотація

Представлені результати чисельного дослідження теплообміну і гідравлічного опору в каналах пластинчастого теплообмінника розбірного типу. Чисельне дослідження виконано методами CFD-моделювання. Проведена верифікація результатів моделювання з розрахунковими даними, отриманими за відомим інженерним методом розрахунку теплогідравлічних характеристик пластинчатих теплообмінних апаратів. Результати дослідження можуть бути використані для оцінки інтенсифікації теплообміну і аналізу течії з метою підвищення ефективності пластинчастого теплообмінника.

**Ключові слова:** пластинчастий теплообмінник, чисельне дослідження, теплообмін, протягом, моделювання.

**Rogachov V.A., Baranyuk A.V., Protsenko P.Yu.**

National Technical University of Ukraine  
«Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

## **NUMERICAL MODELING OF THERMAL-HYDRAULIC AND DURABILITY CHARACTERISTICS OF A PLATE HEAT EXCHANGER**

### **Summary**

The results of the numerical study of heat transfer and hydraulic resistance in the channels of a plate heat exchanger of collapsible type are presented. Numerical pre-study is done by CFD-modeling methods. The verification of the results of simulation with the estimated data obtained according to known in-the-honey methods of calculating the thermal-hydraulic characteristics of plate-type heat exchangers is carried out. The results of the study can be used to evaluate the intensification of heat transfer and flow analysis in order to increase the efficiency of the plate heat exchanger.

**Keywords:** plate heat exchanger, numerical study, heat exchange, during, simulation.